



Thermodynamique environnementale appliquée à l'étude d'écoulements diphasiques dans les machines thermiques

Stéphanie O.L. Lacour

► To cite this version:

Stéphanie O.L. Lacour. Thermodynamique environnementale appliquée à l'étude d'écoulements diphasiques dans les machines thermiques. Thermique [physics.class-ph]. Conservatoire National des Arts et Métiers (CNAM), 2020. tel-03321087

HAL Id: tel-03321087

<https://hal.science/tel-03321087>

Submitted on 17 Aug 2021

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.



Habilitation à diriger des recherches

Ecole doctorale du CNAM - ED432 Sciences des métiers de l'ingénieur

Section 62 : Energétique, génie des procédés

Thermodynamique environnementale appliquée à l'étude d'écoulements diphasiques dans les machines thermiques

Présentée par Stéphanie Lacour

Soutenance publique le 19 Novembre 2020

Adrian Clenci	Professeur à la faculté de mécanique et technologie à l'Université de Pitesti	Rapporteur
Michel Feidt	Professeur émérite au LEMTA à l'Université de Lorraine	Examineur
Evelyne Géhin	Professeure des Universités au CERTES à l'Université Paris-Est Créteil	Rapporteur
Jean-François Hetet	Professeur des Universités à l'Ecole Centrale de Nantes	Examineur
Céline Morin	Professeure des Universités au LAMIH à l'Université de Valenciennes	Présidente
Christelle Périlhon	Maître de conférence HdR au CNAM de Paris	Garante
Plamen Punov	Professeur à la faculté de transport à l'Université technique de Sofia	Examineur
Gilles Vaitilingom	Chercheur HdR à l'UR BioWooEB au CIRAD de Montpellier	Rapporteur

Remerciements

On emprunte un chemin : on le rend quand on est arrivé à destination. Est-ce que l'attention au présent pourrait suffire à constituer une méthode ? Est-ce que l'attention établit le présent lui-même, son épaisseur ? Est-ce qu'elle le constitue comme durée ? Quelle limite y a-t-il à la durée du présent ?

Celine Minard. *Le Grand Jeu*

L'habilitation à diriger des recherches est l'occasion de tracer un parcours jalonné par des rencontres de personnes qui ont nourri les réflexions présentées ici. Mes remerciements s'adressent donc en premier lieu à ceux qui m'ont offert cette possibilité de mener des recherches et qui ont soutenu mes efforts. En premier lieu, je souhaite exprimer toute ma reconnaissance à R. Joumard, qui a accompagné mes premiers pas en acceptant avec sérénité mes souhaits de bâtir aussi une famille. B. Sportisse l'a ensuite relayé avec tact et opiniâtreté et je le remercie ici d'avoir su supporté mes errements avec une véritable bienveillance. J'exprime aussi ma profonde gratitude à G. Descombes, véritable mentor et soutien indéfectible qui devrait retrouver dans ce manuscrit les traces de nos discussions scientifiques. Enfin, je remercie F. Vigier pour l'incroyable énergie qu'il a su déployer pour accompagner mes projets et A. Delahaye ainsi que L. Fournaison qui ont su tirer partie des circonstances pour offrir de nouvelles perspectives à mes travaux.

L'habilitation est aussi le fruit d'un travail porté par un jury que je souhaite remercier ici. Je souhaite d'abord faire valoir les efforts de ma garante, C. Perilhon, sans qui la rédaction de ce manuscrit aurait été impossible. Ma démarche lui doit tant que mes remerciements ne sauraient suffire à la récompenser de ce travail et de sa collaboration toujours fructueuse et motivante. Les rapporteurs ont accepté d'examiner et débattre de ces écrits et je salue le travail bienveillant et synthétique d'E. Gehin, la lecture assidue et profonde de G. Vaitilingom et la contribution d'A. Clenci dont la perspicacité a surmonté la difficulté d'une lecture en français. Je remercie également la contribution des examinateurs, dont P. Punov pour son éclairage singulier, J.F. Hétet pour son accueil réceptif, C. Morin pour sa franchise et honnêteté, S. Zaleski pour son ouverture d'esprit et M. Feidt pour sa passion contagieuse et son intelligible maîtrise de sujets ardu. Je remercie l'ensemble du jury pour sa participation à un travail qui tire largement de l'exemplarité de ces membres.

Je profite de cette page pour remercier également les autres figures d'inspiration et guides intellectuels que j'ai cotoyés, à qui j'adresse, sans crainte des répétitions, une pensée amicale : H. Tadrist, J. Joumard, M. Chiron, J.P. Issartel, B. Tassin, G. Descombes, C. Porte, C. Perilhon, A. Vallet, G. Alvarez, E. Gehin, M. Feidt.

Et parce que les choses ne se font pas toutes seules, je remercie dans le style de Prévert ceux qui ont participé sous bien des formes à ces travaux : R. Vidon, A. Denis, S. Saavedra, B. Car-

rissimo, S. Benzai, M. André, J.F. Burkhart, S. Carlini, S. Descoux, H. Foudhil-Schmidt, C. Tinet, F. Trinquet et tant d'autres.

Je dédie ce mémoire à ma famille et en particulier aux 'A.A.A.A.' qui ont supporté ce travail de bout en bout dans tous les sens du terme.

Table des matières

Nomenclature	7
Préambule	9
Introduction	11
1 Thermodynamique environnementale	15
1.1 Thermodynamique à l'équilibre des machines thermiques	15
1.1.1 Analyse systémique	15
1.1.2 Analyse énergétique macroscopique	16
1.1.3 Analyse exergétique	17
1.1.4 Analyse thermodynamique endoréversible	19
1.1.5 Analyse entropique	21
1.2 Analyse environnementale : l'Analyse en cycle de vie	21
1.2.1 Analyse systémique : objectif et champs de l'étude	22
1.2.2 Inventaire d'émissions	22
1.2.3 Evaluation de l'impact	22
1.2.4 Analyse des résultats	23
1.2.5 Limites de la méthode ACV	24
1.3 L'analyse énergétique et environnementale	24
1.3.1 La thermodynamique dans l'ACV	25
1.3.2 La notion de périmètre et de volume de contrôle	26
1.3.3 L'échelle de temps et les labellisations énergétiques	27
1.4 Conclusion sur la thermodynamique environnementale	28
2 Les écoulements diphasiques dans les machines thermiques	31
2.1 Phénoménologie des écoulements diphasiques	31
2.1.1 Equations générales de conservation de la phase gazeuse	32
2.1.2 Equations générales de conservation de la phase particulaire	34
2.2 Emissions des machines thermiques	34
2.2.1 Emissions de substances gazeuses	35
2.2.2 Emissions de composés spécifiques	36
2.2.3 Emissions de particules caractérisées en taille	38
2.3 Couplage entre la phase gazeuse et particulaire	40
2.3.1 Couplage chimique	40
2.3.2 Couplage thermique	42
2.4 Conclusion sur les écoulements diphasiques	44

3	Thermodynamique environnementale appliquée aux machines thermiques	47
3.1	Analyse énergétique de machines agricoles	47
3.1.1	Contexte des projets	47
3.1.2	Mesures de l'usage	48
3.1.3	Analyse des données recueillies	49
3.2	Efficacité et coûts de l'utilisation du froid adiabatique	51
3.2.1	Analyse en puissance de systèmes de refroidissement	52
3.2.2	Analyse en énergie	54
3.3	Analyse énergétique et environnementale de biocarburants	56
3.3.1	Les biocarburants et l'analyse en cycle de vie	56
3.3.2	Les paradoxes des analyses sur les biocarburants	58
3.4	Conclusion	60
	Conclusion	63
	Perspectives	67
	Bibliographie	72
	Annexes	79
A	Réchauffement climatique et rejet de chaleur	81
A.1	Réchauffement associé à l'effet de serre	81
A.2	Réchauffement associé a un rejet de chaleur	82
B	Extrait des publications en revues à comité de lecture	85
B.1	Production de biogaz carburant pour les engins agricoles	85
B.2	Analyse en énergie et en puissance du fonctionnement de tracteur	95
B.3	Analyse de la structure d'un spray injecté dans un écoulement d'air	114
	Curriculum Vitae	127
	Activité de recherche	127
	Formation	128
	Insertion dans la communauté scientifique	129
	Liste exhaustive des publications	129
	Activité d'enseignement	135
	Responsabilité de formations	135
	Enseignements	135
	Fascicules de cours	135
	Activité d'encadrement	136
	Co-encadrement de doctorants	136
	Encadrement de post-doctorants	136
	Encadrement de stagiaires	137
	Valorisation et transferts	137
	Contrats	137
	Résumé	141

Nomenclature

TABLE 1 – Acronymes

<i>ACV</i> :	Analyse en Cycle de Vie (Life Cycle Assessment : LCA)
<i>BCIAT</i> :	Bois Chaleur Industrie Agriculture et Tertiaire
<i>CexC</i> :	Analyse de l'exergie cumulée sur le Cycle de vie
<i>CED</i> :	Cumulative Energy Demand (équivalent à CexC)
<i>CLRTAP</i> :	Convention sur la pollution atmosphérique transfrontière à grande échelle (Convention on long-range transboundary air pollution)
<i>CFD</i> :	Computational Fluid Dynamique
<i>CNRS</i> :	Centre National de Recherche Scientifique
<i>CO_{2,eq}</i>	Emissions équivalentes de carbone
<i>COV</i> :	Composés organiques volatiles (HC : hydrocarbures)
<i>EPST</i> :	Etablissement public à caractère scientifique et technique
<i>FFD</i> :	Fossil Fuel Depletion
<i>GIEC</i> :	Groupe Intergouvernemental d'Experts sur l'Evolution du Climat (Intergovernmental Panel on Climate Change, IPCC)
<i>HAP</i> :	hydrocarbures aromatiques polycycliques
<i>HFC</i> :	hydrofluorocarbures
<i>IAA</i> :	Industries Agro-Alimentaires
<i>Inra</i> :	Institut National de la Recherche Agronomique
<i>Inrae</i> :	Institut National de Recherche pour l'Agriculture, l'alimentation et l'Environnement
<i>Ifstar</i> :	Institut Français des Sciences et Technologies des Transports de l'Aménagement et des Réseaux
<i>Inrets</i> :	Institut National de Recherche sur les Transports et leur sécurité
<i>Irstea</i> :	Institut de recherche Scientifique et Technique en environnement et agriculture
<i>Ineris</i> :	Institut national de l'environnement industriel et des risques
<i>LCAE</i> :	Analyse énergétique en cycle de vie
<i>NMHC</i> :	Composés organiques non méthaniques
<i>Tep</i> :	Tonne d'équivalent pétrole

TABLE 2 – Variables physiques (unité par défaut)

Q_h, Q_c :	chaleur à la source chaude, respectivement froide (kWh)
W :	travail (kWh)
T :	Température (K)
E_{th} :	Efficacité thermodynamique (adim)
Ex :	Exergie (kWh)
$\dot{E}([C])$:	Flux d'émission de substance C (kg/s)
h :	Enthalpie (kWh)
η :	rendement moteur
η_{NR} :	rendement moteur endoréversible, Nice Radical
COP :	Coefficient de performance
Fem_i :	Facteur unitaire d'émission d'une substance i
ρ :	densité ($kg.m^{-3}$)
u_i :	Composante du vecteur vitesse ($m.s^{-1}$)
P :	Pression (Pa)
g_i :	Composante de l'accélération liée à la gravité ($m.s^{-2}$)
x_i :	Position dans l'espace (m)
t :	temps (s)
μ :	Viscosité dynamique ($kg.m^{-1}.s^{-1}$)
λ :	Conductivité thermique ($W.m^{-1}.K^{-1}$)
P_μ :	Production turbulente associée aux gradients de vitesse ($kg.m^{-1}.s^{-3}$)
G_ρ :	Production turbulente associée aux gradients de densité ($kg.m^{-1}.s^{-3}$)
μ_t :	Viscosité turbulente (Pa.s)
$[C]$:	Vecteur des concentrations chimiques (kg/m^3)
S_θ :	Terme de production volumique de chaleur ((J/m^3))
ε :	Taux de dissipation turbulent (m^2/s^2)
k :	Energie cinétique de turbulence (m^2/s^2)
Sc :	Nombre de Schmidt (adim)
E_g :	Emissions du polluant gazeux g (kg/s)
E_p :	Emissions de particule (particule /s)
A :	Statistique d'activité en unité fonctionnelle
EF_g :	Facteur spécifique d'émission du polluant gazeux g (kg_g/m_{gaz}^3)
CO :	Monoxyde de carbone
NO_x :	Oxydes (Monoxyde et dioxyde) d'azote

Préambule

En février 2008, j'intégrais le Cemagref. Cet institut de recherche était un établissement public à caractère scientifique et technique (EPST) d'un millier de personnels permanents. Fusion entre le Centre de machinisme agricole et le Génie rural des eaux et forêts, il faisait partie des petits instituts de recherche, analogue à l'Institut National de Recherche sur les transports (Inrets) où j'ai aussi travaillé et ayant une vocation de recherches plus appliquée que le Centre National de la Recherche scientifique (CNRS). L'établissement avait 3 thématiques principales de recherches. La première portait sur l'eau et conduisait des travaux sur les rivières et cours d'eau : étude de la faune aquatique, développement de procédés de traitements pour la dépollution, observatoire des cours d'eau, mesures de pollution des rivières... La seconde thématique de recherche portait sur questions d'aménagements des territoires ruraux : analyse économique de ces territoires, étude des risques naturels géologiques, avalanches, crues... Le dernier des départements concernait le matériel et les pratiques pour l'agriculture : machines de travail, capteurs de surveillances, irrigation, froid.

C'est au sein de ce dernier département que je suis arrivée pour développer une activité de recherche sur la pollution et la consommation d'énergie des machines agricoles. Je fus accueillie à Antony dans une unité qui s'occupe de performance et de sécurité des machines agricoles. Dans une équipe pluridisciplinaire, plusieurs projets transversaux sont menés autour du matériel agricole, comme les récolteuses de betteraves. Cette période a coïncidé avec le dernier choc pétrolier de 2008. Les inquiétudes autour de l'indépendance énergétique du secteur agricole ont suscité des questions aussi bien les machines que les carburants. Ainsi, j'ai pu encadrer deux thèses, l'une centrée sur la machine et l'autre centrée sur les carburants. C'est aussi dans ce contexte que j'ai découvert les filières d'enseignements agricoles, qui, en France comme dans d'autres pays européens, constituent un réseau séparé des filières générales et internationalement bien développé. Sur le volet recherche, de nombreuses collaborations sont nouées au niveau national et les travaux ont intéressé petit à petit d'autres établissements et entreprises au niveau international. Sur cette période, j'ai assuré l'encadrement de deux thèses et participé à la publication de 5 articles dans des revues à comités de lecture.

En février 2012, l'établissement a pris le nom temporaire d'Irstea et entamé une période de transition, avec des restructurations bouleversant certaines unités de recherches, dont celle où je travaillais. J'intègre dans cette période une autre unité travaillant sur les machines thermiques dédiées à la production frigorifique pour le secteur agroalimentaire. Je démarre ainsi en 2015 des activités sur le froid évaporatif, thématique sur laquelle mes connaissances des écoulements diphasiques et de la thermodynamique ont trouvé leur place. Depuis, après plusieurs projets, 2 thèses encadrées et 5 publications en revues à comité de lecture sur le sujet, j'assure maintenant la pérennité de cette thématique étudiée depuis longtemps au Cemagref et ayant maintenant sa place à l'Institut National de Recherche pour l'Agriculture, l'alimentation et l'Environnement (Inrae).

Depuis janvier 2020, l'Irstea a effectivement fusionné avec l'Inra (Institut de Recherche en Agronomie) pour devenir l'Inrae. Cet établissement, ayant lui aussi le statut d'EPST regroupe un collectif de 12 000 permanents. Les changements institutionnels répondent ainsi aux volontés politiques de positionner nos recherches au cœur de la problématique alimentation, sous contrainte des enjeux environnementaux et du changement climatique. Mes activités de recherches sont présentées dans les pages qui suivent en cohérence avec ces objectifs institutionnels.

Introduction

L'énergétique étudie les transferts et conversion de l'énergie dans les systèmes ou les machines. Cette science couvre de nombreux domaines de la physique : électricité, chimie, magnétisme, physique statistique et s'appuie largement sur l'une de ces composantes, *la thermodynamique*. Cette dernière discipline s'est développée dès 1650, avec Bacon, Pascal, Torricelli, Boyle, Mariotte et Papin, mais surtout au milieu du XVII^e siècle, avec Dalton, Carnot, Clapeyron, Joules, Mayer, Kelvin, Rankine, von Helmholtz... prémices de l'essor des machines thermiques. La thermodynamique à l'état d'équilibre ou proche équilibre dénommée aussi thermodynamique classique ou thermostatique, est née du souhait de développer et d'améliorer les performances énergétiques des machines thermiques et *d'aller plus vite, plus loin, plus fort*.

Les observations faites par les précurseurs et savants de la thermodynamique ont conduit à la formulation de principes, qui expriment pour certains les limites que les lois physiques nous imposent. Ces limites fixées par les lois de la physique énergétique ont servi à exprimer la notion d'efficacité, de rendement, de performance. Le plus célèbre est le rendement de Carnot, qui fixe une valeur maximale majorant la performance d'un moteur à combustion ou d'une machine à cycle inverse.

Dans la seconde moitié du vingtième siècle, les travaux des thermodynamiciens ont montré que ces limites sont encore plus étroites qu'initialement exprimées par Carnot. En effet, le concept de source et de puits isothermes, infinis, qui constitue l'un des principes fondateurs de production d'énergie mécanique d'une machine thermique doit tenir compte des dimensions physiques, de l'espace et de la durée souhaitée pour les processus, qui génèrent de nombreuses irréversibilités supplémentaires dans la conversion d'énergie. Ceci amène au concept de thermodynamique irréversible en dimensions physiques et en temps finis.

Dans cette même période l'utilisation des machines thermiques s'est largement diffusée sur la planète, s'accompagnant d'un besoin de plus en plus massif de production d'énergie et d'effets délétères à grande échelle sur notre environnement. Pour lutter contre ces effets se sont mises en place des conventions internationales, dont la première, la convention sur la pollution atmosphérique transfrontière à longue distance (CLRTAP) a été initiée en 1979. Cette convention soutient la surveillance de l'état de notre atmosphère en même temps qu'elle met en œuvre des programmes pour inventorier les sources de pollution en se basant sur une approche systémique. Les outils d'analyse des émissions et des impacts de rejets gazeux dans l'environnement se sont développés en parallèle de cette convention et des différents protocoles qui y sont rattachés.

10 ans plus tard, le groupement intergouvernemental d'experts sur l'évolution du climat (GIEC) est créé pour expertiser l'information scientifique disponible à l'échelle planétaire concernant le risque de changement climatique provoqué par l'homme par suite de la sur-utilisation des com-

bustibles fossiles depuis la révolution industrielle. Ce tout “hydrocarbure” est encore mis au banc des accusés du fait de sa contribution prépondérante sur le changement climatique. Le feu, l’un des symboles de notre humanité, devient la source de tous nos problèmes. Le chauffage de nos bâtiments, les turbines produisant notre électricité, les moteurs servant à nos déplacements, nos systèmes de climatisation sont mis en cause. Ponctuellement, l’angoisse de la disparition de ces ressources renforce encore les interrogations adressées aux énergéticiens : peut-on faire mieux avec moins ?

L’attention croissante portée aux conséquences de l’activité humaine sur l’état de notre environnement modifie les méthodes d’évaluation de performance et d’efficacité des machines inventées par l’homme. L’énergétique et en particulier la thermodynamique, étude des transferts et conversion d’énergie et de matières, est en première ligne de ces changements. Ces dernières décennies ont été marquées par l’apparition de nouvelles méthodes d’évaluation d’efficacité et de transferts de matière, comme l’analyse en cycle de vie (ACV). Elles traduisent une interrogation grandissante autour des sources d’énergie, de leur durabilité et de leurs impacts. Des concepts récents en thermodynamique hors d’équilibre se sont développés autour de la question des limites et de l’optimisation : les limites des ressources, les limites physiques d’efficacité, la réduction des impacts environnementaux... Dans ce mémoire, je présente mon parcours d’énergéticienne qui est en lien avec ces évolutions.

Dans une première partie, je présente la thermodynamique environnementale : il s’agit d’une nouvelle notion, proposée ici, pour montrer comment l’approche thermodynamique classique, reposant sur l’analyse des bilans d’énergie, s’enrichit de bilans de masse supplémentaires nécessaires à l’évaluation environnementale. L’approche systémique de la thermodynamique présente une analogie forte avec les méthodes d’évaluation de la performance environnementale des machines. Ces dernières sont l’analyse en cycle de vie pour l’évaluation des impacts sur les ressources et l’analyse thermoéconomique du cycle de vie pour l’évaluation de la valeur et l’investissement. Ici, nous nous limiterons dans cet exposé à l’analyse environnementale avec l’ACV. Les questions de périmètres ou frontières du système sont essentielles dans les deux approches, bien que les réponses apportées puissent différer. Le choix des unités fonctionnelles dans l’ACV correspond aussi aux choix des fonctions objectifs, qui sont les critères d’optimisation dans l’approche thermodynamique. Par contre, la description du fonctionnement des machines thermiques dans l’ACV est questionnée par l’usage et sa temporalité : durée de vie, temps de retour en thermoéconomie, durabilité du processus. Ces questions déplacent l’attention de l’étude sur le rendement, la puissance, vers celle de l’énergie et des questions sur les charges partielles, les fonctionnements instationnaires, le stockage. Le premier chapitre est ainsi consacré à dresser un tableau des points de convergences et des différences entre l’analyse environnementale, principalement en Cycle de Vie, et ce que j’appelle dans ce mémoire la thermodynamique environnementale.

La seconde partie du mémoire est plus spécifiquement dédiée à l’étude des bilans de matière correspondant au volet environnemental de l’approche. Les bilans de matières que j’ai particulièrement étudiés dans mon parcours relèvent de l’étude d’écoulements diphasiques : de l’air, des composés gazeux condensables, des particules solides ou liquides, évaporables ou non. Je présente les phénomènes physiques qui régissent l’évolution de ces particules dans l’air puis j’aborde la question du couplage qui existe entre cette évolution et celle de la phase gazeuse, toujours en interaction forte avec les particules, du fait des transferts de masse et d’énergie entre

les phases. Les travaux réalisés sur la caractérisation chimique et énergétique, des phases particulaire et gazeuse associées aux machines thermiques sont présentés. En sortie d'atomiseurs ou de moteurs, je montre comment les couplages entre le gaz et les particules évoluent sous l'influence de leur environnement. J'aborde également les questions du dépôt de ces particules et des impacts qui y sont associés.

Dans la troisième partie, l'approche systémique imposée par la thermodynamique environnementale est appliquée à diverses machines thermiques. A partir de travaux d'observation sur l'usage des machines, j'illustre la contribution de mes travaux sur les questions de maîtrise de la consommation d'énergie et montre comment ces travaux font surgir des questions relatives à la notion de puissance, de rendement et de temps. Puis je décline l'approche système sur les machines frigorifiques et discute de l'efficacité des systèmes de brumisation sur le fonctionnement de ces machines. Des questions sont posées sur l'évaluation des systèmes passifs. Dans une dernière partie, je présente les problèmes posés par le croisement des bilans matières réalisés pour la pollution et ceux des bilans d'énergie dans des approches d'inventaires ou d'ACV.

De ce parcours à travers les méthodes d'évaluation énergétique et environnementale, j'illustre l'apport des problématiques environnementales en énergétique. L'unification de ces deux approches reste largement à approfondir pour exploiter la puissance de la thermodynamique comme véritable outil d'optimisation de systèmes en incluant le volet environnemental. Ce rapprochement constitue les perspectives de mes travaux de recherche et de diffusion des connaissances, à travers la question de l'écoconception de machines thermiques dans le contexte agroalimentaire.

Chapitre 1

Thermodynamique environnementale

Ce chapitre est consacré à l'**articulation** entre l'**analyse énergétique**, basée sur la thermodynamique et l'**analyse environnementale**, basée ici sur l'ACV. Dans une **première section**, on décrit d'abord l'approche thermodynamique classique en rappelant les bases de cette approche systémique et les précautions qui entourent la définition d'un système. On rappelle ensuite quelques relations applicables aux machines thermiques et on présente les avancées récentes de cette science au fil des paragraphes. La **seconde section** est consacrée à l'analyse environnementale, plus particulièrement à l'ACV, dont je présente succinctement les objectifs, la démarche avec ses étapes clés. La **dernière section** est consacrée aux analogies et divergences entre ces méthodes d'analyse appliquées aux machines thermiques. Je montre d'abord comment la thermodynamique s'insère dans l'analyse en cycle de vie par l'introduction de grandeurs spécifiques à l'énergie. Puis je détaille ce que les méthodes d'analyse environnementale impliquent pour l'analyse d'efficacité d'une machine thermique.

1.1 Thermodynamique à l'équilibre des machines thermiques

1.1.1 Analyse systémique

La thermodynamique classique s'applique à l'analyse de systèmes et Bejan dans son ouvrage [1] rappelle en introduction de son livre à quel point la définition précise du **système** étudié est importante en thermodynamique. Un système se définit par opposition à son environnement. Il est une portion d'espace délimité par une frontière, possiblement déformable, qui le sépare de l'environnement, c'est à dire, le reste de l'univers. L'**environnement** est tel que son état, décrit par des variables thermodynamiques, n'est pas modifié de façon mesurable par l'existence ou le fonctionnement du système. Il peut échanger des flux de matière ou d'énergie avec le système sur un ou plusieurs points de sa **frontière**. Dans le cas d'échange de matière, on parle de système ouvert : sur la frontière, l'état local de l'environnement est alors égal à l'état local du système. C'est ce critère de continuité des variations des propriétés à travers la frontière qui permet de définir la bonne position de celle-ci : en d'autres mots, il ne s'y passe rien, ni transformation ni conversion, uniquement du transfert. Notons enfin que la description de la frontière du système est particulièrement sensible lorsqu'on réalise une analyse entropique : il faut veiller à la continuité des flux d'entropie, pas toujours naturelle par exemple pour des parois solides non isolées. Dans le cas de systèmes complexes, on décompose le système en brique de procédés élémentaires dans lequel se produit une transformation ou une conversion élémentaire.

1.1.2 Analyse énergétique macroscopique

A travers la frontière entre le système et son environnement s'opèrent des transferts de travail, de chaleur et de masse. L'analyse énergétique consiste à faire le bilan des énergies qui sont échangées entre le système et le milieu extérieur. Cela implique aussi souvent de réaliser un bilan de masse, en particulier pour les systèmes ouverts. Les fonctions d'état peuvent permettre d'exprimer des relations entre les différentes grandeurs qui caractérisent l'état du système et celui de son environnement. L'application du premier principe de la thermodynamique (équivalence chaleur et travail) aide à faire le bilan d'énergie. Une machine thermique est un système qui implique des transferts d'énergie entre deux sources chaleurs (H pour chaud/hot et C pour froid/cold) et du travail. Avec le **premier principe, on obtient la conservation de l'énergie** pour une machine thermique qui s'écrit sous la forme très générale :

$$Q_H = Q_C + W \quad (1.1)$$

On peut associer à ce premier principe de conservation de l'énergie le principe de physico-chimie relatif à la **conservation de la masse** : *rien ne se perd, rien ne se crée, tout se transforme*. Ce sont des principes de conservation, d'équivalence, qui s'écrivent sous la forme d'égalité tandis que le **second principe de la thermodynamique** traduit des limitations ou des impossibilités dans la manipulation de l'énergie. Le second principe de la thermodynamique est un postulat qui brise l'équivalence entre le travail et la chaleur contenue dans le premier principe. Il s'énonce de bien des manières, dont la plus triviale est que la chaleur ne va spontanément que du plus chaud vers le plus froid. Le lecteur curieux pourra consulter des ouvrages plus détaillés, comme [2] ou [3] pour examiner d'autres formulations possibles de ce principe.

L'application du second principe aux machines thermiques permet d'introduire la notion de travail maximum, productible dans le cas d'un moteur ou nécessaire dans le cas d'une pompe à chaleur, pour une machine qui aurait un fonctionnement réversible. Ce travail correspond à une production interne d'entropie nulle, ce qui s'écrit :

$$W_{max} = \left(1 - \frac{T_C}{T_H}\right) \cdot Q_H = \left(\frac{T_H}{T_C} - 1\right) Q_C \quad (1.2)$$

La production ou la consommation réelle de travail d'une machine thermique peut alors être comparée à cette valeur maximale et le rapport entre les deux grandeurs donne une mesure de l'**efficacité thermodynamique** de la machine E_{th} qui s'écrit pour un moteur :

$$E_{th} = \frac{W_{reel}}{W_{max}} \quad (1.3)$$

Elle est toujours comprise entre 0 et 1 et sert à comparer ce qu'on réalise réellement W_{reel} par rapport à un idéal de moteur W_{max} , le mieux qu'on puisse faire, sans produire de l'entropie dans le système, c'est à dire, sans dégrader l'énergie travail.

Mais d'autres notions ont été introduites pour parler de la performance des machines thermiques. Il s'agit en particulier du **rendement énergétique** η , surtout utilisé pour les moteurs. Il fait le rapport entre l'énergie récupérée, effective W_{reel} ou théorique W_{max} et l'énergie introduite $E_{in} = Q_H$. Il est également inférieur à 1 et vaut au maximum $1 - T_C/T_H$, c'est à dire, le rendement de Carnot. L'**efficacité énergétique** ϵ rapporte l'énergie utile en sortie, W_{reel} pour un moteur ou $Q_{c,reel}$ pour une installation frigorifique, à l'énergie dépensée pour l'obtenir, Q_H pour le moteur mais W dans le cas d'une installation frigorifique. L'efficacité énergétique d'une

installation frigorifique, plus conventionnellement appelée le coefficient de performance COP, est généralement supérieure à un et peut aller au delà de 12.

L'efficacité énergétique est donc une notion qui dépend du contexte, car elle repose sur l'analyse d'une énergie utile ou **énergie objectif** et d'une énergie dépensée souvent en fait une **énergie monnayable**. L'analyse posée en ces termes semble annuler certains flux d'énergie vers le milieu extérieur, à savoir Q_C pour le moteur ou Q_H pour l'installation frigorifique. Ces notions de rendement ou d'efficacité reposent en fait sur l'analyse des coûts-bénéfices. Trahissant ainsi le principe de conservation de l'énergie, ces notions de rendement ou d'efficacité ont poussé les thermodynamiciens à introduire une nouvelle notion, **l'exergie**, qui mesure plus directement le degré d'irréversibilité thermodynamique d'une machine et quantifie les pertes thermodynamiques. L'objectif est non seulement de revenir à une échelle plus proche de l'efficacité thermodynamique, mais elle est aussi d'attribuer une mesure de la qualité d'énergie.

1.1.3 Analyse exergétique

Introduite par Gouy en 1889, la théorie de l'exergie ne s'est vraiment développée qu'à la fin du 20^{ième} siècle. On a vu que la notion de performance des systèmes n'est pas universelle. L'exergie a été introduite dans un souci d'harmonisation de la mesure d'efficacité en utilisant un indicateur apparenté à l'efficacité thermodynamique. Elle vise à mesurer la qualité des machines thermiques pour en caractériser le **degré de perfection thermodynamique**. Elle permet d'introduire à la fois la notion de qualité et de niveau d'énergie, en mettant en œuvre **simultanément le premier et le second principe de la thermodynamique**. Pour cela, l'expression de l'exergie fait intervenir un état de référence qui est celui de l'ambiance, de l'atmosphère : l'état de référence traduit le fait que si un système, un écoulement, un corps se trouve dans les mêmes conditions que l'ambiance, il ne se passe rien : aucun échange de chaleur, aucun travail, aucune réaction chimique. Le système est à l'équilibre avec l'ambiance et son exergie est nulle. Pour travailler avec l'exergie, il est donc nécessaire de bien définir l'état de référence.

La **qualité d'une énergie** est un reflet de la température qu'une énergie permet d'atteindre : plus celle-ci est élevée, plus il est facile de produire un travail à partir d'une source. Plus généralement, plus un système (thermique, chimique ...) est loin de l'équilibre ambiant, plus il est apte à opérer un changement pour revenir dans un état d'équilibre avec l'ambiance. L'aptitude au changement est ce qui fait le potentiel, l'utilité, la qualité de l'énergie. C'est en cela que l'exergie reflète un potentiel de travail. Elle est une mesure du déséquilibre entre l'ambiance et le système. Pour un écoulement de fluide placé dans d'autres conditions que l'ambiance, l'exergie s'écrit sous une forme limitée ici au potentiel mécanique et thermique :

$$Ex_i = W_i + h_i - h^0 - T_0.(S_i - S^0) \quad (1.4)$$

W_i est le travail reçu par le fluide au point considéré, h_i son enthalpie et S_i son entropie, les indices zéro sont relatifs à l'état de référence. En réunissant le travail, la chaleur (ici exprimée par l'enthalpie) et l'entropie, on réunit les deux principes. Le travail est une exergie pure. Le terme $T_0.(S - S_0)$ est la perte exergétique ([2]) et correspond à la création d'anergie. Elle représente la diminution de la possibilité d'obtenir un travail du fait des irréversibilités internes du système au fur et à mesure des conversions. L'exergie chaleur est le travail maximal qu'il est possible d'obtenir à partir d'un flux de chaleur $h_i - h^0$ reçue de la source de chaleur fonctionnant entre la température T_H et la température ambiante. L'exergie permet de prendre en compte la qualité d'une source de chaleur à travers le terme d'entropie. Si l'entropie ΔS est égale au flux

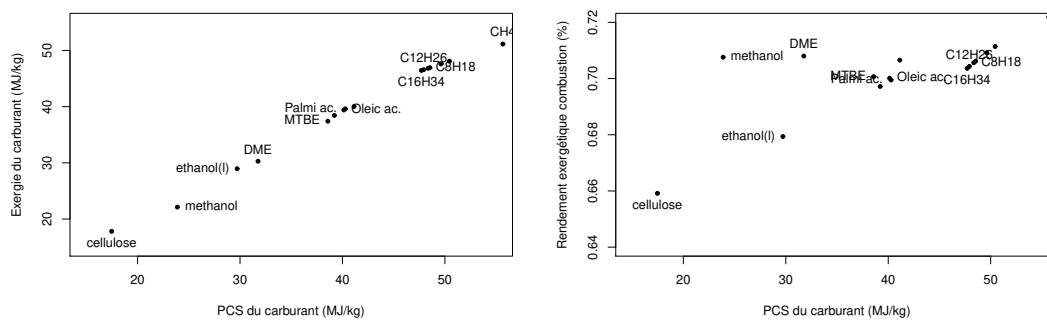


FIGURE 1.1 – Exergie de différents carburants en fonction de leur pouvoir calorifique supérieur (gauche) et estimation du rendement exergétique de combustion en fonction du pouvoir calorifique supérieur (droite) - extrait de la thèse de Dareen Alkadee[4]

de chaleur $h_i - h^0$ sur la température T_H dans l'équation 1.4, la variation d'exergie s'écrit en prenant T_0 comme température de référence pour la source froide :

$$\Delta Ex_{H-0} = (h_H - h^0) \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) = Q_H \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_H}\right) = W_{max} \quad (1.5)$$

La différence d'exergie nous permet d'accéder directement au travail productible. Dans le cas d'un moteur réversible, on retrouve directement le résultat de Carnot. Pour une machine frigorifique, le calcul est un peu différent car cette machine fonctionne à une température inférieure à la température ambiante. Dans ce cas, le service rendu s'exprime différemment : si le système reçoit une énergie chaleur à une température supérieure à l'ambiance, il reçoit une prestation exergétique tandis que **s'il reçoit une énergie chaleur à une température inférieure à l'ambiance, il fournit une prestation exergétique**. Dans les calculs, les prestations fournies sont au numérateur et les prestations reçues au dénominateur. Cette convention permet de conserver le même cadre général de rendement que pour le moteur et de l'appliquer aux machines frigorifiques. Pour le cas d'une installation frigorifique réversible, la température T_0 s'applique ainsi à la source chaude :

$$\Delta Ex_{0-C} = (h_C - h^0) \cdot \left(\frac{T_0}{T_C} - 1\right) = Q_C \cdot \left(\frac{T_0}{T_C} - 1\right) = W_{max} \quad (1.6)$$

Ainsi la différence d'exergie permet d'accéder directement à l'énergie frigorifique produite par le travail injecté dans le système frigorifique. Dans les cas réversibles, on retombe aussi sur les valeurs obtenues avec l'approche de Carnot présentée dans le paragraphe précédent.

Le calcul des **rendements exergétiques** s'effectue en faisant le rapport entre les prestations exergétiques reçues et fournies par le système. Dans le cas du moteur, W est la prestation exergétique fournie tandis que la prestation exergétique reçue se calcule directement à partir des équations relatives à la combustion. Le détail n'est pas présenté dans ce rapport mais il a été effectué pour différents combustibles et produits de combustion dans le cadre de la thèse de Dareen Alkadee (voir figure 1.1). Sur cette figure, on présente à gauche l'exergie d'un combustible gazeux en fonction du pouvoir calorifique supérieur pour différents carburants. Le PCS est une grandeur habituellement utilisée dans le domaine et on observe ainsi que le contenu exergétique d'un carburant est proche de son contenu énergétique. A gauche, on représente le rendement exergétique, qui se calcule en comparant le contenu exergétique des produits de combustion par

rapport au contenu exergetique du carburant. **Pour une combustion stœchiométrique complète et adiabatique, ce rendement est de l'ordre de 70%**, ainsi qu'on le voit sur la figure 1.1. Les irréversibilités de combustion sont donc très importantes.

La notion d'exergie permet d'établir un cadre formel où tous les rendements sont strictement inférieurs à 1 et respectent les deux principes de la thermodynamique. Mais contrairement aux grandeurs habituelles, l'exergie n'est pas une grandeur conservative. Le lecteur consultera [2] où de nombreux exemples concrets de machines thermiques sont détaillés. L'analyse exergetique s'apparente à l'analyse entropique, qui porte sur l'analyse des irréversibilités dans les systèmes. De notre point de vue, elle offre quelques avantages supplémentaires à l'analyse entropique car :

1. la définition d'un état de référence impose en fait le cadre au système, facilitant l'appréhension des frontières du système. Elle évite l'un des écueils de l'analyse entropique qui réside dans l'analyse des transferts d'entropie du système à son environnement.
2. les grandeurs exergetiques sont exprimées dans la même unité que les valeurs énergétiques. Ainsi, elles sont donc plus facile matérialiser que les valeurs entropiques.
3. les rendements exergetiques sont compris entre 0 et 1 de façon à éviter les erreurs d'analyse associées à d'autres choix de mesures de la performance.
4. elle permet d'introduire directement dans l'analyse la notion de qualité d'énergie.

Cette idée de qualité est facile à comprendre avec le **rendement de Carnot**, dont l'expression très simple traduit l'idée suivante : il est plus facile d'extraire du travail d'une source à température élevée que d'une source à basse température. Le rendement de Carnot sera plus élevé aux hautes températures que pour les basses températures, à énergie égale. On comprend que le passage de l'analyse énergétique à l'analyse exergetique soit facile à opérer pour le cas des moteurs : on travaille avec des grandeurs usuelles du motoriste, le travail et/ou le potentiel de travail. Il est aussi assez aisé de comprendre comment l'analyse exergetique conduit tout naturellement à la **promotion de la cogénération ou polygénération** : avec cet outil, il apparaît impensable de brûler un carburant à 1800 °C¹ pour les besoins de chauffage d'une maison à 20 °C : les irréversibilités sont énormes. Il est plus avantageux, du point de vue exergetique, de récupérer d'abord le potentiel de travail pour produire de l'électricité, puis de valoriser le rejet de chaleur pour des besoins de chauffage à basse température... Pour la **brumisation, l'analyse exergetique**, avec sa définition précise d'un état de référence, a permis à d'autres auteurs dans [5] de montrer l'importance des fuites exergetiques contenues dans l'air brumisé en sortie de procédé. Cette analyse a nourri une partie de nos travaux. Mais la méthode est également très intéressante pour l'**analyse des machines frigorifiques** et pourrait être appliquée à des systèmes hybrides, comme la production de travail à partir de froid cryogénique ou la trigénération.

1.1.4 Analyse thermodynamique endoréversible

Cette méthode d'analyse appartient aux méthodes plus générales d'analyse thermodynamique optimale en dimensions physiques finies. Au cours des années, la thermodynamique des systèmes a elle aussi évoluée pour appréhender des nouvelles limites liées au caractère fini de notre monde. Les principales avancées résident dans le fait de prendre en compte les imperfections du monde réel dans l'analyse énergétique des machines thermiques : il s'agit, pour des compresseurs par exemple, de prendre en compte les dimensions géométriques et l'existence de volume mort qui pénalisent les rendements. Pour des fluides cyclés dans un convertisseur, il

1. Ordre de grandeurs des températures adiabatiques de flamme pour les carburants usuels

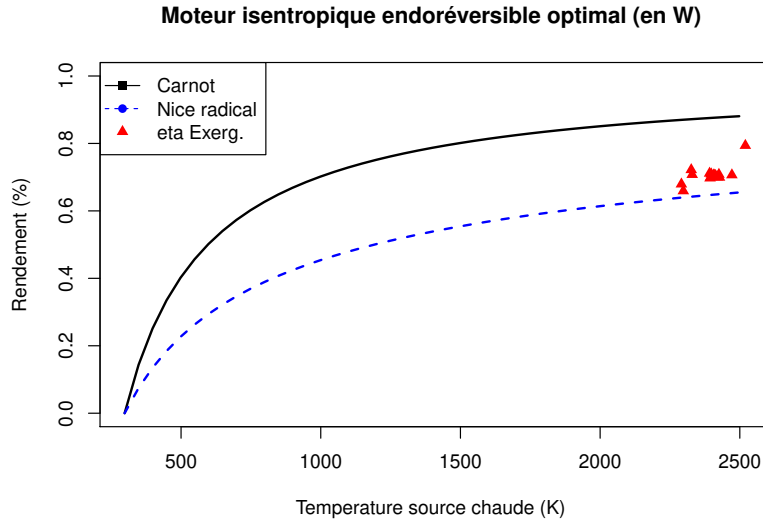


FIGURE 1.2 – Comparaison du rendement optimal d’un moteur endoréversible adiabatique selon qu’on prend en compte l’irréversibilité des transferts thermiques (Nice radical) ou non (Carnot)

est aussi nécessaire de mieux représenter les transformations qu’ils subissent : transformation adiabatique ou polytropique plutôt que isentropique par exemple, loi de comportement des gaz différente de celle des gaz parfaits...Les lois de ces transformations sont plus proches du comportement réel observé même si elles restent des lois théoriques.

Depuis les années 1950, une nouveauté porte plus particulièrement sur l’analyse des transferts thermiques. En effet, la condition d’existence de production d’un travail est d’avoir 2 sources à des températures différentes, ce qui implique des transferts de chaleur. Mais on ne peut transférer de la chaleur qu’en présence d’un gradient thermique. Ceci veut dire qu’on ne travaille jamais à la température de la source chaude (ou respectivement froide), mais un peu en dessous (et respectivement au dessus). **Le gradient thermique est à la fois une condition intrinsèque du transfert de chaleur en même temps qu’une source d’irréversibilités.** La prise en compte de ces irréversibilités aboutit à un rendement optimal d’un moteur idéal au maximum de puissance qui est inférieur au rendement de Carnot. Ce rendement, baptisé **Nice radical de Curzon et Ahlborn** ou parfois de Chambabal-Novikov-Curzon-Ahlborn, vaut par exemple pour le moteur endoréversible adiabatique à son maximum de puissance :

$$\eta_{NR} = 1 - \sqrt{\frac{T_h}{T_c}} \quad (1.7)$$

Ce rendement est inférieur à celui de Carnot, comme on peut le voir sur la figure 1.2, même pour un moteur n’ayant pas de production interne d’entropie et bien isolé thermiquement. La prise en compte des irréversibilités thermiques conduit ainsi à redéfinir une nouvelle échelle d’appréciation de la performance énergétique. La prise en compte des irréversibilités associées aux transferts thermiques a été depuis introduite dans l’optimisation de nombreuses machines thermiques et on en trouvera de nombreux exemples dans l’ouvrage [3].

1.1.5 Analyse entropique

Originellement, l'entropie est une fonction d'état introduite pour expliquer certaines impossibilités physiques et notamment pourquoi, dans une transformation, une part de l'énergie d'un système ne peut être convertie en travail ([2]). A ce titre, **l'entropie est une mesure du potentiel de transformation d'une énergie, de sa qualité**. Le potentiel maximal est toujours associé aux transformations réversibles, celles où il n'y a pas de dissipation d'énergie. C'est pourquoi l'analyse entropique sert aussi à mesurer les irréversibilités d'une machine à travers les différents processus qui la composent. Elle permet d'**identifier les sources principales d'irréversibilités** et devant, a priori, faire l'objet d'optimisation. C'est dans ce sens qu'elle est aussi une **mesure du désordre** d'un système et en lien avec la notion de dissipation énergétique. Sans parler de la signification de l'entropie en science de l'information, on voit déjà avec ces deux définitions que l'entropie est une notion difficile à comprendre. **Elle est à cheval entre la notion de désordre et celle d'équilibre, entre la notion de qualité et celle de perte**. Si une partie des irréversibilités doit être réduite pour améliorer les performances d'une machine thermique, une autre est inévitable car elle tient intrinsèquement aux lois de la physiques, comme on l'a vu à propos des transferts thermiques.

Cette dualité entre mesure de qualité ou de dégradation rend le concept d'entropie difficile à comprendre et à utiliser. Faut-il minimiser la production d'entropie, ce qui revient à vouloir limiter les sources d'irréversibilité et de dissipation, ainsi que le préconise Bejan dans [1] ? A contrario, l'état d'un système évolue-t-il toujours vers un état d'entropie maximale ? Les deux théories s'affrontent et font toujours l'objet de controverses importantes. Le **principe de minimisation de la production d'entropie**, prôné par Bejan[1], a été mis clairement en défaut par plusieurs auteurs (voir [6], [3]) alors même que la minimisation des dissipations est un objectif majeur de l'optimisation énergétique. Le **principe de maximisation**, très utilisé pour l'étude des **phénomènes hors d'équilibre**, tend à se développer aussi pour la prévision des états d'un système. Mais il faut noter que la plupart des concepts de dissipation énergétique se sont développés en dehors de l'analyse entropique. Une partie des travaux autour de l'entropie vise donc à exprimer les modèles de dissipations dans l'analyse entropique. Mais l'entropie n'est pas encore un outil de prédiction des irréversibilités, elle en est une mesure, d'où son intérêt pour la mesure de performance ou de qualité thermodynamique. Notons enfin que la plupart des modèles de dissipation (turbulence, frottement, coefficient de transfert thermique...) ne sont eux-mêmes que des modèles approximatifs qui imposent des essais physiques pour le calage des prédictions. Il est certain que les dissipations énergétiques sont liées à l'entropie mais elle n'est pas toujours utilisée dans l'étude des phénomènes de dissipation. Notre volonté de manipuler l'énergie implique de mettre des systèmes en déséquilibre avec leur environnement et les conséquences de ces actions s'appréhendent avec l'analyse environnementale.

1.2 Analyse environnementale : l'Analyse en cycle de vie

L'analyse en cycle de vie (ACV) est une méthode pour réaliser un bilan environnemental d'un système sur l'ensemble de son cycle de vie. C'est une procédure qui repose sur un corpus de normes, les normes de la série ISO14 000 : ce support au management environnemental, bâti à la fin des années 1990, s'est développé depuis pour accompagner les sociétés dans l'analyse de leurs impacts sur l'environnement, leur propose un cadre, voir un système d'organisation, pour prévenir la pollution et obtenir une labellisation de bonne gestion environnementale. L'ACV (norme ISO 1404) est une composante technique de ce management environnemental : pour un

système, elle sert de base aux méthodes d'écoconception qui visent à améliorer le bilan environnemental (=réduire les impacts) en étudiant des alternatives de sous-systèmes par exemple. Comme pour l'analyse de procédés, le système se décompose d'abord en étape du cycle de vie, puis pour chaque étape, en sous-éléments, sous-composants ou sous-processus. Mais l'ACV sert aussi de méthode comparative de systèmes produisant la même fonction et repose sur les mêmes principes que l'analyse fonctionnelle, en distinguant fonctions et contraintes.

1.2.1 Analyse systémique : objectif et champs de l'étude

La définition précise des frontières d'un système doit être abordée de façon rigoureuse et l'une des difficultés de l'analyse en cycle de vie réside dans la définition des frontières. En effet, on ne se trouve pas ici avec un découpage spatial qui oppose le système et son environnement. Le système est le plus souvent associé à une fonction : il n'est pas toujours associé à un lieu géographique précis et porte sur une échelle de temps très vaste. C'est pourquoi l'ACV comporte une étape préalable qui consiste à définir les objectifs de l'étude (comparatif, conséquentiel...) en se basant sur une **définition précise de la fonction** du produit étudié : on définit ainsi l'**unité fonctionnelle**, unité servant de base à l'analyse. Cette unité, qui doit être précise, mesurable et additive, se rapporte à une fonction qui comporte généralement un critère de performance, une durée et parfois un périmètre géographique. Une fois les objectifs et l'unité fonctionnelle bien définie, il devient alors plus facile de définir les limites du système, celles qui permettront au produit d'assurer sa fonction. Le système est ensuite découpé en sous-processus élémentaires et on précise à ce stade les hypothèses et limitations associées au champ de l'étude. On définit aussi les **choix d'allocation**, qui consistent à répartir les impacts pour les co-produits ou produits qui comportent plusieurs fonctions. La définition des limites et des sous-processus est bien souvent faite de manière itérative à ajuster le périmètre et le niveau de détail de la description aux enjeux véritables.

1.2.2 Inventaire d'émissions

Dans cette étape, on réalise l'inventaire des entrées de matière et d'énergie pour chaque processus. On exprime aussi les sorties du processus : produits ou coproduits, émissions polluantes. Les flux sont d'abord rapportés aux unités fonctionnelles propres à chaque processus. On effectue alors une mise à l'échelle afin de ramener les flux élémentaires à l'unité fonctionnelle choisie dans l'étude. Une fois les flux élémentaires entrant et sortant exprimés dans un système d'unité cohérent, on les additionne sur l'ensemble des processus et des espèces chimiques considérées. Cette étape s'appuie largement sur des bases de données qui se sont construites au fur et à mesure de l'avancée des connaissances sur la pollution et des réglementations associées. Une partie de mes travaux a porté sur la documentation des émissions polluantes des machines thermiques à des fins d'inventaires, pour établir des facteurs d'émission et renseigner les bases de connaissance. Ces travaux seront présentés dans le chapitre deux.

1.2.3 Evaluation de l'impact

Cette étape consiste à transformer l'inventaire des entrées-sorties en une série d'impact. A ce stade, on sort de l'analyse propre aux chimistes pour pénétrer dans la science environnementale proprement dite : les flux de matière ou d'énergie sont convertis en impacts environnementaux. La difficulté de cette conversion tient à ce que une même substance peut générer différents problèmes environnementaux. Par exemple, les émissions de NO_X dans les fumées d'un moteur

vont induire des pluies acides et des problèmes respiratoires, entre autres. Un impact environnemental peut aussi être généré par différentes substances. Par exemple, l'effet de serre est associé aux émissions de CO_2 et à celles de méthane. Chaque gramme de substance rejetée peut avoir plusieurs effets et compte ainsi dans différents impacts : il n'y a pas de bijection entre la quantité rejetée et les impacts. Deux types d'évaluations peuvent être conduits, selon qu'on utilise une **méthode orientée problème (midpoint)** ou **orientée dommage (endpoint)**.

La **méthode midpoint** procède à l'évaluation des impacts pour un problème ciblé : elle s'arrête en fait après avoir converti les émissions polluantes $[C_i]$ en émissions équivalentes $[C_{impact,ref}]$ d'une substance de référence ayant le même impact. Par exemple, pour l'effet de serre, les émissions de méthane sont converties en *potentiel de réchauffement climatique* ou en *équivalent CO_2* . Les problèmes ciblés avec cette méthode sont multiples. Par exemple, les problèmes associés à la santé vont être les affections respiratoires, les cancers et les affections neurotoxiques, soit 3 impacts sur la santé possibles. En général, les résultats sont exprimés dans une grandeur proche d'une grandeur physique, comme une concentration dans un milieu, un nombre de cas, un forçage radiatif. Pour autant, la grandeur n'est pas mesurable à cause de la conversion en **équivalence d'effet**. Avec la méthode midpoint, les résultats sont très détaillés car on appréhende de multiples impacts. On matérialise ainsi les effets des substances, ce qui aide à la remédiation.

La **méthode endpoint** part des résultats de l'étape midpoint et de l'inventaire, qui sont à nouveau agrégés en **super-catégorie** d'impact. Dans cette étape, on effectue des conversions supplémentaires. Par exemple, les impacts liés à la santé humaine vont être convertis en années de vie perdues (DALY). Ainsi, les différents problèmes de santé, abordés dans l'étape midpoint, comme la destruction de la couche d'ozone stratosphérique, les radiations ionisantes, les effets respiratoires ou cancérigènes, sont transformés en DALY. Ils sont additionnés les uns aux autres avec des systèmes de pondération. Cette étape permet ainsi de réduire le nombre de catégorie d'impact : la méthode Recipe, par exemple, restreint ainsi l'analyse à 3 catégories : la santé humaine, la qualité des écosystèmes et les ressources. Cette méthode, qui exprime les résultats de l'analyse en **score**, facilite la compréhension des résultats. Cependant, la méthode endpoint est considérée comme moins robuste que la méthode midpoint (voir [7]). Mais la production d'un score permet l'application des méthodes d'optimisation, c'est pourquoi les scores sont très appréciés en écoconception de produit. Ainsi, deux variables sont à minimiser : le coût, dérivé de l'analyse thermoéconomique et le score dérivé de l'analyse environnementale. Le score permet de hiérarchiser et de choisir plus facilement entre des alternatives.

1.2.4 Analyse des résultats

L'analyse des résultats s'effectue sur l'ensemble des éléments rassemblés pour mener à bien les calculs : inventaire, impacts midpoint, impacts endpoint. On ajoute en général à ces éléments une étude d'incertitude sur les données, de l'exhaustivité de l'inventaire et de sensibilité des résultats aux paramètres d'entrée et aux hypothèses de calcul. Souvent, cette dernière repose sur la mise en place de différents scénarii de calcul. Lorsque les données sont incertaines, on intègre l'incertitude sous la forme de scénario. L'analyse porte sur l'identification des processus les plus significatifs de l'impact environnemental. Les contributions des processus s'effectuent par identification des points faibles ou par des analyses de gravité de type Pareto². L'objectif de cette partie est d'effectuer des recommandations pour réduire l'impact environnemental du pro-

2. Le diagramme de Pareto est un histogramme dont les séries sont classées par ordre d'importance décroissant

duit étudié. Ainsi, des scénarios alternatifs peuvent être étudiés à cette fin. Un processus itératif est généralement requis (scénario, étude d'incertitude, de sensibilité, scénario) avant d'établir les conclusions de l'analyse. Ces dernières peuvent parfois porter sur la nécessité de mieux documenter certaines parties de l'étude, lorsque les incertitudes sur les paramètres d'entrée sont plus importante que la sensibilité aux scénarios.

1.2.5 Limites de la méthode ACV

L'ACV est la méthode de base servant à l'écoconception de produits. Elle permet d'appréhender les impacts environnementaux sur des échelles d'espace et de temps très large. Dans le domaine alimentaire, elle sert à porter des appréciations à l'échelle de filières de productions. En cela, elle se distingue nettement des études d'impacts sur l'environnement effectuées dans le cadre d'implantation de site de production (étude locale des nuisances, étude de risques sur un site, étude d'optimisation d'un procédé...). En étant très globale, l'ACV présente l'avantage reconnu d'éviter des transferts de pollution d'un milieu à un autre, d'un dommage à un autre ou d'une étape de fabrication à une autre. La méthode a été reconnue par la commission européenne comme étant le cadre optimal pour évaluer l'impact environnemental de produits³.

La démarche à suivre est normalisée, mais l'étude repose fortement sur des bases de connaissance (inventaires, valeurs d'activité, facteurs d'émissions) associées à des logiciels. En 2006, la commission européenne a mis en place une base de données harmonisées (ILCD pour International Life Cycle Data System) pour satisfaire le besoin de données libres. Celle-ci a cessé d'être maintenue en 2018 du fait de la lourdeur que représente ce travail d'agrégation et d'harmonisation des données.

Concernant l'évaluation d'impact, il existe là encore **plusieurs méthodes d'évaluation mid-points et endpoints**, qui sont elles aussi bien souvent dépendantes du logiciel employé. Sur ces aspects, les méthodes, endpoint en particulier, évoluent encore même si des efforts d'harmonisation sont faits pour mettre en place de nouveaux indicateurs encore plus intégrés comme l'empreinte environnementale (carbon footprint).

C'est pourquoi, les études font néanmoins l'objet d'une procédure d'examen par des experts : la revue critique. Elle intervient avant la communication externe sur les résultats de l'étude et s'apparente ainsi à une procédure de relecture ou *review*. Cette revue sert à faire la preuve de la démarche d'écoconception d'un produit.

1.3 L'analyse énergétique et environnementale

L'énergie, son utilisation et/ou sa dégradation constituent un volet très important dans l'évaluation environnementale. L'**énergie** se conservant au sens du premier principe, son utilisation consiste simplement à la prendre sous une forme et à la transformer en une autre. Mais les problèmes relatifs à cette utilisation ont un **impact sur l'environnement à deux titres**. Le premier concerne la diminution des ressources naturelles du fait de l'utilisation d'énergie. Il s'agit ici en l'occurrence de la diminution des réserves d'énergies fossiles, directe dans les moteurs thermiques et indirecte sous forme d'électricité pour les machines frigorifiques. Le second aspect

3. voir la Communication de la Commission Européenne au Conseil et Parlement Européen intitulée, "Integrated Product Policy - Building on Environmental Life-Cycle Thinking", référence /COM/2003/0302 final/

concerne l'émission de substances nocives lors du fonctionnement de la machine. Ces émissions sont liées à la combustion, directes dans les moteurs, indirectes pour l'électricité consommée par les machines frigorifiques. Elles sont également le fruit d'autres processus de dégradation dans le fonctionnement de la machine : fuite dans les circuits fluides frigorigènes, abrasion des freins, évaporation des carburants...

La particularité des machines thermiques par rapport à d'autres procédés est que dans ces systèmes, **les flux d'énergie et les flux de matières se croisent** : on transforme la matière pour obtenir de l'énergie. Les produits issus de la transformation ont un impact sur l'environnement mais la transformation a elle aussi un impact lié à la dégradation des ressources. Ces impacts se superposent-ils ou s'additionnent-ils ? Comment s'articulent-ils avec l'analyse énergétique ? C'est ce que nous allons examiner dans ce paragraphe en nous intéressant d'abord à la place de l'analyse énergétique dans l'ACV, puis en comparant les périmètres et les échelles de temps de ces méthodes d'analyses.

1.3.1 La thermodynamique dans l'ACV

Bien que l'énergie se conserve, l'énergie utile et/ou commercialisable ne se conserve pas ([8]). En thermodynamique, l'énergie utile, ou ordonnée, ou mécanisable (cinétique, électrique, gravitationnelle, magnétique) est difficile à produire et sa production génère des pertes irrémediables en énergie chaleur et autres irréversibilités. L'**exergie** mesure le potentiel d'une ressource à produire de l'énergie utile et apparaît donc comme un outil indispensable dans l'analyse de la dégradation des ressources énergétiques. C'est ainsi un indicateur orienté vers la consommation des ressources plus que sur l'écotoxicité d'après Ayres[9]. L'analyse environnementale étudie avec la même démarche deux faces des problèmes environnementaux : un premier effet, plutôt en amont, est associé à la consommation de ressources naturelles. On s'inquiète de l'épuisement de ces ressources. Le second, plutôt en aval, est lié aux rejets, à leur nocivité, leur toxicité sur l'environnement, dénommée éco-toxicité par Ayres. L'exergie semble pertinente pour l'effet sur la consommation de ressources.

L'exergie est une grandeur thermodynamique utilisée en chimie sous la dénomination d'énergie disponible de Gibbs et s'applique aux flux de matière comme aux flux d'énergie. Il est possible d'estimer le contenu exergétique des matériaux en faisant l'hypothèse d'un état de référence ou à partir des tables traditionnelles de la thermochimie. Nous avons vu dans le paragraphe relatif à l'exergie la signification de cet **état de référence**, le dead state en anglais. Pour les métaux, le calcul d'exergie est mené en faisant l'hypothèse d'un **état de référence du type thanatia** : cet état, théorisé par Valero dans [10, 11], correspond à la concentration atteinte si toutes les ressources d'un métal étaient extraites et dispersées autour de la terre. D'autres concepts dérivés de la thermodynamique ont été proposés pour compter l'énergie, comme par exemple l'énergie, énergie accumulée en référence au système solaire avec Odum[12].

D'après Ayres et al. dans [9], l'intérêt de l'exergie est justement de pouvoir mélanger les flux de masse et des flux d'énergie dans une même grandeur. Pour Duflou et al. dans [13], l'exergie permet aussi d'identifier les sources de gaspillage énergétique en sortie de procédé. Il précise que la minimisation des rejets d'exergie revient bien à minimiser la consommation énergétique. Mais l'exergie a en plus la propriété d'être une valeur monnayable : elle donne une valeur concrète au gaspillage énergétique, en supprimant le contenu irrémediablement perdu du fait des lois physiques (chaleur) et en ne s'intéressant qu'au potentiel gaspillé.

De nombreuses analyses exergétiques ont été menées sur des processus de production d'énergie : production électrique au charbon, au gaz, éolienne, photovoltaïque et carburant et biocarburant : les données recueillies permettent de réaliser les inventaires de consommation exergétique associé à l'utilisation de matériau ou d'énergie. D'autres études concernent les procédés industriels chimiques, agroalimentaires ou de traitement d'air, transport, tous les secteurs dans lesquelles la consommation d'énergie est élevée et fait l'objet d'une attention particulière. L'ensemble de la littérature produite sur l'exergie sert ainsi à construire progressivement la base de données *Exergie* requise pour l'analyse exergétique en cycle de vie d'autres produits. Mais Ayres et al. [9] précisent bien que l'exergie n'est pas une mesure d'écotoxicité. Pour Duflou et al. [13], les émissions polluantes sont mieux contrôlées de nos jours. De ce fait, au delà des réductions nécessaires de ces émissions, l'exergie est un concept utile et nécessaire pour appréhender la durabilité de notre développement avec un focus sur la gestion des ressources.

L'analyse exergétique a été aussi couplée à l'analyse en cycle de vie dans plusieurs études. Dans ce cas, la démarche se nomme aussi une analyse de l'exergie cumulée (CexC) car sommée sur la chaîne des processus. La méthode est totalement apparentée à l'analyse de consommation énergétique cumulée ou d'énergie nette (LCEA, life-cycle energy assessment). Elle est aussi proche des analyses d'émissions équivalentes de dioxyde de carbone $CO_{2,eq}$ dans l'analyse $LCCO_2A$ pour Chau et al. [14] ou le bilan carbone pour l'Ademe. Notons enfin que d'autres indicateurs existent pour qualifier la soutenabilité de l'utilisation de l'énergie, comme l'émergie ou l'émergie embarquée, plus utilisés dans la communauté des écologistes que des énergéticiens. Dans certains secteurs comme le bâtiment, les trois principaux indicateurs (énergie, score de changement climatique, émissions équivalentes de CO_2) amènent à des conclusions similaires [14] : c'est la phase d'utilisation des logements qui contribue le plus largement au changement climatique. Nous verrons cependant dans le chapitre trois que nos travaux conduisent à distinguer plus nettement ces indicateurs lorsqu'on les applique à des systèmes de conversions d'énergie, par exemple aux biocarburants.

1.3.2 La notion de périmètre et de volume de contrôle

L'introduction de l'analyse environnementale dans l'étude des machines thermiques induit un changement important de la position de l'observateur. De l'étude des phénomènes se déroulant à l'intérieur du système, le point de vue se déplace sur les intrants et sortants du système. **Le regard est déporté à l'extérieur du périmètre d'étude**, que ce soit par l'impact des rejets polluants ou par la consommation de ressources et de leurs caractères renouvelables. Les méthodes traditionnelles d'optimisation des machines thermiques peuvent intégrer une partie de cette problématique : par exemple, en thermoéconomie, les stratégies d'optimisation peuvent être révisées en fonction d'objectifs évoluant vers la minimisation de rejets ou la réduction de la consommation.

La machine thermique elle-même évolue aussi pour mieux répondre à ces contraintes : l'équipement en filtre à particules des moteurs diesel sont un exemple de stratégie de réduction des rejets. Il faut toutefois souligner que la notion de périmètre d'étude, clairement définie dans l'analyse énergétique devient un élément plus flou dans l'analyse environnementale : la notion d'espace géographique est gommée au profit de l'aspect fonctionnel. **Les impacts sont évalués dans un cadre très général éliminant les problématiques locales.** Les nuisances abordées diffèrent : problème du bruit, d'un type de rejet particulier, de qualité de l'air, protection contre les situations accidentelles pour l'échelle locale tandis que les problèmes abordés à travers l'ACV

sont beaucoup plus généraux car sur des **effets mondialisés** : problème sur la santé, sans caractérisation de la population exposée, problème sur l'eutrophisation des cours d'eaux sans caractérisation des milieux exposés. Les analyses de risques ne disparaissent pas pour autant et il semble de ce fait que l'ACV s'additionne à des analyses préexistantes centrées sur le risque et l'impact local ([14]).

L'articulation entre les deux objectifs est peu étudiée et nous évoquerons dans le troisième chapitre certaines difficultés que cette articulation pose pour des systèmes passifs⁴. Dans tous les cas, la production de connaissances de ces dernières décennies a porté sur la documentation des rejets associés aux machines thermiques et le second chapitre présentera les travaux que j'ai réalisés autour ce sujet. Sur les intrants et la notion de durabilité, l'évaluation environnementale suscite encore de nombreuses questions dont certaines seront évoquées dans le chapitre trois de ce mémoire.

1.3.3 L'échelle de temps et les labellisations énergétiques

Comme pour l'échelle d'espace, l'échelle de temps est singulièrement modifiée avec l'introduction de l'ACV. Dans l'analyse énergétique, le dimensionnement d'une machine thermique se construit à partir d'une analyse de risque qui répond à la question : quel est mon besoin pour faire face à la situation la plus défavorable que je vise à surmonter. L'approche est essentiellement stationnaire et s'aborde dans cet état avec un raisonnement sur **la puissance**. Dans l'analyse environnementale, on caractérise **la consommation** associée à l'ensemble des situations de fonctionnement de la machine. Entre les deux, on trouve la notion de temps : durée de vie dans l'analyse en cycle de vie ou temps de retour dans l'analyse thermoéconomique. Dans l'ACV, l'analyse n'est en fait que rarement menée sur toute la durée de vie. Elle se fait plutôt sur une année-type. Ce sont les étapes de fabrication et mise au rebut qui sont forfaitisées au prorata des années de vie au moment de la mise à l'échelle des processus.

Le **choix de l'année-type de référence** résulte du fait que les statistiques nécessaires à documenter l'utilisation se font bien souvent à cette échelle : kilométrage annuel pour une voiture, consommation de chauffage lissée des variations saisonnières... La quantification des rejets se fait en regard de l'usage du produit, c'est-à-dire, cette utilisation moyenne dans l'année-type. C'est ainsi qu'au fur et à mesure du temps, l'utilisation des produits a été documentée et je présenterai dans le chapitre 3 une partie du travail que j'ai réalisée à ce sujet sur les engins agricoles. L'usage d'une machine est décrit d'une façon générale par une matrice, i.e., par le pourcentage de temps où la machine fonctionne dans des conditions spécifiques, qui peuvent être un couple (régime,puissance) pour un moteur, ou des conditions d'ambiance particulière pour une centrale de conditionnement d'air⁵ (voir Table 1.1). Pour les voitures, l'usage est décrit de façon plus dynamique avec un cycle de conduite (trajet typique en ville, par exemple) mais le principe reste le même : la durée du cycle urbain est proportionnelle à la durée consacrée chaque année par les utilisateurs à se déplacer en ville.

4. Les systèmes passifs sont des systèmes de chauffage ou de refroidissement ne consommant pas ou très peu d'énergie monnayable pour leur fonctionnement : puits canadien, four solaire, brumisation

5. En Europe, l'efficacité saisonnière des équipements de climatisation est apprécié avec un coefficient saisonnier d'efficacité énergétique, le ESEER. Il est calculé à partir de mesures de l'efficacité énergétique à différentes températures d'air pondérées par un facteur approprié.

TABLE 1.1 – Paramètre de calcul du coefficient saisonnier d'efficacité énergétique pour les équipements de climatisation (température d'air) ou d'autres équipements de refroidissement comme les pompes à chaleur (température d'eau)

Charge de l'appareil (%)	Température d'air (°C)	Température d'eau (°C)	Pondération du temps (%)
100	35	30	3%
75	30	26	33%
50	25	22	41%
25	20	18	23%

Cet **usage normalisé** permet de produire une information fiable et reproductible pour déterminer une consommation énergétique représentative de l'utilisation d'un produit. L'évaluation qui en résulte est de ce fait très utilisée pour produire des labels énergétiques, que ce soit pour les voitures ou pour les réfrigérateurs. Avec l'insertion des organes de gestion électronique dans les machines thermiques, il est apparu certaines dérives quand aux mesures dans les conditions d'usages normalisées (exemple du Dieselgate en 2015 avec les voitures). Sans entrer dans le terrain polémique de la représentativité de ces usages, on peut plus légitimement s'interroger sur les **choix des échelles de notation**. En effet, les mesures normalisées de consommation sont généralement converties dans un système de notation (A,B...F). Le succès de ces labels énergétiques ont rapidement amené les constructeurs à proposer des matériels classés en A, voir A+ ou A++. Il est certain que si l'échelle de notation était basée sur un indicateur comme l'exergie, il est probable que les échelles de notation seraient moins rapidement obsolètes qu'elles ne le sont aujourd'hui.

1.4 Conclusion sur la thermodynamique environnementale

L'analyse thermodynamique est centrée sur le procédé, sa conception et son dimensionnement, tandis que l'analyse environnementale porte sur l'environnement du procédé, en amont pour la consommation de ressources et sur l'aval pour les impacts. L'analyse entropique se fait plutôt en puissance et repose sur une analyse de risque propre au dimensionnement. L'analyse environnementale porte à la fois sur l'énergie et les bilans de flux de matière, dans la durée et fait plus largement intervenir l'utilisation. Elle est très apparentée à l'analyse thermoéconomique du fait de l'intégration de l'usage. Aucune de ces deux méthodes ne permet cependant de traiter correctement le problème du stockage d'énergie pour lequel le dimensionnement de réservoir demande une prédictibilité des besoins difficile à assurer, car en lien avec la météorologie, dont les prévisions sont incertaines. L'émergence des classifications énergétiques montre d'ailleurs à quel point la prédictibilité et la garantie des consommations d'énergie laissent une place de plus en plus petite pour les systèmes passifs. La notion d'exergie, qui s'applique dans les deux approches, est donc d'un intérêt majeur pour les sciences de l'énergie.

L'écoconception de machines thermiques consiste donc à insérer l'outil supplémentaire de l'ACV dans la phase de conception des machines thermiques. Paradoxalement, la notion de durabilité des machines thermiques ne s'intègre que très peu dans les analyses ACV proposées dans la littérature : les poids affectés au changement climatique et à la toxicité font que c'est bien souvent la consommation d'énergie qui gouvernent les scores ACV des machines. L'utili-

sation des matériaux ou la durée de vie de ces machines est de moindre importance dans le score environnemental mais intervient plus dans l'analyse économique. Ce premier chapitre constitue un cadre méthodologique dans lequel s'inscrivent mes activités. J'organise ici les connaissances et les avancées qui émaillent mon parcours et présente une réflexion d'ensemble sur le croisement entre la thermodynamique et l'évaluation environnementale. Les illustrations sont tirées de certains travaux de thèse ou de stages, notamment sur la partie exergie. D'autres enseignements sont hérités de projets, par exemple sur les classifications énergétiques et sont présentés ici de manière synthétique, sans inclure les exemples applicatifs, supports de valorisation des travaux et présentés plus loin.

Chapitre 2

Les écoulements diphasiques dans les machines thermiques

Nous avons vu dans le chapitre précédent que l'analyse environnementale conduit à étudier le croisement entre les bilans d'énergie et les bilans de matière à l'intérieur du procédé et dans l'environnement. Pour étudier ces croisements, il est nécessaire de décrire les phénomènes énergétiques et chimiques qui se déroulent dans l'air, au moment des transformations, au niveau du procédé et jusque dans l'environnement pour l'impact. Dans mon parcours, cette étude a porté principalement sur les écoulements diphasiques. Les particules constituent en effet un enjeu important et mal connu dans les problèmes de qualité de l'air comme du changement climatique. Un aérosol est un ensemble de fines particules, solides ou liquides, d'une substance chimique ou d'un mélange de substances, en suspension dans un milieu gazeux. Le mélange gaz et aérosol forme ce qu'on appelle un écoulement diphasique.

Les termes **aérosols et particules** sont privilégiés dans le champ lexical relatif à la pollution atmosphérique ([15],[16]) tandis que le vocable **spray ou gouttes** est dédié à l'intensification des transferts thermiques. Ces termes servent aussi parfois à distinguer les particules par classe de taille ([17]). Dans ces deux domaines d'application, la phénoménologie reste cependant la même et les sous-modèles physiques pour décrire les processus sont les mêmes. Cependant, les hypothèses simplificatrices pour réduire le système peuvent différer. Nous allons décrire en première section la phénoménologie des **écoulements diphasiques**. Dans cette partie, nous insisterons sur les processus sur lesquels j'ai plus particulièrement travaillé en les replaçant dans leur contexte d'analyse : énergétique, inventaire, impact. Ensuite, je présenterai les travaux que j'ai mené sur la caractérisation, essentiellement expérimentale, des émissions des machines thermiques. Nous verrons ensuite les travaux effectués sur les couplages entre la phase gazeuse et la phase particulaire, qui constituent une problématique importante pour la description des petites échelles de la dispersion de particules. Le bilan de ce chapitre nous permettra de conclure sur les difficultés et les enjeux associés à l'étude de ces écoulements diphasiques dans l'analyse environnementale.

2.1 Phénoménologie des écoulements diphasiques

Un écoulement diphasique est constitué de deux phases, qui sont ici une phase gazeuse composée majoritairement d'air et une phase particulaire souvent assez mal définie. Les problèmes que j'ai abordés portent sur des écoulements peu denses, ce qui veut dire que la phase particulaire n'a pas d'impact direct sur la densité de la phase gazeuse, aux effets de tempé-

ratures près. Les **écoulements atmosphériques** étudiés sont également **incompressibles (ou faiblement compressible), newtoniens et turbulents**.

2.1.1 Equations générales de conservation de la phase gazeuse

Les équations de conservation de la phase gazeuse concernent la **conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie**. Dans les études de pollution à grande échelle, ces équations ne sont pas résolues : ce sont les modèles météorologiques qui les résolvent et les champs résultants sont exploités comme des paramètres d'entrée pour l'étude de la pollution. Aux petites échelles, du procédé à l'étude de site, leur résolution est plus souvent requise, en particulier lorsque les topographies deviennent complexes. Ces équations de conservations sont données par :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho \cdot u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.1)$$

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \rho g_i - \frac{2}{3} \cdot \frac{\partial}{\partial x_i} [\rho k + (\mu + \mu_t) \cdot \text{div}(v)] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \cdot \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2.2)$$

$$\frac{\partial \rho h_g}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i h_g}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\lambda}{C_p} + \frac{\mu_t}{\sigma_t} \right) \cdot \frac{\partial h_g}{\partial x_j} \right] + S_\theta \quad (2.3)$$

Avec $\mu_t = \bar{\rho} C_\mu \frac{\bar{k}^2}{\varepsilon} = \bar{\rho} \nu_t$, expression de la viscosité turbulente dans le modèle k-epsilon. A part la viscosité turbulente, les propriétés physiques (λ, C_p) sont en général considérées comme constantes. Dans ces équations, les termes à gauche de l'égalité correspondent aux termes d'évolution et d'advection, tandis que les termes de diffusion et les termes sources apparaissent à droite.

Les **équations de la turbulence** sont données, pour le modèle k, ε , par :

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_\mu + G_\rho - \rho \varepsilon \quad (2.4)$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho u_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} [C_{\varepsilon_1} \cdot (P_\mu + C_{\varepsilon_3} G_\rho) - C_{\varepsilon_2} \rho \varepsilon] \quad (2.5)$$

Avec des constantes associées au modèle (k, ε) : $C_{\varepsilon_1} = 1.44$; $C_{\varepsilon_2} = 1.92$; $C_\mu = 0.09$; $\sigma_k = 1$; $\sigma_\varepsilon = 1.3$.

Les termes associés à la production et destruction de turbulence par les gradients de vitesse P_μ et de densité G_ρ sont donnés par :

$$P_\mu = \mu_t \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} [\bar{\rho} k + \mu_t \text{div}(v)] \text{div}(v) \quad (2.6)$$

$$G_\rho = -\frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{1}{T} \frac{\partial T}{\partial x_i} g_i \quad (2.7)$$

avec $C_{\varepsilon_3} = 1$ si $G > 0$ et $C_{\varepsilon_3} = 0$ si $G < 0$.

A ces équations, il faut adjoindre les **équations de conservations relatives aux espèces chimiques** présentes dans l'air. Elles reposent sur l'équation d'advection-diffusion du vecteur concentration $[C]$, qui s'écrit sous la forme générique suivante :

$$\rho \frac{\partial [C]}{\partial t} + \rho u_i \frac{\partial [C]}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \frac{\mu_t}{\sigma_c} \frac{\partial [C]}{\partial x_i} + \dot{E}_g([C]) - \dot{D}_g([C]) + \dot{\chi}_g([C]) \quad (2.8)$$

Dans cette équation, $[C]$ est le **vecteur concentration** dans lequel chaque composante représente une substance chimique gazeuse dans le mélange.

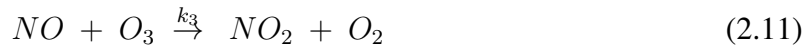
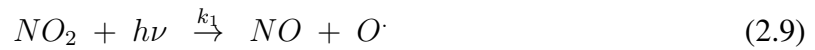
Le terme $\dot{E}_g([C])$ représente les émissions associées au procédé.

Le terme $\dot{D}_g([C])$ représente la disparition de la substance associée aux processus de lessivage par des gouttes d'eau et l'adsorption/dépôts sur les surfaces solides.

Le terme $\dot{\chi}_g([C])$ représente les transferts associés aux réactions chimiques et phénomène de condensation/évaporation.

Les impacts peuvent être associés à $[C_i]$, lorsque la concentration atmosphérique expose la personne à un risque si elle inhale $[C_i]$ ou bien $\dot{D}_g([C_i])$ qui représente le transfert de pollution existant entre l'atmosphère et le sol ou les cours d'eau.

Par exemple, nous avons traité dans nos travaux le cas de l'oxydation de l'azote par l'ozone au débouché des tunnels. Ces travaux ont fait l'objet d'une conférence ([18]). Ces réactions chimiques sont très rapides et modifient, à l'échelle de la rue, les émissions de NO , NO_2 du trafic routier. Dans ce cas, le vecteur $[C]$ a 3 composantes : $[C] = ([NO], [NO_2], [O_3])$. Un **schéma réactif** est associé aux équations. Ici, il est décrit par 3 réactions qui vont entrer en compétition et définir les taux de productions/destruction de chacune des espèces. Ces trois réactions forment un cycle photostationnaire appelé **cycle de Chapman**, représentatif de ce qui se passe au niveau chimique à l'échelle de la rue ou au débouché d'un tunnel :



En considérant que la totalité des radicaux oxygènes formée lors de la photodissociation du dioxyde d'azote 2.10 est transformée en ozone, la contribution de la chimie dans les equations de transports s'écrit alors :

$$\chi_{NO} = \frac{d[NO]_{chimie}}{dt} = k_1 [NO_2] - k_3 [NO] [O_3] \quad (2.12)$$

$$\chi_{NO_2} = \frac{d[NO_2]_{chimie}}{dt} = -k_1 [NO_2] + k_3 [NO] [O_3] \quad (2.13)$$

$$\chi_{O_3} = \frac{d[O_3]_{chimie}}{dt} = k_1 [NO_2] - k_3 [NO] [O_3] \quad (2.14)$$

Les **constantes des réactions chimiques**, k_1 et k_3 , vont dépendre des conditions atmosphériques, comme la température, l'humidité, le rayonnement pour des équations photochimiques ... La réaction 2.10 est très rapide ce qui explique pourquoi elle n'apparaît pas dans les termes de production/destruction.

La difficulté avec la chimie atmosphérique est que les **termes de production/destruction vont induire un couplage** entre les équations relatives aux substances. Dans cet exemple, on observe que l'équation de conservation de NO va dépendre du champ de température, de l'ozone et du dioxyde d'azote. Le système n'est pas linéaire. La résolution du système se fait en deux temps, en découplant les opérateurs de transport/diffusion et ceux de la chimie. Nous aurons l'occasion de détailler les procédures de découplage des opérateurs dans une section ultérieure. Avec ce schéma chimique limité à 3 substances, nous avons pu montrer avec le centre d'Etude des Tunnels, que les transformations chimiques opèrent très rapidement et que selon les conditions météorologiques, les flux de polluants s'échappant de la canopée urbaine diffèrent des valeurs à l'émission.

2.1.2 Equations générales de conservation de la phase particulaire

Les particules ou aérosols sont un élément important dans l'analyse environnementale car elles ont un impact particulièrement sensible sur la santé humaine. **En effet, à ce jour, il n'a pas été mis en évidence de seuil en-dessous duquel les particules seraient inoffensives.** Les autres facteurs déterminants dans les effets sur la santé sont la taille, la morphologie et la composition chimique. Les particules ont également un rôle dans le changement climatique.

Les équations de conservation de la phase particulaire ressemblent beaucoup à celle de la phase gazeuse et on retrouve les termes d'advection-diffusion, d'émission, de dépôts et de transferts.

$$\frac{\partial C_p}{\partial t} + (u_i - v_{tc,i}) \frac{\partial C}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \frac{\mu_t}{Sc} \frac{\partial C_p}{\partial x_i} - \dot{E}_p(C_p) - \dot{D}_p(C_p) + \dot{\chi}_p(C_p) \quad (2.15)$$

Pour l'advection-diffusion, on relève toutefois qu'il peut exister un différentiel de vitesse entre la phase gazeuse et la phase particulaire. Ce différentiel tient aux effets de vitesses propres des particules près de la zone d'émission. Il vient aussi des effets d'inertie et de sédimentation liés au poids de la phase particulaire.

Les autres différences résident surtout dans la façon d'exprimer C_p et $\dot{\chi}(C_p)$. En effet, **le terme de particule est très vague** : suie diesel, noir de carbone, fibres de ciment, de freins, pollens, poussières, métaux, gouttes d'eau, sels marins... On ne sait pas toujours très bien de quoi on parle et la plupart du temps, on parle de quelque chose qui est associé à une technique de mesure. Pour la qualité de l'air, on parle en général par **classe de taille** : PM10, PM2.5, PM1 sont des catégories qui mesurent la masse de particules collectées sur un support en fonction de leur taille. Avec le vocable suie, on fait plutôt référence au contenu en carbone des particules, dont on mesure le **poids du résidu après calcination** : c'est le *black carbon*. Certains appareils de mesure fournissent des éléments sur la **concentration en nombre** de particule et/ou permettent de déterminer la distribution en taille et estimer la concentration dans l'air pour une classe de taille donnée. La **composition chimique des particules** est déterminée avec des analyses spectrométriques sur des supports de collecte. Mais ce cas, on dissocie difficilement la composition chimique en fonction de la taille.

Les processus de transferts $\dot{\chi}_p(C_p)$ sont également un peu plus compliqués pour la phase particulaire, car ils regroupent des processus de **condensation/évaporation**, véritable transfert entre le gaz et les particules, mais aussi des phénomènes de **coagulation** qui résultent de l'agglomération de particules entre elles et des phénomènes de **nucléation**, apparitions de petits radicaux secondaires du fait de modification de la température, d'humidité et de composition gazeuse atmosphérique.

Sur les aérosols, le calcul numérique est un véritable outil pour agréger les différentes visions que donnent les approches expérimentales et tenter de mieux comprendre les mécanismes qui régissent l'évolution de ces particules dans l'air. Dans le paragraphe suivant sont présentées les mesures que j'ai réalisées sur les substances émises par des procédés thermiques, quelles soit sous forme gazeuse ou particulaire, et qui documentent ainsi les termes E_g et E_p des équations de conservation

2.2 Emissions des machines thermiques

Les inventaires d'émissions polluantes sont produits dans le cadre de conventions internationales (voir [19]) en référence à un impact particulier : acidification, eutrophisation et pollution

photochimique, gaz à effet de serre, produits organiques persistants, métaux lourds, particules fines et ultrafines... Des inquiétudes sont émises dès le $XIX^{ième}$ siècle quant aux conséquences des fumées *méphitiques* produites par les machines thermiques, en particulier celles dédiées aux transports. Mais ce n'est qu'à la fin du $XX^{ième}$ que sont apparues les méthodes pour évaluer plus systématiquement le contenu de ces fumées.

La majorité des émissions polluantes des moteurs thermiques, que ce soit pour le changement climatique ou la santé, est associée à la combustion. Les émissions à l'échappement des moteurs de voitures ont été réglementées dès les années 1980. Les réglementations ont évolué au fur et à mesure des années de façon à abaisser plus ou moins progressivement les quantités de rejets. Presque chaque sévérification a conduit à introduire dans le système moteur un organe supplémentaire pour favoriser la dépollution (filtres à particules, catalyseur denox...) ou améliorer la combustion (recyclage EGR, injection électronique). Les travaux de recherche sur les émissions polluantes des moteurs thermiques portent sur la mise au point des méthodes de mesures de ces émissions, les dispositifs pour lutter contre la pollution, sur la détermination de facteurs d'émissions en lien avec des modifications de procédés ou de carburants...

Dans les **inventaires des ACV**, l'évaluation de la contribution d'une machine aux émissions d'une substance g s'estime à partir du produit de l'**activité** et du facteur spécifique ou **facteur unitaire d'émission** :

$$E_g = A.EF_g \quad (2.16)$$

L'**activité** est une **grandeur statistique** souvent basée sur des enquêtes ou sondages et qui rend compte de l'usage : pour une voiture, c'est le kilométrage annuel par exemple. Le **facteur d'émission** est le résultat d'**une ou plusieurs mesures**. Plus les statistiques sont détaillées, plus le facteur d'émission sera ou pourra être détaillé. Si on continue avec l'exemple des voitures, on peut mesurer le facteur d'émission d'un véhicule diesel d'une cylindrée de 2 l équipé d'un filtre à particule réalisant un trajet en ville. Le choix des catégories de véhicules relève lui des paramètres techniques qui peuvent faire varier de façon conséquente le facteur d'émission : présence d'organe de dépollution, carburant, puissance du moteur...L'activité est apparentée à l'unité fonctionnelle de l'ACV.

2.2.1 Emissions de substances gazeuses

Les mesures d'émissions en phase gazeuse sont réalisées à partir de prélèvements sur les fumées en sortie de procédés pour des composés ayant des effets néfastes sur l'environnement ou la santé. L'analyse peut être faite en continue pour les émissions de CO , NO_x , COV (composés organiques volatiles, méthaniques ou non méthaniques), ou par intégration sur des cartouches adsorbantes (cas des HAP par exemple). Tous les moteurs thermiques commercialisés en Europe sont soumis à des normes d'émissions, qui définissent des valeurs plafonds pour les polluants CO , NO_x , COV et particules en masse et en nombre. Si, au cours d'un essai, les rejets sont supérieurs au plafond, le moteur n'est pas conforme et ne peut être vendu. Les émissions de CO_2 , qui sont reliées au premier ordre à la consommation de carburant, sont aussi mesurées même s'il n'existe pas de plafond unitaire les concernant.

Des **procédures réglementaires d'essai** ont été élaborées pour ces mesures. Pour les voitures, les essais se faisaient sur des châssis dynamométriques en 2001 à l'Inrets tandis que les moteurs des camions, tracteurs, bus, tronçonneuses... étaient testés sur des bancs moteurs, statiques pour les premières étapes réglementaires, puis dynamiques pour les dernières réglementations. Des

dispositifs embarqués, les PEMS, permettent de faire ces mesures sur route ([20]) ou au champs, ainsi que j'ai pu le faire dans le cadre du projet Cortea en 2015 [21].

Un essai statique consiste à tester le moteur sur des points particuliers de fonctionnement. Par exemple, pour les tronçonneuses testées dans le projet Cortea, 2 points de fonctionnements sont utilisés : le régime de ralenti et le régime à *pleine charge*, c'est à dire à 85% de la puissance nominale du moteur. Pour les essais dynamiques, la sollicitation du moteur varie au cours du temps pour reproduire une séquence plus typique d'une véritable conduite.

Pour les essais réglementaires, les **cycles de conduites** ont été simplifiés par rapport à la conduite réelle de façon à obtenir une meilleure reproductibilité des essais. Des cycles de conduites, dit réels, ont été également développés, dans le cadre du projet européen Artémis par exemple. J'ai pu contribuer à ces développements en travaillant sur la stratégie de changement des rapports de vitesse au cours de mon passage à l'Ifstar (ex-Inrets) en 2000. Ces cycles sont utilisés sur banc d'essai moteur par les constructeurs dans les phases de mise au point de leurs produits tandis que les cycles simplifiés sont utilisés pour l'homologation. Ce sont ces cycles simplifiés autour desquels se pose régulièrement la question de la représentativité et qui ont conduit au scandale *du DieselGate*. Depuis 2016, les nouvelles réglementations européennes impliquent des mesures d'émissions sur route, tests qui deviennent, depuis 2017, nécessaires pour l'homologation de nouveaux modèles et pouvant induire des amendes en cas de non conformité ([20]).

Les mesures d'émissions sont un exercice difficile du fait des problèmes méthodologiques afférents et de la précision des appareils de mesure. La variabilité des émissions est très importante pour des procédés ayant les mêmes caractéristiques techniques : pour des mesures sur des voitures en service, de même âge, même cylindrée, même carburant, le coefficient de dispersion des mesures est de l'ordre de 200 %. Pour les essais sur route, la mesure obtenue est comparée au facteur d'émission réglementaire multiplié par un facteur de conformité de 143%, pour tenir compte de ces incertitudes ([20]). Aussi, les **approches statistiques sont nécessaires pour aborder ces questions de représentativité des mesures** et leur utilisation à des fins d'inventaire en ACV. Des lignes directrices sont d'ailleurs données dans mes travaux [22]. En effet, dans cet article, on précise la taille minimum d'échantillons, qui doit être suffisamment large pour inclure les *gros émetteurs* dont les rejets pèsent de façon notable sur le total des émissions polluantes.

Cette question de précision revient indirectement à questionner la notion de périmètre et d'échelle : si, pour faire des inventaires à l'échelle globale, la moyenne est la grandeur la plus représentative pour estimer un total, la médiane est sans doute plus pertinente pour décrire les phénomènes les plus probables, observés sur une petite échelle. Dès lors qu'on réalise des mesures de facteurs d'émission on se rend compte de l'incertitude importante pesant sur les données de bases des analyses en cycle de vie. La variabilité naturelle des émissions dépasse souvent les classifications élaborées à partir d'une analyse physique des procédés. **L'enjeu pour l'analyse environnementale est donc maintenant de pouvoir fournir une plage d'incertitude autour des données de base de mieux en mieux documentées.**

2.2.2 Emissions de composés spécifiques

Outre les polluants dit réglementés, de nombreuses substances peuvent intervenir dans les impacts associés aux fumées. C'est le cas par exemple des **hydrocarbures aromatiques poly-**

	EF (g/kWh)	EF (g/kWh) littérature moteur PreECE [5] Volckens [7] Alander	EF (g/g fuel)
CO ₂	2023	-	3.08
COVT	178	[5] 225 – 350 [7] 100 - 143	0.27
NO _x	1.33	[5] 0.5 – 1.75 [7] 0.21-0.31	2.03E-03
CO	62	[5] 200 – 1200 [7] 459 – 578	9.45E-02
PM en nombre	2.87E+17	[7] 2 ^E +15	4.37E+14
IP tot	6.68		1.02E-02
HAP *10 ^{e3}	1970		3.00
PM _{10et>10}	5.31	[5] 3 – 7 (PM2.5) [7] 1.72 – 3.17	8.07E-03
PM1	5.04		7.66E-03

FIGURE 2.1 – Détermination des facteurs d'émissions EF du moteur d'une tronçonneuse Stihl023 - extrait du rapport du projet Cortea EMNR [21]

cycliques (HAP) : cette famille de molécule est connue pour ses effets cancérogènes. Réglementée pour les normes de qualités de l'air, elle ne l'est pas au niveau des émissions de moteur, bien que les fumées des moteurs en contiennent. Au cours des travaux de thèse de Dareen Alkadee [4], nous avons étudié l'analyse en cycle de vie de différents carburants. Une grande hétérogénéité des résultats a été observée dans la littérature pour ce qui concernait l'impact sur la santé des carburants. Celle-ci provenait notamment de la prise en compte ou non des HAP dans les fumées. N'étant que peu documentée au moment de ces travaux, les bases de données des logiciels ACV ne les prenaient pas en compte dans les facteurs d'émission par défaut des véhicules. D'autres, comme [23], disposaient de quelques éléments les concernant et les renaient dans les études, augmentant ainsi considérablement les impacts *santé* de leur carburants, bio ou non. Le défaut d'information concernant ces émissions ne nous a pas permis de les prendre en compte dans l'analyse en cycle de vie du biogaz dans [24]. Le projet Cortea EMNR a permis de remédier à ce défaut et des mesures de HAP ont été réalisés sur les moteurs d'engins non routiers, comme les tracteurs ou le matériel de jardinage pour lesquels des résultats sont présentés sur la figure 2.1.

Disposant d'un banc d'essai moteur au Cemagref, ces **mesures** ont été réalisées en partenariat avec l'Ineris (Institut national de l'environnement industriel et des risques) qui disposait de l'instrumentation spécifique pour analyser ces composants. Plusieurs campagnes ont été nécessaires pour **mettre au point le protocole de mesure** et déterminer les taux de dilution nécessaires à la bonne quantification de ces émissions. Il faut noter que pour ces composés qui s'adsorbent sur des cartouches, la mesure ne permet pas de distinguer les émissions gazeuses ou particulaires. L'ensemble se dépose sur la cartouche. En outre, les quantités étant inconnues au départ, il a fallu déterminer le temps de prélèvement nécessaire à collecter suffisamment de substances pour être au dessus du seuil de détection des analyseurs sans aller jusqu'à la saturation des cartouches de prélèvement. Les mesures sur les cartouches permettent d'obtenir une quantité recueillie au bout d'un certain temps pour une condition de fonctionnement moteur, pour laquelle on mesure aussi le débit d'échappement, la consommation de carburant, la tem-

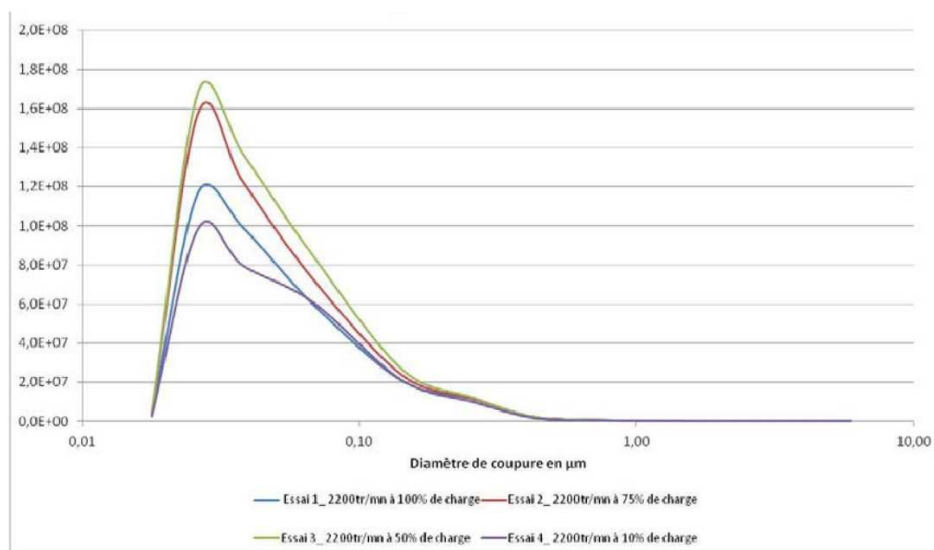
pérature, la vitesse et le couple moteur... Les mesures dans chaque condition sont pondérées par le facteur d'usage et additionnées pour produire le facteur d'émission EF. Des comparaisons ont été faites avec des valeurs trouvées dans la littérature pour les moteurs 2-temps de jardinage (Volckens) ou marins (Alander) sur les polluants courants. La proportionnalité des émissions de CO_2 et de consommation de carburant constitue toujours un moyen de vérifier la validité des mesures réalisées. Pour les HAP, il n'existait pas de valeurs de comparaison dans la littérature au moment de l'étude.

2.2.3 Emissions de particules caractérisées en taille

Les particules revêtent en fait de nombreuses formes tant du point de vue physique que chimique. La **caractérisation des particules fait intervenir une métrologie complexe et résulte bien souvent de la mise en œuvre de plusieurs appareillages**. Le projet Caat auquel j'ai participé en 2008 réunissait un consortium de partenaires mettant en œuvre des dispositifs variés d'analyse des **émissions particulaires de moteurs d'avions** : depuis la plaque en métal, pour étudier les noyaux de graphènes de suies au microscope électronique à balayage jusqu'au recueil sur des cartouches de prélèvement, l'analyse a apporté des éléments de quantification à la fois sur les compositions chimiques et les distributions en classe de taille. Pour ma part, j'ai travaillé beaucoup plus sur les analyses en taille des particules que sur la composition chimique. Pour les **émissions des moteurs**, les analyseurs sont plutôt basés sur la mesure différentielle de la mobilité électrique : les particules sont chargées électriquement en passant dans un champ. Elles impactent ensuite des plateaux en fonction de la charge qu'elles contiennent. Ces derniers dispositifs permettent ainsi d'obtenir des concentrations en nombre et détectent des particules ayant des tailles inférieures au micron (voir figure 2.2). Les quantités recueillies sur les différents plateaux permettent de ramener la charge et la masse recueillies au débit de gaz et obtenir ainsi la concentration par classe de taille avec un grand niveau de détail.

D'autres systèmes à impaction font passer le flux d'air au travers de chicanes, produisant une déviation des particules du fait de leur inertie. Ces dernières, selon leur masse, impactent ainsi différents plateaux. On reconstitue alors la distribution en taille en fonction des zones d'impactions par pesée des masses accumulées sur les filtres des plateaux : ce type d'appareil est plutôt utilisé dans les mesures de qualité de l'air et permet de déterminer les masses de PM₁, PM_{2.5} ou PM₁₀ (particules d'une taille inférieure à respectivement 1 et 2.5 et 10 microns). Il existe également des analyseurs optiques, comme le plus simple, l'opacimètre. D'autres sont plus élaborés, comme le PDA ou le Spraytec et utilisent des lasers dont les signaux réfléchis ou transmis permettent d'obtenir beaucoup plus de détails sur la taille, la vitesse, la sphéricité des particules traversant la région de mesure.

Garger a comparé différents types d'appareil dans ses travaux ([26] et [27]). Nous l'avons fait aussi pour des appareils de mesure optiques en 2016. Dans le cadre de la thèse de P.E. Vendé [25], un dispositif expérimental a été conçu pour étudier la granulométrie d'un spray d'eau dans un écoulement d'air. Des essais ont été réalisés pour caractériser les émissions de gouttelettes d'eau en sortie de buse, avec et sans écoulement : l'émission totale est assez facile à déterminer car elle correspond au débit d'injection obtenu par pesée du réservoir. La granulométrie à l'émission permet elle de déterminer avec plus de précision les trajectoires que vont suivre ces émissions. On a comparé les mesures granulométriques fournies par 2 appareils optiques, le Spraytec et le P.D.A (voir figure 2.3). Ces 2 appareils fonctionnent avec l'émission d'un faisceau laser, dont l'atténuation du signal et les interférences produites sont liées à la taille



Distribution granulométrique de la fraction PM2.5 pour différentes charges à 2200 tours/min, tracteur Massey Ferguson

FIGURE 2.2 – Granulométrie des fines particules émises par un moteur de tracteur au régime nominal et pour différentes charges - extrait du rapport final de projet Cortea-EMNR [21]

des particules traversant le faisceau. Ils fournissent tous deux une caractérisation en taille des particules émises par une buse d'injection, dont les distributions en taille sont représentées sur la figure 2.3. On observe sur ces figures que les distributions sont relativement différentes : les diamètres médians, que ce soit en nombre ou en volume, diffèrent d'une dizaine de microns dans notre cas : la précision est ainsi de plus d'une dizaine de pourcent.

Cet écart est assez sensible pour le calcul des trajectoires, ainsi que rapporté dans un article que j'ai publié sur le sujet [28] et présenté en annexe. La zone d'impaction du spray peut être décalée de plusieurs centimètres pour cette dizaine de pourcent d'incertitude. La dispersion en taille des émissions est aussi un paramètre influant fortement les processus physiques associés aux particules. Par exemple pour les sprays, la vitesse d'évaporation dépend fortement l'étendue granulométrique. L'efficacité de la brumisation en dépend également. En effet, la production de quelques grosses gouttes génère des pertes du débit d'eau qui n'atteint pas correctement sa cible mais tombe avant. Les gouttes trop fines, elles, ne se déposent pas sur les surfaces à refroidir et se trouvent emportées dans le flux d'air. Les gouttes perdues sont en fait une perte de capacité à refroidir.

Des controverses existent toujours sur les particules quant à leur nocivité, en lien avec le nombre, avec la taille et/ou avec la composition chimique. De l'émission à l'impact, il reste encore beaucoup de chemin à parcourir avant que nos connaissances ne nous permettent mieux limiter les effets néfastes de ces rejets. Les différents projets auxquels j'ai participé sur les mesures d'émission de particules montrent que la métrologie est difficile mais essentielle. Couplée aux effets de variabilité propre au procédé, l'incertitude sur les quantités émises est grande. C'est toujours le cas pour ce qu'on appelle les sources diffuses : moteurs de voitures, de jardinage... **Les quantités unitaires sont très petites, la métrologie délicate mais l'effet global résulte du cumul de ces valeurs sur un nombre très important d'utilisateurs.** Ainsi, les valeurs re-

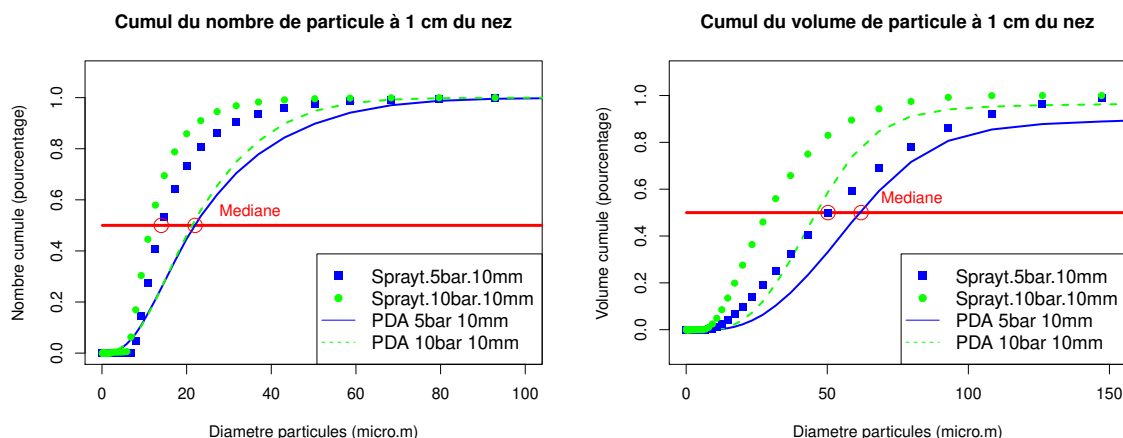


FIGURE 2.3 – Granulométrie des particules émises par une buse à cône creux - extrait de la thèse de P.E. Vende [25]

tenues dans les bases de données ACV ne sont que des ordres de grandeurs. **Travailler sur une plage d'incertitude plutôt qu'une valeur moyenne** constitue à nos yeux un moyen nécessaire pour discriminer des scénarios ou comparer les contributions de certains sous-processus dans les analyses en cycle de vie. Pour mieux comprendre l'impact, l'étude du devenir de ces rejets passe aussi par l'analyse des mécanismes impliqués dans leur dispersion, présentés dans ce qui suit sous l'angle du couplage entre la phase gazeuse et particulaire.

2.3 Couplage entre la phase gazeuse et particulaire

Près de la source d'émissions, les particules se diluent dans l'air ambiant en subissant de nombreuses transformations : la dilution entraine une modification importante des conditions de température, d'humidité et de la pression partielle de composés gazeux. Ainsi, **la taille aussi bien que la composition des particules évolue rapidement**. A travers deux exemples de travaux de recherche, je montre comment **les processus d'échange entre la phase gazeuse et particulaire pour différents composés chimiques modifient la granulométrie des particules au cours de la dilution et dispersion**.

2.3.1 Couplage chimique

A leur sortie dans le milieu ambiant, les fumées d'échappement se refroidissent brutalement. **La baisse des températures va augmenter l'humidité relative dans le panache d'échappement et favoriser la condensation et/ou la nucléation** de certaines espèces instables, en particulier l'acide sulfurique, l'ammoniaque et les composés organiques. Dans les mesure d'émissions à l'échappement, les prélèvements sont d'ailleurs maintenus en température pour bloquer ces processus. Bastien Albriet, auquel j'ai apporté mon concours pendant sa thèse [29], a étudié l'évolution de la granulométrie des particules à proximité des échappements. Partant de la spéciation des composés organiques et gazeux que j'avais proposé dans le projet Caat, il utilise un modèle modal d'aérosol qu'il couple avec un code de mécanique des fluides permettant de décrire la dilution des fumées dans l'air ambiant. Son modèle d'aérosol combine la description de la nucléation et de la condensation. Il repose sur la description de quatre familles d'aérosol, classées en taille. Chaque famille d'aérosol est supposée suivre une loi lognormale

de distribution en taille et est décrite par 3 paramètres : le nombre, l'écart-type de la distribution et le moment d'ordre 6 de la distribution. Le moment d'ordre 6 a été choisi pour pouvoir traiter analytiquement les phénomènes de coagulation qui le font intervenir ([30]). On a alors $C_{part,model} = (N_i, \sigma_i, M_{6,i})$.

Les schémas réactifs utilisés pour évaluer l'évolution des concentrations gazeuses et particulières des composés chimiques (χ_g, χ_{part}) sont complexes et font intervenir un grand nombre d'équations non détaillées ici : ils comportent plus d'une centaine de réactions faisant intervenir une cinquantaine de substances. Pour la phase aérosol, les processus sont aussi multiples. χ_t intègre donc des transformations qui ne sont pas seulement chimiques, mais résultent de la coalescence de particules et de la condensation à leur surface. Aussi, il n'est pas possible de résoudre directement les équations présentées dans le premier paragraphe. Les processus sont alors découplés : sur un pas de temps, on résout d'abord les équations de transport, puis on résout ensuite les équations liées à la nucléation, puis la condensation... Cette méthode s'appelle le *découplage en temps* (time splitting).

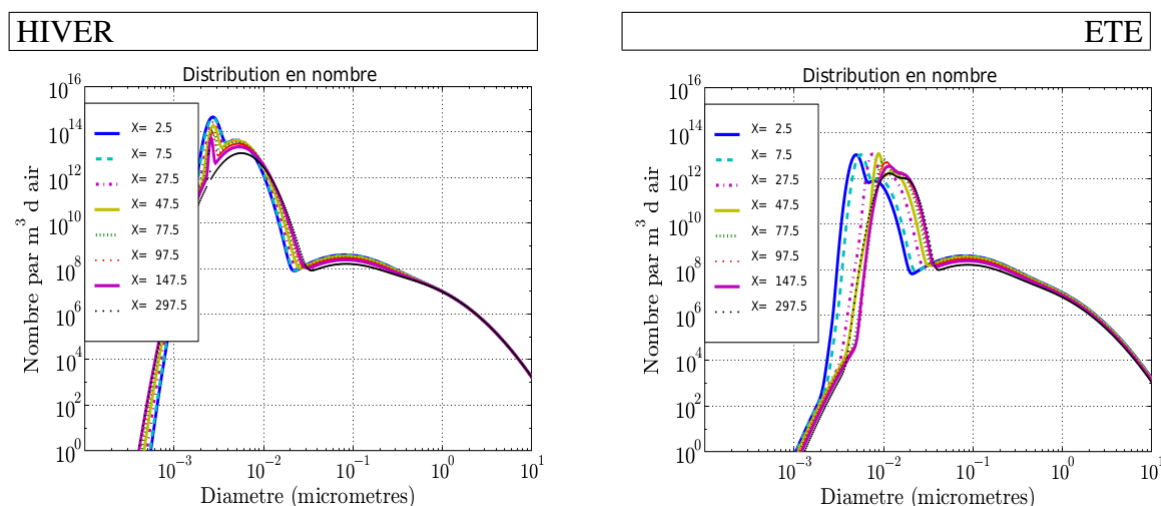


FIGURE 2.4 – Evolution de la granulométrie de particules (nombre) en fonction de la distance à une route, en hiver à gauche et en été à droite - extrait de la thèse de B. Albriet [29]

La nucléation induit l'apparition de très petits radicaux solides ou liquides du fait des rejets soufrés et ammoniaqués. La condensation de l'eau et des espèces condensables organiques se fait préférentiellement sur les particules préexistantes qui voient leur taille grossir par l'absorption de cette phase liquide supplémentaire. Ainsi, la granulométrie et les concentrations dans l'air vont dépendre de la **compétition de ces deux phénomènes**.

Sur la figure 2.4, on présente la distribution granulométrique en nombre des particules dans l'air à différentes distances de l'échappement. Selon la saison, les distributions granulométriques diffèrent : en hiver, la température ambiante est plus basse ce qui favorise le processus de nucléation : la condensation se répartit alors sur un plus grand nombre de radicaux et la croissance en taille de l'ensemble des particules est ralentie par rapport à l'été. Dans ces travaux, l'étude des phénomènes de condensation montre aussi des effets de synergie d'espèces : les produits organiques les plus volatils se condensent rapidement, et ce faisant, augmentent la pression de vapeur des autres espèces organiques qui vont alors se condenser plus rapidement.

Cette contribution s'ajoute aux observations météorologiques et concourt à expliquer l'apparition hivernale fréquente des smogs de pollution. Mais le chemin des particules est encore long jusqu'à l'impact sur la santé.

2.3.2 Couplage thermique

Le refroidissement des fumées produit des particules et inversement pour les sprays, des particules d'eau s'évaporent dans l'air entraînant le refroidissement de ce dernier. Dans la brumisation, c'est donc le processus d'évaporation des aérosols qui est étudié et recherché. Pour décrire et quantifier la dilution de rejets dans l'air, des solutions analytiques aux équations 2.15 et 2.8 sont souvent utilisées en pollution atmosphérique : des simplifications permettent d'écrire ces modèles dits gaussiens. Dans [31], je montre que ces approches peuvent être couplées à des modèles lagrangiens décrivant la trajectoire de particules et utilisées pour les sprays. On dispose avec le modèle proposé dans cet article d'un moyen de décrire de façon approximative la surface impactée par un spray sur une géométrie simple.

Au cours de la thèse de Fabien Raoult [32], nous avons poursuivi ce travail sur la modélisa-

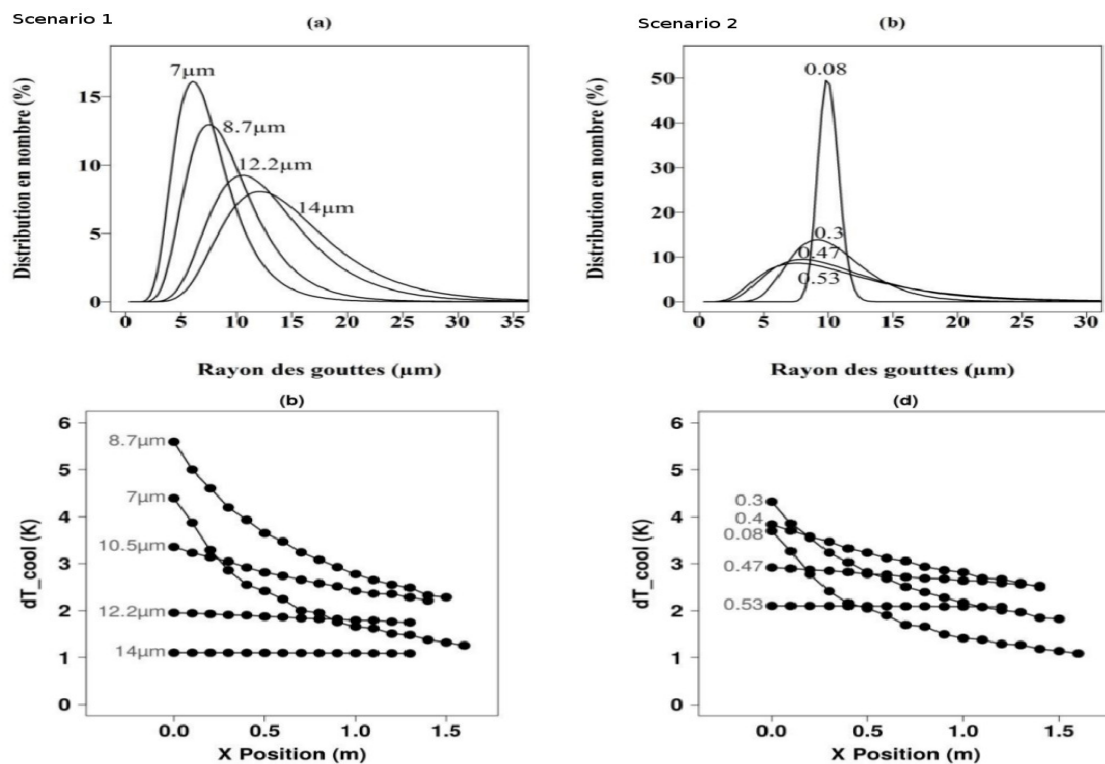


FIGURE 2.5 – Scenarios sur la granulométrie d'un spray ayant le même diamètre caractéristique de Sauter (en haut, à gauche modification des rayons médians et à droite modification de l'éten- due) et évolution correspondante des refroidissement obtenus sur une surface cible - extrait de la thèse de F. Raoult [32]

tion du processus d'évaporation dans un spray de gouttes d'eau avec des outils de mécanique des fluides. Pour décrire l'évolution du spray et des températures d'air, il propose de décrire le spray comme un nuage d'aérosol dont on décrit la concentration en nombre $C_{p,N}$ avec l'équation 2.15 : des hypothèses sont faites sur l'écart-type de la distribution en taille afin de réduire le nombre d'équations à résoudre. Le modèle d'aérosol se décompose en deux sous-modèle : une

première partie repose sur une approche lagrangienne pour décrire le comportement des gouttes à proximité de la source, à un endroit où elles possèdent encore une vitesse propre. Dans cette partie, on ne résout que les équations de la phase particulaire pour estimer l'évaporation et la taille des gouttes : on suppose que l'écoulement d'air est uniforme dans cette partie, ce qui simplifie la résolution mais constitue une approximation ne permettant pas d'obtenir une résolution spatiale très fine.

Lorsque les particules atteignent une vitesse proche de celle imposée par l'écoulement d'air, on passe à une résolution eulérienne basée sur les équations mentionnées dans le paragraphe 1. Ces modèles ont permis d'étudier le refroidissement d'une surface cible placée à différentes positions par rapport à la buse d'injection. On a en particulier étudié la cinétique d'évaporation en relation avec les caractéristiques granulométriques du spray (voir figures 2.5 (a) et (b)). Dans le modèle eulérien, l'évaporation est traitée de façon découplée par une technique de time splitting. Nous avons également, pour ce processus, testé une méthode de découplage d'ordre supérieur avec un algorithme de PuSun, qui n'a pas apporté la preuve de son utilité dans ces travaux.

Ce modèle est appliqué au refroidissement d'une surface cible placée dans un écoulement. La taille de la surface est définie à l'avance et sa position varie à l'intérieur d'un conduit de ventilation. Une buse est placée en amont de la surface à refroidir et émet un nuage d'aérosol ou spray à contre courant de l'écoulement. Dans la région où le spray est à contre courant, le cœur du nuage est très rapidement saturé en vapeur d'eau, qui résulte de l'évaporation d'un très faible volume de gouttes se transformant en un grand volume de vapeur. Plus loin dans le conduit, les taux d'évaporation évoluent lentement, ainsi qu'on peut le voir sur les figures 2.5 (b) et (d). Le long des positions, le transfert évaporatif n'a lieu que dans la zone périphérique du spray, à l'endroit où se fait le mélange avec un air non saturé. La taille des gouttes joue un rôle déterminant dans les quantités d'eau évaporée. **Plus les gouttes sont grandes, mieux elles remontent dans l'écoulement lorsque on les injecte à contre-courant de l'air. Les taux d'évaporation sont alors plus grands mais le flux surfacique d'eau diminue car le spray est très dispersé.** Avec des tailles de particules plus réduites, la section du nuage aérosol diminue et devient plus petite que la cible, mais le flux surfacique d'eau est plus important. La granulométrie optimale se détermine en fonction des vitesses d'air et à l'aide de ces modèles.

Néanmoins, des travaux ultérieurs montrent qu'il est difficile d'arriver à un flux massique d'eau homogène car les interactions dynamiques entre la vitesse des gouttes et la vitesse de l'air sont importantes dans la zone d'injection. L'interaction des écoulements d'air et de spray génèrent des dissociations dans la trajectoire des gouttes en fonction de leur taille, comme représentés sur la figure 2.6. Pour obtenir cette figure, on a utilisé un traitement statistique des mesures pour décomposer le spray en 3 familles. Les familles correspondent à ce qu'on appelle un mode dans le champs de la pollution de l'air. Les modes correspondent à des intervalles de tailles différentes. Chaque image correspond à la distribution spatiale des gouttes dans une section pour un mode donné. La technique proposée permet ainsi de suivre les trajectoires de ces modes et on matérialise avec ces figures les points d'impact des particules en fonction de leur taille. L'article complet est présenté en annexe de ce document.

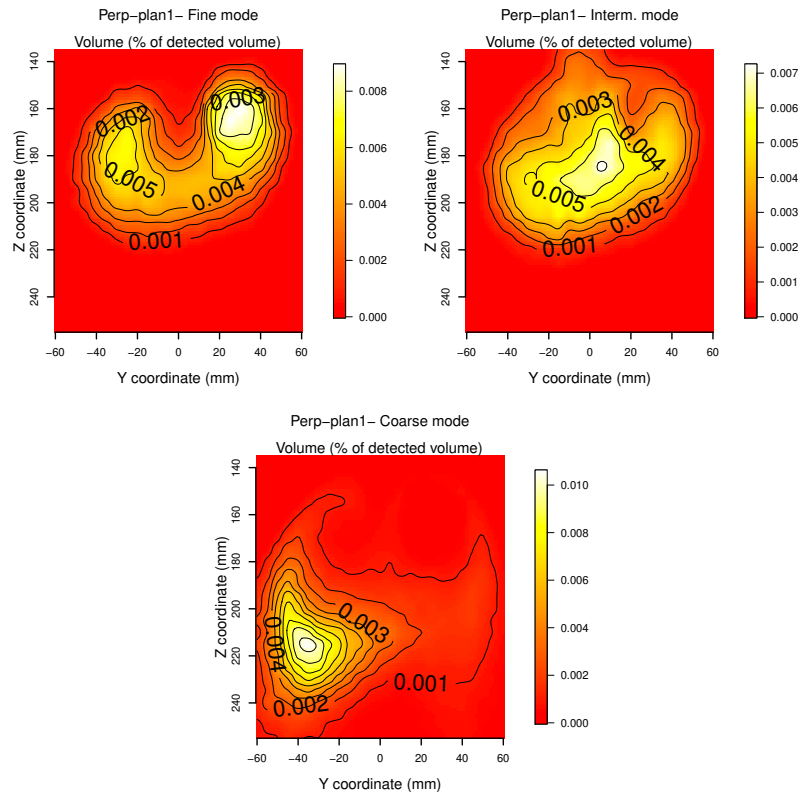


FIGURE 2.6 – Distribution spatiale des particules fines (à gauche), moyennes (au milieu) et grosses (à droite) pour un spray injecté perpendiculairement à un écoulement d’air - extrait de la publication [28]

L’approche développée par Fabien Raoult a permis de retrouver numériquement des coefficients d’échange déterminés expérimentalement pour une plaque chauffée exposée à un spray uniforme. Des travaux en cours se poursuivent quant à l’analyse de la répartition des flux de gouttes afin d’établir les stratégies permettant d’apporter sur les surfaces à refroidir la quantité d’eau critique, permettant un refroidissement sans développer de film d’eau. En effet, les films qui se développent entre les ailettes des échangeurs obstruent le passage de l’air. Les pertes de charges augmentent aux endroits où l’eau s’accumulent et l’échange thermique se réduit du fait de la diminution du passage de l’air. Des outils CFD plus puissants et intégrant les mécanismes de formation des films sont nécessaires pour étudier le design optimal de l’injection en fonction de la géométrie de l’échangeur. Ce dosage optimal de l’injection d’eau est une problématique importante du refroidissement évaporatif qui est très utilisé en période canicule, c’est à dire, à une période où l’eau manque.

2.4 Conclusion sur les écoulements diphasiques

Les écoulements diphasiques sont des écoulements complexes faisant intervenir un grand nombre de phénomènes physiques couplés. Ils interviennent dans l’étude de la pollution atmosphérique et de l’énergie. La modélisation de ces écoulements est un support d’étude des cas fréquents où aucun phénomène n’est vraiment dominant. Représenter ces écoulements implique de connaître les termes sources, émissions de polluants, de particules, de gouttes et de chaleur à l’origine de la pollution. La caractérisation des rejets reste encore largement expérimentale et les travaux présentés dans ce mémoire autour du projet Cortea et de la thèse de P.E. Vendé révèlent

les incertitudes associées à cet exercice. La modélisation n'est pas encore apte à se substituer à l'approche expérimentale sur ce sujet mais la connaissance des modèles m'a permis, dans une publication [28], de proposer une méthode originale d'analyse des mesures pour mieux décrire les distributions spatiales de gouttes dans un spray. La variabilité des mesures, objet d'une autre publication [22], montre aussi la nécessité d'intégrer une approche statistique pour déterminer des intervalles autour des grandeurs d'intérêt. En mesure, le couplage entre les incertitudes sur les conditions de fonctionnement et celles sur les rejets de procédés est sans doute la partie méthodologique posant le plus de problèmes. En modélisation, les approches statistiques basées sur les méthodes de Volume Of Fluid ou L.E.S. nécessitent encore des efforts avant de trouver leur place dans une évaluation énergétique ou environnementale de procédés.

Mais l'outil CFD est aussi un outil de construction et d'analyse des processus physiques. Si une phase de validation est bien souvent nécessaire à l'assise d'une expérience numérique, les codes de calcul en mécanique des fluides permettent d'apprécier l'influence de certains paramètres : saisonnalité sur les émissions polluantes, conditions d'ambiance sur les sprays, interactions dynamiques des particules avec l'air... Ces analyses ont fait l'objet de deux publications. Ils trouvent toute leur utilité pour l'appréciation de paramètres dont le contrôle est difficile voir inaccessible à l'expérience, comme par exemple la distribution spatiale des masses d'eau. L'approche permet également de travailler sur un périmètre élargi par rapport au procédé et qui correspond à la taille du système telle qu'elle est définie en thermodynamique : la frontière est là où il ne se passe rien. Mais l'analyse en cycle de vie révèlent bien qu'il se passe bien des choses en dehors du périmètre, à l'échelle globale, à des dimensions où l'émission unitaire ne représente presque rien mais où l'effet de cumul induit des effets. Ma contribution s'est toujours limitée à une échelle locale. Pour celle-ci, l'effet du procédé en tant que tel est encore sensible tandis que les échelles supérieures concernent des effets cumulatifs. Et contrairement aux hypothèses de la thermodynamique, les processus modifient les émissions particulières qui sont particulièrement instables dès leur rejets dans l'atmosphère. Ce sont ces points qui ont fait l'objet des travaux de B. Albriet et F. Raoult que j'ai tout deux accompagnés pendant leur thèse. A l'échelle locale, la modélisation des écoulements diphasiques apporte des renseignements sur des hétérogénéités spatiales. A ce titre, la CFD est un outil indispensable dans la conception architecturale des procédés. Pour la brumisation, des développements importants sont à prévoir sur ce thème car la conception repose, pour les échangeurs, sur des approches triphasiques pour représenter spatialement les films liquides en paroi.

Chapitre 3

Thermodynamique environnementale appliquée aux machines thermiques

Nous avons vu dans la section précédente comment sont mesurés les facteurs d'émissions polluantes des machines thermiques. Pour l'analyse environnementale, l'inventaire des émissions nécessite de connaître aussi la composante *activité de la machine*. Cette composante est plus en lien avec la consommation d'énergie qu'avec la puissance de la machine. La consommation et ses dérivées, les rejets, sont devenus au fur et à mesure des années plus prégnants pour les utilisateurs, qui, pour des achats éclairés et durables, souhaitent et même exigent de plus en plus un engagement sur ces valeurs. Il ne s'agit plus seulement de garantir le bon fonctionnement de la machine dans les conditions imposées par un cahier des charges, mais **de garantir aussi la modération des consommations énergétiques en fonctionnement courant**. La caractérisation du fonctionnement courant des procédés est ainsi rendue nécessaire et nous allons examiner dans ce qui suit les travaux que j'ai pu mener sur **l'usage et le fonctionnement courant des machines agricoles**. Ensuite, des analyses d'efficacité et de coûts, composantes de l'analyse thermoéconomique, sont appliquées aux systèmes de brumisation et illustrent le questionnement autour de la puissance et de la consommation pour ce type de systèmes. Enfin, je traite avec une approche de thermodynamique environnementale l'exemple des biocarburants en montrant les complémentarités et différences qui existent entre l'approche thermodynamique et l'approche environnementale.

3.1 Analyse énergétique de machines agricoles

3.1.1 Contexte des projets

L'analyse de l'usage des machines thermiques sert autant à la mise au point des procédures d'essai pour déterminer les facteurs unitaires d'émission qu'à labelliser la machine. **On s'attache en particulier à la représentativité de la description de l'usage courant**. Il s'agit donc d'aller chercher sur le terrain des observations sur des périodes suffisamment longues pour apprécier la représentativité des données extraites. J'ai démarré des travaux sur l'usage des véhicules particulier à l'Ifstar (ex Inrets). Il s'agissait d'abord de **documenter les émissions polluantes réglementées pour les inventaires nationaux relatifs à la pollution atmosphérique**. La description de l'usage reposait sur l'exploitation de bases de données d'activités recensées par les services statistiques de l'Etat (immatriculations) ou l'Observatoire de la mobilité (kilomètres). **Par la suite, le choc pétrolier de 2008 a conduit à déplacer le centre d'intérêt des inventaires vers la consommation unitaire d'énergie**. Les inquiétudes face à la flambée

des prix des carburants et à l'autonomie énergétique du pays ont fait émerger des nouvelles interrogations portant sur l'utilisation des machines thermiques : les conducteurs peuvent-ils être formés à une conduite économe en énergie ? Une huile moteur est-elle un facteur d'économie d'énergie ? la puissance d'une machine est-elle un facteur de surconsommation ? Les essais réalisés au banc d'essai sont-ils représentatifs des valeurs de terrain ? Ces questions se sont déclinées au travers de différents projets auxquels j'ai participé. Dans ce mémoire, je présente les projets portant sur le matériel agricole, matériel sensible pour notre autonomie alimentaire plus qu'énergétique. Ensuite, des analyses d'efficacités et de coûts, composantes de l'analyse thermoéconomique, sont appliquées aux systèmes de brumisation et illustrent le questionnement autour de la puissance et de la consommation pour ce type de systèmes. Enfin, je montre, par une approche de thermodynamique environnementale, sur l'exemple des biocarburants les complémentarités et différences qui existent entre l'approche thermodynamique de l'énergie et l'approche environnementale.

3.1.2 Mesures de l'usage

Le fonctionnement des moteurs thermiques se caractérise essentiellement à partir du régime moteur et couple, bien que ce dernier soit rarement mesuré en fonctionnement réel. La consommation de carburant le remplace plus fréquemment et sert à des analyses de la machine en puissance et en énergie. Pour les engins mobiles, positions géographiques et vitesses de déplacement sont importantes. D'autres variables comme les données météorologiques sont utiles dans le cas des machines agricoles, notamment pour comprendre l'état du sol et estimer le glissement. Enfin, des paramètres comme les températures et débits dans les différents circuits fluides, les rapports de vitesses engagés, la vitesse de rotation des roues permettent de travailler sur les accessoires du moteur.

Les premières campagnes de terrain ont porté sur l'analyse des consommations sur des chantiers d'épandage : les données recueillies ont servi à réaliser l'analyse en cycle de vie des boues de station d'épuration. Les dispositifs utilisés reposaient encore sur une métrologie complètement exogène à la machine : des débitmètres pour mesurer les flux de carburant, un tachymètre pour la mesure du régime, un GPS pour géolocaliser les véhicules et connaître leur vitesse... Mais dans le même temps s'est développée l'électronique de contrôle des moteurs, élargie rapidement à tout le véhicule. Aussi, les dispositifs d'acquisition ont évolué pour récupérer en même temps les informations disponibles et nécessaires à la gestion du moteur. Dans le cadre de la thèse de Christophe Burgun [33], les acquisitions reposaient sur un système mixte recueillant les informations circulant sur le réseau électronique du moteur qui s'ajoutaient à d'autres dispositifs pour mesurer des variables plus spécifiques : températures, couples aux roues, position et vitesse et caméras pour suivre le chauffeur et le déroulement du chantier... Le système embarqué a été testé sur des bancs d'essai au laboratoire et est parti en campagne sur une durée de plus d'un an.

Par la suite, **certains capteurs ont été abandonnés au profit des sondes installées par défaut par le constructeur**, notamment pour la consommation de carburant. Les essais que nous avons effectués au laboratoire avaient montré la fiabilité et la précision acceptable des variables fournies par le calculateur du moteur, au moins pour les grandeurs les plus importantes. Pour d'autres engins, le recueil de certaines données électroniques s'est avéré plus décevant : sur des récolteuses de betterave par exemple dans le projet Perfbett, on disposait de signaux concernant l'activation ou non des circuits hydrauliques de relevage des outils de récolte. Ce signal

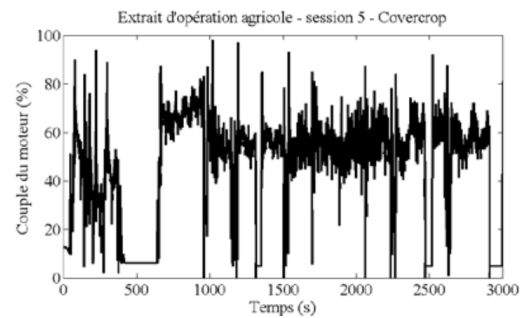
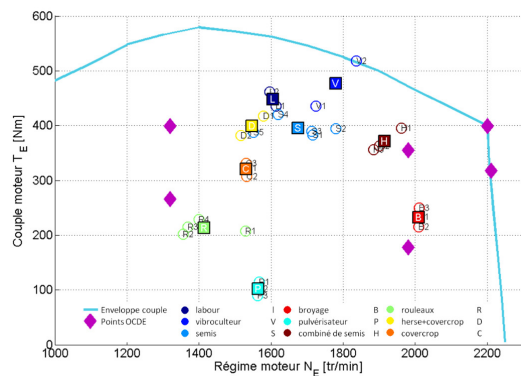


FIGURE 3.1 – Mesures des paramètres de fonctionnement moteur en fonction de différentes opérations agricoles sous la forme d’une cartographie moteur à gauche et d’une séquence temporelle à droite - extrait de la thèse de C. Burgun [33]

n’étant pas prioritaire dans la gestion électronique, nous n’avons récupéré qu’une information parcellaire et aléatoire, inexploitable pour le calcul des rangées récoltées. Les campagnes d’observation de longues durées ont aussi été **complétées par des campagnes plus ponctuelles de mesures ciblées et reposant sur des capteurs plus difficile à embarquer** : cela est le cas par exemple des analyseurs de gaz mesurant les émissions des polluants réglementés. Le support d’une équipe technique a été très important pour ces travaux. En effet, les techniciens ont largement contribué à la conception des systèmes d’acquisition ainsi qu’au recueil régulier des données sur le terrain afin de vider régulièrement les disques d’enregistrement saturés en données.

3.1.3 Analyse des données recueillies

Avec les derniers dispositifs incluant la vidéo, les volumes des données récupérées sont très importants. Le stockage et la mise en données des 20 Teraoctets récupérés pour l’étude sur des récolteuses de betteraves constitue une part importante du travail : il s’agissait ainsi de compiler ces *big data* avant l’heure pour en **extraire des séquences d’activité**, en isolant par exemple le transport de l’activité proprement dite et des manœuvres. Sur les chantiers d’épandage, on a ainsi pu obtenir les valeurs de consommations spécifiques pour ces opérations, ainsi que représentées sur la figure 3.2. Pour les machines agricoles, l’usage est à ramener en fonction du type d’opération et de la surface traitée : les unités fonctionnelles sont donc propre au secteur agricole. L’équivalent de la vitesse de trajet pour les voitures est ici le **temps de travail à l’hectare**. Souvent, les machines plus puissantes permettent d’effectuer le travail plus rapidement et il existe une relation entre la puissance de la machine et cette unité fonctionnelle. Les analyses de sensibilité à certains paramètres sont effectuées pour quantifier l’effet de la masse embarquée sur la consommation spécifique. Ces résultats ont eu des retombées très concrètes pour ce projet car on a montré l’importance de la composante transport dans l’opération d’épandage, ce qui a conduit à une limitation des distances d’épandage pour les boues d’épuration.

Les données recueillies sur le terrain ont des formats très différents et leur stockage nécessite la mise en place de bases de données pour les mettre ensuite en relation les unes avec les autres. Les procédures d’analyse ont dû être automatisées et là encore, l’appui informatique des équipes techniques a été crucial dans ces travaux. Le nettoyage des données pour enlever les valeurs aberrantes, gérer les défauts d’enregistrements et autres données manquantes et trouver

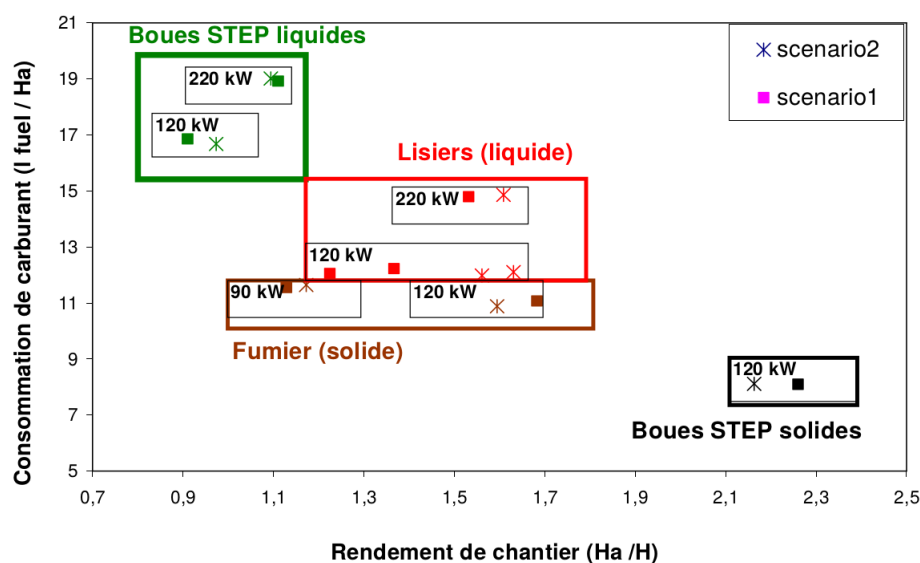


FIGURE 3.2 – Analyse de la performance de machine pendant des opérations d'épandage - extrait d'une conférence [34]

un algorithme suffisamment adaptable à la variété de situations observées est un long travail. Le support vidéo nous a permis parfois de mieux comprendre les séquences enregistrées.

Les données de terrain permettent aussi d'élaborer des modèles de comportement du véhicule. Ainsi, Christophe Burgun a pu mettre au point un modèle d'estimation de la consommation d'énergie associée au labour. Son modèle a été comparé aux relevés de terrain puis a été étendu à une gamme plus large d'outils pour apprécier la performance de chantier en fonction du type d'outil utilisé. Les résultats de ce travail sont présentés sur la figure 3.3. Sur cette figure, on présente les consommations spécifiques et la performance de chantier en fonction de la vitesse de travail et de la largeur de l'outil.

Malgré nos efforts, nous ne sommes pas toujours arrivés au niveau de détail visé pour l'analyse : sur le **rôle du conducteur** par exemple, nous avons observé des biais dans les données. Les conducteurs expérimentés avaient effectivement des performances de chantiers meilleures que les jeunes conducteurs, mais ces derniers doivent plus fréquemment assurer les travaux à des périodes avancées dans la saison et correspondant à des conditions météorologiques plus difficiles. Apprentissage nécessaire ou avantage hiérarchique, l'éco-conduite n'apporterait pas beaucoup de bénéfice dans ce contexte. Il a fallu aussi faire preuve de pédagogie pour expliquer aux conseillers en machinisme que la puissance et l'énergie sont reliées entre elles par le temps : de ce fait, une consommation instantanée élevée de carburant correspond parfois à une meilleure efficacité énergétique. **En transport, nous avons montré qu'il valait mieux que les tracteurs roulent vite.** Sur l'ensemble des mesures réalisées, nous n'avons en général pas pu mettre en évidence que la puissance des machines était pénalisante sur la consommation de carburant : la seule observation contradictoire observée se rapportait à l'utilisation d'une très grosse machine hyperspécialisée pour l'épandage pour laquelle nous avons montré qu'il fallait éviter de l'utiliser pour faire du transport.

Les relevés de terrain révèlent parfois des **usages inattendus de la machine** : par exemple, les périodes de fonctionnement avec le moteur au ralenti sont fréquentes et longues pour les engins agricoles. Le motoriste conclurait à la nécessité de les supprimer pour économiser 3 % de

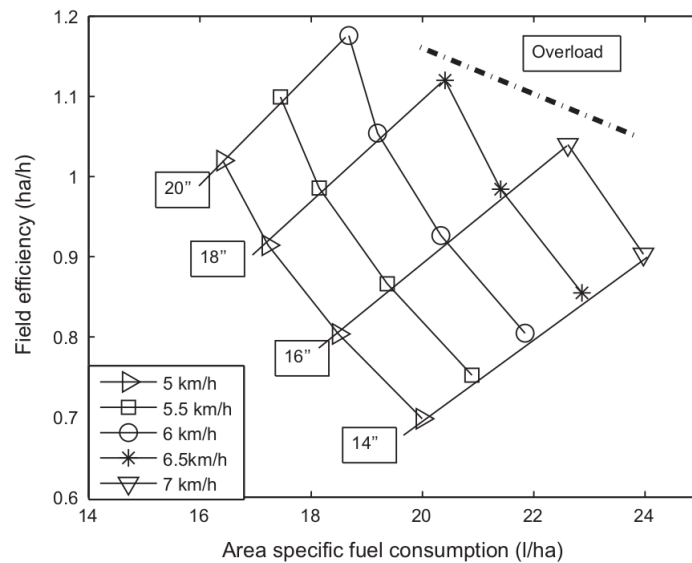


FIGURE 3.3 – Modélisation de la performance d'un tracteur en labour en fonction des paramètres outils - extrait de la thèse de C. Burgun[33]

carburant, mais l'observation vidéo montre que ces phases correspondent souvent à **des pauses pendant lesquelles le conditionnement d'air dans la cabine est requis pour le confort de l'opérateur** qui déjeune sur place. Difficile de demander d'économiser quelques litres à une personne qui économise son temps en déjeunant rapidement dans le confort très relatif d'une cabine d'engin au mois de novembre. Que dire aussi de la suppression de la climatisation des cabines de tracteur alors qu'elles constituent de véritables serres **pendant les mois les plus chauds** où l'utilisation du tracteur est intensive. L'approche de terrain est indispensable dans certains cas : la mise en évidence d'effets bénéfiques de lubrifiants par exemple n'a pu être démontrée que sur des flottes importantes de véhicule, le bénéfice unitaire étant trop petit face à la variabilité des consommations unitaires et difficile à mesurer sur banc.

Dans notre expérience, l'**analyse de l'usage** n'apporte pas systématiquement une réponse sur les leviers d'action pour les économies d'énergie : elle permet tout au plus d'apporter des éléments quantitatifs pour réfléchir souvent a posteriori à des scénarios organisationnels alternatifs. **Elle nourrit les bases de connaissance sur les procédés et permet de hiérarchiser l'influence des paramètres qui ne peuvent être représentés dans les modèles.** La richesse du terrain est surtout irremplaçable quant à la variabilité des grandeurs et la relativisation des mesures effectuées sur bancs d'essai. **Couplée à une approche statistique, l'étude de terrain constitue ainsi une étape nécessaire pour l'analyse des incertitudes** quant aux valeurs d'activité et leur conséquence sur les rejets, qui sont les prochains enjeux de l'analyse environnementale.

3.2 Efficacité et coûts de l'utilisation du froid adiabatique

Le premier problème environnemental global associé aux machines frigorifique a été le trou dans la couche d'ozone, observé peu de temps après les pluies acides à la fin des années 1970 : les fluides frigorigènes ont une durée de vie dans l'atmosphère très longue (45 à 1700 ans pour le CFC, 1,3 à 18 ans pour les HCFC et 1.4 à 270 pour les HFC). Ces gaz, libérés du fait des fuites ou à la destruction de la machine, **s'accumulent donc dans l'atmosphère** et perturbent à la fois l'équilibre radiatif (réchauffement climatique) et chimique (réduction des

concentrations d’ozone filtrant les U.V.) de l’atmosphère. Des études ont rapidement démontré l’important pouvoir de réchauffement des frigorigènes mais c’est au début des années 2000 que des analyses en cycle de vie ont été proposées pour les machines frigorifiques.

Dans cette période où les recherches portent sur les fluides frigorigènes de substitution, les **analyses en cycle de vie révèlent que la consommation d’électricité des machines frigorifiques génère aussi beaucoup d’émissions de gaz à effet de serre** et a une contribution non négligeable dans le bilan environnemental. Un indice spécifique aux machines frigorifiques, le TEWI (**Total Equivalent Warming Impact**) est même proposé : l’indice rassemble les émissions directes de gaz à effet de serre (utilisation et fuites de frigorigènes) et les émissions indirectes liées à la consommation d’électricité des installations frigorifiques. Cette dernière est spécifique à chaque pays car elle dépend des bouquets énergétiques utilisés pour la production électrique. Bovea et al. dans l’article [35] présentent en 2007 une comparaison de différents fluides frigorigènes de substitution pour la réfrigération commerciale. **Ils révèlent la difficulté à trouver un bon candidat lorsqu’on prend en compte ces deux composantes.** Dans [36], les auteurs obtiennent toujours ce même résultat en 2015, en y ajoutant une analyse plus soignée des incertitudes.

L’enjeu énergétique reste une question prépondérante pour les machines frigorifiques, y compris pour l’analyse en cycle de vie : les méthodes d’éco-conception de ces machines, dont un exemple nous est fourni dans [37], consiste à minimiser les coûts et les impacts environnementaux. Ces derniers ne sont en fait qu’une version des consommations d’énergie : ici, la qualité de l’énergie est modulée en fonction des impacts environnementaux qu’elle provoque, ce qui modifie un peu les pondérations d’énergie d’après l’auteur.

Ainsi, les recherches sur l’impact environnemental des machines frigorifiques restent centrées sur la maîtrise énergétique. Pour améliorer ces machines, l’écoconception vise donc toujours à réduire la taille des échangeurs utilisés ainsi que la consommation d’énergie du système. L’un des moyens envisageable réside dans l’intensification des transferts thermiques, dont la brumisation est une possibilité. En effet, la brumisation est un moyen de rafraîchir l’air ambiant grâce à l’évaporation de gouttes d’eau. Cette technique peut être utilisée directement pour refroidir de l’air ou indirectement pour améliorer les coefficients d’échange au niveau des condenseurs frigorifiques. Sur des installations frigorifiques, elle permet d’augmenter la puissance frigorifique délivrée et de réduire la consommation d’énergie au condenseur. L’intérêt de la brumisation réside dans une composante puissance et une composante énergie, ainsi que nous allons le voir ci-après.

3.2.1 Analyse en puissance de systèmes de refroidissement

Le besoin de refroidissement dans une installation frigorifique correspond à l’abaissement de température de denrées au moment de leur chargement et doit le reste du temps compenser les pertes de froid par les parois et la ventilation. Ces pertes sont étroitement liées au gradient de température entre l’enceinte et l’environnement. Des termes supplémentaires s’ajoutent parfois du fait de variations dans les débits de ventilation, de la présence de sources internes de chaleur et des apports solaires, par exemple pour la climatisation de bâtiments très vitrés, de serres et de véhicules. **La description de l’activité de la machine frigorifique repose ainsi nécessairement sur des éléments relatifs au climat.** Pour les pompes à chaleur en mode chauffage, c’est surtout la température de l’air qui est prise en compte, ainsi qu’on l’a vu dans le premier chapitre

à propos des coefficients saisonniers de performance énergétique de ces systèmes (voir Tableau 1.1). Pour le froid, des données climatiques détaillées servent au dimensionnement des besoins en climatisation. On travaille avec ces mêmes données dans le secteur du froid industriel pour déterminer la puissance des machines à installer. Des travaux sont en cours pour adapter les projections des climats futurs aux formats requis pour les problèmes de conditionnement d'air. Sur ce sujet, les projets que nous avons pu proposer n'ont malheureusement pas été retenus par l'ANR.

L'efficacité des systèmes de brumisation est aussi très sensible aux conditions d'ambiance : plus l'air extérieur est sec et chaud, plus la quantité d'eau évaporable augmente et plus la puissance de refroidissement est élevée. Pour le froid adiabatique, les conditions de températures, d'humidité et vitesse de l'air sont prépondérantes car elles conditionnent directement la puissance du système : ce n'est pas le besoin en froid qui sert à dimensionner le système mais ce sont les conditions climatiques qui déterminent l'apport d'un système de refroidissement par spray : le climat est l'un des facteurs limitant de la performance de ces systèmes, ainsi que nous allons le voir.

Nous avons étudié dans **quelle mesure un système de refroidissement adiabatique direct**

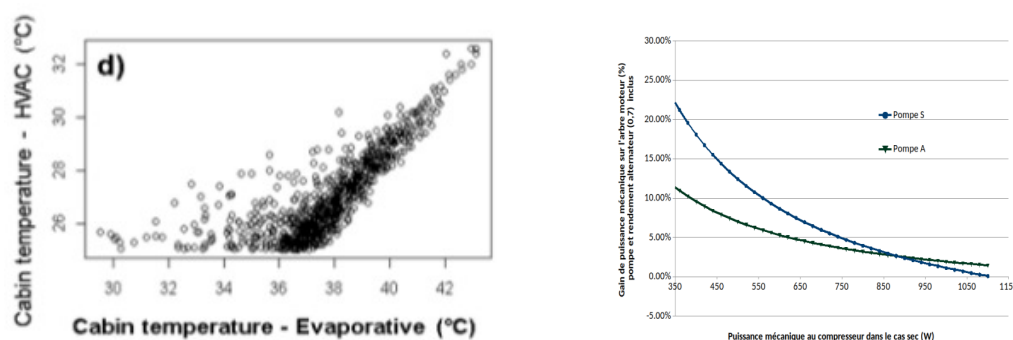


FIGURE 3.4 – Performances d'un système par aspersion d'eau : à gauche, refroidissement de la cabine d'un tracteur par froid adiabatique comparé à une climatisation en conditions sévères et à droite, baisse de la puissance demandée au moteur en fonction de la pompe pour la brumisation d'un climatiseur d'une voiture - extrait d'une conférence [38] et de la thèse de P.E. Vendé[25]

pourrait servir à refroidir la cabine d'un véhicule agricole. Dans ce cas, les conditions ambiantes servent autant à dimensionner la puissance nécessaire au refroidissement jusqu'à une température de consigne qu'à calculer la puissance délivrée par le système de brumisation : les détails de ces calculs sont donnés dans un article de conférence [38]. Si on cherche à maintenir la température de la cabine 5 °C en dessous de la température d'air ambiant, on peut utiliser une climatisation (HVAC). Aux conditions habituelles et avec une ventilation modérée, le système passif permet aussi d'atteindre cette consigne. Mais lorsque le rayonnement devient très fort, **le système de froid adiabatique ne permet pas de maintenir la consigne de température dans la cabine** (à gauche sur la figure 3.4). La température cabine avec le système de brumisation est alors très supérieure à celle obtenue avec le système HVAC. La puissance de refroidissement de ce *système passif* est trop limitée pour cette application et la climatisation est nécessaire pour assurer le confort et la sécurité de l'opérateur.

Par contre, la brumisation indirecte permet d'**améliorer les performances de la climatisation**. La thèse de P.E. Vendé a permis de travailler sur la conception d'un système de brumisation

pour une climatisation de voiture. Sur la figure de droite, nous avons représenté la baisse de puissance sur le compresseur (gain sur la figure 3.4) quant le condenseur est exposé à un spray. Selon le matériel choisi, ce gain varie, ici en fonction de la pompe d'injection du spray. On observe que le gain est plus intéressant lorsque la climatisation fonctionne à des puissances intermédiaires. Il faut dire que le cahier des charges imposait le débit maximal d'eau, ici de 2 l/h, c'est à dire trop juste pour refroidir de façon sensible le condenseur aux fortes puissances de climatisation. Dans ce cas, le principal facteur limitant a été la quantité d'eau disponible, limitée pour un *système autonome embarqué* récupérant l'eau sur l'évaporateur.

Pour les systèmes passifs comme la brumisation, **la puissance délivrée est en général assez faible et n'est jamais garantie**, puisqu'elle dépend de l'environnement. Le dimensionnement se fait alors sur les facteurs limitants plutôt que par une recherche d'optimum. Dans ce cas, il serait préférable **d'identifier les risques associés aux problèmes de non respect des consignes plutôt que d'essayer de garantir quelque chose qui ne peut l'être**. On devrait pouvoir comparer le risque vis à vis de la santé humaine du fait d'un système économe en énergie (approche risque) par rapport aux impacts sur la santé d'un système plus énergivore garantissant d'éviter les risques (approche ACV). Mais sur ce sujet, les développements méthodologiques sur l'analyse des systèmes passifs par une méthode des risques restent cependant à faire. Si le confort de certains n'est pas négociable, ces réflexions autour de la mise en perspective de risques versus des impacts suscitent des réticences lesquelles paralysent le développement des technologies passives dans nos sociétés où la garantie de performance est souhaitée. Les objectifs d'économie d'énergie ne sont pas encore assez élevés pour justifier de telles recherches.

3.2.2 Analyse en énergie

Si les conditions climatiques extrêmes servent au dimensionnement des machines frigorifiques, leur consommation d'énergie s'étudie dans le temps. Des années *type* dans des zones climatiques *type* servent à faire des estimations de consommations *normalisées* ou réglementaires, souvent utiles pour l'obtention de label de performance. Mais contrairement au chauffage pour lequel la température ambiante est le paramètre dominant, il faut, pour le froid, tenir compte de plusieurs variables météorologiques : rayonnement, humidité, température sont des paramètres dont la prédominance de l'un par rapport à l'autre dépend des caractéristiques de l'installation. Nous avons étudié l'impact de variations climatiques sur la consommation de climatisations équipées ou non de systèmes de brumisation. Les résultats de ces analyses sont présentées sur la figure 3.5 pour des scénarios climatiques typiques de la France.

A gauche, on estime le nombre d'heures par an pendant lesquelles la climatisation d'une voiture est susceptible de se déclencher : le pourcentage de temps dépend de la région climatique et augmente pour les villes situées dans la moitié sud du pays. La consommation d'énergie correspondante (en kWh) est fonction au premier ordre de cette durée d'utilisation. Lorsqu'on brumise le condenseur de climatisation, on réalise une économie sur la consommation qui est affichée en pourcentage de la consommation conventionnelle dans la dernière colonne. On observe que **l'économie réalisée, en pourcentage, est relativement indépendante du climat et des températures**. L'humidité est en fait la variable qui conditionne le plus le gain relatif de consommation d'énergie. A près de 5% d'économie en moyenne, ces résultats montrent qu'on pourrait **généraliser la technique à toutes les installations frigorifiques ayant un condenseur extérieur** et pour tous les types de climat. Sur la pompe à chaleur à droite, on retrouve des résultats relativement homogènes pour les climats français. A l'issue de l'analyse ther-

Climatisation automobile					Climatisation (PAC) d'un bâtiment					
Ville	Durée annuelle de fonctionnement de la climatisation ($T_{air} > 15^{\circ}\text{C}$)		Gain annuel		Villes	PAC sèche Prix (euros)	PAC brumisée			
	h	%	kWh	%			Avec prix de l'eau Prix (euros)	Gain	Sans prix de l'eau Prix brum sans eau	Gain
Trappes (H1a)	2382	27,19	51,2	4,41	Trappes	92	86	6%	79	16%
Nancy (H1b)	2500	28,54	64,0	4,74	Rennes	123	115	7%	106	17%
Mâcon (H1c)	2938	33,54	96,0	5,48	La Rochelle	127	119	7%	110	16%
Rennes (H2a)	2674	30,53	75,1	4,81	Nancy	133	124	7%	113	17%
La Rochelle (H2b)	3350	38,24	93,4	4,44	Agen	188	175	7%	161	17%
Agen (H2c)	3390	38,70	110,5	5,21	Macon	204	190	7%	175	17%
Carpentras (H2d)	4027	45,97	116,7	4,84	Nice	309	294	5%	279	11%
Nice (H3)	4576	52,24	195,6	5,71	Carpentras	335	309	9%	278	21%

FIGURE 3.5 – Economie d'énergie liée à l'installation d'un système de brumisation sur une climatisation automobile (à gauche) et sur une pompe à chaleur réversible (à droite)- extrait de la thèse de P.E. Vendé [25] et d'un article [39]

moéconomique, les gains en pourcentage sont un peu plus élevés pour la pompe à chaleur. La performance est toujours légèrement supérieure en climat chaud et sec.

Le dosage de l'eau est une problématique de la brumisation, au titre environnemental et énergétique. On doit limiter les quantités brumisées pour réduire le coût énergétique du système (pompe d'injection), éviter l'apparition de flaques propices aux développements bactériens et maîtriser la consommation d'une denrée qui se raréfie, surtout en période sèche et chaude. Dans le projet EfficAC, nous avons mesuré les quantités d'eau récupérable sur l'évaporateur de la machine en vérifiant l'innocuité de l'eau récupérée. Pour un système fixe, le coût associé à l'eau reste néanmoins encore modeste devant la consommation énergétique de la pompe mais il pénalise le bilan économique (voir figure 3.5 à droite). Les difficultés du dosage résident plus dans notre capacité à acheminer la quantité optimale sur les échangeurs pour lesquels les gradients de température de paroi nécessite une hétérogénéité spatiale bien maîtrisée. On observe que la consommation d'eau pénalise le plus les gains financiers associés au procédé. Nous avons pu montrer par la suite qu'il est possible de travailler avec la récupération d'eau condensée à l'évaporateur et dont l'innocuité sur la santé est avérée (hors stockage).

La diminution de la facture de climatisation grâce à un procédé de brumisation est donc significative. Les performances de ce système sont même un peu plus élevées que ce qu'offre un cycle de Rankine pour récupérer la chaleur fatale dans des gaz d'échappement. Si le coût du système est lui aussi très faible, ce sont d'autres verrous qui limitent la diffusion de ces procédés pour les économies d'énergie.

Sur le volet technologique, la régulation du procédé est un moyen d'améliorer les gains et surtout limiter la consommation d'eau mais le coût d'un système de régulation est beaucoup plus élevé que le système lui-même. Les gains obtenus, évalués en euro ou en émissions de CO_2 apparaissent aussi trop faibles pour susciter l'enthousiasme et justifier la prise de risque associée à la mise en place d'une nouvelle technologie. Pour les installations frigorifiques, on en reste donc à l'arrosage manuel des condenseurs pendant les périodes d'été pour arriver à faire passer les pointes de chaleur aux installations trop justement dimensionnées. **La brumisation directe se développe surtout pour la conservation d'aliments pour lesquels la dépense en eau est moindre et plus facile à amortir.**

3.3 Analyse énergétique et environnementale de biocarburants

Le dernier choc pétrolier et les inquiétudes sur le changement climatique ont généré de nombreuses interrogations sur les sources d'énergie et en premier lieu les carburants, première source d'énergie des moteurs thermiques. Notre société, dans laquelle les énergies fossiles représentent en 2018 encore plus de 75% de la production énergétique mondiale, est toujours à la recherche d'énergies alternatives, renouvelables et/ou moins dommageables pour notre environnement. Nous avons examiné dans le premier chapitre en quoi les avancées récentes en thermodynamique modifiaient l'approche énergétique des carburants. Dans ce paragraphe, nous examinons à présent les apports des approches environnementales sur ce sujet.

3.3.1 Les biocarburants et l'analyse en cycle de vie

L'approche énergétique des carburants repose sur l'équation de combustion, qui s'écrit pour un hydrocarbure simple et dans le cas stoechiométrique :



Cette équation permet de calculer le pouvoir énergétique et exergetique du carburant, ainsi que le rendement exergetique de combustion. Pour des carburants chimiquement complexe, on peut écrire l'équation à partir de la formule chimique condensée, donnée par :

$$C_a H_b O_c N_d S_e ([H_2O]_{libre})_f \cdot (Cendres)_g \quad (3.2)$$

Celle-ci permet d'estimer en première approximation (à 2%) le contenu énergétique et exergetique de celui-ci, ainsi que la quantité de CO_2 émise ([2]). Elle permet aussi de déterminer les émissions de CO_2 . Les autres émissions polluantes, évaluées selon la méthodologie décrite dans le chapitre 2, sont elles plus sensibles à la technologie utilisée par la machine et aux procédés dépolluants associés. C'est à partir de ces données qu'on peut réaliser un inventaire des émissions polluantes pour réaliser l'analyse environnementale d'un carburant à l'étape utilisation. Pour compléter l'analyse environnementale, il convient d'ajouter à ces éléments propres au procédé l'étape d'obtention du carburant : extraction, fabrication ou raffinage, transport.

Les premières analyses en cycle de vie des carburants ont porté sur les carburants conventionnels diesel et essence ([40]). Les analyses se sont ensuite étendues à d'autres carburants en intégrant le gaz naturel, l'éthanol, le méthanol, l'électricité par exemple dans [41] ou [42]. Ces analyses mettaient déjà en évidence les faibles coûts énergétiques associés à la production des carburants fossiles : la filière est mature et déjà très optimisée. Mac Lean et Lave faisaient part dans leurs conclusions qu'en l'absence d'une rupture technologique forte sur les autres filières de carburants ou de réglementations contraignantes, le moteur essence continuerait à dominer le marché des véhicules aux Etats Unis en 2030. Daniel et Rosen dans [42] observaient des **coûts exergetiques assez équivalents entre les véhicules diesel à injection et des véhicules totalement électriques** : ces résultats sont sans surprise tant les rendements d'un moteur diesel ou d'une centrale de production électrique sont proches. L'augmentation des prix du pétrole dans la période suivante a multiplié les études sur les carburants alternatifs dont certains, comme l'éthanol ou le méthanol, sont devenus *bio* entre temps.

Le terme biocarburant a été introduit pour qualifier les carburants produits à partir de végétaux et mieux souligner le caractère renouvelable de ces carburants, par opposition aux réserves

fossiles. En France, l'Ademe a piloté une étude officielle sur les biocarburants pendant cette période rapportant le bilan très mitigé des carburants de première génération dans [23]. Nous avons aussi participé à cette réflexion avec la thèse de Dareen Alkadee [4] en nous interrogeant notamment sur la pertinence d'une filière carburant spécifique, basée sur le biogaz, pour les engins agricoles. Son périmètre est représenté sur la figure 3.6. Comme toute matière organique, la matière première végétale contient du carbone, de l'hydrogène, ainsi que de l'oxygène, de l'azote et du soufre. Elle contient également beaucoup d'eau libre, ce qui rend sa densité énergétique à l'état brut et sans séchage assez faible. Moins dense et aussi plus distribuée géographiquement, les coûts de collecte et de transport pour la biomasse augmentent par rapport à un gisement d'énergie fossile.

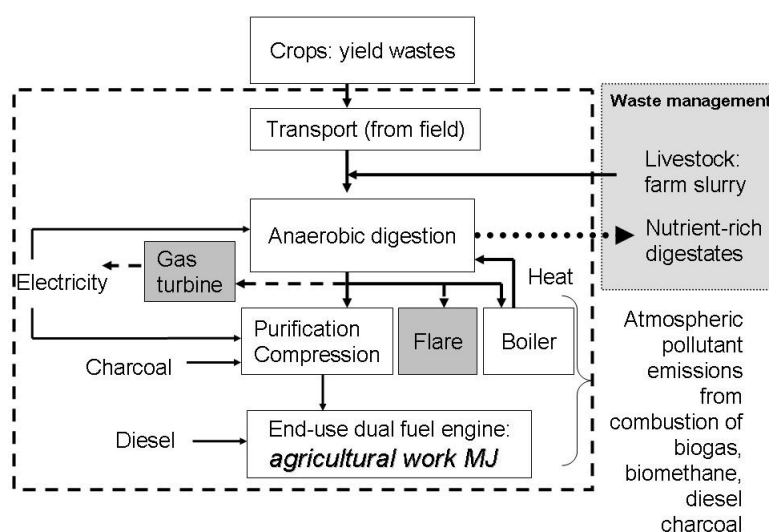


FIGURE 3.6 – Schema du périmètre pris en compte dans l'analyse en cycle de vie du biogaz utilisé comme carburant dans des moteurs d'engins agricoles - extrait de la thèse de D. Alkadee [4]

Mais c'est en général l'étape d'extraction qui requiert le plus d'énergie pour effectuer les opérations permettant d'extraire les quelques composés intéressants de la masse végétale. Dans le cas du biogaz, ce sont des enzymes qui procèdent à la dégradation des molécules. Cette dernière dure plusieurs jours et doit s'effectuer à une température nécessitant du chauffage. Le biogaz obtenu contient essentiellement du méthane mais il doit être encore largement purifié pour arriver à la qualité d'un carburant.

Comme pour les carburants fossiles, il est nécessaire d'en enlever les composés soufrés, l'eau résiduelle... Les réglementations sur la teneur en soufre s'appliquent en effet de la même façon pour tous les carburants, bio ou non. C'est pourquoi sur presque tous les biocarburants, **ces opérations de tris dans les substances chimiques, qu'on pourraient appeler raffinage de la biomasse**, sont les plus coûteuses en énergie et dépassent largement les coûts du raffinage des carburants fossiles. Cette étape génère aussi des coproduits, qui, compte tenu des volumes, sont plus faciles à valoriser dans le cas d'une filière courte de carburant agricole. La valorisation de ces déchets permet d'atténuer les coûts énergétiques du raffinage par la méthode des allocations. De nombreuses publications font mention des problèmes associés aux **choix d'allocation sur les coproduits**. Mais d'autres différences apparaissent avec l'analyse en cycle de

vie lorsqu'on la compare à l'analyse énergétique conventionnelle, point que nous développons dans le paragraphe suivant.

3.3.2 Les paradoxes des analyses sur les biocarburants

La biomasse contient des atomes de carbone, hydrogène et autres atomes et se décrit avec une formule chimique générale 3.2 pour estimer son contenu énergétique et exergétique, comme pour les autres carburants. **Ce contenu énergétique intrinsèque ou potentiel énergétique n'est jamais pris en compte dans les analyses en cycle sur les biocarburants**, excepté pour le bois. Le potentiel chimique du blé ou de la betterave pour faire de l'éthanol n'est pas introduit dans les études sur les biocarburants. Seule l'énergie entrante (électricité, chauffage, transport) est comptabilisée et ramenée à l'énergie sortante. En élargissant le périmètre, on perd ainsi de vue l'efficacité du processus de production (raffinage du carburant) et on ne compte que les énergies extérieures. Dans notre étude, nous avons réalisé l'ACV d'un méthaniseur produisant du biogaz utilisé comme carburant dans un moteur de tracteur. Nous avons pris en compte le potentiel énergétique de la biomasse introduite dans le digesteur.

C'est ce qui est représenté à droite sur la figure 3.7. Les indicateurs CED (Cumulative Energy

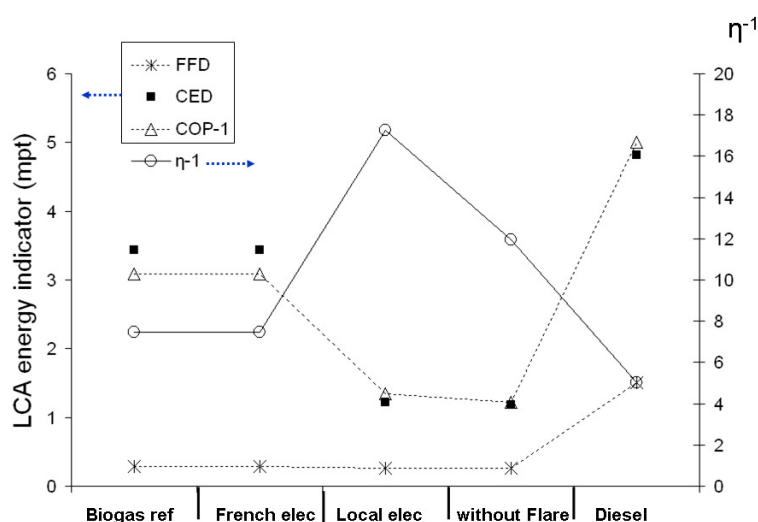


FIGURE 3.7 – Evolution des indicateurs énergétique ACV *Cumulative Energy Demand* (CED), *Fossil Fuel Depletion* (FFD) et d'indicateurs spécifiques à l'étude : quantité d'énergie produite par quantité d'énergie importée (COP^{-1}) et quantité d'énergie dépensée (contenu intrinsèque inclus) par unité produite (η^{-1}) pour différents scénario de production de biogaz - extrait de [4]

Demand) et Fossil Fuel Depletion (FFD) concernent les énergies importées dans le processus, avec un regard purement énergétique (CED) ou un regard sur l'épuisement des ressources (FFD). On note au passage le score élevé de l'effet de serre (CED) par rapport au score de l'épuisement des ressources (FFD), tous deux exprimés en *millipoints ACV*. La demande énergétique cumulée est totalement corrélée au COP^{-1} , i.e. à la quantité d'énergie importée dans le processus et ramenée à la quantité d'énergie produite.

La quantité d'énergie consommée par unité d'énergie produite η^{-1} tient compte du contenu

énergétique intrinsèque de la biomasse : c'est la spécificité de cet indicateur. Ainsi, cette quantité augmente lorsqu'on consomme une partie de la production pour assurer les besoins énergétiques de la fabrication : ce résultat s'observe sur la figure 3.7 en comparant les scénarios "local elec" et "without flare". **Avec les indicateurs ACV, on peut au contraire améliorer les scores en autoconsommant une partie de la production** : cette autoconsommation permet effectivement de diminuer les besoins énergétiques apparents et d'éviter l'utilisation des énergies fossiles, même si ce biocarburant est plus cher à obtenir, énergétiquement parlant.

L'autoconsommation est également un moyen de diminuer les émissions de CO_2 du biogaz puisque les émissions associées à la combustion de ce dernier ne sont pas comptabilisées dans les bilans, ainsi que l'imposent les directives politiques portant sur ce sujet. On peut de cette façon verdir un peu les scores des biocarburants. Le contenu énergétique spécifique des biomasses n'a pas été intégré aux réflexions environnementales sur les biocarburants : il n'y a donc pas de moyen de juger des progrès réalisables sur les filières de production qui permettraient d'exploiter mieux le contenu intrinsèque de la biomasse par de meilleurs procédés de production. Il serait intéressant aussi d'examiner le contenu intrinsèque de la biomasse en regard des indicateurs portants sur l'usage du sol ou sur la concurrence alimentaire. **Les indicateurs énergétiques dans l'analyse en cycle de vie constituent une difficulté** dans l'enseignement de ces méthodes dans les parcours énergétiques, en raison notamment de leur modalité de calcul dont les justifications nous échappent souvent et sont parfois plus politiques que scientifiques.

Nous avons évoqué précédemment le problème des HAP dans les analyses en cycle de vie de carburant. Les indicateurs de toxicités humaines s'expriment en g de DichloroBenzène par MJ de fuel : nous les avons estimés pour notre système de production de biogaz et leurs valeurs sont rassemblées dans le tableau 3.8. Dans la partie supérieure du tableau, les valeurs correspondent à celles fournies dans la base de données Simapro pour le diesel consommé par un véhicule agricole moyen. Dessous, on présente les valeurs calculées pour la production de biogaz. Pour ces utilisations, les émissions de HAP, non connues, ne sont pas comptabilisées. Dans la partie inférieure, on retrouve les valeurs de l'analyse en cycle de vie pilotée par l'Ademe. Ici, les émissions de HAP ont été documentées et la toxicité du diesel conventionnel passe ainsi de 7.3 à 412 gDB/MJ fuel.

	Toxicité humaine (g 1,4-DB/MJ Fuel)
DIESEL (SIMAPRO)	7.3
BIOGAS REF	3.5
BIOGAS FRENCH ELEC	3.5
BIOGAS EUR. ELEC	6.2
BIOGAS LOCAL ELEC	1.6
BIOGAS WITHOUT FLARE	1.6
DIESEL (ADEME)	412.0
Pur Plant Oil (HVP Ademe)	420.0
EMHV de Colza	-648.0
EMHV de tournesol	-641.0
EMHV de soja	-653.0
EMHV de palme	-646.0
Ester Méthallique d'huiles alimentaire	-678.0
Ester Méthallique de graisses animale	-678.0

FIGURE 3.8 – Indice de toxicité de différents carburants dont le diesel conventionnel (Simapro), le biogaz (estimation interne) et les biocarburants (Ademe) - extrait de [4]

L'Ademe disposait également de données montrant que les émissions de HAP d'une voiture

diminuent lorsqu'on utilise du B10, un mélange de biocarburant et diesel conventionnel. Pour l'analyse par carburant, il a été supposé que le diesel avait toujours la même valeur de toxicité, avec ou sans mélange. De ce fait, la diminution des émissions de HAP avec le mélange est intégralement affecté au biocarburant (voir 3.8). L'impact devient alors négatif pour le biocarburant pour traduire cette diminution. C'est pourquoi l'indice de toxicité est fortement négatif pour tous les biocarburants : la valeur de l'indice, en absolu, devance celle du diesel. En effet, les taux d'incorporation étant faibles, les petites baisses des émissions de HAP sont entièrement affectées à une faible quantité de biocarburant. Il s'agit en fait d'un choix déguisé de l'allocation des bénéfices environnementaux en faveur du biocarburant. On refuse au diesel la possibilité d'améliorer son propre score environnemental par une opération de mélange. Ce choix n'est pas évident à justifier car l'avantage environnemental est pourtant bien associé au mélange. Depuis, les systèmes de score négatif a été abandonné mais cette expérience montre à quel point les choix d'allocation dans les ACV sont difficiles. Ces choix ont empêché, de ce cas précis, d'effectuer la comparaison de notre carburant avec d'autres options.

Par suite, dans l'étude Ademe, l'huile végétale pure présente un indice de toxicité positif : même si elle induit une baisse des émissions de HAP en utilisation, cette baisse est en fait compensée par une légère surconsommation de carburant par kilomètre parcouru et des émissions supplémentaires dans l'étape d'industrialisation : c'est pourquoi le score global de l'huile végétale pure est légèrement supérieur au diesel. **On obtient ainsi des résultats très contrastés entre les biocarburants en mélange et les autres carburants, bio ou non.** On retrouve souvent des **émissions négatives** dans les analyses en cycles de vie en particulier pour les émissions de gaz à effet de serre : les émissions de CO_2 de n'importe quelle ressource provenant de la biomasse, quand elles ne sont pas annulées par des directives¹, peuvent être comptées négativement : ce choix dépend de la méthode d'analyse ou d'hypothèses bien soulignées qui permettent de rectifier des bilans.

Nos travaux sur les analyses en cycle de vie appliquées aux systèmes énergétiques nous ont plusieurs fois confronté à des **difficultés d'interprétation des résultats**. Il est clair que ces méthodes conduisent à optimiser des systèmes sur des critères bien différents d'un optimum énergétique, de dépense ou de consommation. Dans l'analyse en cycle de vie, on dispose d'une abondance des indicateurs énergétiques qui sont relativement équivalents pour les produits classés. Ils donnent des résultats plus hétérogènes si on les applique à la production ou conversion d'énergie. D'un point de vue enseignement, **on recommande dans ces cas de coupler les analyses environnementales avec une analyse énergétique conventionnelle ou une analyse thermoéconomique**. Il est alors plus facile d'éviter des écueils quand aux choix d'allocation. On peut ainsi mieux clarifier les hypothèses parfois très sous-jacentes et en mesurer les conséquences.

3.4 Conclusion

Sur les machines thermiques, on distingue **deux enjeux : la question de l'énergie directement associée aux besoins et la question de la puissance, beaucoup plus sensible aux problèmes d'épuisement des ressources**. Pour les machines thermiques (moteurs, systèmes de conditionnement d'air, équipements de réfrigération), la consommation d'énergie pendant la

1. voir DIRECTIVE 2009/28/EC sur la promotion de l'utilisation de l'énergie produite à partir de sources renouvelables

phase d'utilisation est le principal générateur d'impact. conformément à la littérature (voir par exemple [14], [40],[43],[23],[37],[36]). Il n'y a que pour les véhicules électriques où le *générateur d'électricité* est le véritable responsable de l'impact transport : il s'agit pour ce cas d'un bel exemple de transfert de pollution de la phase utilisation à la phase production.

Les impacts environnementaux des machines thermiques sont fonction du bouquet énergétique du pays et de la qualité de l'énergie utilisée, ainsi que nous l'avons observé avec les travaux de thèse de D. Alkadee. Cette dernière est bien souvent évaluée sur la base d'émissions de CO_2 dictées par des directives. Ceci engage ainsi les politiques énergétiques nationales et européenne qui établissent ces valeurs de qualité de l'énergie. La maîtrise de l'énergie est ainsi renvoyée à des questions d'organisation. On a montré que l'ACV conduit souvent à une solution d'amélioration basée sur l'autoproduction, qui évite les pertes dans les réseaux de distributions, permet d'améliorer la qualité environnementale de l'énergie utilisée.

Pour les engins mobiles, une partie importante des économies d'énergie et de la pollution de l'air tient aussi aux évolutions récentes dans l'organisation de notre société : pour les véhicules, l'usage de l'automobile est modéré par des actions sur les politiques de stationnement, de limitation de vitesse ou de taxation de la voiture en ville. Les effets sont plus concrets et perceptibles que les baisses réalisées sur les facteurs unitaires de consommation ou consommations spécifiques. Avec la thèse de C. Burgun, nous avons vu que la consommation d'énergie pour les engins agricoles est en baisse du fait de la diminution du nombre d'exploitations au profit de plus grandes structures équipées de machines plus puissantes et plus efficaces sur les grandes surfaces cultivées : le facteur unitaire de consommation diminue un peu mais le nombre d'heure d'utilisation baisse plus largement.

Les baisses de consommation spécifique deviennent de plus en plus difficiles à obtenir, nécessitent des investissements plus importants et sont limitées par les lois physiques. Les systèmes à bas coûts énergétiques (systèmes passifs) sont plus délaissés car on manque de méthode d'évaluation les concernant. P.E. Vendé a présenté dans sa thèse quelques éléments de méthode allant dans ce sens. En effet, la performance de ces systèmes ne peut être garantie et des méthodes spécifiques mériteraient d'être développées dès la conception de ces systèmes. On devrait pouvoir comparer le risque vis à vis de la santé humaine du fait d'un système économe en énergie (approche risque) par rapport aux impacts sur la santé d'un système plus énergivore garantissant d'éviter les risques (approche ACV). Si le confort de certains n'est pas négociable, ces réflexions autour de la mise en perspective de risques versus des impacts suscitent des réticences importantes et ralentissent le développement des technologies passives dans nos sociétés où la garantie de performance est demandée. Ces techniques sont pourtant le gage de développer une organisation plus résiliente car mieux préparée aux risques de pénurie énergétique.

L'escalade à la puissance, pour autant qu'on a pu le voir dans nos travaux, n'a pas toujours un impact très significatif sur la consommation d'énergie. Elle peut avoir des conséquences pour les véhicules (SUV par exemple) mais elle a plutôt un effet bénéfique sur la longévité des installations et la capacité à fonctionner en mode dégradé (machines frigorifiques, engins agricoles). La question de la puissance optimale est très symbolique et mérite une étude sociologique. Sur le plan technique, la question de la puissance optimale est en lien avec la durabilité des systèmes et l'économie des ressources. Sur cette question, les recherches autour de ces enjeux de durabilité sont à prendre en compte dans les perspectives de recherche.

Conclusion

La **consommation d'énergie** est le principal générateur d'impact des machines thermiques, du fait des effets sur la santé, sur le changement climatique ou sur les ressources. Cet impact provient essentiellement de la combustion de carburants fossiles qui permettent de produire l'énergie pour chauffer, refroidir ou se déplacer. L'impact est direct pour les machines à combustion ou indirect pour les machines électriques pour le refroidissement : la démarche d'analyse en cycle de vie n'occulte aucun de ces deux aspects et cela constitue un avantage et une nouveauté dans la démarche d'analyse énergétique. L'analyse environnementale modifie le poids affecté aux différentes formes d'énergie en intégrant notre capacité à maîtriser la composition du carburant, dépolluer les fumées ou s'intégrer dans un cercle vertueux pour le carbone.

L'**écoconception de machines thermiques** consiste à concevoir des machines thermiques à bas impact environnemental. Cet objectif revient souvent à en maîtriser la consommation énergétique pour notre domaine d'application. Ainsi, les méthodes d'optimisation développées en thermodynamique classique s'appliquent très bien à ces nouveaux enjeux. Les changements résident dans les pondérations affectées aux différentes formes d'énergies consommées. Celles-ci sont donc déterminées en fonction des impacts. Les évolutions des pondérations peuvent ainsi amener à de nouveaux optimums dans la technologie des machines. Les travaux de recherches sur l'écoconception visent donc à redécliner les méthodes de conception et dimensionnement pour mieux appréhender et décliner ces nouveaux optimums. Mais des paradoxes surgissent du fait des évolutions de ces pondérations.

Dans nos travaux, nous avons mis en évidence un **premier paradoxe** résidant dans l'absence d'évaluation du contenu énergétique intrinsèque de la biomasse dans les analyses des biocarburants. Quand l'analyse environnementale évalue les intrants et sortants du système, ils apparaissent sous la forme de **quantité de matière ou d'énergie**. Or le génie des procédés ne fait que modifier simultanément les formes de l'une et l'autre. Excepté pour le bois, le contenu énergétique intrinsèque des végétaux entrants n'est pas intégré alors qu'une approximation de la formule chimique élémentaire permettrait de le faire. Si on ne prend pas en compte ce potentiel intrinsèque, la biomasse n'a pas de valeur énergétique à l'entrée. Il faut alors utiliser d'autres indicateurs pour percevoir son importance, à travers par exemple la concurrence alimentaire. C'est à **ce paradoxe que s'attaque de nouvelles variables thermodynamiques (exergie, émergie) utilisées dans l'analyse environnementale**. Avec l'exergie, on peut estimer le potentiel intrinsèque des chaînes carbonées. Avec l'émergie, la référence s'exprime en terme d'énergie solaire cumulée, en supposant que le soleil est notre seul fournisseur d'énergie. J'ai observé dans mes travaux que l'exergie est une notion bien adaptée à l'évaluation de l'efficacité thermodynamique. Cette dernière permet de travailler directement sur la performance des machines thermiques. Elle est aussi compatible avec les évolutions récentes de la thermodynamique. Elle simplifie l'analyse entropique et évite de rentrer dans les débats quant à la minimisation ou maximisation d'entropie en conception. Elle garantit d'intégrer la notion d'ef-

ficacité du procédé dans l'analyse en cycle de vie, qui est parfois perdue de vue du fait des nouvelles pondérations énergétiques. L'exergie est donc une notion dont l'intérêt me semble particulièrement importante car elle permet à l'énergéticien de ne pas perdre de vue l'importance de l'optimisation de procédé, élément parfois noyé au milieu d'autres indicateurs dans l'approche environnementale.

Un **autre paradoxe** tient à l'importance donnée à l'effet de serre dans l'analyse en cycle de vie : cette importance conduit à introduire la notion de carbone biogénique, qui revient à annuler les émissions de carbone produites par combustion de biomasse. Un effet pervers de cette indication est le risque de voir se développer le recours à des énergies ayant un impact beaucoup plus important sur la santé. Le risque est cependant limité par la disponibilité réelle des ressources. Un second effet réside dans l'opportunité qu'elle offre de limiter ces émissions en intégrant une production d'énergie locale basée sur des ressources renouvelables : éolien, solaire... Les politiques de taxation et d'incitation autour du carbone ont de toute façon des implications importantes dans le domaine de la thermoéconomie. Il importe là-encore d'expliquer correctement ces nouveaux enjeux aux énergéticiens en formation.

Le **diagnostic énergétique** consiste à recenser des besoins, de l'usage et analyser les ressources locales éventuelles. Dans cette étape, on définit l'unité fonctionnelle et elle est donc un préalable aux deux méthodes d'analyse. Dans notre expérience, l'analyse de l'usage n'apporte pas toujours une réponse sur les leviers d'action pour les économies d'énergie : elle permet tout au plus d'apporter des éléments quantitatifs pour réfléchir, souvent a posteriori, à des scénarios organisationnels alternatifs. Ce travail de terrain est donc particulièrement important sur les aspects organisationnels et orienté vers l'expertise publique. Couplée à une approche statistique, le diagnostic énergétique repose sur l'étude de terrain et offre l'opportunité d'apprécier la variabilité et l'incertitude quant aux valeurs d'activité, de consommation et de rejets. **La connaissance de ces plages d'incertitudes est un enjeu dans l'analyse en cycle de vie** qui se veut une méthode comparative. Elle l'est aussi pour la réalisation d'inventaire de consommations et de rejets, en particulier pour les sources très diffuses comme peuvent l'être les véhicules ou la réfrigération individuelle. Les travaux que j'ai pu effectuer sur l'**usage** sont un support nécessaire à la réalisation de diagnostics énergétiques. Les publications sur cette thématique sont également importantes compte tenu de la généralisation des analyses en cycle de vie, qu'elle soient de produits ou de filières. Pour l'analyse de l'usage, l'analyse statistique est une composante d'autant plus importante que le recueil de données sur les consommations d'énergie se généralise avec des outils comme les compteurs connectés. Des outils statistiques récents, comme l'analyse des chaînes de Markov, sont nécessaires pour appréhender la phénoménologie des consommations dans le fouillis de ces bases de données dont certaines sont manquantes ou entachées d'erreur.

Mais le centrage des analyses sur la question énergétique masque la réflexion à mener aussi sur celle des puissances installées. Sur le plan technique, la question de la puissance optimale est en lien avec la durabilité des systèmes et l'économie des ressources. Sur cette question, les recherches autour de ces enjeux de durabilité sont peu nombreuses et constituent une perspective de recherche importante. Les systèmes à bas coûts énergétiques (systèmes passifs) sont plus délaissés car on manque de méthode d'évaluation les concernant. En effet, la performance de ces systèmes ne peut être garantie. Des méthodes spécifiques, basées sur des approches risques mériteraient d'être développées pour ces systèmes dont la brumisation est un exemple. Ces réflexions autour de la mise en perspective de risques versus des impacts suscitent des réticences

importantes et freinent le développement des technologies passives dans nos sociétés où la garantie de performance est demandée. Ces techniques sont pourtant le gage de développer une organisation plus résiliente car mieux préparée aux risques de pénurie énergétique.

La modélisation complète la panoplie des outils dédiés à la maîtrise des consommations énergétiques. Dans notre expérience, elle reste encore largement dédiée à la conception de machines car le nombre de paramètres intervenant dans cette approche dépasse toujours les capacités du recueil sur le terrain. Pour les tracteurs, nous l'avons utilisée avec succès pour analyser l'influence de certains paramètres du travail agricole. Sur les écoulements, elle nous sert également à évaluer l'influence des paramètres difficiles à contrôler dans des expériences physiques. La modélisation numérique des écoulements diphasiques est ainsi un support d'étude permettant d'aborder les cas plus fréquents où aucun phénomène n'est vraiment dominant. Mais l'outil CFD est aussi un outil de construction et d'analyse des processus physiques. En science pour l'ingénieur, la mécanique des fluides coûte encore cher et n'est pas aussi intégrée dans les méthodes de conception que peut l'être la mécanique du solide. Néanmoins, l'impression 3D peut être un support pour améliorer l'intégration de cet outil dans la conception de machines thermiques. Dans le cas d'échangeurs, des outils numériques permettent de concevoir des maquettes physiques et les étudier numériquement avec la même interface. De ce fait, l'attractivité de la mécanique des fluides appliquée aux écoulements diphasiques augmente, notamment sur le volet intensification des transferts sur lequel nous projetons de l'exploiter. Au travers de mon parcours, j'ai pu ainsi étudier la physique des écoulements diphasiques, qui, couplée à une approche systémique des machines thermiques, permet d'étendre l'analyse thermodynamique aux questions environnementales. L'unification de ces approches reste largement à approfondir pour exploiter la puissance de la thermodynamique comme véritable outil d'optimisation de systèmes en incluant le volet environnemental. Ce rapprochement s'inscrit dans les perspectives de mes travaux de recherche.

Perspectives

La thermodynamique environnementale consiste donc à concevoir et évaluer les machines thermiques en prenant en compte leur impact environnemental (énergie, santé) et en se basant sur un périmètre temporel et géographique nouveau (grande échelle d'espace, durée de vie de la machine). Nos recherches ont montré que sur les aspects méthodologiques, des interrogations subsistent dans l'écoconception des machines thermiques, en particulier, autour de la notion de l'évaluation des systèmes passifs et des incertitudes autour des variables inventoriées. Dans ce chapitre, je présente les pistes de recherches que je propose autour de l'écoconception de machines thermique. Les pistes proposées sont en lien avec le refroidissement évaporatif, application qui constitue l'objet de mes travaux les plus récents.

Mais, mes perspectives de recherches évoluent aussi suite à l'insertion, en 2020, de mon laboratoire dans un nouvel institut de recherche en agriculture, alimentation et environnement : l'Inrae. En poste dans une équipe travaillant sur l'écoconception des installations frigorifiques, au sein d'un département travaillant sur la transformation des matières agricoles en produits alimentaires, j'assure la pérennité des activités de recherche sur le refroidissement par spray. Si le changement d'environnement institutionnel ne modifie pas fondamentalement les thématiques que j'ai abordé ces dernières années, il oriente les travaux sur les questions d'éco-conception de procédés en lien avec l'industrie agroalimentaire. Le contexte des travaux évolue.

Aussi, je glisse en préambule quelques éléments de contexte afin d'assurer la cohérence des perspectives de recherche avec cette évolution de contexte. En 2010, les industries agroalimentaires françaises (IAA) ont consommé environ 5.3 Mtep d'énergie, dont un tiers sous forme d'électricité et le reste sous forme de combustible. Depuis, la consommation d'énergie de ce secteur est en hausse et présente des fluctuations importantes du fait de variations des productions liées à la conjoncture économique. En 2017, les émissions de gaz à effet de serre des IAA sont 10.2 MtCO_{2,eq} hors biomasse, contre 8.7 en 1990. Dans ces émissions, les HFC représentent un peu plus d'un quart des émissions, le reste étant principalement le fait des consommations d'énergie. Comme pour les autres industries, la loi énergie climat, adoptée en septembre 2019, remplace le facteur 4, objectif de réduction des émissions de gaz à effet de serre en 2050 par des objectifs encore plus ambitieux. Pour le secteur agroalimentaire, l'enjeu associé réside donc autant dans la diminution des rejets associés à sa consommation d'énergie que dans la substitution des gaz utilisés à des fins de réfrigération : en effet, aucune de ces deux composantes ne permet à elle seule d'assurer une diminution d'un facteur supérieur à 4. Les industries agroalimentaires sont largement représentés dans les programmes BCIAT (Bois Chaleur Industrie Agriculture et Tertiaire) financés par l'Ademe. Ce programme concerne essentiellement le renouvellement ou la substitution de systèmes de production de chaleur : l'énergie consommée, très souvent d'origine fossile au départ, est substituée à de la biomasse, majoritairement du bois et parfois des déchets organiques produits par l'industrie. Dans le même temps, 109,5 TWh (soit 36% de la consommation de combustibles de l'industrie) est rejetée sous forme de

chaleur et le secteur de l'agroalimentaire représente 31% de ce gisement. Le potentiel de ce gisement est cependant faible du fait de la qualité des rejets (faibles températures) ainsi que de leur situation géographique particulière (éloignement aux gros réseaux de chaleur). Les industries agroalimentaires combinent donc des besoins de chaleurs importants (fours, séchage), des besoins électriques forts pour assurer, entre autre, les besoins frigorifiques et des ressources particulières (biomasse : bois et déchets) liées à leur situation géographique souvent éloignée des réseaux urbains.

La réflexion énergétique concernant ces industries ne devrait pas se limiter à la production frigorifique dans ce contexte mais pourrait tirer avantage d'une réflexion autour des **systèmes de polygénération**, qui combinent la production de chaleur, froid et électricité. Le froid ayant pour objectif la conservation des aliments, on peut aborder la polygénération dans le domaine alimentaire comme un moyen de combiner une conservation par voie chaude à celle de la voie froide. Par ailleurs, un autre élément de contexte est le **changement climatique qui en augmentant les températures atmosphériques, va nécessairement produire l'augmentation des besoins énergétiques pour la réfrigération**. La capacité à résister aux vagues de chaleur constitue un enjeu et la brumisation est l'un des moyens pour y parvenir. Si la **brumisation** est une technique qui améliore la résilience des installations frigorifiques existantes, elle reste risquée ayant des performances non garanties. Sur ce sujet, il reste à proposer des méthodes d'évaluation pour mettre en lien les bénéfices environnementaux de cette technique avec un coût intégrant ces aspects risques. Enfin, à l'échelle du procédé, les recherches sur la maîtrise des quantités d'eau injectée doivent être poursuivies. La gestion des flux critiques évaporables est centrale et de récents travaux en thermodynamique devraient permettre d'avancer à cette échelle détaillée.

Aussi, les projets de recherche que je propose de mener s'articulent autour de 3 axes :

- * conception d'échangeurs brumisés
- * froid évaporatif et articulation risque/éco-conception
- * polygénération et conservation des aliments

Les deux premiers axes concernent directement la poursuite des recherches en cours : chaque axe se distingue par ses objectifs méthodologiques, un périmètre système et des moyens spécifiques. Le troisième sujet est un sujet plus prospectif sur lequel l'ébauche proposée est une ouverture répondant à l'évolution de l'établissement. Je développe dans ce qui suit les questions de recherches propre à chacun de ces axes en les abordant dans l'ordre de leur degré de maturité.

Conception d'échangeurs brumisés

La littérature concernant la brumisation des échangeurs repose largement sur l'analyse de l'intensification du transfert par un spray. Bien souvent, il s'agit de déterminer le facteur multiplicatif intervenant sur le coefficient d'échange pariétal grâce à la brumisation. Les performances sont appréciées avec ce facteur d'intensification thermique et en regard de l'augmentation des pertes de charges. Cette dernière tient aux phénomènes de bouchage associés au développement de films d'eau. Les analyses des coûts/bénéfices de systèmes de brumisation (chapitre 3) nous ont montré à quel point l'intérêt économique de ces dispositifs de brumisation est fragile, sensible à la consommation d'eau et à celle des pompes. Des stratégies d'intermittence, déplacements des buses on dispose maintenant de système pour réguler le débit d'eau impactant la surface des échangeurs. L'enjeu dans le dosage de l'eau repose sur la compréhension des mécanismes physiques limitant l'évaporation pariétale du film d'eau et détériorant les

performances du système. Ces travaux visent à proposer des outils de conception permettant un dosage plus fin des quantités d'eau et assurer une brumisation optimale quasi-sèche en surface.

Nos travaux récents (chapitre 2) montrent comment utiliser des dispositifs infrarouges pour déterminer expérimentalement la surface impactée par un spray. Ceci nous a permis d'établir qu'il existe des **flux critiques** : au-delà de ce flux, les transferts thermiques ne sont pas améliorés par l'augmentation d'eau, tandis que les pertes de pression augmentent du fait du ruissellement. Les flux critiques résultent de critères limitant l'évaporation et sont de nature thermodynamique. **L'expression de ces flux reste largement à établir** et dépend fortement de l'organisation spatiale de l'écoulement, du spray et du film.

Si la CFD est l'outil idéal pour aborder ces questions de répartition spatiale, le problème est de décrire des **écoulements triphasiques** : gouttes d'eau dans de l'air et un film. C'est pourquoi nos travaux vont se concentrer sur la zone pariétale en s'affranchissant d'abord de la partie écoulement à étudier par ailleurs. Dans cette région, le couplage entre les expressions spatiales des grandeurs et les lois limitantes de la thermodynamique n'est déjà pas facile. Ce couplage peut se décrire avec des concepts récents de la thermodynamique. **Le concept d'entransie est la caractérisation des résistances aux transferts thermiques liée aux irréversibilités thermiques** et découle de la thermodynamique endoreversible présentée au chapitre un. Il a été appliqué aux écoulements diphasiques par Qun Chen et al. ([44] et [45]) : l'auteur explique avec une analyse monodimensionnelle comment l'efficacité d'échanges pariétaux diphasiques est limitée par les irréversibilités des transferts. Pour les échangeurs, l'optimisation par analyse entropique a été largement développée par Feidt ([3]) et Bejean ([1]) pour des dimensionnements en régime monophasique. Dans le cas d'échangeurs brumisés, il s'agit de réunir les travaux réalisés sur l'humidification (entransie) et sur l'optimisation monodimensionnelle. On se propose d'étendre ces modèles au cas d'écoulements évaporatifs dans les échangeurs. On pourra pour cela poursuivre le développement des modèles simplifiés présentés auparavant. L'approche numérique et expérimentale traitera d'abord une dimension spatiale supplémentaire (2D) pour travailler en surface d'échangeurs à faibles profondeurs. L'approche sera étendue ensuite à des géométries tridimensionnelles qui nécessitent de prendre en compte l'évolution des films et de plus grandes hétérogénéités dans les températures de paroi. Les techniques d'imagerie infrarouge seront testées comme outil de pilotage de l'injection pour assurer l'adaptation du dosage aux conditions de fonctionnement de l'échangeur. Le cœur de ce projet est très technique et constitue le cadre idéal d'un travail de thèse, d'autant plus qu'il repose sur des outils expérimentaux et numériques disponibles dans le laboratoire. **L'ensemble vise ainsi à la mise au point d'un outil de diagnostic et de réglage du dosage de l'eau dans la brumisation d'échangeurs.**

Pour enrichir le projet et aboutir à des avancées plus opérationnelles, des partenariats sont nécessaires. Plusieurs pistes mettant l'accent sur différents volets sont proposées. Sur la **partie régulation du procédé**, des méthodes de traitements d'image sur les acquisitions infra-rouges pourraient servir à piloter automatiquement un système d'aspersion. Mais l'interprétation des acquisitions n'est pas évidente car les images thermiques sont perturbées par des remontées locales de température fonction de l'épaisseur locale des films d'eau. Sur la **partie atomisation du spray**, les interactions entre l'écoulement d'air et les gouttes sont importantes, surtout lorsqu'on utilise des distributions granulométriques intermédiaires qui évitent de trop disperser l'eau injectée. L'évaluation des flux massiques d'eau en amont de l'échangeur doit être mieux maîtrisée, surtout pour les conditions d'injection intermittente qui permettent de réguler le débit. Pour cela, il est nécessaire de d'étudier l'impact du déplacement d'une buse d'injection sur la

répartition spatiale des gouttes en amont de l'échangeur. Enfin, le **refroidissement évaporatif de surface peut s'obtenir sans système d'injection en utilisant la capillarité de fibres pour amener de l'eau**. Le principe est été testé mais des travaux sont nécessaires pour concevoir une façade capillaire à l'avant de l'échangeur. Le principe de l'évapo-transpiration des plantes est une option qui pourrait s'appliquer au refroidissement évaporatif d'échangeurs.

Le froid évaporatif et l'articulation risque/éco-conception

Les systèmes passifs ont des performances très sensibles à leur environnement et présentent une grande amplitude en fonction du climat. Pour la brumisation par exemple, on ne contrôle la quantité de froid produite par l'évaporation que dans certaines limites, qui dépendent de l'humidité ambiante. Pour dimensionner le procédé, il faut tenir compte des variations climatiques. De ce fait, la conception de ces systèmes est peu standardisable et leur régulation est difficile. Ces systèmes sont aussi envisagés comme un élément supplétif pour parer à des événements extrêmes. Avec ce type de dimensionnement, l'optimum présente des occurrences très faibles dans les séries météorologiques. L'intérêt et le coût du système est alors proportionnel à l'occurrence des événements extrêmes. Pourtant, le gain énergétique associé au procédé est démontré pour des conditions plus fréquentes mais le procédé ne semble pas fiable car l'absence de performance dans certaines conditions apparaît inacceptable. Il faut en fait accepter le risque que ce système n'assure pas toujours la fonction qu'on lui assigne et cet exercice de conception est difficile avec les méthodes d'analyse fonctionnelle. **Objectiver les risques est donc un travail nécessaire pour l'analyse thermo-économique de ces systèmes** : de ce travail dépendent la sophistication possible de la régulation et du coût acceptable pour ces systèmes.

Identifier le risque n'est pas aisé car il peut porter sur plusieurs facteurs. La brumisation, outre le fait de ne pas toujours arriver à rafraîchir, pose aussi des **problèmes d'encrassement** sur les échangeurs si elle est utilisée longtemps. Sur cet aspect, la durabilité est sans doute le paramètre prépondérant plutôt que le risque. La rentabilité du procédé de brumisation s'oppose ici à la durée de vie de l'échangeur. En outre, les **développements bactériens** sont toujours redoutés vis à vis de cette technologie. On retrouve ici la notion de risque sur la santé, mais sur un périmètre très différent de celui des ACV. Les gains énergétiques sont donc limités par trois facteurs de nature différente. Ces facteurs varient selon la stratégie de conception et d'utilisation du procédé : d'un système simple sans régulation à des systèmes plus sophistiqués... L'analyse requiert l'élaboration de scénarios de conception et d'utilisation d'un côté et d'un outil d'évaluation des risques de l'autre. **Il s'agit de représenter l'espace acceptable, délimité par les seuils de risque plutôt que par des optimums. Les scénarios deviennent l'outil d'écoconception et l'objectif est de construire une méthode pour appréhender la conception de ces systèmes à seuils.** Pour démarrer, les outils de calcul et d'analyse de la performance énergétique dont on dispose peuvent servir à élaborer une première plateforme sur le volet énergie. Les différents matériels testés au laboratoire méritent aussi d'être mieux documentés et peuvent servir de base l'élaboration de scénario de conception, en concertation avec les acteurs de la brumisation.

Pluridisciplinaires par la nature des risques encourus, des projets ont été déposés autour de ce sujet à l'ANR avec comme objet applicatif, le rafraîchissement de logements ou le refroidissement de carcasses. Dans l'axe *une énergie propre, durable et sûre*, il reste difficile de justifier l'intérêt de ces systèmes dont l'utilisation au cours des siècles a pourtant apporté la preuve d'une *incertaine* fiabilité. La réflexion se poursuit avec les partenaires engagés pour faire évoluer la

proposition de projet.

Revue de littérature sur la polygénération

Les machines thermiques rejettent des quantités de chaleur dans l'environnement. Parmi elles, les machines frigorifiques en rejettent plus que l'électricité qu'elles consomment. La chaleur est l'angle de mort de l'approche exergétique qui se focalise sur le travail et ne considère pas la chaleur car elle est une perte irrémédiable. Pourtant, les rejets de chaleur sensible ont, sur la température atmosphérique, un impact du même ordre de grandeurs que les effets radiatifs du CO_2 (voir Annexe A). L'usage intensif de climatisation en été peut augmenter de plusieurs degrés l'îlot de chaleur urbain ([46]). Les plus gros rejets de chaleur irrémédiable, plus souvent appelée chaleur fatale, sont un gisement d'énergie à valoriser ([47]). Si les installations frigorifiques industrielles représentent 20 % de la consommation électrique industrielle, leur potentiel de chaleur est plus important : **les systèmes frigorifiques (hors compresseurs) constituent 27 % du gisement de chaleur fatale industrielle**. Mais cette chaleur est difficile à valoriser car la température du gisement est inférieure à 40°C. Les compresseurs représentent 9% du gisement pour une température de sortie entre 40 et 100°C. Si les industries agroalimentaires ne sont pas le secteur le plus énergivore, la quantité de chaleur qu'elles rejettent est importante et jugée peu valorisable. Une réflexion sur les différents besoins de ce secteur (électricité, chaleur et froid) est proposée dans cet axe pour étudier leur combinaison.

La **polygénération** désigne le fait de produire simultanément plusieurs formes d'énergie. Le plus souvent, il s'agit de produire de l'électricité (ou tout autre travail) et de la chaleur. La trigénération consiste à produire en sus du froid. Or, le froid et la chaleur (cuisson, séchage) sont deux méthodes de conservations des aliments. On se propose de faire le point des avancées scientifiques concernant la trigénération : procédés existants, fluides utilisés, tailles des installations, régulation, simultanéité et gestion des besoins pour chaque énergie, questions de recherches... En réunissant ces différents éléments techniques, on pourra constituer la base de connaissance illustrée sur le sujet. C'est aussi l'occasion de travailler sur les rejets de chaleur et d'examiner si la trigénération a moins d'impact sur le climat. Le sujet offre une articulation possible avec des collègues travaillant sur l'empreinte carbone des aliments et ceux travaillant sur les questions d'organisations territoriales et de filières. L'objet applicatif (le système de trigénération) est un procédé frigorifique particulier, plus complexe et plus contraint sur lequel des techniques récentes comme l'intelligence artificielle pourrait apporter l'aide nécessaire sur la gestion du procédé.

On se propose avec ce sujet de nourrir une réflexion sur l'intérêt de ces systèmes appliqués aux industries agroalimentaires ou dans les exploitations agricoles. Cette action de veille scientifique autour d'un sujet est aussi une contribution à destination du collectif de recherche dans lequel je travaille.

Bibliographie

- [1] A. BEJAN, *Advanced engineering thermodynamics, third edition*. John Wiley & Sons, jan. 2006, ISBN : 0471677639.
- [2] L. BOREL et D. FAVRAT, *Thermodynamique et énergétique*, sér. Thermodynamique et énergétique vol. 1. Presses polytechniques et universitaires romandes, 2005, ISBN : 9782880745455. adresse : <https://books.google.fr/books?id=ApHgAgC8lG0C>.
- [3] M. FEIDT, *Thermodynamique optimale en dimensions physiques finies*, sér. Collection Thermique. Lavoisier, 2013, ISBN : 9782746295421. adresse : <https://books.google.fr/books?id=OvTAAGAAQBAJ>.
- [4] D. ALKADEE, « Reduction and treatment techniques of pollutants in thermal machine », Theses, Conservatoire national des arts et metiers - CNAM, juin 2011. adresse : <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-01005123>.
- [5] L. WANG et N. LI, « Exergy transfer and parametric study of counter flow wet cooling towers », *APPLIED THERMAL ENGINEERING*, t. 31, n° 5, SI, p. 954–960, avr. 2011, ISSN : 1359-4311. DOI : [10.1016/j.applthermaleng.2010.11.019](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.11.019).
- [6] V. BERTOLA et E. CAFARO, « A critical analysis of the minimum entropy production theorem and its application to heat and fluid flow », *INTERNATIONAL JOURNAL OF HEAT AND MASS TRANSFER*, t. 51, n° 7-8, p. 1907–1912, 2008, ISSN : 0017-9310. DOI : [10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.06.041](https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.06.041).
- [7] J. C. BARE, P. HOFSTETTER, D. W. PENNINGTON et H. A. U. de HAES, « Midpoints versus endpoints : the sacrifices and benefits », *The International Journal of Life Cycle Assessment*, t. 5, n° 6, p. 319, 2000. DOI : [10.1007/BF02978665](https://doi.org/10.1007/BF02978665).
- [8] J. DEWULF, H. VAN LANGENHOVE, B. MUYS, S. BRUERS, B. R. BAKSHI, G. F. GRUBB, D. M. PAULUS et E. SCIUBBA, « Exergy : its potential and limitations in environmental science and technology », *ENVIRONMENTAL SCIENCE & TECHNOLOGY*, t. 42, n° 7, p. 2221–2232, 2008, ISSN : 0013-936X. DOI : [10.1021/es071719a](https://doi.org/10.1021/es071719a).
- [9] R. AYRES, L. AYRES et K. MARTINAS, « Exergy, waste accounting, and life-cycle analysis », *ENERGY*, t. 23, n° 5, p. 355–363, 1998, ISSN : 0360-5442. DOI : [10.1016/S0360-5442\(97\)00076-5](https://doi.org/10.1016/S0360-5442(97)00076-5).
- [10] A. VALERO, « Exergy accounting : capabilities and drawbacks », *Energy*, t. 31, n° 1, p. 164–180, 2006, The Second Biennial International Workshop in Advances in Energy Studies, ISSN : 0360-5442. DOI : <https://doi.org/10.1016/j.energy.2004.04.054>.
- [11] A. VALERO et A. VALERO, « Exergy of comminution and the thanatia earth's model », *Energy*, t. 44, n° 1, p. 1085–1093, 2012, Integration and Energy System Engineering, European Symposium on Computer-Aided Process Engineering 2011, ISSN : 0360-5442. DOI : <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.04.021>.

-
- [12] H. ODUM et B. ODUM, « Concepts and methods of ecological engineering », *ECOLOGICAL ENGINEERING*, t. 20, n° 5, p. 339–361, oct. 2003, 1st Annual Conference of the American-Ecological-Engineering-Society, Univ Georgia, Ahtens, Georgia, Apr 30-May 02, 2001, ISSN : 0925-8574. DOI : [10.1016/j.ecoleng.2003.08.008](https://doi.org/10.1016/j.ecoleng.2003.08.008).
- [13] J. R. DUFLOU, J. W. SUTHERLAND, D. DORNFELD, C. HERRMANN, J. JESWIET, S. KARA, M. HAUSCHILD et K. KELLENS, « Towards energy and resource efficient manufacturing : a processes and systems approach », *CIRP ANNALS-MANUFACTURING TECHNOLOGY*, t. 61, n° 2, p. 587–609, 2012, 62nd General Assembly of CIRP, Hong Kong, PEOPLES R CHINA, AUG 19-25, 2012, ISSN : 0007-8506. DOI : [10.1016/j.cirp.2012.05.002](https://doi.org/10.1016/j.cirp.2012.05.002).
- [14] C. K. CHAU, T. M. LEUNG et W. Y. NG, « A review on life cycle assessment, life cycle energy assessment and life cycle carbon emissions assessment on buildings », *APPLIED ENERGY*, t. 143, p. 395–413, 2015, ISSN : 0306-2619. DOI : [10.1016/j.apenergy.2015.01.023](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.01.023).
- [15] J. SEINFELD et S. PANDIS, *Atmospheric chemistry and physics : from air pollution to climate change*. Wiley, 2012.
- [16] S. ARYA, *Air pollution meteorology and dispersion*. Oxford University Press, 1999.
- [17] A. LEFEBVRE, *Atomization and sprays*, sér. Combustion (Hemisphere Publishing Corporation). Taylor & Francis, 1988, ISBN : 9780891166030. adresse : <https://books.google.fr/books?id=R5MH86P-hLcC>.
- [18] S. LACOUR, C. MEGUEULLES, P. CARLOTTI, L. SOULHAC et B. SPORTISSE, « Unsteady effect on pollutant around a tunnel portal », in *4th coll. Urban Air Quality*, Pragues, France, 2006.
- [19] (). Données d'émissions, Centre interprofessionnel technique d'études de la pollution atmosphérique, adresse : <https://www.citepa.org/fr/> (visité le 20/06/2020).
- [20] A. CLENCI, « Real driving emissions (rde) - émissions en conditions réelles de conduite. enjeux et défis », *Techniques de l'ingénieur Technologie des moteurs thermiques*, n° ref. article a paraître en octobre, 2020, fre.
- [21] S. LACOUR, I. FRABOULET, E. MATHIAS, P. CLAIN, A. BALTZINGER, S. BENZAI et A. FIEVET, « Projet ademe cortea engins mobiles non-routiers (emnr) », IRSTEA, Department of technology et security of agricultural machines, rapp. tech., jan. 2015. DOI : [10.13140/RG.2.2.27606.60487](https://doi.org/10.13140/RG.2.2.27606.60487). adresse : https://www.researchgate.net/publication/338037094_Pollutant_emissions_of_Off-road_equipment_and_machinery.
- [22] R. JOUMARD, J. LAURIKKO, T. L. HAN, S. GEIVANIDIS, Z. SAMARAS, T. MERÉTEI, P. DEVAUX, J.-M. ANDRÉ, E. CORNELIS, LACOUR, S., M. V. PRATI, R. VERMEULEN et M. ZALLINGER, « Accuracy of exhaust emission factor measurements on chassis dynamometer », *Journal of the Air and Waste Management Association*, t. 59, n° 6, p. 695–703, 2009. DOI : [10.3155/1047-3289.59.6.695](https://doi.org/10.3155/1047-3289.59.6.695).
- [23] B. I. SERVICE, « Analyses de cycle de vie appliquées aux biocarburants de première génération consommés en france », Ademe, Direction Production et Energies Durables, rapp. tech., fév. 2010.
-

-
- [24] S. LACOUR, T. CHINESE, D. ALKADEE, C. PÉRILHON et G. DESCOMBES, « Energy and environmental balance of biogas for dual-fuel mobile applications », *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, t. 16, n° 3, p. 1745–1753, 2012. DOI : [10.1016/j.rser.2011.11.029](https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.11.029).
- [25] PIERRE-EMMANUEL, « Incidence de l’implémentation d’un système de pulvérisation de gouttelettes d’eau sur l’efficacité d’un groupe de production de froid embarqué », Theses, Sorbonne Université, Ecole doctorale 391, Sciences mécanique, acoustique, électronique et robotique de Paris, mar. 2018.
- [26] E. GARGER, V. KASHPUR, G. BELOV, V. DEMCHUK, J. TSCHIRSCH, F. WAGENPFEIL, H. PARETZKE, F. BESNUS, W. HOLLANDER, J. MARTINEZSERRANO et I. VINTERSVED, « Measurement of resuspended aerosol in the chernobyl area .1. discussion of instrumentation and estimation of measurement uncertainty », *RADIATION AND ENVIRONMENTAL BIOPHYSICS*, t. 36, n° 3, p. 139–148, sept. 1997, ISSN : 0301-634X. DOI : [10.1007/s004110050065](https://doi.org/10.1007/s004110050065).
- [27] E. GARGER, V. KASHPUR, H. PARETZKE et J. TSCHIRSCH, « Measurement of resuspended aerosol in the chernobyl area - part ii. size distribution of radioactive particles », *RADIATION AND ENVIRONMENTAL BIOPHYSICS*, t. 36, n° 4, p. 275–283, fév. 1998, ISSN : 0301-634X. DOI : [10.1007/s004110050082](https://doi.org/10.1007/s004110050082).
- [28] S. O. L. LACOUR, F. RAOULT, C. TINET, L. FOURNAISON, A. DELAHAYE et F. TRINQUET, « A modal analysis of the size distribution for an hollow-cone spray in cross-flow », *Experimental Thermal and Fluid Science*, t. 104, p. 164–174, 2019. DOI : [10.1016/j.expthermflusci.2019.02.020](https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2019.02.020).
- [29] B. ALBRIET, « Modélisation numérique des aérosols à l’échelle locale », Theses, Ecole des Ponts ParisTech, fév. 2007. adresse : <https://pastel.archives-ouvertes.fr/pastel-00002574>.
- [30] E. WHITBY et P. MCMURRY, « Modal aerosol dynamics modeling », *AEROSOL SCIENCE AND TECHNOLOGY*, t. 27, n° 6, p. 673–688, déc. 1997, ISSN : 0278-6826. DOI : [10.1080/02786829708965504](https://doi.org/10.1080/02786829708965504).
- [31] S. O. L. LACOUR, F. TRINQUET, P. E. VENDEE, A. VALLET, A. DELAHAYE et L. FOURNAISON, « Assessment of the wet area of a heat exchanger exposed to a water spray », *Applied Thermal Engineering*, t. 128, p. 434–443, 2018. DOI : [10.1016/j.applthermaleng.2017.09.030](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.09.030).
- [32] F. RAOULT, « Modélisation d’un écoulement diphasique évaporatif le long d’une paroi chauffée », Theses, Sorbonne Université, Ecole doctorale 391, Sciences mécanique, acoustique, électronique et robotique de Paris, jan. 2019.
- [33] C. BURGUN, « Caractérisation et modélisation des besoins énergétiques d’un tracteur agricole : application à l’étude des performances en lien avec les lubrifiants du groupe motopropulseur », Theses, Conservatoire national des arts et metiers - CNAM, mai 2013.
- [34] S. LACOUR, Y. GALIÈGUE, G. VAITILINGOM, M. PRADEL, P. GALLET et P. GUISCARFÉ, « The contribution of field experiments to life cycle assessment of agricultural works : application to spreading works », in *AgEng 2010 : International Conference on Agricultural Engineering*, Clermont-Ferrand, France, 2010, p. 10. adresse : <http://irsteadoc.irstea.fr/cemoa/PUB00030441>.
-

-
- [35] M. D. BOVEA, R. CABELLO et D. QUEROL, « Comparative life cycle assessment of commonly used refrigerants in commercial refrigeration systems », *INTERNATIONAL JOURNAL OF LIFE CYCLE ASSESSMENT*, t. 12, n° 5, p. 299–307, juil. 2007, ISSN : 0948-3349. DOI : [10.1065/lca2007.06.346](https://doi.org/10.1065/lca2007.06.346).
- [36] M. BESHAR, V. AUTE, V. SHARMA, O. ABDELAZIZ, B. FRICKE et R. RADERMACHER, « A comparative study on the environmental impact of supermarket refrigeration systems using low gwp refrigerants », *INTERNATIONAL JOURNAL OF REFRIGERATION-REVUE INTERNATIONALE DU FROID*, t. 56, p. 154–164, août 2015, ISSN : 0140-7007. DOI : [10.1016/j.ijrefrig.2015.03.025](https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.03.025).
- [37] B. H. GEBRESLASSIE, G. GUILLEN-GOSALBEZ, L. JIMENEZ et D. BOER, « Design of environmentally conscious absorption cooling systems via multi-objective optimization and life cycle assessment », *APPLIED ENERGY*, t. 86, n° 9, p. 1712–1722, sept. 2009, ISSN : 0306-2619. DOI : [10.1016/j.apenergy.2008.11.019](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2008.11.019).
- [38] LACOUR, S., P. PODEVIN et P. PUNOV, « Fuels saving using direct adiabatic cooling instead conventional air conditioning for a tractor cabin », in *BulTrans 2015*, Sozopol, Bulgaria, 2015, p. 9. adresse : <http://irsteadoc.irstea.fr/cemoa/PUB00053433>.
- [39] F. TRINQUET et LACOUR, S., « Performance d'une pac munie d'un condenseur soumis à la brumisation », *Revue générale du froid*, t. 1172, p. 26–31, 2018.
- [40] E. FURUHOLT, « Life-cycle assessment of gasoline and diesel », *RESOURCES CONSERVATION AND RECYCLING*, t. 14, n° 3-4, p. 251–263, sept. 1995, ISSN : 0921-3449. DOI : [10.1016/0921-3449\(95\)00020-J](https://doi.org/10.1016/0921-3449(95)00020-J).
- [41] H. MACLEAN et L. LAVE, « Evaluating automobile fuel/propulsion system technologies », *PROGRESS IN ENERGY AND COMBUSTION SCIENCE*, t. 29, n° 1, p. 1–69, 2003, ISSN : 0360-1285. DOI : [10.1016/S0360-1285\(02\)00032-1](https://doi.org/10.1016/S0360-1285(02)00032-1).
- [42] J. J. DANIEL et M. A. ROSEN, « Exergetic environmental assessment of life cycle emissions for various automobiles and fuels », *Exergy, An International Journal*, t. 2, n° 4, p. 283–294, 2002, ISSN : 1164-0235. DOI : [https://doi.org/10.1016/S1164-0235\(02\)00076-6](https://doi.org/10.1016/S1164-0235(02)00076-6). adresse : <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1164023502000766>.
- [43] E. GNANSOUNOU, A. DAURIAT, J. VILLEGAS et L. PANICHELLI, « Life cycle assessment of biofuels : energy and greenhouse gas balances », *BIORESOURCE TECHNOLOGY*, t. 100, n° 21, p. 4919–4930, nov. 2009, ISSN : 0960-8524. DOI : [10.1016/j.biortech.2009.05.067](https://doi.org/10.1016/j.biortech.2009.05.067).
- [44] Q. CHEN, K. D. YANG, M. R. WANG, N. PAN et Z. Y. GUO, « A new approach to analysis and optimization of evaporative cooling system i : theory », *Energy*, t. 35, n° 6, p. 2448–2454, 2010.
- [45] Q. CHEN, N. PAN et Z. Y. GUO, « A new approach to analysis and optimization of evaporative cooling system ii : applications », *Energy*, t. 36, n° 5, p. 2890–2898, 2011.
- [46] B. TREMEAC, P. BOUSQUET, C. de MUNCK, G. PIGEON, V. MASSON, C. MARCHADIER, M. MERCHAT, P. POEUF et F. MEUNIER, « Influence of air conditioning management on heat island in paris air street temperatures », *APPLIED ENERGY*, t. 95, p. 102–110, juil. 2012, ISSN : 0306-2619. DOI : [10.1016/j.apenergy.2012.02.015](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.02.015).
-

-
- [47] « La chaleur fatale », Ademe, 20, avenue du Grésillé, BP 90406, 49004 Angers Cedex 01, rapp. tech., sept. 2017. DOI : 979-1-02970-895-4. adresse : <https://www.ademe.fr/chaleur-fatale>.
- [48] K. P. SHINE, J. S. FUGLESTVEDT, K. HAILEMARIAM et N. STUBER, « Alternatives to the global warming potential for comparing climate impacts of emissions of greenhouse gases », *Climatic Change*, t. 68, n° 3, p. 281–302, 2005, ISSN : 1573-1480. DOI : 10.1007/s10584-005-1146-9.

Annexe

Annexe A

Réchauffement climatique et rejet de chaleur

A.1 Réchauffement associé à l'effet de serre

Le CO_2 et les autres gaz à effet de serre ont un impact sur le forçage radiatif de la terre : l'effet n'étant pas direct et les mécanismes de conversion énergétique très imbriqués, on n'a que peu d'information sur la traduction de ce forçage en réchauffement sensible de la température atmosphérique. Dans ce paragraphe, on essaie d'**estimer le réchauffement sensible de l'atmosphère associé à l'émission de 1 kg de CO_2** , en utilisant deux méthodes assez grossière dans un premier temps et en rapportant d'autres valeurs de la littérature. On rappelle d'abord quelques informations relatives à l'évolution de notre atmosphère.

1. L'atmosphère terrestre a une masse de $5.145 \cdot 10^{18}$ kg d'air et contient 0.0614% en masse (614 ppm) et 0.0405% en volume (405 ppmv) de CO_2 . Le CO_2 serait responsable de 26-28% de l'effet de serre. (¹ et ²).
2. L'effet de serre permet à la terre de passer de $-18^\circ C$ à $15^\circ C$. et le CO_2 est responsable de 26-28% de cet effet (³).
3. Le réchauffement moyen de l'atmosphère depuis la période 1850-1900 à la période 2003-2012 est de $0.78^\circ C$ (⁴).
4. Sur la même période, la concentration de CO_2 est passé de 290 ppmv (⁵) à 380 ppmv (⁶).

A partir de ces données générales, nous allons faire le rapport entre le réchauffement observé et les quantités de CO_2 atmosphérique pour établir leur rapport.

Méthode 1 - Effet de serre global et effet du CO_2

-
1. https://fr.wikipedia.org/wiki/Atmosph%C3%A8re_terrestre
 2. https://fr.wikipedia.org/wiki/Dioxyde_de_carbone
 3. https://fr.wikipedia.org/wiki/Gaz_%C3%A0_effet_de_serre
 4. rapport IPCC : https://www.ipcc.ch/site/assets/uploads/2018/02/WG1AR5_all_final.pdf
 5. https://fr.wikipedia.org/wiki/Dioxyde_de_carbone#/media/Fichier:Sunspot-co2FR.jpg
 6. https://fr.wikipedia.org/wiki/Gaz_%C3%A0_effet_de_serre

L'atmosphère terrestre contient donc :

$$M_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{air}} \cdot \frac{\hat{M}_{CO_2}}{\hat{M}_{air}} \cdot M_{atmo,air} \quad (A.1)$$

$$M_{CO_2} = \frac{0.0405}{100} \cdot \frac{44}{28.95} \cdot 5.145 \cdot 10^{18} \quad (A.2)$$

soit $3.17 \cdot 10^{15}$ kg de CO_2 qui induisent un réchauffement $\delta T_{co2} = (15 + 18) \cdot \frac{26}{100} = 8.58$ °C.
Le réchauffement associé à 1 kg de CO_2 dans l'atmosphère vaut donc

$$\tau_{co2} = \frac{8.58}{3.17 \cdot 10^{15}} = 2.71 \cdot 10^{-15} \text{ °C/kgCO}_2 \quad (A.3)$$

Méthode 2 - Evolution des teneurs et températures

1 ppmv de CO_2 représente $1 \text{ ppmv} = \frac{42}{28.95} \cdot 5.145 \cdot 10^{15} = 7.45 \cdot 10^{15}$ kg CO_2 . De la période préindustrielle aux années 2000-2010, l'élévation de 0.78 °C de la température correspond à une variation de 90 ppmv des concentrations de CO_2 dans l'atmosphère, soit une évolution en masse de $0.67 \cdot 10^{15}$ kg de CO_2 . Le réchauffement associé à 1 kg de CO_2 dans l'atmosphère vaut donc :

$$\tau_{co2} = \frac{0.78}{0.67 \cdot 10^{15}} = 1.16 \cdot 10^{-15} \text{ °C/kgCO}_2 \quad (A.4)$$

Valeurs littérature

Shine dans son article [48] propose des estimations du potentiel de réchauffement d'un kilogramme de CO_2 en les calculant par différents modèles : les valeurs obtenues dépendent très fortement du modèle choisi ainsi que de l'horizon sur lequel le calcul est mené. L'estimation varie entre 3.37 et $8.34 \cdot 10^{-16}$ °C/ kg CO_2 selon la méthode et l'horizon.

$$\tau_{co2} = 0.34 - 0.83 \cdot 10^{-15} \text{ °C/kgCO}_2 \quad (A.5)$$

Ces valeurs sont donc nettement inférieures aux valeurs approximatives des méthodes 1 et 2. En effet dans les méthodes 1 et 2, on intègre indirectement d'autres gaz à effet de serre et d'autres effets, dont sans doute, les rejets de chaleurs. Par contre, les premiers ont l'avantage de correspondre à des observations tandis que les autres sont le résultat de modèles.

A.2 Réchauffement associé a un rejet de chaleur

La libération de 1 kWh de chaleur a un pouvoir de réchauffement sensible de l'atmosphère de :

$$\tau_q = \frac{Q}{M_{air} \cdot C_{air}} = \frac{3.6 \cdot 10^6}{5.145 \cdot 10^{18} \cdot 10^3} = 0.7 \cdot 10^{-15} \text{ °C/kWh}. \quad (A.6)$$

Ainsi, on observe qu'un rejet de 1 kWh dans l'atmosphère a un *pouvoir de réchauffement*⁷ du même ordre de grandeur qu'un kg de CO_2 si on prend les valeurs les plus conservatives de Shine ou d'un quart si on prend les estimations les plus grossières. Dans tous les cas, l'effet ne semble pas tout à fait négligeable.

7. L'appellation est impropre car elle est réservée à la comparaison des forcages radiatifs d'autres gaz à effet de serre comparativement à celui du CO_2 : le pouvoir de réchauffement global est en fait une intégrale d'efficacité radiative

Nous allons donc estimer l'échauffement annuel lié aux rejets de chaleur dans l'atmosphère. Pour cela, on relève les valeurs de la production et la consommation d'énergie mondiale pour différentes années dans le tableau A.1. Une décomposition par énergie est également fournie pour la production d'énergie de l'année 2018 dans le tableau A.2. Les valeurs dans ces tableaux sont issues de ⁸

TABLE A.1 – Production et consommation finale mondiale annuelle.

Année	1990	2000	2010	2017
Production (Mtep)	8801	-	-	14035
Consommation finale (Mtep)	6624	7030	8834	9717
Part électricité dans consommation finale(%)	13.3	15.5	17.4	18.9

TABLE A.2 – Décomposition de la production mondiale annuelle par type d'énergie pour l'année 2018(%)

Part	Combustibles	Part	Autres
32.1	pétrole	6.8	hydraulique
28.1	charbon	4.4	nucléaire
23.1	gaz naturel	2.1	éolien
0.7	biocarburant	0.9	photovoltaïque
84	total combustible	1	géothermie/biomasse

Pour estimer les rejets de chaleur produite et rejetée dans l'atmosphère, on ne prend en compte que la part de production associée aux combustibles et on ajoute les hypothèses suivantes :

- 1/3 de la production est transformée en énergie noble (électricité ou mobilité) et les 2/3 sont perdus sous forme de chaleur⁹
- on néglige les usages de l'électricité destinés à produire de la chaleur.
- on néglige les rejets de chaleur associée à la production de froid à partir de l'électricité¹⁰
- la chaleur est rejetée directement dans l'atmosphère sous forme de chaleur sensible
- on ne tient pas compte des parties latentes contenues dans la vapeur d'eau
- on néglige la partie biomasse regroupée avec la géothermie dans les chiffres de production d'énergie
- on néglige la chaleur émise par la production nucléaire car les rendements des installations sont peu ou mal documentés et peuvent être polémiques

Ainsi, on estime que les deux tiers de l'énergie produite à partir de combustibles, fossiles ou non, est perdue sous forme de chaleur, soit environ $Q_c = 7860$ Mtep. On aboutit ainsi à un

8. https://fr.wikipedia.org/wiki/Ressources_et_consommation_%C3%A9nerg%C3%A9tiques_mondiales

9. Pour l'année 2017, on estime ainsi que la consommation d'énergie finale électrique est d'environ 1850 Mtep/an dont 86.7 % produite à partir de combustible. Si on admet que la consommation finale vaut 1/3 de l'énergie primaire consommée et 2/3 partent en chaleur dans la production, la chaleur produite vaut 3190 Mtep, qui si on les ajoutent à la consommation finale, nous amène 12 907 Mtep, en dessous de 14 035 Mtep d'énergie produite : le choix du rendement semble donc acceptable car il laisse la place à d'autres type de pertes (raffinage, fuites). Le diagramme de Sankey donnerait plutôt 60% pour la chaleur et 40% pour l'énergie noble

10. estimation 179 Mtep-9.7% de l'électricité pour le froid/clim soit, avec un COP de 3, 537 Mtep de chaleur additionnelle

réchauffement sensible de l'atmosphère de :

$$\Delta T = \frac{Q}{M_{air} \cdot C_{p,air}} = \frac{32\,909 \cdot 10^{16}}{5.145 \cdot 10^{18} \cdot 1000} = 0.064 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{an} \quad (\text{A.7})$$

Nota bene : la valeur obtenue avec un rendement à 40% est de $Q_c = 7073$ Mtep pour la chaleur dégagée et $\Delta T = 0.056 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{an}$.

En 2018, les rejets directs de chaleur dans l'atmosphère produiraient un échauffement sensible de l'atmosphère de l'ordre de $0.06 \text{ } ^\circ\text{C}$, hors des effets radiatifs des gaz à effet de serre. Par décennie, l'estimation nous donne $0.6 \text{ } ^\circ\text{C}$ d'échauffement quand le rapport du GIEC l'estime à $0.2 \text{ } ^\circ\text{C}$ (entre 0.1 et 0.3 de fourchette probable). Si on stabilise la production d'énergie mondiale à son niveau actuel jusqu'en 2050 et que cette chaleur dégagée reste piégée dans notre atmosphère, le réchauffement serait donc de l'ordre de 1.7 à $1.9 \text{ } ^\circ\text{C}$ selon l'hypothèse choisie pour le rendement.

L'intérêt du passage à des biocarburants ou de la biomasse est faible car ici, la chaleur provient de la combustion uniquement et pas de la nature du carbone contenu dans les molécules. La maîtrise de la consommation électrique, de la chaleur pour le chauffage et de la mobilité est un enjeu fort (¹¹).

Le GIEC (¹²) observe que la terre s'est échauffée de $0.87 \text{ } ^\circ\text{C}$ depuis l'ère préindustrielle et prévoit un échauffement de $1.5 \text{ } ^\circ\text{C}$ par rapport à l'ère préindustrielle à l'horizon 2030-2050, prévision qui apparaît donc relativement optimiste si la production mondiale d'énergie reste à son niveau actuel. La prise en compte des rejets directs de chaleur, non prise en compte dans les ACV à ce jour, pourrait expliquer l'accélération des phénomènes de changement climatique et le sujet mériterait d'être plus abondamment étudié.

11. Notons qu'un véhicule utilisant de l'électricité produite à partir de combustible dégage un peu plus de chaleur du fait du taux de conversion lié au moteur électrique

12. https://www.ipcc.ch/site/assets/uploads/sites/2/2019/09/IPCC-Special-Report-1.5-SPM_fr.pdf

Annexe B

Extrait des publications en revues à comité de lecture

B.1 Production de biogaz carburant pour les engins agricoles

Cet article porte sur la production de biocarburants et certains des éléments qu'il contient sont présentés dans le chapitre 3 de ce mémoire.

Des recherches considérables sont consacrées à la recherche de carburants alternatifs satisfaisant les besoins énergétiques tout en réduisant l'impact environnemental dans le secteur des transports. Parmi les engins routiers, les machines agricoles consomment environ 2 Mtep d'énergie en France et la digestion anaérobie de déchets agricoles pourrait à peu près couvrir ces besoins. Cet article étudie l'intérêt énergétique et environnemental de ce circuit court de production de carburant. Un système de production de biogaz a été construit sur la base des caractéristiques moyennes des usines de biogaz rurales actuelles en France. Les demandes énergétiques et la production sont évaluées pour différents scénarios afin de produire du méthane pour le biocarburant de moteurs dual fuel. L'inventaire des émissions polluantes et de la consommation d'énergie est réalisée et comparé à celle de motorisation diesel conventionnelle. Le bilan énergétique est toujours défavorable au biogaz, alors que les indicateurs énergétiques de l'ACV indiquent un avantage pour la production de biogaz. Cet écart est lié à la manière au comptage du contenu énergétique intrinsèque de la biomasse : dans les ACV biocarburants classiques, cette énergie n'est pas prise en compte. Le bilan carbone est ensuite présenté et les moteurs dual fuel présentent un impact du biogaz sur le changement climatique plus faible que le diesel. Nous montrons également que l'hypothèse de calcul pour le carbone biogénique et le choix de l'allocation pour les émissions de méthane évitées par la digestion anaérobie sont cruciales pour quantifier les économies de CO₂. D'autres problèmes environnementaux liés au biogaz ont été examinés. Les résultats indiquent que la gestion de la torchère et de l'électricité verte sont les points clés d'un biogaz durable. Les dommages environnementaux aux biocarburants sont réduits si les besoins énergétiques pendant la production de biocarburants sont couverts par auto-production.

L'approche exergétique n'est pas présentée dans cet article bien qu'elle ait été aussi conduite. Cet article marque pour moi un pas en direction de l'**Ecoconception**. Les questions qui y sont abordées sont toujours d'actualité : par exemple, les interrogations actuelles concernant l'électricité à utiliser sur une installation frigorifique rejoignent les thèmes abordés dans cet article. C'est pour cette raison que je l'ai choisi.



Contents lists available at SciVerse ScienceDirect

Renewable and Sustainable Energy Reviews

journal homepage: www.elsevier.com/locate/rser

Energy and environmental balance of biogas for dual-fuel mobile applications

S. Lacour^{a,*}, T. Chinese^a, D. Alkadee^b, C. Perilhon^b, G. Descombes^b^a Laboratoire de genie des procedes pour l'environnement, l'energie et la sante (LGP2ES-EA21), Irstea, 1 Rue Pierre-Gilles de Genne, CS 10030, F-92761 Antony cedex, France^b Laboratoire de genie des procedes pour l'environnement, l'energie et la sante (LGP2ES-EA21), case 333, 292 rue Saint-Martin, 75141 Paris, France

ARTICLE INFO

Article history:

Received 26 August 2011

Received in revised form

18 November 2011

Accepted 25 November 2011

Available online 18 January 2012

Keywords:

Biogas

Biofuel

LCA

Energy balance

Carbon balance

Agricultural waste treatment

Energy production

ABSTRACT

Considerable research is currently being devoted to seeking alternative fuels to comply with transportation needs while reducing the environmental impact of this sector. Within the transport activity sector, on road vehicles and agricultural machinery require around 2 Mtoe energy in France. The anaerobic digestion of farm waste could roughly cover these needs. This paper aims to study the environmental and energy interest of this short power supply path. An ideal biogas production system has been built up from the average characteristics of current rural biogas plants in France. Pollutant emissions, energy demands and production are assessed for various scenarios in order to produce methane for dual fuel engines. Life cycle assessment (LCA) is used to evaluate the environmental impact of dual fuel agricultural machines, compared to diesel engines. The energy balance is always in disfavour of biogas fuel, whereas LCA energy indicators indicate a benefit for biogas production. This gap is related to the way in which the input of biomass energy is handled: in conventional biofuel LCA, this energy is not taken into account. A carbon balance is then presented to discuss the impact of biogas on climate change. Dual fuel engines were found to be interesting for their small impact. We also show, however, how the biogenic carbon assumption and the choice of allocation for the avoided methane emissions of anaerobic digestion are crucial in quantifying CO₂ savings. Other environmental issues of biogas fuel were examined. Results indicate that are management and green electricity are the key points for a sustainable biogas fuel. It is concluded that biofuel environmental damage is reduced if energy needs during biofuel production are covered by the production process itself. As agricultural equipment is used during the biofuel production process, this implies that a high substitution rate should be used for this equipment.

© 2011 Elsevier Ltd. All rights reserved.

Contents

1. Introduction	1746
2. Emission inventory of a rural waste treatment plant	1746
2.1. Goal, boundary system and allocation choice	1746
2.2. Functional unit	1747
2.3. Process description	1747
2.3.1. Anaerobic digester	1748
2.3.2. Purifying the fuel	1748
2.3.3. Burning in dual fuel engines	1748
2.4. Global emission inventory	1748
3. Impact assessment of biogas fuel production	1748
3.1. Simulation scenario	1748
3.2. Energy analysis	1749

* Corresponding author at: Laboratoire de genie des procedes pour l'environnement, l'energie et la sante (LGP2ES-EA21), Irstea, 1 Rue Pierre-Gilles de Genne, CS 10030, F-92761 Antony cedex, France. +33 1 40 96 62 89; fax: +33 1 40 96 61 62.

E-mail address: stephanie.lacour@irstea.fr (S. Lacour).

3.3.	Carbon balance	1751
3.4.	Environmental impacts of biogas fuel	1752
4.	Conclusion	1753
	Acknowledgment	1753
	References	1753

Nomenclature

LCA	Life cycle assessment
LCI	Life cycle inventory
LCIA	Life cycle impact assessment
FFD	Fossil fuel depletion (Pt)
CED	Cumulative energy demand (Pt)
η	energy efficiency (%)
COP	Coefficient of performance
RDAIS	Respiratory diseases related to inorganic species
$M_{C/OC}$	Mass ratio of carbon per organic matter content
$M_{H/OC}$	Mass ratio of hydrogen per organic matter content
PM	Particulate matter (g/m^3)
NMVOC	Non-methane volatile organic compounds g_C/m^3
LHV	Low heating value ($\text{MJ}/\text{kg}_{\text{fuel}}$)
GHG	Greenhouse gases (equivalent ton of CO_2)

1. Introduction

In view of the depletion of fossil fuel resources, considerable research is being devoted to looking for alternative fuels to comply with transportation needs while reducing the environmental impact of the transport activity sector. In this sector, off road vehicles and agricultural machinery consume a small, but vital amount of energy of around 2 Mtoe in France [1]. As for transport, the European goal is to reduce both their fuel consumption and their greenhouse gas emissions by 20% in 2020 and the target is even to reduce these by a factor of 4 in 2050. Given the thermodynamic principle of diesel engines and the Carnot limit, such a decrease can only be achieved with fuel changes.

Among biofuels, biogas is an interesting candidate because it can easily be used to partially replace diesel fuel in the compression ignition engines generally used for tractors. Biogas also comes from the methanisation of farm waste. This process is however poorly developed in France, with existing stations producing only 150 toe, but the French biogas potential is much higher and could cover roughly half of the energy needs if tractors were equipped with dual fuel engines [2].

Anaerobic digestion is one way to produce energy from biomass. Biomass is an ambiguous word in energy production. It refers both to the production of biofuel and to the generation of electricity by firing and co-firing. The gasification of biomass is studied for both fuel and electricity applications [3]. The most common way to use the biogas produced by anaerobic digestion is currently to produce electricity and heat. The electricity is sold whereas the heat is often used for urban heating plants, when it is produced from agricultural and municipal organic matter [4]. Sometimes, biogas is purified and injected into the gas network for use. When biogas is used for transport applications, it is then called *biofuel* in accordance with the directive 2009/28/EC European directive. Anaerobic digestion may also be regarded as a waste management system that provides organic material for soils [5]. This point is very important when dealing with agricultural waste digestion. Due to these heterogeneous applications, the environmental and energy interest of biogas is somewhat difficult to evaluate, although it is in general positive compared to fossil energy.

A certain number of studies have already been carried out to qualify the environmental impact of anaerobic digestion, using the conventional method of life cycle assessment, such as [6] or [7]. These papers compare life cycle assessment for different uses of the biogas produced on a specific site. The results generally conclude that the use of biogas as biofuel is interesting for climate change, acidification and eutrophication. Borjesson and Berglund [5] also discussed the environmental impact of various biogas production systems in Sweden and showed the importance of methane losses in these systems. Their inventories give an idea of the scattering of emission among various methanisation processes. They also demonstrate the sensitivity of climate change impact to methane losses during methanisation. This work was extended to an energy performance analysis of systems in [8]. The energy content of the methanisation process was discussed for different scenarios and an energy performance indicator established for each production system. As the main focus was on the methanisation system, the end-use of biogas was not included in the analysis. This is however very relevant in our case since many emissions are linked to the purification of the gas, which is required for the biogas fuel application. Borjesson's approach differs from that of Moras [9], in which different kinds of valorisation were studied for the same biogas production system. In [9], cogeneration with biogas was compared to heat and power generation by fossil fuels and results showed the great attractiveness of biogas in reducing the global warming potential. Moras proposed an LCA of cogeneration with biogas that included effluent management at the farm level, showing that methanisation is not only a way to produce energy: for farm waste, it is also often a way to reduce the global warming impact of farms by reducing their fugitive methane emissions.

All the studies published in the literature focus on the valorisation of biogas rather than on its interest as biofuel. In this paper, we aim to present the environmental assessment of biogas as biofuel. The biogas is produced from agricultural waste and used by agricultural machines, leading to a short power supply path. An emission inventory was therefore carried out on a typical farm digester producing biogas. A purification stage was added in order to produce high quality methane that can be used in current diesel engines. Different scenarios were considered to study the environmental impact of biogas fuel compared to that of diesel fuel. The results are first discussed from the energy point of view. The energy efficiency is computed for each scenario and compared to LCA energy indicators. It is shown how environmental and energy optimisation may diverge. The following section focuses on the climate change impact of biogas fuel. The carbon balance is used to explain the main parameters governing the assessment of climate change impact. Lastly, a global environmental assessment is presented through the endpoint method "Ecoindicator 99". The impact of biogas fuel on the respiratory diseases due to inorganic species is demonstrated.

2. Emission inventory of a rural waste treatment plant

2.1. Goal, boundary system and allocation choice

The most common method for environmental assessment is life cycle assessment. Our assessment aims to study the environmental impact of biogas/fuel for mobile applications, focusing on "biogas as biofuel": the goal is to produce results that could

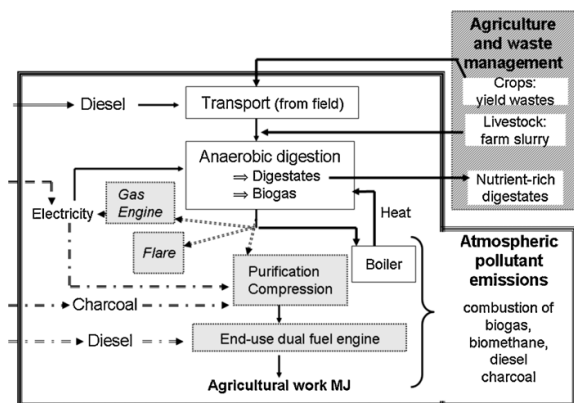


Fig. 1. Functional scheme of the biogas plant and corresponding LCA area: gray boxes and dotted lines represent respectively processes and quantities that vary according to the production scenario.

be compared to fossil fuels or other biofuels. We have therefore drawn on the method detailed in [10] to apply some choices specifically related to the comparative assessment of transport fuels. The first step in LCA consists in doing the pollutant emission inventory (life cycle inventory, LCI [11]). This inventory was carried out on a typical rural digester producing biogas. First, however, the system boundaries have to be considered and defined.

The purpose of anaerobic digestion is to manage waste and/or to produce energy. In France, agriculture is responsible for 76% of N_2O emissions through soil nutrition and organic spreading. About 73% of French methane emissions come from livestock [1]. During the storage of slurry and manure, methane emissions are released. Storing these wastes in a digester avoids some of these methane emissions. Manure digestion is also a way to decrease landfill emissions and pollutant emissions during spreading, since N_2O emissions decrease with digested manure, which also improves the ammonium uptake in soils by 10%. The balance between NH_3 , CH_4 and N_2O emissions through digestion is therefore very relevant for the analysis of agricultural systems: by improving waste management, waste digestion is a good means to reduce the substantial contribution of agricultural practices. Due to the strategic weight of these balances for agriculture, biogas is here considered as the coproduct of an improved waste treatment. As the focus here is on biogas, the secondary coproduct of digestion, we did not take into account the part of waste management represented by spreading manure (Fig. 1). Therefore, only emissions coming from biogas and its combustion are taken into account. This choice is of course very severe for the fuel and this assumption plays a key role in the greenhouse gas (GHG) balance of biogas. That is why we also present some scenarios that take into account the amount of methane emissions avoided by enclosed digester storage. In this case, 100% of the avoided methane was allocated to biogas, as this makes it straightforward to demonstrate the weight of this allocation rate on the results.

The whole perimeter of our system is described in Fig. 1: it excludes the spreading operation of digestates, symbolised in the right box about waste management, but includes all biogas combustions. Dotted lines and gray boxes are used for the variable parameters in our simulations. The following additional hypotheses were made: as farm waste is mainly made of livestock wastes, it has the same composition as traditional slurry. The construction and maintenance of the digester is not taken into account, as recommended by Poitrat [10] for comparative LCA of biofuels. The

construction and maintenance of a dual fuel engine is similar to that of a diesel engine. Our energy production starts from agricultural waste transport to the digester. All the pollutant emissions during digestion and biogas treatment are related to the fuel production system.

The biogas production plant simulated in this paper is an ideal model of a methanisation unit: its characteristics were defined by analysing existing agricultural waste treatment plants in France and selecting the average characteristics in order to build a “mean plant”. However, as we also wish to assess the environmental interest of biomethane for agricultural machinery, it was necessary to add a purification stage that could guarantee high quality methane for dual fuel engines.

2.2. Functional unit

For transportation fuels, in a cradle-to-grave analysis, the grave of the duty cycle is the engine in which combustion takes place. As passenger cars make the major contribution to energy consumption, the conventional functional unit is generally given in kilometers (veh.km or kilometers travelled). A typical value of fuel consumption is about 1.70 MJ/km for a standard Euro5 diesel car [12]. This corresponds to an hourly fuel consumption of 2.83 l/h when driving at 60 km/h. The present study, however, concerns biofuels used in tractors. The functional unit is therefore related to agricultural work. In pollutant inventories [13], non mobile road engine activity is described by the period of duty per year D_{year} . The tractor is described by its mechanical engine power P_{trac} . The typical unit for agricultural machines is then given by MJ of agricultural work E_{tract} :

$$E_{tract} = P_{trac} \times D_{year} \times C_{load} \quad (1)$$

E_{tract} expresses the quantity of mechanical energy needed for agricultural operation, i.e. the equivalent of km for cars. The engine load coefficient, C_{load} , is generally around 0.55–0.6. This means that a tractor uses a high percentage of its nominal power, unlike cars. Its energy consumption is therefore around 3.06 MJ of fuel per MJ of agricultural work, i.e. around 20.2 l/h for a typical tractor delivering 110 kW at power-take-off.

2.3. Process description

Biogas production comprises four different steps: waste collection, digestion, gas purification, and use. The digester is a typical small rural digester whose characteristics were derived from existing digesters in France. The methanisation unit valorises 4150 tons of organic waste and manure per year. As 80% of this substrate comes from the farm (livestock waste) where the digester is installed, its transport does not cause emissions. Contrarily, the remaining 20% comes from a neighbourhood with a 10 km mean radius and it is collected with a diesel tractor with an average fuel consumption of 60 l/100 km [14]. The average transport distance needed to supply 20% of the substrate was estimated to be about 5 km/day.

The substrate contains 15% of dry matter (DM), around 62% of which is organic content (OC). As we are interested in the energy balance of biogas fuel, it is necessary to introduce the energy content of the agricultural waste because it is part of the energy input in our system. The energy content in waste was assessed following Kalinci [15] from the carbon and hydrogen contents. The generic organic composition is given by the formula $C_{100}H_{200}O_{100}N_{15}$ and is used to assess the carbon and hydrogen ratio in the organic content of waste. Given the low heating values (LHV) of carbon (32.7 MJ/kg) and of hydrogen (120 MJ/kg), the potential energy within the waste

Table 1
Chemical composition of biogas (volume) produced by rural waste digestion.

Chemical	Amount (%)	Chemical	Amount (%)
CH ₄	65%	H ₂ O	6% (40 °C)
CO ₂	26%	H ₂ S	6300 ppm (2.67%)
N ₂	0.5%	NH ₃	75 mg/m ³ (0.03%)
O ₂	0.3%		

can then be assessed as follows [16]:

$$E_{\text{waste}} = \text{LHV}_{\text{OC}} \times M_{\text{OC}} = (M_{\text{C/OC}} \times \text{LHV}_{\text{C}} + M_{\text{H/OC}} \times \text{LHV}_{\text{H}_2}) \times M_{\text{OC}} \quad (2)$$

The mass of carbon and hydrogen in waste, multiplied by their respective low heating values then gives an idea of the energy content of the waste. This energy is part of the primary energy entering the system. By taking this energy amount into account, we are able to deal with biomass both as a waste (ton of waste) and as an energy. We will see later in the paper the interest of taking the energy content of waste into account.

2.3.1. Anaerobic digester

The biogas production station analysed in this paper is based on a continuously stirred biological methanisation process taking place thanks to mesophilic anaerobic microorganisms working at 40 °C. The collected waste are introduced in a 35 m³ storage vessel, stirred and then pumped into the main reactor. The main reactor has a volume of about 120 m³, it is thermally insulated, heated to a temperature of 40 °C and equipped with a stirring system so as to obtain the ideal conditions for the onset of methanisation. The substrate is then pumped into a second 340 m³ storage vessel where the methanisation process terminates; this second reactor is also equipped with a stirring system. The biogas produced in the main reactor and the second storage vessel is then pumped out.

The net production of methane is about 116 tons per year. 9% of the production is sent to a boiler and burnt to heat the main reactor. 10% is burnt in a flare and its energy is lost: a flare is generally used to manage seasonal variations in the biogas flow. The flare also burns during maintenance operations. Biogas losses also occur during the production process. Following [5], these losses are assumed to be 2% of the raw gas production. Overall, the digester is considered to avoid the release of 14.5 kg of CH₄ per ton of waste, that would otherwise be produced if slurry was stored in an open tank [17]. The rest of the biogas is sent to the purification unit for the valorisation of the biogas as biofuel. Its average biogas composition is given in Table 1.

2.3.2. Purifying the fuel

Formerly, biogas could be directly used in tractor engines, but its content in sulphur and ammonia is too high to comply with current fuel directives. New fuels for mobile applications should have a low sulphur content, below 500 ppm for low sulphur diesel and even under 15 ppm for ultra-low-sulphur fuels. This low content is necessary to achieve low particle emissions. Purification also allows to work with a fuel having a high specific energy by eliminating the CO₂ fraction and keeping a quite pure methane. This point is particularly important for mobile applications where the mass of fuel carried has to ensure a long working capacity.

The purification process comprises four stages: (1) filtration by a biological filter containing sulphur bacteria, (2) elimination of water vapour by a thermal process, (3) filtration by activated charcoal to remove traces of ammonia and hydrogen sulphide, and (4) elimination of carbon dioxide by a pressure swing adsorption process.

The inputs of the purification step are linked to electricity and charcoal consumption. When the charcoal is saturated, most of the

existing digestion plants usually burn it. This causes non-negligible environmental consequences that have been taken into account in our inventory.

The total electrical consumption of the digestion unit, including stirring and pumping of the substrate and the electrical needs for compression of the gas, was estimated to be about 1 kWh per m³ of raw biogas produced. The related emissions depend on the origin of the electricity. External electricity emissions are taken from the Ecoinvent database. For “Local elec”, a dual fuel engine is used to produce electricity and it has the same emission characteristics as those of tractors (see below): the conversion from mechanical to electrical energy has an efficiency of 0.9.

2.3.3. Burning in dual fuel engines

Dual fuel engines are diesel engines working with a mix of diesel and gas. The gaseous fuel is mixed with air in the admission step. The mixed gas is then injected into the cylinder and fired by injection of a pilot quantity of diesel at the end of the compression stage. The efficiency of the dual fuel engine as well as its environmental impact strongly depend on the tuning strategy used.

We assume that the dual fuel engine works with a constant diesel flow whereas the power fluctuates with the methane flow. The nominal power of the tractor engine is about 110 kW, an average value for agricultural engines. Methane consumption and the substitution ratio are computed from the efficiency values for each of the 6 test cycle modes from the OECD code used for tractor performance (Table 2). For high loads, dual fuel efficiency is generally higher than diesel efficiency. In the low load range, the efficiency is generally lower due to difficulties in controlling gas combustion: due to the higher octane number of methane, it burns more slowly than diesel. The dual fuel engine runs with a constant diesel mass injection of 1.24 g/s. Methane flow is adapted to engine load to yield the power needed. The efficiency values for this kind of dual fuel engine are taken from [18]. These assumptions lead to an average efficiency of 23.3% for the dual fuel engine, versus 22.6% for diesel. The energy substitution rate is around 83% of diesel replaced by methane. Concerning pollutant emissions, Ref. [19] indicated that a well optimised dual fuel engine has the same emission levels as a diesel engine. We therefore considered that both diesel and dual fuel engines respected the emission standard of the Tier 3b regulation, currently applied to tractors.

2.4. Global emission inventory

All the pollutant emissions during the biogas/biofuel production and its use are summarised in Table 3. Emissions associated with the production process are given per year. However, the amount of energy available for use is not constant in our analysis and it varies according to different scenario that are described hereafter. The emissions during use in Table 3 refers to the reference scenario. The methanisation station, in the reference scenario, produces 116 tons of methane per year. In this step, the life cycle inventory was carried out and emission data were collected for the production system studied here which produces methane for non road mobile machines. Input flows and output flows were defined for our biogas plant and entered in the Simapro software in order to begin the life cycle impact assessment.

3. Impact assessment of biogas fuel production

3.1. Simulation scenario

The life cycle impact assessment phase (LCIA) is the third phase of the LCA; its purpose is to provide additional information to better understand the environmental significance of the process. LCIA is based on computations and data from the Simapro software. From

Table 2
Engine use and efficiency of dual fuel and diesel engines.

OECD parameters			Dual fuel			Diesel	
Time weight ratio	Engine speed ratio	Load ratio	Engine efficiency ratio	Diesel consumption (kg/s)	Biogas consumption (kg/s)	Engine efficiency ratio	Diesel consumption (kg/s)
0.167	0.6	0.6	2.35E–1	1.24E–3	4.56E–3	2.33E–1	6.62E–3
0.167	0.6	0.4	1.75E–1	1.24E–3	3.97E–3	1.90E–1	5.41E–3
0.167	0.9	0.4	1.75E–1	1.24E–3	3.97E–3	1.90E–1	5.41E–3
0.167	0.9	0.8	2.65E–1	1.24E–3	5.58E–3	2.40E–1	8.57E–3
0.167	0.9	0.8	2.65E–1	1.24E–3	5.58E–3	2.40E–1	8.57E–3
0.167	1.0	1.0	2.85E–1	1.24E–3	6.66E–3	2.65E–1	9.70E–3

the first simulations, LCIA results show that electricity use in the production process plays an important role in the environmental assessment of the results. The flare also has a great impact on the energy efficiency of the process. Lastly, the allocation of avoided methane emissions greatly influences the results. The weights of all these factors are illustrated using different scenarios for biogas production. The main characteristics of these scenarios are detailed below:

1. “Biogas ref”: this scenario is our reference scenario. It is based on the data described in the inventory section. This scenario is built using the physical pollutant emissions: the biogenic nature of carbon dioxide in biogas is not taken into account, although it could be set to zero (Directive2009/28/EC). We did not take avoided methane emissions into account. French electricity emissions are taken from the Ecoinvent99 database.
2. “French elec”: this scenario is identical to the biogas ref scenario except that here we take avoided emissions of methane into account. These avoided emissions are allocated 100% to biogas production. This assumption is made in order to show the range of the avoided emissions of methane. Our purpose is not, however, to discuss the way in which these emissions are allocated between agricultural practices for waste and energy production. The influence of avoided methane emissions is shown by comparing this scenario with “Biogas ref”.
3. “Local elec”: in this scenario, part of the biogas production is used to produce the electricity needed for the digester and gas purification/compression. The amount of gas used for electricity production is computed from the LHV of the raw biogas, assuming that the electric generator efficiency is 30%. Pollutant emissions are given as a proportion of gas consumption, with the same chemical composition as for the boiler. It should be noted that for this scenario, the energy available for use is reduced.

4. “Without Flare”: the methane is stored in gas tanks after purification. We assumed that this storage facilitates the management of production fluctuations by providing intermediate storage capacities (during heat treatment, purification. . .). We therefore assume, in this scenario, that it is possible to eliminate the flare and recover the entire gas production for use.
5. “Diesel”: this scenario corresponds to the case where the tractor is used with conventional diesel fuel (the most common fuel for tractors in Europe). We mainly used the data of the Ecoinvent database for the diesel fuel currently sold in Europe. The amount of diesel is computed in order to ensure the same mechanical energy delivered by tractors in the reference scenario.

The inventory data are used to build up simapro simulations for each of these scenarios. The LCA methodology is Eco-indicator 99, i.e. a damage-oriented method for life cycle impact assessment. In LCA, emissions are given in mass of pollutant. The amount of pollutant is then converted into an effect in the midpoint methodologies. These effects and assessments are studied impact per impact, each impact corresponding to one environmental problem. The effects are then converted into damage in so-called endpoint methodologies. The point is a common unit used to quantify the damage score. The global score is obtained by summing all the damage scores. The point is therefore the unit used throughout this paper for LCA results. The results are presented below, starting with the energy balance and the LCA energy indicators. Energy indicators are an impact commonly included in LCA. The carbon balance, detailed in the following section, is another impact related to climate change. The other main impacts are described in the last section.

3.2. Energy analysis

In all the scenarios, the methanisation plant produces 116 tons of methane per year, i.e. 5800 MJ/year. The amount of biogas fuel

Table 3
Annual pollutant emissions corresponding to biogas production and use in a dual fuel engine (kg/year).

Emission	Process (kg/year)				
	Transportation	Boiler	Flare	Purification	Burning in dual fuel engine
CO ₂	2792	47,981	58,771	70,114	145,300
CO	4.3	40	68.4	–	1726
NO	32	35.37	52.47	0.52	621
NO ₂	3.56	3.94	5.84	0.06	69
SO _x	0.09	115	1095	3.5	86
NM VOC	1.9	8	13.7	–	–
CH ₄	–	1.12	2244.6	2500	–
HC	–	–	–	–	66
PM ₁₀	–	–	–	0.05	–
PM _{2.5}	–	–	–	0.139	–
PM _{2.5-10}	–	–	–	0.0075	–
Diesel soot	0.33	–	–	–	7
Nickel	–	–	–	0.001	–
Zinc	–	–	–	2.338	–

Table 4

Annual energy balance and energy indicators according to different scenarios of biogas production (MJ/year).

	Scenario			
	(1) Ref	(3) Local elec	(4) Without flare	(5) Diesel
Biogas				
Potential	7515	7515	7515	–
Really produced	5800	5800	5800	–
Digester supply (heat + electricity)	682	3881	3881	–
Waste energy (losses + flare)	696	696	116	–
Available for use (methane)	4422	1223	1803	–
Diesel (primary)				
Waste transport	21	21	21	–
Diesel for use	926	256	378	5528
Total	1102	323	464	6427
Electricity (primary)	2702	0	0	0
Charcoal	153	153	173	0
Energy balance				
Biogas energy P_{prod}	5800	5800	5800	–
Other than biogas P_{add}	3957	476	637	6427
Mechanical energy P_{use}	1284	355	523	1284
Efficiency (%)				
η	0.131	0.058	0.083	0.20
LCIA Energy indicator				
Fossil fuel depletion (mPt)	0.29	0.263	0.261	1.51
Cumulative energy demand (mPt)	3.43	1.22	1.18	4.82
$COP^{-1} = P_{add}/P_{use}$	3.08	1.34	1.22	–
$\eta^{-1} = (P_{prod} + P_{add})/P_{use}$	7.48	17.25	11.97	5.01

varies, however, depending on the scenario used for biogas production. This appears clearly in Table 4, where energy balances are detailed for each scenario. For energy, the “French elec” case is exactly the same as the reference case, and is therefore not shown in the table. In the “Biogas ref” scenario, the amount of energy for use is about 4400 MJ/year. This amount is reduced when a substantial part of the methane is dedicated to local electricity production. In this case, the methane for use drops to 1124 MJ/year. Diesel input in the biogas scenario varies in the same proportion as methane energy for use, since the substitution ratio was kept constant. A high amount of diesel is required in our system because of the dual fuel engine. Therefore, the diesel for use is the main component of the diesel input. The proportion of diesel fuel used for waste transport is negligible due to the high ratio of local farm effluents, which require no transport. Here, our biogas analysis differs considerably from previous biogas studies, in which the diesel cost comes mainly from waste transport to large digester units. Charcoal energy for purification represents an intermediate amount of incoming energy.

Energy is then split into three categories corresponding to biogas energy at the digester output P_{prod} , energy produced outside the system (P_{add}), i.e. electricity, diesel, charcoal..., and the real mechanical energy delivered by tractors P_{use} . This third category is the one used to divide emissions and other material entries in order to express results with our functional unit. P_{use} is the output energy of the system. Note that the amount of mechanical energy P_{use} is 3.5 times lower in the worst biogas scenario compared to the best. The incoming energy in the system is the sum of P_{add} and P_{prod} . Neglecting renewable energy use for electricity production (less than 20% in France), we consider that both electricity from outside and diesel fuel are the non renewable energies of our system. They are roughly equal to P_{add} . Then, the energy efficiency of our fuelling system is given by:

$$\eta = \frac{P_{use}}{P_{prod} + P_{add}} \quad (3)$$

As the biomass incoming energy P_{prod} is renewable, its energy content is not assessed in the same way as other incoming energies.

It was therefore considered convenient to introduce the coefficient of performance of our system, that is given by:

$$COP = \frac{P_{use}}{P_{add}} \quad (4)$$

As shown in Table 4, the best efficiency η is obtained for the diesel scenario, as the energy needs for production and transportation are very low for this fuel. The best score for biogas fuel is obviously observed when most of the biogas is dedicated to use. η is below 10% if part of the biogas is used to produce electricity for the system. This part reduces P_{use} , as well as P_{add} , leading to a non-linear effect on the efficiency.

Two indicators related to energy analysis in LCA were extracted from the simapro results, namely fossil fuel depletion and cumulative energy demand. Fossil fuel depletion, (noted hereafter FFD) expresses a damage to resources, as the surplus energy needed for future extractions of fossil fuels in the Ecoindicator99 method. The cumulative energy demand (noted CED) was defined to represent the direct and indirect use of energy throughout the life cycle [9]. It is mainly based on the primary energy requirements and is an indicator that is well correlated with most of the Eco-indicator 99 indicators (global warming, fossil fuel depletion, acidification, eutrophication and photochemical ozone formation). Huijbregts et al. therefore argue that it could be used in association with land use as an ecological footprint indicator. Both indicators are given for damage analysis and are therefore expressed in points.

The final step in the LCA approach is to use the functional unit to dimension impacts and compare scenarios. All the results are therefore divided by P_{use} , in order to determine what is emitted per unit of energy output. This is the reverse of the efficiency definition in which the ratio quantifies the energy output per unit of energy input. Consequently, the two LCA indicators FFD and CED are very different from the energy efficiency results (η). In LCA, the end product, i.e. here the mechanical energy output P_{use} , is used as the denominator whereas the energy input is the numerator. LCA indicators could be interpreted as the inverse of efficiency. This is not exactly the case, however, as can be seen more clearly in Fig. 2.

For FFD, the best score, i.e. the smallest FFD value, is obtained for the less efficient systems of biogas production: “local elec” and “without flare”. But the FFD indicator is not very sensitive to the

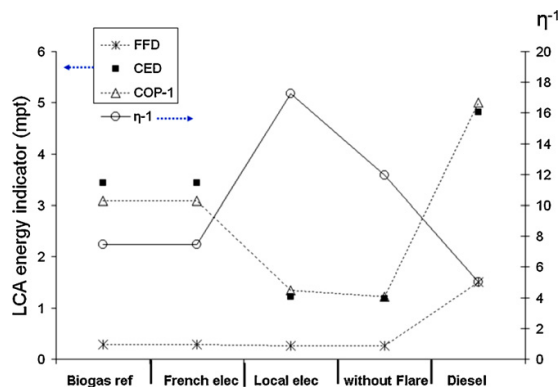


Fig. 2. Comparison between traditional efficiency indicators and LCA energy indicators for different biogas scenarios and diesel used in agricultural vehicles.

production scenario: the maximum gap between scenarios is about 87% whereas energy outputs vary with a factor of 3.3. Comparing fuels, biogas fuel obviously has a lower impact on FFD than diesel fuel: the “reference” biogas fuel score is about 6.6 times lower than that of “diesel” fuel. This is roughly the difference in the diesel consumption between the “biogas ref” and “diesel” scenarios for the same P_{use} . In fact, FFD is approximatively the diesel consumption per unit of agricultural work.

The CED indicator is more sensitive to scenarios, being 3 times higher in the worst scenario than in the best one. It is also less penalising for diesel. The CED corresponds approximatively to the outside energy per unit of agricultural work. It shows clearly that the P_{prod} values were not properly taken into account in our LCA approach. Neglecting P_{prod} , the LCA energy indicators behave like a coefficient of performance of the system. It varies in exactly the opposite way to the real efficiency computed from a traditional energy balance.

This point illustrates the difficulty in applying the LCA methodology to a biofuel production process. In many of the LCAs proposed for biofuels [17,20], the incoming energy does not include the energy content of the organic material input. An easy environmental optimisation of the process is then obtained by replacing the incoming energy by the energy produced by the process itself. That is in fact what we did with our scenarios. This yields a green output energy but it does not properly reflect the decrease in the available amount of output energy. Our case is particularly sensitive to this distortion because P_{add} is very high compared to P_{prod} in our system.

3.3. Carbon balance

Carbon balance is a methodology developed by ADEME [21] that calculates the greenhouse gas emissions (in equivalent tons of C or CO_2) of a given industrial activity. It applies to all activities that emit CO_2 , whether they are manufacturing, transformation or service industries. This methodology is compatible with the ISO 14064 standard, the GHG Protocol and the 2003/87/EC Directive that established a scheme for greenhouse gas emission allowance trading.

During the carbon balance study, the different sources of emissions are examined and measured over the complete production cycle: the initial manufacture of materials entering the system, transformations undertaken (consumption of raw materials, fossil fuels, electricity, etc.), transport (upstream and downstream), transport of persons and waste treatment. Carbon Balance is a tool that provides content for GHG environmental policy management

in the same spirit as LCA, but it focuses more on climate change and energy dependency. The calculation rules for carbon balance are similar to those for greenhouse emission saving in the 2009/28/EC Directive. The carbon balance is hence important because vehicles are now required to reduce their CO_2 footprint. Besides, the dual fuel engine enables a 20% reduction in CO_2 emissions compared to a diesel engine. The reduction is above 80% if the biogenic nature of biogas is considered. This CO_2 saving at the end-use stage is however totally cancelled out by CO_2 emissions occurring during biogas production (boiler, electricity) and by the methane losses during production. From a motorist's point of view, the dual fuel tractor is a low CO_2 emitter compared to the diesel version, but things are different when the whole life of power supply for vehicles is considered, as is done in the following.

Table 5 gives all the greenhouse gas emissions that have to be taken into account in the carbon balance, i.e. CO_2 , CH_4 and NO_2 . As digestate spreading is outside our system boundary, the NO_2 contribution is of minor importance in our process and was therefore not taken into account in the balance. Additional data used in the carbon balance were: the diesel part in CO_2 for use is $69 \text{ g } CO_2/kWh$, French electricity is assumed to produce $180 \text{ g } CO_2/kWh$, and the global warming potential of CH_4 is 23 (time horizon 100 years).

The first column summarises the GHG emissions: biogas produces $455 \text{ tons } CO_{2,eq}/\text{year}$ and the surrounding production process generates $227 \text{ tons } CO_{2,eq}/\text{year}$ more, related to fossil carbon combustion. By this method of computation, biogas, with $531 \text{ g } CO_{2,eq}/\text{MJ}$, produces more CO_2 than diesel, with $324 \text{ g } CO_{2,eq}/\text{MJ}$. GHG emissions per unit of agricultural work increase for other scenarios: although real emissions remain constant, the available energy for use decreases and is disadvantageous to these other scenarios.

However, the 2009/28/EC Directive and the carbon balance methodology specify that emissions from the fuel in use shall be taken to be zero for biofuels. We extended this assumption to the other subprocesses using biogas fuel: boiler, flare, and electricity engine. Therefore, all the biogenic methane combustion has zero GHG emissions. Biogenic CO_2 arising from the CO_2 content of raw biogas was also set to zero, due to its biogenic nature. In the end, only fossil CO_2 and methane losses were taken into account in the proper carbon balance: $215 \text{ g } CO_{2,eq}/\text{MJ}$ is therefore the correct carbon balance of biogas and it is below the diesel value. The CO_2 saving is the difference in GHG emissions between conventional diesel fuel and biogas: this saving is about 33% including the end-use stage.

Looking at the other scenarios, biogas emits less $CO_{2,eq}$ than diesel. In the local elec scenario, global $CO_{2,eq}$ emissions are reduced but the energy available for use also decreases at a higher rate. This explains why the $\text{g } CO_{2,eq}/\text{MJ}$ ratio is higher (257 observed for this case). CO_2 savings are lower than those stipulated by the directive (80% for biogas) in all simulations. This may be due to the allocation choice made in the directive between biogas and digestate. Indeed, if 100% of the avoided methane is allocated to biogas, GHG emissions become negative: negative values represent in fact a benefit for the environment. Then, from Table 5, biogas fuel presents a beneficial effect on climate change if the allocation choice is modified. Care must be taken, however, in comparing scenarios with negative values. $CO_{2,eq}$ emissions drop to $-2160 \text{ g } CO_{2,eq}/\text{MJ}$ in the local elec scenario. Here, the GHG saving is the highest when the available energy for use is the smallest. The interpretation of negative values is therefore not straightforward because the worst system, i.e. the least efficient one, appears to be the best in the carbon balance approach. Moreover, whatever the scenario, it is shown here that biogas is an alternative to diesel that has an interesting impact on climate change when either the biogenic nature of carbon or avoided methane emissions are taken into account.

Table 5

Annual carbon balance of biogas fuel and diesel fuel path.

	(1) Biogas Ref	(2) French elec	(3) Local elec	(4) Without flare	(5) Diesel
Fossil CO ₂ (T CO _{2,eq} /year) ^a	227	227	43	55	416
Biogenic CO ₂ in raw biogas	87				–
Biogenic CO ₂ from methane combustion	319				–
CH ₄ losses ^b in T CO _{2,eq} /year	49				–
CH ₄ avoided ^b in T CO _{2,eq} /year	–1384				–
Mechanical energy (GJ)	1284	1284	355	523	1284
Total g CO _{2,eq} /MJ ^c	531	531	1400	972	324
Total g CO _{2,eq} /MJ ^c fossil and methane losses	215	215	257	197	324
Total g CO _{2,eq} /MJ ^c with avoided methane	–	–454	–2160	–1443	324

^a Fossil CO₂: it includes all the CO₂ emitted during the combustion of the charcoal, the diesel used for the transport of waste, the diesel for the use of tractors and also that corresponding to the production of the primary “outside” electricity.

^b Methane emissions: these emissions are about 2.32 tons of CH₄ losses during production and –60.2 tons of CH₄ avoided by waste digestion in some scenarios. Avoided emissions are negative because they are subtracted.

^c MJ: refers here to our functional unit MJ of agricultural work, instead of the low heating value of fuel in the directive.

3.4. Environmental impacts of biogas fuel

Energy is not the only key for environmental impacts: the global environmental assessment is determined using the Ecoindicator99 method developed by Goodkoop [22]. Fig. 3 shows the global impact assessment for all the scenarios. It takes into account all types of pollutant emissions. The impact on ‘fossil fuel depletion’ (FFD) was excluded from these results: FFD is in fact the most important impact for mobile applications and FFD scores were so high that other impacts appeared negligible by comparison in the analysis. Most of the details about FFD were therefore given separately in the section on energy balance. All the impacts have the same weight and all the results are expressed in points, the standard unit of end-point assessment. The first point to notice is that impacts show the same overall profile for biogas and diesel: most of the environmental impacts are linked, in decreasing order, to ‘Respiratory inorganics’, then ‘climate change’, ‘acidification/eutrophication’ and ‘ecotoxicity’. These impacts account for over 92% of the final score.

For the ‘Respiratory disease and inorganics’ (RDAIS), the dual fuel tractor again presents a higher single score than the diesel tractor. The electricity used for compression of the biogas and for mixing/pumping digestates makes quite an important contribution. This is revealed by comparing the ‘French elec’ and the ‘European elec’ scenarios. In fact, it is known that most of French electricity comes from nuclear production plants: using this electricity therefore produces a higher radiation score, but has less impact on climate change, carcinogens and respiratory organics

than does the electricity produced from coal and oil. In the ‘Local elec’ scenario, it can be seen that the environmental score of biogas is enhanced compared to electricity coming from the European mix. This enhancement is not sufficient however to be interesting in the French context. Another substantial part of the score is linked to flare combustion, as can be seen in both the ‘Local elec’ and ‘Without flare’ scenarios. The ‘Without flare’ scenario is the only scenario in which biogas can be demonstrated to be more environmentally beneficial than diesel. This result is mainly attributable to the highly significant decrease in the score of the ‘Without flare’ scenario.

For ‘climate change’, the balance also disfavours methane production. This result, however, which is again due to the high contribution of the combustion process, should be treated with caution as it basically depends on the allocation choice for avoided methane emissions. If all the avoided methane emissions are allocated to biogas production, biogas then has a positive impact on climate change: this is shown by the negative score of ‘climate change’ in the ‘French elec’ scenario compared to the ‘Biogas ref’ one. Results are similar to carbon balance results and explanations were given in the carbon balance section above.

Acidification and eutrophication are environmental problems mainly linked with SO_x, NO_x and hydrocarbon compounds including methane. The differences between the various biogas scenarios are rather small: the lowest score is observed for biogas ‘Without flare’: the decrease in the acidification score comes from the transfer of biogas in flares to biogas in engines. In engine exhausts, NO_x are much lower than in flares due to the depollution system. The reduction is so great that it has a noticeable effect on the acidification score.

The effect on ecotoxicity, which is much greater for biogas than for diesel, is mainly connected to the sulphur emissions: for biogas cases, agricultural waste contains a high quantity of sulphur, higher than that of municipal organic waste or waste from the food industry. Gaseous sulphur emissions occur during anaerobic digestion. These emissions are released into the exhaust of the boiler, flare and during the burning of purification filters. The impact of the sulphur emissions increases the ecotoxicity indicator, irrespective of the scenario, because all the sulphur contents in the waste are released into the atmosphere after combustion, whether for the flare or for the activated charcoal.

The total impact of biogas fuel is higher in the ‘biogas ref’ scenario than that of diesel fuel in the ‘diesel’ scenario. Taking avoided methane emissions into account, biogas fuel is beneficial for the environment by reducing the climate change effect of engine use. Diesel and biogas fuels have nearly the same environmental score:

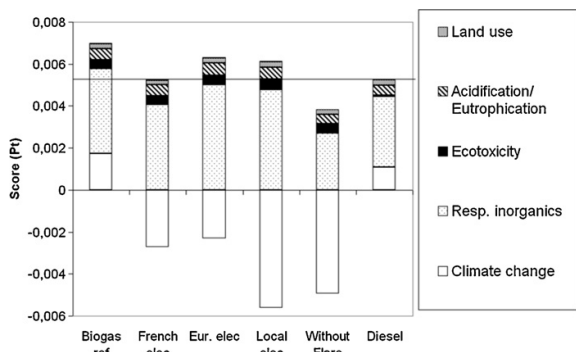


Fig. 3. Environmental single score of biogas and diesel fuel using Eco-indicator99 method.

the variability in the biogas score is clearly related to electricity production. Lastly, eliminating the flare is one way to obtain methane that has the smallest impact on the environment. Its global score is below that of diesel.

4. Conclusion

This paper has presented an analysis of the environmental impact and the energy interest of anaerobic digestion to produce biogas fuel. It is based on a typical digester of agricultural waste having the same characteristics as existing agricultural methanisation units in France. The pollutant emissions and the associated energy needs were estimated for several methane production scenarios with a view to its use in tractors equipped with tier 3b engines, i.e. the current standard for pollutant emissions in the exhaust.

An energy analysis was undertaken by making a complete balance of the energy input and output, including the biomass content. This analysis shows that LCA indicators relative to energy focus on the renewable nature of the fuel rather than on its energy performance. Using these indicators, the optimisation of biofuel production lies in consuming the biogas itself to cover the needs of the cultivation, manufacturing, and transport phases. It shows the interest of using farm tractors working with high substitution rates of biofuel instead of diesel. With a traditional LCA approach, this suggestion should lead to decreasing the fossil fuel depletion of all biofuels produced from agricultural waste. However, this approach decreases the amounts of biofuel produced. This decrease in production is not apparent in the current LCA energy indicators.

The carbon balance analysis conducted here shows that biogas fuel requires a lot of energy, mainly during the combustion process: the amount of CO₂ emitted during production is therefore high. But when one considers that anaerobic digestion reduces methane emissions from waste, and that the CO₂ comes from biogenic sources, it is then possible to achieve biogas fuel produced with very low CO₂. Using methane instead of diesel in engines leads to a 20% saving in CO₂ at the end-use stage. However, the biogenic carbon assumption or avoided methane emissions mean that a considerable CO₂ saving can be made in the biogas LCA. This saving is huge compared to the end-use savings. It is therefore somewhat irrelevant to assume that “dual fuel” vehicles are low carbon emitters by looking only at the end-use balance.

The study of the environmental issues of biogas production has shown that the main environmental problems relative to biogas fuelled tractors are rather similar to those of a diesel tractor. It is possible to bring the environmental score of biogas fuel below that of diesel by working on the management of the flare and using the local production of electricity. Then, the allocation of the methane avoided by anaerobic digestion remains the determining factor in assessing the global environmental impact of biogas biofuel.

Lastly, biogas fuel has a poor energy efficiency and requires a considerable amount of energy for compression and fuel purification. As for some other biofuels, the net energy ratio of biogas is therefore low. Because of this poor energy efficiency, it thus seems difficult, from an energy point of view, to promote biogas fuel, especially when compared to diesel fuel. This is all the more difficult as the production potential for small methanisation plants is low. Apart from considerations of energy efficiency, however, biogas plants have a low global environmental impact. That is why they are an interesting alternative for energy paths such as local electricity production. Further work should therefore be done to

study the monthly production of digesters and to try and replace flares with biogas purifiers in order to obtain the small amount of biofuel required to spread digestates.

Acknowledgment

The authors would like to thank Fabrice Belline for his help, advice and comments. His explanations on the methanisation process were an important contribution to this work.

References

- [1] Chang J, Fontenelle J, Serveau N. Inventaires des émissions polluantes atmosphériques en France, séries sectorielles et analyses et étendues, Tech. rep., CITEPA, Paris; février 2007.
- [2] Couturier C, Bochu J, Pointereau P, Doublet S. Plan Climat 2003, Groupe Agriculture, Forêts, Produits dérivés, 12 propositions pour lutter contre le changement climatique dans le secteur de l'agriculture, Tech. rep., Solagro; Septembre 2003.
- [3] Lenzen M. Current state of development of electricity generating technologies: a literature review. *Energies* 2010;3:462–591.
- [4] Hartmann JK. Life-cycle-assessment of industrial scale biogas plants, Tech. rep., Fakultät für Agrarwissenschaften, Georg-August-Universität, Göttingen; 2006.
- [5] Borjesson P, Berglund M. Environmental systems analysis of biogas systems—Part 1: Fuel-cycle emissions. *Biomass and Bioenergy* 2006;30(5):469–85.
- [6] Chevalier M, Meunier F. Environmental assessment of biogas co- or tri-generation units by life cycle analysis methodology. *Applied Thermal Engineering* 2005;25:3025–41.
- [7] Monier E, Wenish S. Analyses du cycle de vie des modes de valorisation énergétique du biogaz issu de méthanisation de la fraction fermentescible des ordures ménagères collectées sélectivement en France, Tech. rep., Ademe; Septembre 2007.
- [8] Berglund M, Borjesson P. Assessment of energy performance in the life-cycle of biogas production. *Biomass and Bioenergy* 2006;30(3):254–66.
- [9] Moras S. Environmental assessment of energy production by combustion of biogas provided by the anaerobic digestion of agricultural biomass. *International Journal of Environmental Technology and Management* 2008;9(4):413–24.
- [10] Poitrat E. Elaboration d'un référentiel méthodologique pour la réalisation d'Analyses de Cycle de Vie appliquées aux biocarburants de première génération en France, Tech. rep., Ademe; Avril 2008.
- [11] NF-EN-ISO-14044. In: Environmental management, life cycle assessment: Principles and framework. AFNOR; 2006.
- [12] Ademe. Analyses en cycle de vie appliquées aux biocarburants de première génération consommés en France, Tech. rep., Service bioressources; Février 2010.
- [13] Samaras Z, Zierock K. Off-road vehicles—a comparison of emissions with those from road transport. *Science of the Total Environment* 1995;169(1–3):249–55.
- [14] Lacour S, Galiégue Y, Vaitilingom G, Pradel M, Gallet P, Guisacré P. The contribution of field experiments to life cycle assessment of agricultural works: application to spreading works. In: Cemagref, editor. Int. Conference on agricultural engineering, towards environmental technologies. Clermont-Ferrand; 2010.
- [15] Kalinci Y, Hepbasli A, Dincer I. Biomass-based hydrogen production: a review and analysis. *International Journal of Hydrogen Energy* 2009;34:8799–817.
- [16] Borel L, Favrat D. Thermodynamique et énergétique: de l'énergie à l'exergie. Lausanne: EPFL-PPUR; 2005.
- [17] Martinez J, Guizou F, Gueutier V. Emissions de méthane au cours du stockage des déjections animales, Tech. rep., Division Production et Economie Agricoles, Rennes; 1995.
- [18] Selim MYE. Effect of engine parameters and gaseous fuel type on the cyclic variability of dual fuel engines. *Fuel* 2005;84(7/8):961–71.
- [19] Sahoo B, Sahoo N, Saha U. Effect of engine parameters and type of gaseous fuel on the performance of dual-fuel engines—a critical review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2009;13:1151–84.
- [20] Huijbregts M, Rombouts LJA, Hellweg S, Frischknecht R, Hendriks AJ, Meent D, et al. Is cumulative fossil energy demand a useful indicator for the environmental performance of products? *Environmental Science & Technology* 2006;40(3):641–8.
- [21] Jancovici JM, Bilan Carbone—Guide méthodologique v6.1—Objectifs et principes de comptabilisation, Tech. rep., ADEME; Juin 2010.
- [22] Goedkoop M, Spriensma R. The Eco-indicator 99—a damage oriented method for life cycle impact assessment—Methodology Report. 3rd edition PRÉ - Consultant B.V.; 2001. Tech. rep.

B.2 Analyse en énergie et en puissance du fonctionnement de tracteur

Cet article présente un modèle permettant de convertir les essais de laboratoire sur la consommation spécifique des tracteurs en un diagnostic énergétique destiné aux agriculteurs. Une partie de ces résultats sont présentés dans le chapitre 3 de ce mémoire.

La mécanisation de l'agriculture permet d'assurer un niveau élevé de la production de nourriture. Mais les limitations dans la production de carburants incitent les constructeurs et les utilisateurs de tracteurs à surveiller leurs consommations d'énergie. Les consommations de carburant des tracteurs font l'objet de tests spécifiques dont les procédures d'essai reflètent la variété des opérations agricoles. D'après certains agriculteurs, le diagnostic résultant est basé sur un usage annuel moyen et manque de finesse pour une évaluation plus détaillée des consommations de diesel. On propose ici une approche novatrice pour mieux représenter l'utilisation au champ des tracteurs et exprimer plus précisément les performances énergétiques associées. L'approche reprend les méthodes utilisées pour les véhicules routiers, qui se basent sur des cycles de conduites pour estimer les consommations. Ici, ces cycles, appelés aussi dynamique des travaux aux champs, sont construits à partir des observations faites sur un tracteur expérimental utilisés pendant une année pour travailler dans une exploitation. Les statistiques d'usage servent à différencier des sous-tâches pendant les opérations : manœuvres, déplacements, travail effectif. Les temps et consommations d'énergie sont détaillés pour chaque sous-tâche. Ensuite, un modèle paramétrique permet de convertir le travail mécanique en demande d'énergie. Ce modèle est formulé de façon à prédire la consommation de carburant en fonction des paramètres agricoles, comme la largeur de la charrue ou la vitesse de travail. Il est aussi basé sur les résultats des essais en laboratoire. Le modèle est validé sur une opération de labour pour laquelle on prédit la performance de la consommation de carburant et du travail. Les valeurs sont comparées aux mesures sur site. Enfin, une analyse de sensibilité montre l'effet des paramètres agricoles sur l'efficacité de travail. L'ensemble montre quels sont les principaux paramètres qui permettent de convertir les données d'essai en laboratoire en un diagnostic compréhensible pour l'utilisateur.

La méthode proposée ici a ensuite été reprise par d'autres auteurs pour étudier l'effet de paramètres opérationnels supplémentaires, comme la forme des champs. J'ai été invitée à faire la relecture de certains de ces articles. Cet article s'est et a nourri le dialogue que j'avais avec les conseillers en machinisme agricole et les résultats obtenus a permis de répondre à certaines de leurs interrogations.



A model to assess tractor operational efficiency from bench test data

S. Lacour^{a,*}, C. Burgun^b, C. Perillhon^a, G. Descombes^a, V. Doyen^b

^a *Laboratoire de genie des procedes pour l'environnement, l'energie et la sante (LGP2ES-EA21) IRSTEA, 1 Rue Pierre-Gilles de Genne, CS 10030, F-92761 Antony cedex, France*

^b *TOTAL Supply Marketing, Centre d'etude et de recherches de Solaize, BP22, F-69360 Solaize, France*

Received 24 January 2013; received in revised form 18 March 2014; accepted 5 April 2014

Abstract

Agricultural mechanization is required to sustain food production with high productivity, but fuel resource limitation has spurred both tractor manufacturers and users to take care of their fuel consumptions. Fuel consumptions of tractors are often assessed from tractor oriented testing procedures which are assumed to reflect a variety of agricultural operations. However, the resulting diagnostic, based on an annual average use, lacks consistency and users are asking for a more detailed fuel assessment according to real use. A novel approach is therefore proposed here which aims to be more representative of real field usage and to better express the related energy performance. The approach is designed in order to be suitable with automotive applications estimating fuel needs over some so-called driving cycles. The driving cycle, also named field working dynamics, is investigated by monitoring an experimental tractor throughout a whole year of field operations. Statistical analysis is applied to discriminate and characterize different tasks during the tractor use in field operation: displacement, poor idling, maneuvering and driving along the field. Time and mechanical energy needs are described for each subtask. Then, a parametric model is used to convert mechanical needs into a fuel demand. It is designed to predict operational efficiency as a function of agricultural parameters. The model is calibrated for a tractor by laboratory test procedures. For validation purposes, the model was applied to a plowing operation, in which the predicted efficiencies for fuel, time and field are compared to the actual efficiencies measured in the field. Lastly, the effect of operational parameters on efficiency is discussed through a sensitivity analysis that links fuel consumption and productivity. This analysis shows the main parameters that have to be defined to characterize agricultural work and convert an engine diagnostic into a user-oriented consumption.

© 2014 ISTVS. Published by Elsevier Ltd. All rights reserved.

Keywords: Driving cycle; Efficiency indicators; Fuel consumption; Energy analysis; Testing procedure; Agricultural machinery

1. Introduction

Agricultural tractors are used throughout the year, with diverse implements to conduct different field operations. The engine and powertrain is therefore subjected to highly variable demands in terms of speed and load [1], thus making necessary for users, but difficult, the building of energy efficiency indicators by kind of use. Current standards used to assess off-road vehicle performance regarding fuel

efficiency and pollutant emissions are respectively defined by the OECD [2] and the European directive procedures [3]. For these two engine testing procedures, the tractor is placed on a test bench and run under different operating conditions. OECD transmission tests are done over a test track, where the load is applied by a dynamometric truck. For each test type, the different running points are defined by a couple of engine speed and torque—respectively tractor speed and draft for the transmission tests. These points represent different field operations and reflect the actual usage in a way that has been the subject of many discussions summarized in the following paragraph.

* Corresponding author. Tel.: +33 1 40966289.

E-mail address: stephanie.lacour@irstea.fr (S. Lacour).

Nomenclature

Characters

α	draft angle (°)
L_{line}	field length (m)
B_n	mobility number (–)
MR	motion resistance (kN)
C	fuel consumption (L)
η	transmission efficiency (–)
C_T	total amount of fuel (L)
N	rotary speed (rpm)
D	duration (H)
P	power (kW)
d_{imp}	implement working depth
$[m]$	q_t transmission ratio (–)
F	traction force (kN)
ρ	motion resistance ratio (–)
FE	field efficiency (ha/h)
r	rolling radius (m)
GT	gross traction force (kN)
R_p	fan pulley ratio (–)
h	drawbar height (m)
s	slip (–)
I	marking signal (–)
SF	field surface (ha)
I^*	autoscaled value of I ($I^* = \frac{I - \mu_I}{\sigma_I}$)
T	torque (Nm)
L	tractor wheelbase (m)
T_{ET}	total engine torque (Nm)
L_E	engine load (%)
V	tractor speed (km/h)

l_{imp}	implement width (m)
W	weight (N)

Subscripts and indices

$4WD$	4 wheel- drive shaft
$line$	working phase over line
b	ballast
m	measured
D	draft
man	working phase over maneuver
E	engine
o	operation
F	front
p	predicted
Fan	fan
R	rear
h	per hour
r	right
ha	per hectare
T	transmission
l	left
W	wheel

Statistics

$card$	number of elements
μ	mean value
G	class of data
n	number of paths
I	marker
σ	standard deviation

Initially designed for the control of power output, the OECD power-take-of test includes on 6 specific points at partial load, being each representative of one implement. The transmission test is designed for generally heavy and pure traction works. The emission test procedure defines both a nonroad steady cycle (NSCR) and a nonroad transient cycle (NRTC). The NRTC test is a transient driving cycle for mobile nonroad diesel engines developed by the US EPA and used internationally for emission certification of nonroad engines of the latest stage (actual european stage III/IV regulation, the US EPA Tier 4 rule and Japanese 2011/13 regulation). The older NSCR is made of 8 steady running points also used in the ECE-R49 testing procedure. These points are defined and normalized by the nominal speed, nominal power and maximal torque and differ from those of the OECD procedure. General performance indicators about the fuel efficiency are derived from these tests by computing a weighted mean value of the specific consumption measured on each point. The weighting coefficients are currently chosen equal, conferring to each point a similar representativity of occurrences to cover a very wide tractor usage in [4,5]. Defining such an indicator makes the evaluation result very sensitive to the

test point selection. Definition of the points has therefore been also widely debated: comparisons made between procedures using 5 or 8 points have shown considerable discrepancies of up to 15% in fuel efficiency [6]. The same problem occurs for emission measurements. Normalized procedures (ECE R49 type) lack representativity: comparisons with procedures fitted on real usage can show up to 40% of difference [7]. In comparison, procedures designed for on-road vehicles offer a better point distribution when suitable weightings are chosen [8]. Commonly used identical weightings do not reflect the reality of tractor field usages. High torque and high speed points are prone to be over represented, whereas low torque and low speed points are neglected. Choosing a test point which has a statistically limited signification and assigning it an incorrect weighting leads to bias, thus compromising the efficiency diagnostic up to now expressed in [g/kW h]. Bench tests can therefore give overestimated fuel consumption by using an high annual load coefficient [9].

Effective ways of determining tractor operation have been largely discussed on the basis of recordings made during field campaigns. Special instrumentation and monitoring devices have been installed to better understand field

usages [10–12]. Kim [13] investigated tractor transmission operational characteristics, reporting different transmission load regarding to the conducted field operation. The integration of geolocalizing devices now makes it possible to identify areas of low efficiencies regarding speed, working width and the adopted field pattern [14]. Field data analysis provides information on real field usage, enabling the validity of current performance evaluation to be improved. Based on such signal recordings, the German Society of Agriculture DLG [15] has been able to get around the difficulties of representativeness of conventional static approaches. Using a dedicated test-truck, they evaluate tractors by simulating typical implement applications (plough, cultivator, rotary harrow, mower, spreader, baler, etc.), where the three power outputs can be combined to recreate single traction operations, traction and PTO operations or combined with hydraulic operations. As a result, a specific fuel consumption [g/kW h] is given for each implement oriented cycle.

All these procedures have been developed to provide, as far as possible, a generic evaluation of any tractor. It is difficult, however, to easily extract the information provided by official reports and convert it into an operational efficiency. Global energy efficiency (GEE) as proposed by [16] implies the description of the acreage covered as a function of time and the ability for the tractor to convert the combustion energy into useful power. As a result, the performance diagnostic combines two indicators expressing execution time as a field efficiency and an area specific consumption [l/ha]. Shamshiri in [17] also took into account the field machine index FMI, that is the ratio of productive field time to productive plus turn time. Field efficiency and field machine index are two important parameters that go into machinery management decisions. These indicators give a comprehensive diagnostic of the machine performance for both productivity and energy efficiency, being therefore useful to conceive or compare agricultural tractor consumption on a meaningful basis.

Our aim is to look how to produce these field indicators from laboratory test measurements and convert conventional bench test results into users-oriented efficiency indicators. Starting from the definition of the indicator, a first step consists in decomposing tractor work into subtasks. Subtasks are defined according to either engine parameters or their logistics meaning. In the first section, a definition of subtasks is proposed and a method explaining how to use the temporal series of electronic records to get information about the subtasks variables is provided. Then, the relation between activity and operational efficiency indicators is expressed. In a next step, the link between the effective work and test benches is build up using an analytical model. This model converts the mechanical work (in both users- and thermodynamical sense) into fuel needs by looking at the efficiency along the powertrain and engine chains. In the second section, the experimental tool used to validate the model is presented. Firstly, the equipment used to get activity characterization is presented and it is

shown how CAN network data are a valid way to get field records. The second part of this section is dedicated to establish model parameters following a procedure that is suitable for any tractor. As results, the method is applied to a plowing operation for validation purpose in the third section. The model consistency is assessed by comparing the predicted and measured results. Finally, a sensitivity analysis is conducted to evaluate the impact of user parameters on performance diagnostic. This analysis allows the discussion about fuel efficiency to be enlarged not only on machinery efficiency but also to environmental and user component.

2. Describing tractor activities and modeling their related fuel consumption

In this paper, the energy diagnostic of machine performance consists in evaluating the energy (l of fuel by ha) for a given agricultural operation and in combining it with working capacity, also called productivity (ha/h). For productivity assessment, the tractor work is divided in order to distinguish productive and unproductive times [17]. When adding fuel components, specific features have to be introduced in order to handle with the engine operation and help for CO₂ reduction for ecofuel designed subsystems. The following paragraph presents the subtasks that were defined to describe the work of a tractor.

2.1. Definition of the tractor activities

Compared to other vehicle types, the working dynamics of a tractor is very specific. In the west european countries, the tractor generally begins the work with a displacement from its storage to the field. Then, the field activity starts as shown on the Fig. 1. When looking at this typical diary of the tractor use, an evident distinction appears between the transport and the field part leading to a first cutting: transport and field operation are two subtasks of the tractor activity (see Fig. 2).

The so-called transport activity of tractors recovers in fact two different operations: either the travel is related to

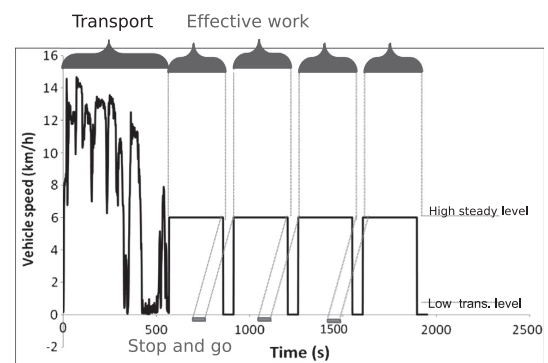


Fig. 1. Idealized activity decomposition of the tractor activity.

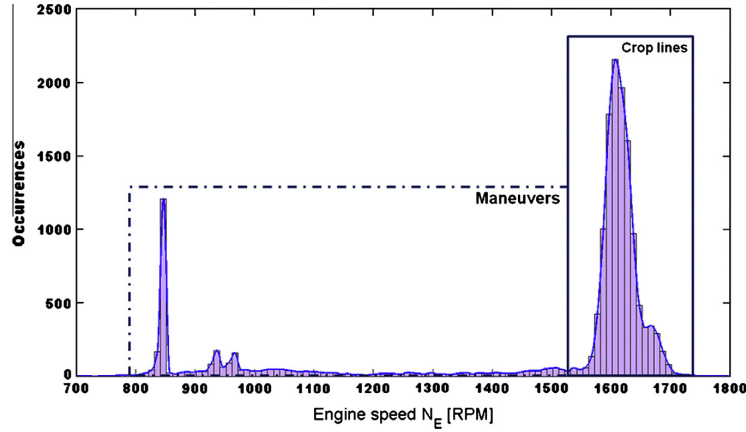


Fig. 2. Distribution of the engine speed over a plowing operation.

the tractor and implement displacement and in this case, the service is described by the travel length in km. Or it is a conveying operation related to crops management and t.km could be a valuable indicator for the productivity description. In both cases, the trip is done with a load, the load of an implement for the trip from farm to field and load of trails for crop harvesting. It is convenient therefore to express tractor trips as a semi-loaded travels. Then, the distance and the average travel speed are the main remaining components describing the fuel consumption, like for road applications. Like Shamshiri [17], the transport part is not included in the field operation: this choice is imposed by tractor testing procedure that do not include experiment tests with transient and high speed driving patterns for test tracks. To extract the transport data from the temporal series of the experiment campaign, it was necessary to define a criteria about transport parts: The transport is defined from our gps observations as the time t_{road} that was not spent into fields or farm area.

Excluding transport, the field operations are usually decomposed into 3 kind of periods according to the ASAE standards [18]: stops t_s , turning time t_r and the total field time t_t to compute time efficiency. The theoretical field time is the time devoted to do the effective work along the crop lines. The time efficiency can then be defined by Eq. (1).

$$E_f = \frac{t_t}{t_t + t_r + t_s} = \frac{t_t}{t_t + t_{sg}} \quad (1)$$

In Shamshiri's paper, these durations t_s , t_r and t_t were studied using gps tracks. This decomposition is slightly modified here for two reasons: first, it is observed that "crop lines", i.e. the periods of effective work, are not always parallel and the farmer sometimes works using square or triangular tracks. Finding geographical criteria to define turns is then very difficult. The second reason lies in energy analysis: complete engine stops are seldom during usual operations and the general pattern for energy

demand is the same for turns as for stops: a deceleration phasis, engine idling period with a zero speed and an acceleration phasis to reach the stabilized conditions of the effective work. The energy consumption lies mainly in the transient phasis of acceleration rather than in the idling periods, which justify to gather stops and turns in the same event, called hereafter the "stop and go" event. Field activity is then decomposed in a two-stage operation: when the tractor is working along a crop line doing the effective work, tractor parameters such as speed, engine speed, torque and fuel are relatively steady and reflect a high energy demand. When it is maneuvering at field borders or stopped for setting reasons, the energy demand is low except for the fast transient phasis, where inertial forces are needed to establish the steady state of the effective work. Regarding an implement application following a continuous pattern on a rectangular field, engine parameters are idealized assuming a square profile (Fig. 1) swinging between a high level during the effective work and low levels during the stop and go periods. High level duration t_t is the time defining the mean time needed to operate the effective work. This value depends on the worked area S_{field} , implement width l_{imp} and working speed V_t , according to the following relation:

$$t_t = \frac{S_{field}}{l_{imp} \cdot V_t} \quad (2)$$

Amplitude I_t is related to the power required for the operation. It depends on implement type, forward velocity and forces required either at the power-take-off (p.t.o) or at wheels [18]. Stop and go or low level duration t_{sg} corresponds to the time needed to maneuver the tractor and implement combination at the end of the row, plus setting inside the field. It should be reminded here that the transport is excluded but t_{sg} contains setting periods. I_{sg} is the amplitude of the demands during the stop and go phase.

2.2. Operational efficiency indicators

Operational efficiency is expressed in terms of specific consumption C_{ha} [l/ha] and field efficiency FE [ha/h]. It is highly correlated with dynamic profile characteristics, which will define hourly consumption levels and operating times. Therefore, once the profile has been defined after parameter identification, efficiency based on these two indicators is assessed. Field efficiency relates to the acreage covered within a considered time of operation and is computed from Eq. (3) without depending on tractor. Transport part t_{road} is neglected by default but can be added to other duration times.

$$FE_p \text{ [ha/h]} = \frac{S_{field}}{\frac{S_{field}}{l_{imp} \cdot V_t} + n_{sg} \cdot t_{sg}} \quad (3)$$

The computation of field efficiency requires setting path width which is given by implement width l_{imp} . The speed V_t corresponds to the ground forward speed applied to operation. It means that the optimal duration is reached when effective work duration is equal to the total duration of the operation, i.e., when there is no unproductive times and n_{sg} the number of stop and go during the operation is null. Assuming that there is no setting periods, the optimal value of t_{sg} , i.e., the minimum of turns $n_{sg,th}$ needed for doing the operation is deduced. This latest depends on the field pattern and is expressed for a rectangular field according to the Eq. (5), knowing the real field length L_{rfl} .

$$n_{sg,th} = \frac{S_{field}}{l_{imp} \cdot L_{rfl}} \quad (4)$$

$$E_{f,th} = \frac{L_{rfl}}{L_{rfl} + V_t \cdot t_{sg}} \quad (5)$$

Eq. (5) shows how field efficiency not only depends on working speed, but also depends on field shape and time budget for the stop and go periods. The specific consumption in Eq. (6) is divided into 2 contributions corresponding respectively to the effective and stop and go consumption. These are the integral of the hourly fuel consumption during each subtask, as written in 6.

$$C_{ha,p} = \frac{C_t + C_{sg}}{S_{field}} = \frac{1}{S_{field}} \left(\int_0^{t_t} C_{t,h} \cdot dt + n_{sg} \cdot \int_0^{t_{sg}} C_{t,h} \cdot dt \right) \quad (6)$$

The main assumption is related to the hourly fuel consumption, that are supposed constant over each kind of activities. Hence, stop and go consumption is assumed to be equal to the hourly idling consumption and is integrated over the typical duration of the stop and go. This means that the inertial forces are neglected because they represent a very short time. Then, the computed stop and go consumption is easy to assess although it is lowered by this assumption.

$$\overline{C_{sg}} = \int_0^{t_{sg}} C_{t,h} \cdot dt \approx \int_0^{t_{sg}} C_{idling} \cdot dt = \overline{C_{idling}} \cdot t_{sg} \quad (7)$$

The other and main part is the consumption during the effective work $C_{t,h}$, which is called in the following the effective consumption. The effective work is a steady state mode, that is described by constant functioning parameters, corresponding to the steady effective consumption. This latest is assessed using a modeling approach.

Then, using this so-called “2 modes” approach, it comes the following expression to describe field consumption:

$$\overline{C_{ha,p}} = \frac{1}{FE_p} \left(C_{t,h} \cdot E_f + C_{sg} \cdot \left(1 - \frac{1}{E_f} \right) \right) \quad (8)$$

With this assumption, it is possible to assess the area specific fuel consumption by knowing forces and speeds during an agricultural operation. Eq. (8) expresses the relation between operative parameters and energy needs. FE_p and E_f are related to working (or time-) performance. The analysis is completed with the description of the main component of energy, i.e. $C_{t,h}$ consumption. This latest is assessed in this work by expressing first the energy required for the tractor working and by including energy losses along tractor powertrain. This method is detailed in the following paragraph.

2.3. Modeling the effective fuel consumption

Many parameters can influence consumption and time efficiency: soil properties, climate, humidity, tractor design, tractor and implement fitting... [19]. Time efficiency is affected by three groups of parameters related to agronomic, technical, and human issues [20] and called the operational parameters. Then, the tractor is the machinery giving the energy needed to do the work according to the operational parameters. This energy depends on work and on losses distributed via transmission losses, draft power, slippage, tire deflection and soil compaction. A model is used to described the energy required for a work and all the energy losses inside the tractor. Mehta [21] proposed such kind of model for a proper matching of tractor-implement combination on a 2WD tractor. In this section, the model is extended to a 4 WD tractor, presenting the equations needed to calculate draft, weight transfer, motion resistance, transmission and engine efficiency in order to finally define the hourly fuel consumption corresponding to the effective work. Lastly, a flowchart of a model leading to the simultaneous computation of operational efficiency indicators is presented.

2.3.1. Energy required by the implement at the hitch point

For pure traction work, the tractor is delivering energy to the implement that exercises a draft force at traction point. For soil tillage implements, pull depends on the speed, working depth, and implement width. Many works were carried on to express the draft force. For example, the ASAE model is proposed in [18] but it is limited to light operations done at shallow depths. To fit with our experimental conditions, another model corresponding to the Eq.

Table 1
Regression coefficients used for draft force model from [22].

Symbol	Value	Symbol	Value
f_1	0.5380	f_4	-0.6054
f_2	0.4559	f_5	0.0905
f_3	-0.0107	f_6	0.0712

(9) is chosen from [22], considering the speed V_t the working depth d_{imp} [m] and the implement width l_{imp} [m]. The f_i coefficients have to be adapted to the implement type and they are given in Table 1 for plowing.

$$F_D[kN] = \left[f_1 + f_2 \cdot d_{imp} + f_3 \cdot d_{imp}^2 + f_4 \cdot V_t + f_5 \cdot V_t^2 + f_6 \cdot V_t \cdot d_{imp} \right] \cdot l_{imp} \quad (9)$$

Then, the draft power is expressed in Eq. (10) and it is to notice that at this stage, it is not depending on the tractor.

$$P_D[kW] = V_t \cdot F_D \quad (10)$$

2.3.2. Traction forces and energy requirements at wheels

The traction power distributed over the rear and front axles corresponds to the power required to overcome motion resistance and deliver the draft power. Force and momentum equilibrium are used to assess the power distribution between the rear and front wheels and estimate the energy losses in the slip and tyre deformations. These balances give the estimate of the energy path from the transmission output up to the implement. It is affected by soil and tires properties (slip) and tractor geometry. The equation used to convert traction power into the power required at the transmission outputs is expressed by:

$$P_{GT} = [(F_R + MR_R) \cdot V_R + (F_F + MR_F) \cdot V_F] \quad (11)$$

where V_{RorF} is the lineic wheel speed, corresponding to the forward speed increased by the slip effect. s is the wheel slip corresponding to the travel reduction. It is defined for rear and front axles by:

$$s_{R/F} = \frac{2\pi r_{R/F} \cdot N_{R/F} - V_t}{2\pi r_{R/F} \cdot N_{R/F}} \quad (12)$$

r_R and r_F are the dynamic rolling radii of the rear and front wheels under load. The relation between rear and front wheel slip is taken from [23], considering

$$s_F = 1 - \left(\frac{r_F \cdot N_R}{r_F \cdot N_F} \right) (1 - s_F) \quad (13)$$

The relationship from rear to front slip is defined by the mechanical preponderance ratio between the two axles and also the rolling radii of the mounted tires. Completing Eq. (11) requires the dynamic loads W_F and W_R at the front and rear wheels to be known. Both will depend on the draft applied by the towed implement, where the weight transfer between the axles has here to be considered. The dynamic tractor weight is computed from a force balance of the free body diagram of the tractor-ballast-implement system as described by Fig. 3, when zero slope is considered. W_T is the static weight of the tractor acting at the center of gravity CGT of the tractor, W_P is the weight of the implement acting at its center of gravity CGI, located at a horizontal distance X_{CGI} from the tractor hitch. L_{LL} corresponds to the horizontal distance between tractor hitch and rear axle. W_B is the weight of the front ballast, acting at its center of gravity CGB located at a distance X_{CGB} from the tractor front axle. L corresponds to the wheel base, i.e. the distance between the two axles.

P_y represents the vertical component of soil force. It is related to draft force with an incidence angle α defined from the line of pull and the horizontal in degrees, with $P_y = D \cdot \tan \alpha$. Under no load, the default draft angle is zero and commonly rises up to 10–20°, depending on the hitch position [24]. d_i represents the depth at which the draft is assumed to act. Following [25], $d_i = \frac{2}{3} d_{imp}$. The parameters $e_R = \rho_R r_R$ and $e_F = \rho_F r_F$ represent respectively the rear and front excentricity [23]. ρ_R and ρ_F are defined as the motion resistance ratios from motion resistance over dynamic wheel load, and are computed from:

$$\rho_{R/F} = \frac{MR_{R/F}}{W_{R/F}} = \frac{1}{B_n} + 0.04 + \frac{0.5s_{R/F}}{\sqrt{B_n}} \quad (14)$$

where B_n is the mobility number corresponding to a dimensional ratio depending on the degree of soil compaction, for soft, tilled, firm and hard soils. Typical values of B_n are respectively fixed at [24; 40; 55; 80] in [18]. Considering Fig. 3, the moment equilibrium of the forces acting respectively on point “A” and “B”, the dynamic weight distributed over front and rear axles can be computed from:

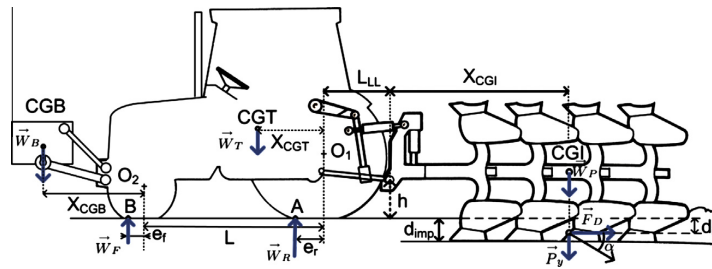


Fig. 3. Free body diagram of the tractor-ballast-implement assembly.

$$W_R = \frac{1}{L + e_F - e_R} [-(W_p + P_y) \cdot (X_{CGP} + L_{LL} + e_r) + W_T(X_{CGT} - e_r) + F_D d_i + W_B(X_{CGB} + L - e_r)] \quad (15)$$

$$W_F = \frac{1}{L + e_F - e_R} [(W_p + P_y)(X_{CGP} + L_{LL} + L + e_f) + W_T(L + e_f - X_{CGT}) - F_D d_i - W_B(X_{CGB} - e_f)] \quad (16)$$

By using the previous equations, it is finally possible to convert a draft force applied by the implement into a gross traction force at the transmission outputs. In the next section, the path of the energy flow through the transmission is used to define the corresponding engine running point.

2.3.3. Modeling energy in the transmission

Taking into account the transmission efficiency η_T , using transmission output power according to Eq. (11) the required engine effective power becomes:

$$P_E = \frac{P_{GT}}{\eta_T} \quad (17)$$

The transmission efficiency depends on the tractor studied and the considered speed range, i.e. whether the tractor is running at low or high speed. Ortiz [4] considers that the efficiency ratio varies only slightly, for speeds by less than 8 km/h. As tillage operations are generally conducted within a limited low speed range, the effect of speed on the transmission range is neglected. Therefore, a constant transmission efficiency η_T is assumed. Once the power delivered by the engine P_E at the transmission input is known, the speed and torque at the crankshaft can be computed. Over a crop line, the engine speed is determined with respect to slip s_R , transmission ratio q_T and tire rear rolling radius r_R :

$$N_E [\text{rpm}] = \frac{60}{2\pi} \frac{V_t \cdot q_T}{(1 - s_R) \cdot r_R} \quad (18)$$

The corresponding effective torque required to develop the power according to Eq. (19) at this engine speed is given by:

$$T_E [\text{Nm}] = \frac{2\pi P_E}{60,000 N_E} \quad (19)$$

2.3.4. Energy and fuel consumption in the engine

The percentage of load expresses the engine indicated torque which also includes the powering of engine accessories (i.e. cooling fan, pumps, etc.) and engine internal friction. Modern tractors are equipped with a viscous coupling unit to propel the cooling fan so that there is no fixed ratio between engine and fan speeds. For a given effective torque measured at the PTO, the total engine load can vary due solely to the varying fan speed. External measurements of the manufacturer revealed that the power requirement to propel the fan at $N_{ref} = 2000$ rpm absorbed $P_{ref} = 5800$ W. This represents 5.8% of the engine rated power and has to be taken into account. Looking at our field data,

it is observed that the fan represents about 4.5% of the crankshaft power. This non-neglectable loss has to be introduced in the model. This is done first, by introducing the fan power into the crankshaft power:

$$P_{ET} = P_E + P_{Fan} = P_E + P_{ref} \cdot \left[\frac{N_{fan}}{N_{ref}} \right]^3 \cdot \frac{N_E \cdot r_p}{N_{fan}} \quad (20)$$

where $R_p = 1.25$ is the pulley ratio from crankshaft to fan viscous coupling unit speed N_{fan} [rpm]. By dividing with the engine speed, the fan power is converted into a fan torque, what is done by assessing an average value of 21 Nm to get the Eq. (21).

$$T_{ET} [\text{Nm}] = T_E + \overline{T_{fan}} = T_E + 21 \quad (21)$$

The percentage of load L_E is then expressed as a linear function of the crankshaft torque in Eq. (22):

$$L_E [\%] = a_{TL} \cdot T_E + b_{TL} \quad (22)$$

Once the engine running point has been determined, the original model given by Souza and Milanez [26] giving the brake thermal efficiency as a function of the engine speed and torque is adapted to predict the hourly fuel consumption as a function of engine speed N_E and percentage of load L_E :

$$C_h(N_E, L_E) = e_1 + e_2 L_E + e_3 N_E + e_4 L_E^2 + e_5 L_E^3 + e_6 L_E^4 + e_7 N_E^2 + e_8 N_E L_E \quad (23)$$

where $e_1 \dots e_8$ are constants adapted to the engine.

2.3.5. Model flowchart

All the previous equations were used to build a global model providing operational efficiency indicators after setting operational parameters. A general layout of the model is shown in Fig. 4. The input parameters are tractor line speed, implement width and working depth. The model requires defining vehicle mass and geometrical parameters for computation of the dynamic weights. Soil and tire properties are constant, as well as the mobility number. The model takes into account adherence and engine power limitation issues. After having converted draft requirements into transmission power, if the engine power is overrun, the tractor stops. Adherence issues are treated with an iterative loop comparing draft power and gross traction available at the wheels. Slip is increased by a 0.1% step as long as draft power exceeds the tractor draft capacity. Maneuvering time and its related fuel consumption are constant values set from measurements after statistical analysis. Finally, after setting a field length, operational efficiency is computed by using Eqs. (3) and (6). This model is also used to check that the tractor engine is able to supply the energy needs during work by testing load coefficient:

$$\alpha = \frac{C_{t,h}}{C_{h,max,engine}} \quad (24)$$

This load coefficient is generally used to set the bench in engine test procedures and it is very similar to the typical load coefficient used for pollution inventories of nonroad engine sources [27]. It is used here to check tractor power and ensure that the tractor size is able for doing the work required by the driver.

3. Experimental set up

To validate the model, numerical results should be compared with field measurements. Therefore, a tractor was equipped to get real use profile by monitoring agricultural operations over a whole year. The principle of the

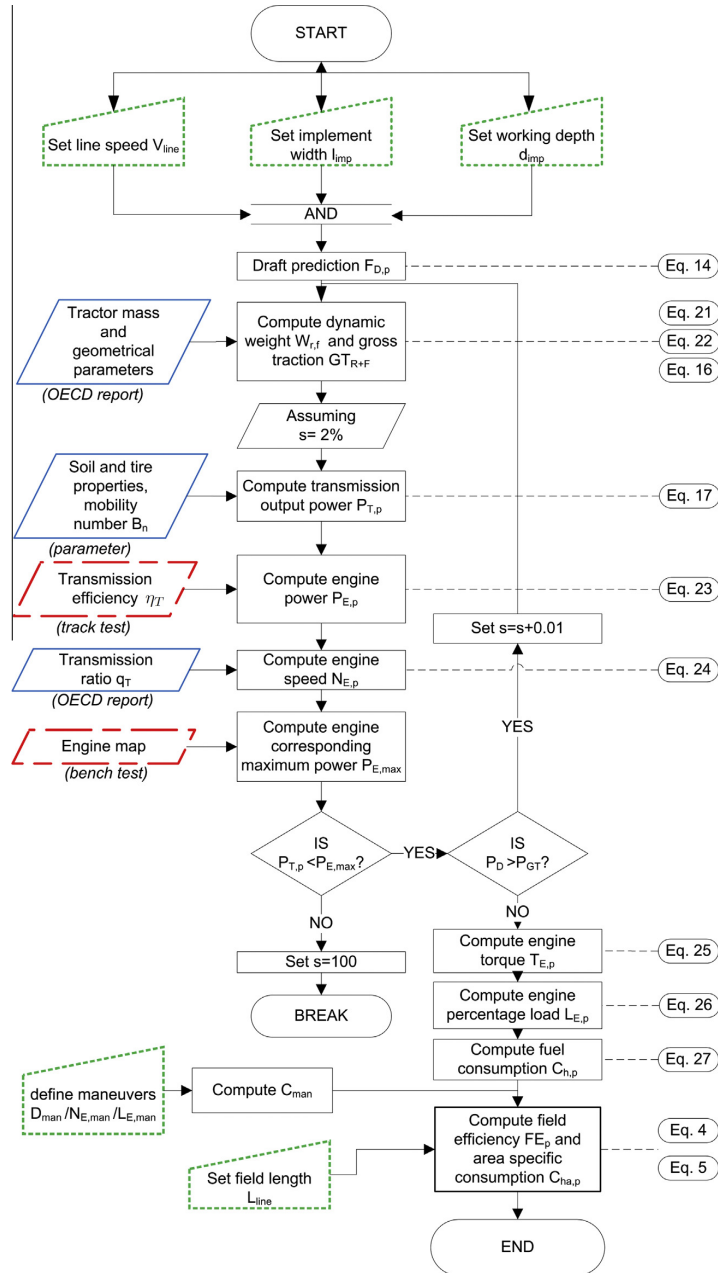


Fig. 4. Model layout for field efficiency prediction.

campaign is presented here with details about the monitoring system used. The model has to be calibrated to tractor characteristics and the second part of this section refers to the laboratory tests necessary for setting the model in order to adapt it to any tractor. All the parameters related to the tractor are given in this section whereas the operational parameters are described in the following section, as simulation parameters.

3.1. Data acquisition campaign and experimental tool

A data acquisition campaign was organized, consisting in monitoring a fully instrumented tractor, Massey Ferguson 6475 type. This tractor has an engine power of 134 HP (100 kW), corresponding to a medium-sized tractor, currently in France the most widely sold category of tractors [28] and popular class of power [29]. It is equipped with a manual 4 gear $\times$ 6 powershift transmission. The principle of the campaign was to lend the tractor to a farmer who used it during a whole year with different implements. Total recorded data including transport and farm to field represent 350 h of operation.

The experimental tool consisted in a combination of two measuring devices. On-board serial sensors that provided information through the CAN and ISOBUS embedded buses were completed by add-on sensors with a 1 Hz sampling rate of the recorded signals. This permits a fine-grained description of the operating parameters. Decoding CAN signals according to SAEJ1939 [30] provided access to engine speed N_E [rpm], engine percentage of load L_E [%], and fuel consumption C_h [l/h]. Global vehicle functional parameters were given by the ISOBUS messages, with information on vehicle speed, selected gear and hitch position. Both signals were monitored and sampled at actual rates by a dedicated recording device connected to the buses by the OBDII plug. This computer-based system also recorded GPS position and speed. It was completed by visual information provided by three camcorders installed at the front, in the cab and at the rear of the tractor to make identification of the implement and tasks easier.

As CAN load and fuel consumption are not measured, but are estimated from the engine speed and throttle

position, a calibration was made to verify the consistency of the engine variables read out from the CAN bus. Engine speed N_E , percentage of load L_E and fuel consumption C_h are compared to bench measurements on the Fig. 5. For both speed and consumption, the regressions of the auto-scaled values N_E^* and C_h^* show a good agreement with the data measured on the test bench, making these signals read from the CAN-bus very reliable. For the torque, a linear relation was found between the total engine torque T_{ET} and the CAN-load percentage L_E . This regression shows acceptable results ($R^2 = 0.9978$) and the offset of -25 Nm is expected to be due to the propulsion of the other accessories (i.e water and lubrication pumps, alternator...) as well as the engine internal friction. For the three signals, the good correlations confirmed the general consistency of the information provided by the CAN network during the steady-state operations conducted for calibration. This comparison shows that CAN signals are a useable tool to get the fuel consumption, the engine speed and load data without any additional embedded sensors excepted CAN recorders. But due to the offset, the calibration has to be done to get the right values of torque and fuel consumption.

Additional sensors were installed to evaluate power flows delivered by the three main power outputs related to wheels, PTO and hydraulics. Specially made torque-meters using a telemetry interface for signal transmission were designed and were mounted on both rear axles to measure the corresponding torques. Front axle power was assessed by measuring the torque and rotational speed of the 4-wheel drive cardan shaft. Individual rear axle rotating speeds $N_{W,r,l}$ were measured with incremental encoders. 4-WD shaft rotating speed was given by knowing the rear final drive speed and the corresponding transmission ratio read from the transmission box kinematic schematics. A commercially available PTO torque- and speed-meter (DATUM 420 PTO-type) was used to monitor the power delivered at the rear shaft for PTO-driven implements. Lastly, the main pump line before the rear hydraulic block was instrumented with a flow turbine and pressure transducer to obtain the hydraulic power. As the fan is a significant power-absorbing auxiliary, fan speed N_{Fan} [rpm] was also recorded. All the add-on sensor signals were recorded by a data acquisition board, CAMPBELL

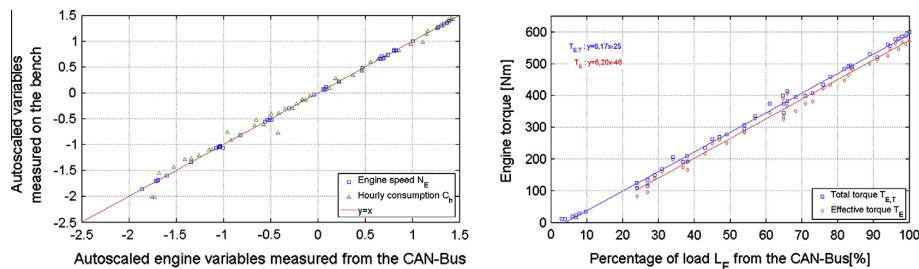


Fig. 5. Calibration of engine speed N_E and fuel consumption C_h (left) and engine load L_E (right) from the CAN-bus compared to bench measurements.

CR-3000 model with a serially connected CR-1000 for extension. When combined, the data boards are capable of managing up to 44 single-ended channels and 6 frequency inputs.

To ensure maximal neutrality during machinery usage, no constraints were imposed on the farmer regarding speed or choice of gears. The experimental campaign included different atmospheric conditions, running on different privately owned fields, mostly rectangular shaped. All the recording devices were turned on by starting the engine, making them act as an autonomous black box. After turning off the engine, a timer enabled the recorders to properly stop after 45 s.

A dedicated platform was developed to save the constantly incoming data in a database. Data processing first consisted in resampling the CAN and ISOBUS signals at a 1 Hz rate. They were then synchronized with the signals from the CAMPBELL data boards by seeking the temporal superposition of two signals: engine speed (CAN-bus), axle speed (Campbell) and gps speed are used to control the synchronization of devices by seeking the maximum correlation between signals. The following signals were of primary importance for the field analysis: timestamp, actual tractor speed V [km/h], engine speed N_E [rpm] and hourly fuel consumption C_h [l/h].

3.2. Setting the model parameters

Before launching the field campaign, the tractor was run on the IRSTEA tractor testing platform. These laboratory tests are necessary to calibrate the model to the tractor. Hence, PTO dynamometer and traction tests were made according to an OCDE-like procedure and used to fit the tractor-dependant parameters of our model: all the parameters related to the tractor, i.e. transmission efficiency, engine model and tractor geometry are therefore described in this section.

3.2.1. Transmission model

Following the OECD procedure, transmission performance assessment consisted in measuring the fuel consumption of a tractor hauling a dynamometric truck applying specific draft at the drawbar at given speeds. Using the experimental tractor, it is possible to focus on the transmission efficiency. Indeed, the torque meters installed on the transmission output axles enables to compute the ratio of input power delivered by the engine over the power delivered at the axles, defined by:

$$\eta_{trans} = \frac{P_{GT}}{P_E} = \frac{P_{axles}}{P_E} = \frac{T_{R,r}N_{R,r} + T_{R,l}N_{R,l} + T_{4WD}N_{4WD}}{\left[(6,17L_E - 25,1) - P_{ref} \cdot N_E \left[\frac{N_{fan}}{N_{ref}} \right]^3 \frac{60R_p}{2\pi N_{fan}} \right]} \quad (25)$$

where $N_{R,r,l}$ and $T_{R,r,l}$ represent the speeds and torques respectively measured at the rear right and left axle.

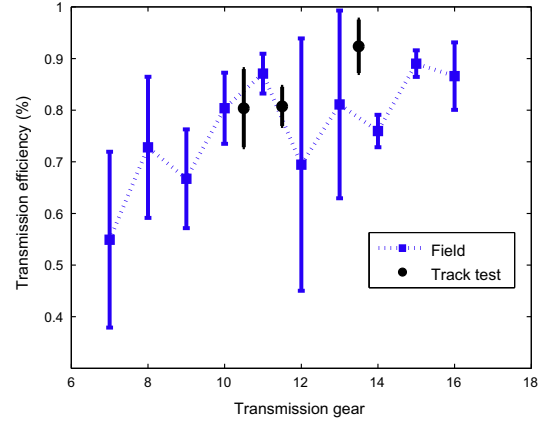


Fig. 6. Transmission efficiency at different gear ratios.

4WD refers to the measure of power transmitted over the cardan shaft from transmission to front axle. $N_E \cdot T_E$ represents the effective power delivered by the engine. The measured fan torque is subtracted from engine load percentage. In this way, transmission performances is splitted from traction performances occurring at the wheel rim and $\{tire + soil\}$ interface.

Here, the test was done with three different gears (2D, 2E and 3A), corresponding to frequently occurring gears engaged during the ploughing operations. The complete gearbox ratio are given in the Table 3. Track measurements were conducted over a 5–9 km/h speed range with draft forces from 8 to 48 kN. The efficiency ratios are calculated from Eq. (25) for the three different gears engaged. This test allows to assess the average transmission efficiency at $\eta_{tr} = 0.81$. On the Fig. 6, the boxplot gives the efficiency distribution. From track tests, the transmission efficiency is somewhat higher in 3A than in 2E. This confirms the results of Molari [31] who investigated the power losses of tractor power-shifts transmission. He reported different efficiencies for the 19 gears tested on his tractor. For the tractor tested here, the gears 3A and 2E have similar transmission ratios ($q_{T3A} = 81.48$, $q_{T2E} = 82.87$), offering comparable driving speeds and vehicle behavior.

3.2.2. Engine model

The engine model is set by using a P.T.O. dynamometer test. The conventional OECD test procedure consists in first running the engine maximum power over the entire speed range, completed then by 6 partial load and partial speed points [2]. A better description of the engine performance was provided by an extended procedure. This consisted in 52 steady-state measurements evenly distributed across the engine map, also including low speed and low load zones. After a pre-heating sequence to avoid the warm-up phenomenon, engine speed and torque were held constant over 3 min for each running point. The data

collected were averaged over the last 10 s. Then, the parameters read out from the CAN bus were compared to test-bench data. The effective torque at the dynamometer T_E is linearly linked with the load L_E . The offset between T_E and T_{ET} falls down to -46 Nm, what explains the 21 Nm taken for the fan torque in the previous section. From this test, it is possible to assess $a_{TL} = 0.16$ and $b_{TL} = 8.23$ between the load and the effective torque at the crankshaft in the relation 22.

Once the engine speed and percentage of load have been assessed, it is necessary to compute the corresponding fuel consumption $C_{h,p}$ through the Eq. (23). The 8 e_i coefficients are fitted using the 52 values of N_E , T_E , C_h measured on the bench during the tractor engine test. These are given in the Table 2. The fitting shows an excellent correspondence between the model and measurements on bench test data ($R^2 = 0.9986$). The mean prediction error is zero with a standard deviation $\sigma_{ch} = 0.44$ l/h. For validation purposes, the predicting model for fuel consumption was applied on the data collected during field operations. The predicted consumption $C_{h,p}$, assessed from the CAN N_E , L_E is compared to the measured one $C_{h,m}$ for 113,700 records (31 h of tractors, randomly distributed along the year and corresponding to various operations). Both modeling and measurements have some degree of uncertainty and measurements are not always accurate because the CAN fuel consumption sometimes shows overshoot during very transient periods. Therefore, normalized bias and error calculations should not be normalized by observations, but rather by the average between model and observations. Then, the mean fractional bias ($2 \cdot (C_p - C_m) / (C_p + C_m)$) is of -1.2% which indicates that the modeled value is somewhat underestimated and the mean fractional error of 8.4% . The fractional scatter ($2 \cdot (\sigma_m - \sigma_p) / (\sigma_m + \sigma_p)$) is about 2.9% what is very low making the fuel consumption submodel very precise even for conditions of low engine load.

3.2.3. Tractor geometry

This model aims to link agricultural operation and fuel assessment through a model that integrates features specific to the running tractor. This section is dedicated to details related to the studied tractor: as its geometry and weight play a role in the energy path from the transmission output up to the implement, the data needed for the submodel converting the traction forces into energy requirements at wheels are given here. These were extracted from the detailed OECD report in [32]. The actual rolling radii of

the tractor are $r_f = 680$ mm and $r_r = 890$ mm. The static weight of the tractor is $W_T = 63,225$ N, with a wheel base $L = 2.780$ m. The hitch point is at $L_{LL} = 1$ m. The application point of the ballast is at $X_{CGB} = 1.2$ m. Here were described the tractor related parameters. The other parameter of the models are related to the operational conditions and are described in the following section, where the global model is applied to describe a real day of ploughing.

4. Analysis of fuel, field and time efficiencies

We observed a plowing operation conducted the 24th of November 2011 on one rectangular field, using a 5-share plow, with 14–20" variable share-width. The tractor operated in a constant 16" configuration ($l_{imp} = 2.03$ m) on a dry soil (20%), with a 25% clay content. The corresponding cone index, computed from [33], is about 1.2 MPa.

At the beginning and the end of the day, the farmer comes from and went to his farm, taking 1200 s to drive the 2.4 km of displacement on this day. These trips were done at very low average speed (8.3 km/h) and needed 3.25 L of fuel. The transport part was separated, so that these data were not considered in the following analysis.

4.1. Activity analysis and sorting algorithms

For the field part, the remaining data were processed using the algorithm described in Section 2. Temporal data series are grouped by their index of activity ("line" or "stop and go") to build driving sequences. Some very short sequences, of less than 10 s, appears in each category of activity. These represents less than 2.5% of the total work duration and are equally distributed over activities, so that they were neglected. Some other "stop and go" sequences, of more than 150 s, were also observed and video was used to establish that they correspond to setting periods. These were found both in the middle and in border of the field. Hence, it is not possible to distinguish them from the real turns. Hence, if the median is be used to find out an usual duration of stop and go, $t_{sg,th} = 63$ s corresponds to most of the effective turns. But the mean value of $t_{sg,m}$ is about 111 s, what is much longer than the median value due to these few but very long sequences observed for settings. To get a right time budget, the sum of unproductive time is needed, so that $t_{sg,m}$ has to be used as the correct stop and go duration: it means that the unproductive time on this operation is roughly two times of what could be guess by using a theoretical number of turns with a realistic turn duration.

The field length is computed from the total length of work $L_T = \int_{lines} v \cdot dt = 19.73$ km, divided by the number of lines $n_{lines} = 33$. The field length is equal to $l_f = 598$ m and is lower than the real field length $L_{rfl} = 650$ m measured through GPS data mapping. This is on one hand because of one long stop and go found in the middle of the field: this one produced one extra line and two short lines. On other hand, the missing length is also made of the piece of length belonging to the stop and go activity just

Table 2
Regression coefficients used for the consumption submodel.

Symbol	Value	Symbol	Value
e_1	1.445496296	e_5	-0.000156655
e_2	-0.231913244	e_6	0.00000755
e_3	-0.001105875	e_7	0.000001327
e_4	0.010390967	e_8	0.000160999

Table 3

q_i Ratio describing the gearbox transmission of the experimental tractor (engine revolution per rear wheel revolution) – computed from the dynamic radius index of tires 875 mm).

Position speed shift	A	B	C	D	E	F
Gear	1					
Name	1	2	3	4	5	6
q_i	447.70	372.38	317.26	263.65	224.19	186.31
Gear	2					
Name	7	8	9	10	11	12
q_i	165.50	137.65	117.28	97.46	82.87	68.87
Gear	3					
Name	13	14	15	16	17	18
q_i	81.48	67.77	57.74	47.98	40.80	33.91
Gear	4					
Name	19	20	21	22	23	24
q_i	35.33	29.38	25.03	20.80	17.69	14.70

Table 4

Descriptive parameters for a plowing operation.

	Engine speed $N_{E,m}$ (rpm)	Duration t_{lorg}	Consumption $C_{h,m}$ (L/h)	Speed V_m (km/h)
<i>Crop line</i>				
μ_{line}	1617	371	22.4	5.9
σ_{line}	25	48	1.8	0.5
<i>Maneuver</i>				
μ_{man}	1043	63	7.2	2.6
σ_{man}	230	119	7.3	2.4

before reaching the steady state value. Hence, this way of typing an activity on the temporal data give a comprehensive view of the agricultural operation, with a precise count of time budget and a clear definition of the operational parameters. But it leads to underestimate field area of 5%.

Finally, from these distributions the typical running points for plowing were assessed in Table 4. The line sequences were first distinguished and separated from the manoeuvre sequences, and the normalized distributions of all the signals describing the operation were then plotted (engine speed, torque, consumption and vehicle speed, see Fig. 7). Over the crop line, engine speed was fixed by the electronics to the level defined by the farmer, making this parameter highly confined at ± 100 rpm range around 1600 rpm. As a result, the vehicle speed varied very little over the crop line. As the engine speed criteria is used to sort data, the separation between the lines and operating distributions is abrupt. For instantaneous engine loads and fuel consumption, time distribution are much more widely spread and are intersected. For lines, they are quite no records below 60% of engine load, that is in general closed to 80% and 22.4 L/h for this heavy work. The working forward speed is around 6.0 km/h. For the stop and go periods, half of the time is dedicated to pure idling: null speed, idling engine speed, low load and fuel consumption. The rest of data is distributed over the corresponding data range.

Actual operational efficiency indicators are assessed with the total amount of fuel C_T [l], area S_T and time T_T .

S_F [ha] corresponds to the surface covered. Its length is computed from the speed and average length for lines. Width was determined by counting the number of line n_{sg} multiplied by the implement width l_{impl} , and assuming minimal overlap.

$$C_T = (\overline{C_{sg}} \cdot T_{sg} + \overline{C_{line}} \cdot T_{line}) \quad (26)$$

$$S_T = L_T \cdot l_{impl} \quad (27)$$

$$T_T = n_{sg}(t_{sg} + t_{line}) \quad (28)$$

Then, the specific consumption C_{ha} [l/ha] and field efficiency FE [ha/h] are given by: $C_{ha,m} = \frac{C_T}{S_T}$ and $FE = \frac{S_T}{T_T}$.

The total duration of the operation was 4.26 h among what 77 % is related to the effective work. The corresponding fuel consumption was of 80.5 L of diesel, among what 91% is related to the effective work. The farmer covered 4.01 ha with this operation, so that the productivity was 0.94 ha/h. The area specific fuel consumption was 20.1 L/ha. These efficiency values are within the range of the european averages found in [34], the time efficiency being slightly lower and the specific consumption being somewhat higher compared to the most frequent values (1 ha/h and 17 L/ha). The average hourly fuel consumption is about 18.9 L/h on the whole operation, what is 18% less than the apparent fuel consumption, i.e. the fuel consumption seen on the on-board computer during line work.

4.2. Simulation case and model validation

The model is used to predict the fuel consumption according to user and implement working depth and load. The experimental data are used to define operation parameters: the vehicle speed V_{line} is set to the value in Table 4. The plough has $l_{impl} = 2.03$ m and working depth is about $d_{imp} = 0.2$ m according to the farmer report. Its weight is $W_p = 11,722$ N and the tractor works with $W_b = 9182$ N of front ballast. Soil index was set to $B_n = 50$, as required for soft soils. From these data, the model is used to assess the hourly consumption of fuel: $C_{line,p} = 22.4$ l/h is equal to the average measured value (4). A more detailed

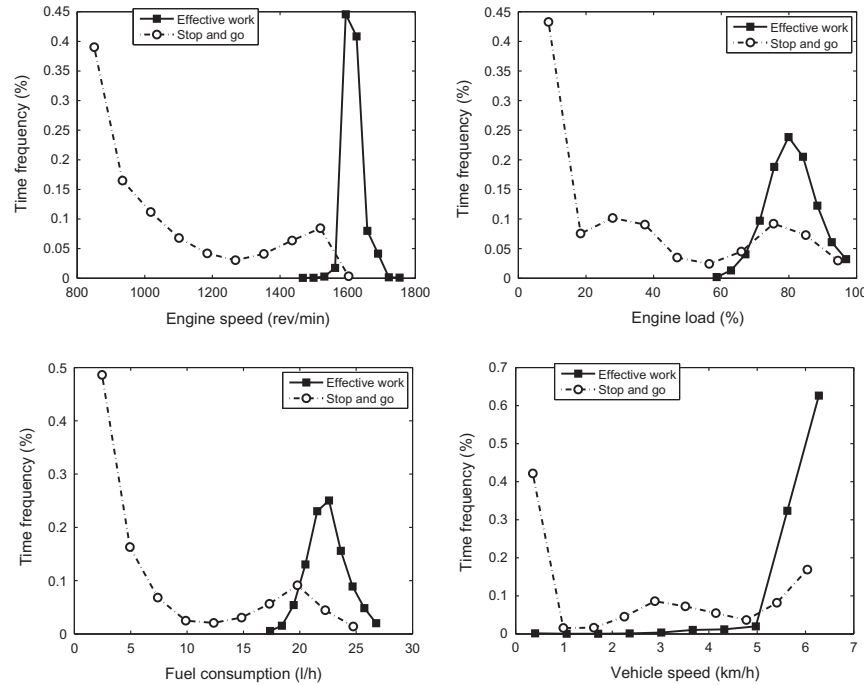


Fig. 7. Distribution of the engine speed (top left), engine load (top right), fuel consumption (lower right) and vehicle speed (lower right) for each activity.

comparison is carried on using the embedded sensors to get more information about the machinery state. It shows that the computed slip ($s_p = 7.8\%$) is slightly lower than the observed value ($s_{R,p} = 8.2\%$) whereas the modeled value for the transmission efficiency ($\eta_{tr,p} = 0.81$) is somewhat lower than during these on-field measurements, where $\eta_{tr,p} = 0.84$. On the Fig. 6, the efficiency, measured on field a year long for driving sequences of more than 30 s, is compared to efficiency during track tests: on field, the efficiency presents high scattering. For some gear ratios such as 12, 13 or 7, the range of efficiency is very wide because of some very bad soil conditions: during these particular days, the tractor often stops due to slip and the farmer had to change its gear ratio very often. With test tracks, the efficiency measurements are tighter. But they are not always in the same trend as those measured on field. As it was difficult to extract trends between transmission efficiency and other usual variables related to the transmission (like rotative speed, torque or gear ratio), the very simple expression to describe the transmission efficiency in the model is used, avoiding the definition of gearshift strategy chosen by the drivers. In this simulation, the difference on slip compensates the difference on transmission efficiency, so that the engine speed and load ([1607; 79.5]) computed in the simulation are very closed to the real engine conditions ([1617; 80.7]). The hourly line fuel consumption is therefore very near the average value observed in the measurements.

Comparing now the consumption on idling, the bench value ($C_{idle} = 2.0$ L/h) seems far away of the average value

$C_{sg} = 7.2$ L/h observed on field. Taking the idling value for stop and go give poor results and other choice are examined. Taking the model of the effective fuel consumption is not possible because some of the physical quantities are not defined (like slip) and/or not measured (wheel rotation speeds) during stop and go periods. An improvement is found by taking an average of the engine speed and torque ([1044; 31.9]) in stop and go set of records. Then, the hourly fuel consumption grows up to 5.9 L/h, but it is still less than the observed hourly fuel consumption. Our attempts to find out a good way to guess an hourly fuel consumption on stop and go fails and this leads to underestimates the area specific consumption of 6 %, as shown in Table 5. This contribution is not as neglectable as it is generally supposed.

Table 5 summarizes both fuel and time efficiencies according to the most sensitive parameters of simulation, i.e. stop and go fuel consumption and stop and go

Table 5
Actual and computed operational efficiencies.

	Measured	Computed	Computed	Computed
Fuel consumption hypothesis		$C_{sg,real}$	C_{idling}	$C_{sg,real}$
Unproductive time hypothesis		$t_{sg,m}$	$t_{sg,m}$	$t_{sg,th}$
Time efficiency (%)	76.9	75.9	75.9	84.7
Specific fuel consumption (l/Ha)	20.4	20.3	19.0	19.5

duration. As the hourly fuel consumption over effective work is well assessed, the specific consumption varies with C_{sg} : even if the time is mainly spent at poor idling during stop and go, the average consumption is much higher than the fuel consumption on idling. $\overline{c_{sg,h}}$ has more effect on the global assessment of fuel (19.0 L/ha) than changes in stop and go duration t_{sg} (19.5 L/ha). This is on contrary to time efficiency, that is very sensitive to stop and go duration. This reveals the importance of having a precise estimation about the stop and go budget to get a right time efficiency. Both of these parameters changes results of about 10% and these are very often poorly assessed.

A good agreement is found between modeled and measured values for the time and fuel efficiencies if C_{sg} and t_{sg} are closed to measurements. Therefore, keeping experimental values for these two parameters, changes in the implement settings are simulated in order to study the influence of speed, depth and width on the operational efficiencies.

4.3. Sensitivity analysis on working parameters

The aim of the model is to provide a comprehensive fuel assessment over a plough operation with taking into account the operational parameters. In the following, the impact of working depth, working width, forward speed and field pattern is assessed using the numerical model. The input data are the observed values for the field area ($S_{field} = 4.04$ ha) and the stop and go duration ($t_{sg} = 111$ s). The input data also concern the forward speed V_t , the width L_{impl} , the depth D_{impl} . By default, the following parameters are used for the simulations:

$$V_t = 6 \text{ km/h} \quad L_{rfl} = 680 \text{ m} \quad L_{impl} = 16 \text{ inches} \quad D_{impl} = 0.2 \text{ m}$$

The number of stop and go $n_{sg,h}$ is then assessed using the Eq. (5) from the area, width and forward speed. The line duration is assessed from the field length and the forward speed. The line consumption is computed from the draft corresponding to the working depth, speed and width, whereas the stop and go consumption was kept at 7 L/h following the conclusion of the previous section.

4.3.1. The forward speed and the field shape effects on efficiencies

In these simulations, line speed varies from 5.5 up to 7.5 km/h with a 0.5 increment whereas the real length of field varies from 200 m up to 1000 m with 200 meters per step. A rectangular shape is supposed so that the number of lines is always deduced from Eq. (5). Hence, field length change the number of turn per unit of length. Changing working speed has an effect on the total time budget, that is reduced with increasing speed. But it also has an effect on energy needs, that are all related with the forward speed. The numerical results are reported on Fig. 8 showing specific consumption and time efficiency for each case.

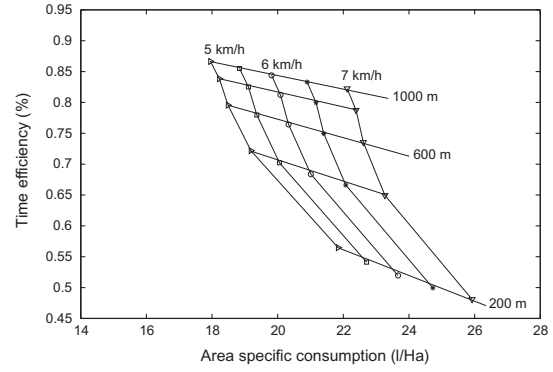


Fig. 8. Effect of speed and field length on the time efficiency and fuel specific consumption during a ploughing operation.

Field patterns depend on field boundaries and the maneuverability of the tractor-plough combination. Some common patterns are reported by Hunt [35], the ideal one being the one having the minimum of so-called 'unproductive turns'. Long, rectangular fields reduce turning times and decrease their weight with regard to the productive time over crop line.

Fuel efficiency: At a fixed speed, with respect to the quality of the work executed, specific consumption decreases roughly with field length. Going from a 200 m long field to a 1000 m, one enhances the area specific consumption by 4 L/ha. But, excepted for very small fields (<400 m), the specific consumption of fuel do not vary a lot with the field length: this is because the fuel budget for turns is small compared to the fuel budget for lines. The forward speed has more influence on fuel and fuel budget increases with working speed: it costs roughly one liter of fuel more when speed is increased of one kilometer per hour. The fuel increase is more important when the absolute speed is high: this is related to the cubic relation between energy need and forward speed in Eq. (10). The tractor was generally overloaded for speeds above 7.5 km/h when the gearbox ratio is kept at the 11 level, like in the experiment.

Time efficiency: Field length affects time efficiency that varies from 50% up to 85% according to the number of turns per operation. Time efficiency decreases with length and the decay is more pronounced for small length than for lengths above 600 m. Short fields are the least efficient ones. This is due to the incompressible time of maneuvering at the field borders, whose weights a lot with regard to the productive line time, regardless of the speed. This shows that field shape has an important role for defining adverse conditions of working. Time efficiency is less sensitive to speed and it decreases of about 3% when the forward speed increases of 1 km/h. This is related to the definition of efficiency: E_t depends only on the relative contribution of t_{sg} and t_{line} in the periodical "line + turn" pattern. Thus, E_F does not represent time gain for the whole operation, for example in cases where the forward speed is increased.

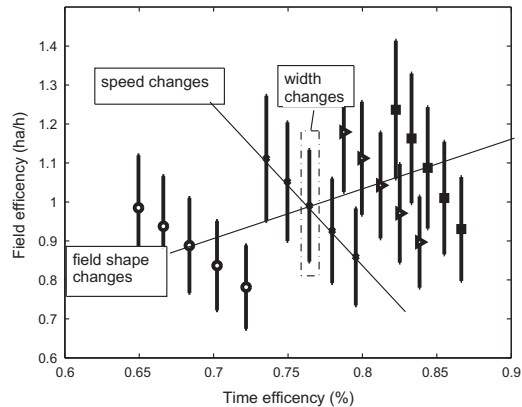


Fig. 9. Field efficiency according to the time efficiency during a ploughing operation.

As the unproductive time lies in field shape and setting time, it appears of less interest when looking for the machinery performance. Higher tractor speeds affect the hourly consumption, but simultaneously reduce the time required to operate a crop line: this effect is poorly represented with time efficiency.

Field efficiency: Field efficiency FE is shown on the Fig. 9 according to time efficiency E_F for fields above $L_{rfl} \geq 400$ m. For both indicators, efficiency depends on the field length and forward speed. The elasticity of these variables is given by the slope of the lines named respectively 'field shape change' and 'speed change'. Field length changes may induce an increase in both efficiencies of around 20%. But for the forward speed, 1 km/h of change affects greatly and positively the productivity FE of about 20%, whereas the time efficiency decreases of about 5%. Changing working speed from 5 to 7 km/h decreases time efficiency of 5% but increases the field efficiency by 0.25 ha/h, what is near of one quarter of working time. On Fig. 9, the boxes around values correspond to changes in width: increasing implement width are related to growing field efficiency, without any effect on the time efficiency. This lead to the conclusion that the field efficiency is more relevant to compare situations where operation settings have an effect on the time dedicated to the operation. Field efficiency is more relevant to compare the relative budget of high and low level duration and could provide a better information for field shape analysis. Results also underline that increasing the speed increases both the field efficiency and the specific consumption of fuel. Then, it is possible to compare fuel costs and work costs by using field efficiency indicator but not time efficiency.

But, the tractor ability to increase the field efficiency by increasing speed is limited by engine power. At a given speed, it is shown that the longer the field, the better the field efficiency. It is also shown that area specific consumption is better for long fields than for short ones but area specific consumption and field efficiency are not linearly related to each other with increasing speed.

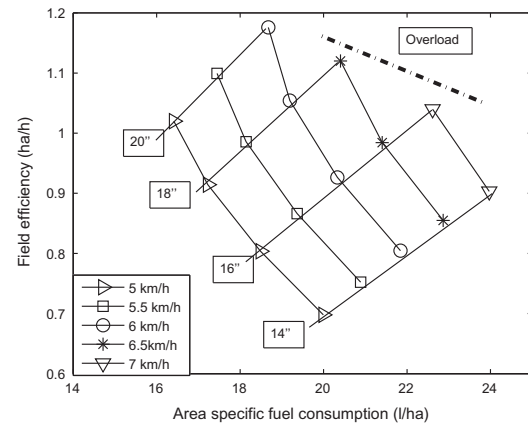


Fig. 10. Effect of plow width and speed on the operational efficiency indicators.

4.3.2. Effect of speed and implement width on efficiencies

The farmer's choices regarding speed and plow width directly impact the engine operation. The effect of speed and plow width is discussed in Fig. 10. In these simulation, the forward speed varies in the same range as in the previous section and the plough varies between 14" and 20", by step of 2". Going from a 14" to a 20" plow setting increases the working width by 76 cm. This width parameter can be defined by the farmer from the tractor cabin to act on a hydraulic cylinder setting the plow geometry. At a given speed, a larger plow enhances the field efficiency by 0.35 ha/h. At the same time, the wider the plow, the lower the area specific consumption C_{ha} . A plow in a 20" configuration saves 4 L/ha. Enlarging the plow increases the hourly consumption, but it also reduces the number of paths required to cover a given field surface. Therefore, even if the hourly consumption $C_{h,line}$ is increased, it is largely compensated by the reduced time required to operate. To increase operational efficiency, choosing a large plow is therefore more suitable for ecodriving than operating at higher speeds.

4.3.3. Effect of speed and plowing depth on the operational efficiency

With the same maneuvering time and plow width (16"), Fig. 11 shows the effect of working depth, ranging from 10 to 25 cm. Field efficiency is not affected by working depth as long as the tractor is not overloaded. But the area specific consumption is directly impacted by the working depth. At a medium speed of $V_f = 6$ km/h, going from 10 to 25 cm of plowing depth drastically increases the area specific consumption by more than 6 L/ha. This increase is even higher if the forward speed is high. Working depth is chosen by the farmer with regard to the quality of the work he wants to achieve. It is therefore recommended for tillage operations not to overstep the working depth defined by the agronomical requirements. Moreover, this encourages the farmer to use the hitch self-leveling system.

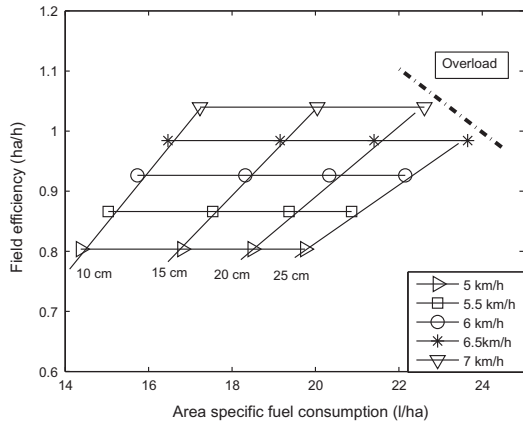


Fig. 11. Effect of working depth and speed on field efficiency and specific consumption.

This feature, which is available on modern tractors, enables the hitch to automatically lift the plow when a slip limit is reached. When available, the regulated hitch compensates for the inhomogeneous soil properties by limiting the tractor load, and thereby the consumption.

4.3.4. Conversion of the engine consumption in operational consumption

Due to the specific role of forward speed on both field efficiency and energy needs, it is shown by sensitivity analysis that the surface consumption of fuel is not linearly linked with the hourly fuel consumption measured on bench. Converting the hourly consumption into fuel efficiency requires to express a reference work, defined by the operational working parameters: field length, forward speed, implement width, implement depth. Then, it is possible to convert the power check made in the engine test into an energy diagnostic for field. Changing work changes the definition of the engine running point, which is generally characterized by the load coefficient α in the normative testing procedure. Load coefficient is related to power analysis and serves to establish the overloaded conditions. For energy analysis, time scale have to be defined, what is done through time coefficient. But changing work changes simultaneously the load and the time weighting function $\frac{E_f}{FE_{field}}$ in Eq. (8). Here, a reference work is defined using the closest simulation of the real conditions. Then, working parameters are modified one by one, by using the same range as in the previous analysis of sensitivity. On Fig. 12, it is shown how the operational settings act on both coefficients. Field length is the less sensitive parameter: it only implies minor changes on load coefficient. As discussed earlier, the length has an important impact separately on time efficiency E_f and field efficiency FE_p but these effects cancel in taking the ratio of both quantities. Changing the depth only changes the engine load and it is one of the major parameter affecting the definition of the running point. Reducing depth heavily reduces the load coefficient down

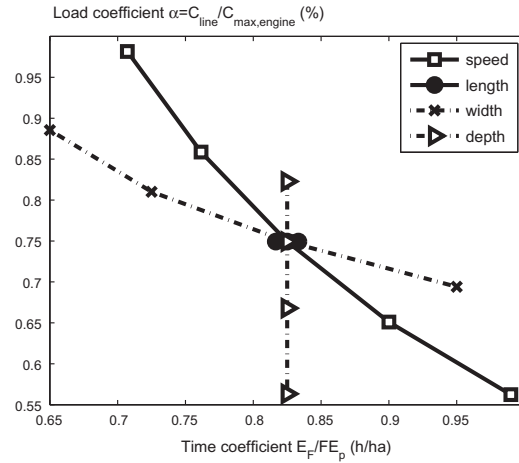


Fig. 12. Weighting functions needed to convert the hourly engine fuel consumption into operational fuel consumption.

to 0.6, what generally corresponds to a light work for tractor engines. Width affects the load coefficient, growing of 20% for the largest implement setting. Time weighting coefficient is even more sensitive to width than the load and it varies of 40% according to the width settings: so, it is established that implement width has more effect on time scale than on power scale. The most significant effect is found for speed: decreasing working speed reduces load coefficient of 40% and increases time coefficient in the same proportions. The tractor is overloaded when the α coefficient is above 1, so that is possible with this figure to assess the sizing of tractor for given working conditions. With time coefficient, information is added on time use and changes that could modify the annual use of a tractor. This figure give information on point defining the engine running and its weighting, expressing the complete engine specification related to the agricultural work.

5. Conclusion

This paper presents a new approach to evaluate tractor efficiency that expresses operational efficiency and is better oriented to field operation than conventional test bench diagnostics.

Over most implement applications, tractor working dynamics consist in an alternation of high and low levels: excluding transport, whether the tractor works along crop line, or whether it is maneuvering at field borders. Time, Field efficiency and area specific consumption are dependent on this profile characteristics and a model is proposed to compute efficiency indicators as a function of speed, implement width and working depth, for a given rectangular field geometry. The model converts a draft force into an engine fuel consumption. The tractor related parameters of the model are based on laboratory tests. For this calibration, the current OECD testing protocol was completed

by additional laboratory measurements. The engine testing protocol was extended to better describe engine map. For the track test, measurements on wheel torques were necessary to establish transmission efficiency. Each submodel has been studied for validity assessment and showed acceptable consistency of the prediction.

The model was then used to describe a ploughing operation and details were given about the data treatments made to extract the operation parameters from experiment campaign. The global model shows a good agreement with real use data, as soon as the stop and go duration and its related consumption of fuel are closed to measurements: fuel consumption during idling is poor to assess fuel needs during these transient phases. A usual maneuvering duration is also not pertinent because it fails to include the long setting periods observed during the real operation. After validation step, a sensitivity analysis was conducted to evaluate the impact of operation parameters on efficiencies. A discussion about indicators shows that time efficiency fails to represent the time reduction corresponding to an increase in speed and width of implement. It was also found that speed, implement width and working depth drastically impact the load coefficient of the engine, and thereby the hourly consumption. But it is observed that wide implements enhance the field efficiency and lead to reduce the consumption of fuel per hectare.

As a complement to other research focusing on matching tractor and implement, the tractor working dynamics is considered over the whole operation, so that time use of the tractor is also modified according to the operational settings. The results are given by illustrative abacuses whose form can be further adapted for long term performance assessment, as in LCA assessment of agricultural commodities. Finding were also given about the way to convert a engine test into an user-oriented diagnostic of fuel consumption. Giving a method to address simultaneously the tractor sizing and annual time use assessment, further work is needed to extent the model to other agricultural operations. Concerning the working profile, activity analysis could be revised to improve time and energy budget for the unproductive phasis. The model of a tractor could also be improved to better handle with the driving style. Therefore, the transmission submodel could be more accurate if a more detailed procedure of testing transmission was used and on the same time, if gearshift strategy could be defined. Further modeling work should be done to extend the model capacities, also regarding the mobility number to investigate the effect of tire characteristics and soil properties.

Acknowledgements

The authors would like to thank their industrial partner TOTAL who was initially involved in this research conducted for the development of fuel economy lubricants. We also gratefully acknowledge the farmer involved in the data acquisition campaign and the tractor manufactur-

ing company AGCO for all the technical assistance provided during this project.

References

- [1] Smith LA. Energy requirements for selected crop production implements. *Soil Tillage Res* 1993;25:281–99.
- [2] OECD. Oecd standard code for the official testing of agricultural and forestry tractor performance. Tech. rep., OECD; 2012.
- [3] E. european agency, Directive 97/68/ec – on the approximation of the laws of the member states relating to measures against the emission of gaseous and particulate pollutants from internal combustion engines to be installed in non-road mobile machinery. Tech. rep., EUROPEAN PARLIAMENT and COUNCIL; 1998.
- [4] Ortiz-Canavate J, Gil-Sierra J, Casanova-Kindelan V, Gil-Queros J. Classification of agricultural tractors according to the energy efficiencies of the engine and the transmissions based on OECD tests. Tech. rep., University of Madrid; 2008.
- [5] Ortiz G-SJ, Canavate JG, Casanova QV, J K. Energy efficiency in agricultural tractors: a methodology for their classification. *Appl Eng Agric* 2007;32:145–50.
- [6] Koniuszy A. Usability analysis of static load cycles for assessment of tractor engine operation economy. *TEKA Kom Mot Energy Roln* 2008;8:107–13.
- [7] Hansson P-A, Lindgren M, Noren O. A comparison between different methods of calculating average engine emissions for agricultural tractors. *J Agric Eng Res* 2001;80:37–43.
- [8] Krahel M, Bahadir AM, Schumacher L. Survey about biodiesel exhaust emissions and their environmental effects. In: ASAE, editor. Proceedings of the third liquid fuel conference, 1996. p. 136–48.
- [9] Lacour S, Langle T. Classification enegetique des tracteurs agricoles: Mise au point d'une methodologie de classification des tracteurs, Tech. rep., CEMAGREF; 2009.
- [10] Al-Janobi A. A data-acquisition system to monitor performance of fully mounted implements. *J Agric Eng Res* 2000;75(2):167–75.
- [11] Serrano JM, Peca JO, Da Silva JM, Pinheiro A, Carvalho M. Tractor energy requirements in disc harrow systems. *Biosyst Eng* 2007;98(3):286–96.
- [12] Al-Suhaibani SA, Al-Janobi AA, Al-Majhadi YN. Development and evaluation of tractors and tillage implements instrumentation system. *Am J Eng Appl Sci* 2010;3(2):363.
- [13] Kim JH, Kim KU, Wu YG. Analysis of transmission load of agricultural tractors. *J Terramech* 2000;37(3):113–25. [http://dx.doi.org/10.1016/S0022-4898\(99\)00022-1](http://dx.doi.org/10.1016/S0022-4898(99)00022-1).
- [14] Adamcuk I, Viacheslav, Grisso R, Kocher M. Machinery performance assessment based on records of geographic position. In: Proceeding of the ASAE/CSAE annual international meeting, ASAE/CSAE, 2004. p. 11.
- [15] Degrell, Feuerstein, Dlg-powermix & trade – a practical tractor test – test cycles. *VDI Berichte* 1999;1895:65–76.
- [16] C.G. Bowers, Southeastern tillage energy data and recommended reporting, Transactions of the ASABE.
- [17] Shashiri R, Ehsani R, Maja J, Roka F. Determining machine efficiency parameters for a citrus canopy shaker using yield monitor data. *Appl Eng Agric* 2013;29(1):33–41.
- [18] A.S. o. A.E. ASAE. Agricultural machinery management data. Tech. Rep. 497.4, American Society of Agricultural Engineers; 1999.
- [19] Fathollahzadeh H, Mobli H, Rajabipour A, Minaee S, Jafari A, Tabatabaie SMH. Average and instantaneous fuel consumption of iranian conventional tractor with moldboard plow in tillage. *ARPN J Eng Appl Sci* 2010;5(2):30–5.
- [20] Von Gerhard Jahns, Heinrich Steinkampf, Günter Olfe, und Hans Schön, Braunschweig-Völkenrode. Einflub landwirtschaftlicher parameter auf zeit und energiebedarf bei schlepperarbeiten. *Grundlage Landtechnik* 33 (4), pp 86–120, 1983.

- [21] Molari G, Sedoni E. Experimental evaluation of power losses in a power-shift agricultural tractor transmission. *Biosystems eng* 2008; 100:177–83.
- [22] Kheiralla AF, Yahya A, Zohadie M, Ishak W. Modelling of power and energy requirements for tillage implements operating in Serdang sandy clay loam, Malaysia. *Soil Tillage Res* 2004;78(1):21–34.
- [23] Liljedhal J, Turnquist B. Tractors and their power units. 4th ed. New York: Van Nostrand Reinhold; 1985.
- [24] Zoz F, Grisso R. Traction and tractor performance. *ASAE Distinguished Lect Ser* 2003:48.
- [25] Sahu RK, Raheman H. A decision support system on matching and field performance prediction of tractor-implement system. *Comput Electron Agric* 2008;60(1):76–86.
- [26] Souza E, Milanez L. Efficiency analysis of diesel engines. *Trans ASAE* 1990;33:8–14.
- [27] Samaras Z, Zierock K-H, Norris J. Emission inventory guidebook – other mobile sources and machinery. Tech. rep., EMEP-Corinair; 2006.
- [28] AXEMA. Immatriculations de tracteurs agricoles neufs (hors quads) et magasins enjambeurs statistiques France par catégorie et puissance September 2011–October 2012. Tech. rep., AXEMA; 2012.
- [29] AGRESTE. Enquête 2005 sur la structure des exploitations – ensemble des exploitations – irrigation et matériels. Tech. rep., Ministry of Agriculture; 2005.
- [30] SAEJ1939. Agricultural and forestry off-road machinery control and communication network. Tech. rep., SAE; 2006.
- [31] Molari E, Sedoni G. Experimental evaluation of power losses in a power-shift agricultural tractor transmission. *Biosyst Eng*, xxxx.
- [32] O. performance test of an agricultural tractor, Massey fergusson 6475 – approbation report 2/2 546. Tech. rep., OECD; 2010. <ftp://ftp.oecd.org/tractor/2010/2.32-2010_AbstractEng.pdf>.
- [33] Servadio P. Applications of empirical methods in central Italy for predicting field wheeled and tracked vehicle performance. *Soil Tillage Res* 2010;110(2):236–42. <http://dx.doi.org/10.1016/j.still.2010.08.009>.
- [34] Lacour S, Didier D, David E. On field measurements during agricultural operation and related fuel consumptions of tractors – task 2.5 final report of the efficient20 project. Tech. rep., Intelligent Energy Europe; 2013.
- [35] Hunt DR. *Farm machinery management*. Iowa State University Press; 1995.

B.3 Analyse de la structure d'un spray injecté dans un écoulement d'air

Cet article présente une méthode d'analyse de la structure des sprays injectés dans des écoulements, fruit d'une collaboration avec une unité de recherche à Montpellier. La compréhension de ces structures est nécessaire pour comprendre et quantifier spatialement les flux d'eau reçus sur des cibles à refroidir et améliorer le dosage de l'eau.

L'étude des injections de sprays en écoulement est un défi aussi bien dans la conception des moteurs à combustion que pour le refroidissement par pulvérisation de l'échangeur de chaleur. En refroidissement, de petites particules à haute efficacité de refroidissement sont injectées dans le flux d'air. Certaines études ont documenté les vitesses et les diamètres des particules dans le spray à l'aide de l'analyseur Doppler ou de techniques photographiques. La présente contribution se concentre sur la distribution spatiale des particules lors de leur dispersion en champ lointain dans le flux d'air. Les mesures de distribution de taille à l'intérieur du spray ont été effectuées avec une haute résolution spatiale à l'aide d'un analyseur Doppler. Ensuite, la taille des particules dans les plans de mesure est analysée à l'aide d'une procédure statistique, qui décompose le nuage de particules en groupes. Cette méthode utilise le même concept que les modèles modaux, qui décomposent des nuages d'aérosol atmosphérique en différents modes ou familles. Cette méthode est appliquée à un spray généré par une buse à cône creux, à la fois avec et sans écoulement d'air. L'approche modale permet d'identifier un nuage de particules fines, spatialement distinct des groupes grossiers et intermédiaires. Dans une atmosphère de repos, les particules grossières sont concentrées à la périphérie de la pulvérisation tandis que de petites gouttelettes sont confinées au centre, révélant la forme typique d'injection à cône creux. Les trajectoires des modes grossiers, intermédiaires et fins sont dissociées pour les injections en écoulement. La classification facilite le suivi de trajectoire de chaque groupe et la localisation des régions d'impact : la chute des particules grossières peut être approchée par l'équation du mouvement pour une seule particule grossière. Les particules fines et intermédiaires tombent plus rapidement que le pronostic fourni par l'équation. Des déviations latérales notables des nuages sont également observées. Le nuage grossier présente la forme d'un rein qui correspond à l'empreinte thermique du spray sur l'échangeur de chaleur. Le nuage présente une forme de fer à cheval pour les particules intermédiaires et deux vortices pour les particules fines. Les grosses particules agissent comme un rideau et induisent des perturbations du flux d'air qui sont associées à la forme particulière des nuages fins et intermédiaires. L'analyse par mode fournit un outil efficace pour étudier la structure des nuages de particules et devrait être davantage utilisée avec des mesures en 2 ou 3 dimensions.

Inspirée des approches utilisées en pollution atmosphérique, la méthode proposée dans cet article utilise certaines similitudes entre les écoulements diphasiques dans le domaine de la pollution de l'air et celui des sprays. Ce pont entre ces deux domaines est largement exploité dans mon mémoire. Cette méthode d'analyse permet d'étudier plus avant les phénomènes de bouchage d'ailette sur les échangeurs, qui sont des phénomènes très localisés. Pour poursuivre la description des phénomènes de bouchage, des outils de modélisation avancée sont nécessaires et nous invite à collaborer avec d'autres équipes sur le sujet.



Contents lists available at ScienceDirect

Experimental Thermal and Fluid Science

journal homepage: www.elsevier.com/locate/etfs

A modal analysis of the size distribution for an hollow-cone spray in cross-flow



S.O.L. Lacour*, F. Raoult, C. Tinet, L. Fournaison, A. Delahaye, F. Trinquet

IRSTEA-GPAN, 1 Rue Pierre-Gilles de Gennes, CS 10030, F-92761 Antony cedex, France

ARTICLE INFO

Keywords:

Optical measurements of size distribution
Modal decomposition with cluster analysis
Cross-flow spray
Hollow-cone nozzle
Spatial analysis of spray modes

ABSTRACT

Studying sprays in cross-flow is a challenge as well in the design of combustion engines as for spray cooling of heat exchanger. In the latest applications, small particles with high cooling efficiency are injected in the air flow. Some studies have documented particle velocities and diameters in spray plume using Phase Doppler Analysis or photographic techniques. The present contribution focusses on the particle spatial distribution during their far-field dispersion in airflow. Size distribution measurements inside sprays were made with a high spatial resolution using a Phase Doppler Analyzer. Afterwards, the particle size in measurement planes are analysed using a statistical procedure of data analysis, which breaks down the particle cloud into groups. It uses the same concept than “Modal Models”, whose decompose the aerosol cloud into different modes or bins. This method is applied to a spray generated with an hollow-cone nozzle, in both with and without airflow. The clustering approach allows to identify a cloud of fine particles, that is spatially distinct of the coarse and intermediate groups. In a resting atmosphere, coarse particles are concentrated in the periphery of the spray whereas small droplets are confined in the centre, revealing the typical shape of hollow-cone nozzle spray. Cloud trajectories of coarse, intermediate and fine modes are dissociated in cross flow conditions. The classification facilitates the trajectory monitoring for each group and localisation of falling regions: the fall of coarse particles may be roughly approximated with the equation of motion for a single coarse particle. The fine and intermediate particles falls more rapidly than the equation’s prognostic. Noticeable lateral deviations of clouds are also observed. The kidney shape observed for the coarse cloud fits the thermal footprint of spray on heat exchanger. Other shapes, like horse-shoe and vortex-bag, are founded for intermediate and fine particles. Large particles acts as curtain and induces airflow perturbations that are associated with the particular shape of fine and intermediate clouds. The modal analysis provides an efficient tool for studying particles and should be further used with 2 or 3-dimensional measurements in order to study drift vortices.

1. Introduction

Sprays can be used for cooling air exchangers and increase the heat transfer coefficient. Indeed, fine droplets tend to evaporate spontaneously, taking the latent energy for the vaporisation from the air, which is therefore cooled. In HVAC applications, spraying water on condensers limits energy consumption of climatization during hot hours. The improvement of evaporative condensers lies on reducing water consumption by using an optimal spray to get a nearly dry exchange surface, limiting runoff and fouling. Water cooling has been studied by many authors: most of the paper concerned cooling towers and showed the importance of the water-to-air mass ratio and droplet concentrations on cooling efficiency [1–4]. Oliphant et al. stated the interest of spray for cooling with an experimental comparison with

liquid jet arrays in [5]. More recently, numerical simulations of spray studied the influence of droplet size distribution on cooling efficiency. Working with droplets about one to two millimetres of diameter in a cooling tower, Gan et al. showed [6] that the bigger droplets are, the lower the exchanger area between air and water is. Using a spray of droplets (about $400\ \mu\text{m}$) in [7], Montazeri et al. observed the increase of cooling with small diameters and also stressed the cooling improvement with high spread size distributions. Tissot et al., in [8], also reported high rate of air cooling using little water sprayed in very fine droplets of about $20\text{--}50\ \mu\text{m}$. To improve evaporative cooling and reduce water consumption, droplet diameters of sprays decrease and tends to smog/aerosol size, according to Lefebvre classification [9].

Water and air mixture is generally described numerically using Lagrangian approaches and few authors, like Chahine et al. in [10], use

* Corresponding author.

E-mail address: stephanie.lacour@irstea.fr (S.O.L. Lacour).<https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2019.02.020>

Received 31 July 2018; Received in revised form 25 February 2019; Accepted 25 February 2019

Available online 26 February 2019

0894-1777/ © 2019 Elsevier Inc. All rights reserved.

an Eulerian model for modeling mist plume of cooling towers. Eulerian models are more common for aerosol description in air pollution, where particle velocities are close to air. Whitby & MacMurry in [11] were among the first authors to develop a modal model for aerosol. In modal models, the particle size distribution is decomposed into distinct populations. Whitby & MacMurry suggest the log-normal law for describing the size distribution of each population, also called modes. A mode is then described by three moments, being the droplet number, volume and moment of sixth order. These moments undergo external processes, like convection, diffusion, deposition...or internal processes, like coagulation, evaporation. The amount of modes depends upon the application but four modes are generally considered for atmospheric aerosols [12,13]. For sprays, the volume ratio, representing the water content, is of interest but droplet number is seldom used [9] even with the continuous drop in particle sizes. Moreover, particle velocities in spray strongly differ from airflow velocity given by the abundant literature studying interactions between spray jets and air flows.

Leong et al. in [14] presented a literature review on liquid jet, with and without crossflow stressing that crossflow forces produces vortex shedding behind the liquid column produced by an airblast-atomized spray. These vortices, known as the counter-rotating pair of vortex (CPV), deform the spray shape. The jet entrains the external air streams changing the shape of the spray cross section into a horse-shoe shape about the jet orifice. Then, the spray shape evolves into in a stable kidney-shaped core in the far-field region. This shape is sometimes symmetric, sometimes asymmetric (see [15]) and Leonardo et al. in [16] explained recently that small changes in the growing rate of instabilities induces the lack of symmetry, even for extremely small crossflow velocities. The literature review on liquid jets in subsonic gaseous crossflow was updated by Broumand & Birouk in [17], where dimensionless numbers are used to describe breakup regimes, liquid trajectories, penetration and column breakup distances in a wide variety of cases for fuel injectors in uniform air flows. Gosh & Hunt, studying agricultural sprays in [18], suggest that particle draft modifies the air velocity field and acts on the droplet trajectories. This phenomenon tends to aggregate small droplets near the centreline in uniform weak wind, whereas these are quickly detrained if the wind is not uniform. Farooq et al. in [19] used a flat fan nozzle and showed experimentally that small and large droplets are clearly separated in the wake of a crossflow spray. In the near zone, small droplets falls slower compared to larger. But further, air is entrained by large droplets and helps small ones to deposit. Vallet et al. in [20] even shows that with an horizontal injection, small particles quickly decelerate and fail to reach crops. The biggest droplet concentrations are generally found in the CPV, according to authors like Farooq et al. [19]. Zhang et al., in [21], investigated the geometry of the counter rotating pair of vortices at the spray edges. They stressed that the CPV structure plays a major role in mixing. In [22], they added numerical simulations of the air flow and derived correlations for the three parameters characterizing the CPV geometry, namely, the vorticity of vortices, vortex core depth and distance between both vortex cores.

In this paper, the size distribution of the spray generated by an hollow-cone nozzle is studied for cooling applications. As needed for these applications, air and water flow rate are very small compared to agricultural or combustion applications, leading to a very low gas Weber number and large momentum ratio. A wind-tunnel provide a constant and uniform air cross-flow in which water is injected with an hollow-cone nozzle. Spray size distributions are characterized through optical size-distribution analysers (PDA). Size parameters are given for various measurement planes in order to compare in-flow with standard size measurements, where the spray is dropped in a quiet atmosphere. A statistical method for data analysis is then used to describe the spray as log-normal mixture of particles. This cluster analysis is carried on for splitting droplet contents into several modes. Number of modes and parameters for the clustering analysis are discussed. The classification results are used to study the spatial structure of the spray in flow. Modal

analysis is used to retrieve spray structures described in the literature and is a convenient treatment for locating particles according to their size.

2. Experimental set-up

A device was designed to study spray size distribution during dispersion in a uniform flow at atmospheric pressure. The wind-tunnel size is close to usual heat exchanger dimension for small HVAC (Heat and Ventilation Air Conditioning). It is described in the paragraph 2.1. A nozzle is first studied without air flow, which is described in the paragraph 2.2. The nozzle then is disposed inside the wind-tunnel and a protocol for measurements is given in the paragraph 2.3.

2.1. Wind-tunnel

Evaporative cooling is studied experimentally in wind-tunnels where flow parameters are under control [7,8]. Size distribution inside small wind-tunnel are difficult to measure because water often settles on walls and causes interferences for optical analysis. The wind-tunnel permits spraying in a quite uniform and reproducible air flow and measuring with the PDA in the open space just after the tunnel. Hence, the wind-tunnel is small, light and suspended to the fixed frame of the PDA transporter. Size characterization is made just after the wind-tunnel outlet, in the open-space as shown on the Fig. 1. The wind-tunnel is a cylinder with a constant diameter of 35 cm. The fan is located at wind-tunnel entry and has an adaptive rotation speed. Grids are disposed just after the fan in order to homogenize air velocity and mitigate fan blade pulsations. An anemometer was used to adjust number and position of grids. Then, Phase Doppler anemometry (PDA) was also used with smoke to control air velocity in measurement planes. After the tunnel exit, air flow is a jet in a quiet atmosphere: as vertical measurement planes are near the exit, the jet, observed with the smoke measurements, conserves the tunnel shape for plane 1 and 2. The horizontal plane 3 is dedicated to the study of the particle cloud fall. The spray does not exactly go through this plane but droplets fall down crossing it. Their spatial distribution in plane 3 follows the main features observed in perpendicular planes. Therefore, some size characteristics are also given for this plane, although it does not refer strictly to spray size distribution. Connecting pipe are welded on the wind tunnel. A nozzle is fixed on one of these pipes inside the tunnel, whereas the water pump is connected on the outside. By this way, nozzles are always located on the same place from one experiment to another. The nozzle sprays either in counter- or cross-flow according to the chosen pipe. In counter current flows, droplet dispersion is enhanced and produces a larger spray area, improving the cooling of tunnel-sized exchangers. In these cases, nozzles are generally put in the middle of the air flow: water flow opposed to air flow maximizes the residence time of droplets in air and thus favour their evaporation, what is the engine of cooling. For counter current flow, where the nozzle is located at $X = -147$ mm and $Z = +120$ mm with respect to the origin O shown in Fig. 1. Perpendicular injections are used when the space in front of exchanger is reduced. As the air flow rate is low, spray sedimentation occurs and it is therefore preferable to fixed the nozzle as high as possible. Therefore, the nozzle is fixed at the top of the tunnel, what also avoids water impaction on the opposite wall. It is screwed on a small pipe at the top of the tunnel and the counter-current pipe is taken off. Therefore, the nozzle hole in the perpendicular case is located at $X = -87$ mm and $Z = +30$ mm from the wall, the latest corresponding to the nozzle and pipe length. The nozzle was calibrated by measuring the water flowrate according to various pressures. The nozzle is an hollow-cone nozzle, made by Lechler 220.004 that provides fog-like pulverisation suitable for cooling. It delivers $0.78 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$ at 5 bar and $1.08 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$ at 10 bar with an angle of 60° . The same nozzle is used in all the experiments presented in this paper. Measurements are carried out at atmospheric pressure (101.3 kPa). The jet is made of water

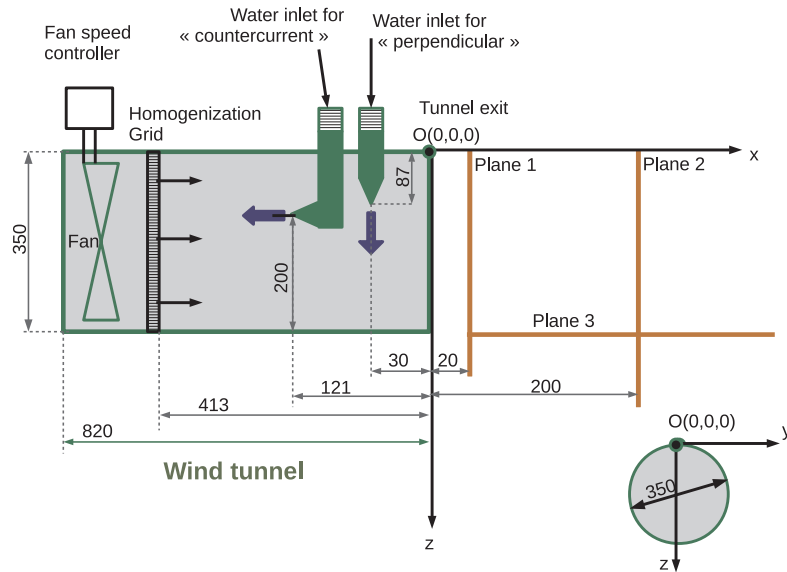


Fig. 1. Representation of the wind-tunnel used for in-flow spray measurements.

Table 1
Flow parameters.

Liquid pressure (bar)	Re_{jet}	Re_{air}	We_j	q	We_g
	$\frac{\rho_l u_l d_{hole}}{\mu_l}$	$\frac{\rho_g u_g d_{tunnel}}{\mu_g}$	$\frac{\rho_g u_l^2 d_{hole}}{\sigma_l}$	$\frac{\rho_l u_l^2}{\rho_g u_g^2}$	$\frac{\rho_g u_g^2 d_{hole}}{\sigma_l}$
5 bar	280	17,000	1090	0.9×10^{-6}	$\approx 10^{-3}$
10 bar	380	17,000	2090	1.77×10^{-6}	$\approx 10^{-3}$

($\rho_j = 1000 \text{ kg m}^{-3}$).

2.2. Standard tests with the PDA

As manufacturers generally provide size distribution information without airflow, some experiments were dedicated to size characterisation in a resting atmosphere and are called in the following the standard tests. In these standard tests, the nozzle is outside of the tunnel and is fixed on a vertical tube, the nozzle hole pointing downwards. Water pressure is adjusted by the pump respectively at 5 and 10 bars. Room temperature and hygrometry are monitored. The relative humidity stays above 90% during all the measurements. Hence, we considered that evaporation is neglectable during measurements.

The axial velocity component and the droplet diameter measurements were simultaneously performed using PDA (Dantec, Denmark). In the measuring set-up, the Phase Doppler Particle Analyzer equipment was kept stationary. The emitted beam cross section moves using an automated XYZ transporter in the three directions. The particle detection is based on reflection. The Doppler signal was analysed with a BSA-P60 associated with the software BSA Flow v.4.50. Measurements are made plane by plane. Horizontal planes are located at respectively 10 mm and 100 mm of the nozzle exit. Automatic scan is used to check 12 points regularly spaced every 3 mm (plane at 10 mm) and 15 mm (plane at 100 mm), using 121 points for both grids. Sampling time is set at 5 s (plane at 10 mm) and 10 s (plane at 100 mm), leading to 15 min and 30 min respectively for sampling duration. The covered area is larger than the spray footprints and test points with an insufficient particle detection rate are rejected from the analysis. Measurements were repeated two times to ensure repeatability of results.

2.3. Wind-tunnel tests with PDA

In wind-tunnel tests, the nozzle is fixed inside the tube. The water pump is set at 5 bar and the room relative humidity is always above 90%. In the perpendicular test, the nozzle is fixed near the top of the tube and points towards the floor (see Fig. 1). The fan provides an quit uniform air flow at 0.7 m/s (anemometer measurements for the cross-flow velocity, see Results) in all tests. We used the following parameters ($\mu_l = 10^{-3} \text{ Pa s}$, $\mu_g = 1.810^{-5} \text{ Pa s}$ and $\sigma_l = 7010^{-3} \text{ N m}^{-1}$) for determining characteristic numbers, with definitions according to Broumand & Birouk in [17] and reported in Table 1. The large momentum ratio q and low gas Weber numbers indicate the specific feature of the spray for cooling compared to usual values founded in combustion science and is much likely parented to agricultural applications. Measurements are made at the tube exit in the free atmosphere. The first plane (Plane1) is perpendicular to the air flow and located at 20 mm after the exit. The second plane (Plane2) is also perpendicular and located at 200 mm from the exit. The third plane is parallel to the floor and tangential to the tunnel bottom. Size measurements are made using two spatial resolutions: first, a scan with a rough resolution (289 points, spaced every 20 mm) is carried on to detect spray footprints. Then, the spray footprint is scanned using a finer scale: 625 points (Plane1) and 1200 points (Plane2) spaced every 5 mm. The finer grid covers an area of about 0.015 m^2 of Plane 1, whereas the rough grid corresponds to 0.12 m^2 and covers the whole wind-tunnel section. In the latest, some points were however removed in edges because of their low particle detection rate. The fine grid position is adjusted after rough measurements, that provides the location of maximum volume concentration and spray dimensions: the grid is then centred around this maximum and the grid extent is deduced from the spray shape found in rough measurements. Different acquisition rates were also tested: on the rough grid, 10 s per point were first used for the so-called “rough strategy”: the whole spray scanning takes one hour per plane in this case. Another scanning was made using 20 s per point during 1 h 40 min, what is our “long strategy”. On the fine grid, the acquisition rate was lowered to 5 s per point (“fine strategy”) and the whole shape is described after the plane scanning during 1 h 45 min. Strategies were compared using the representative diameters of the whole distribution: with the fine strategy, 90% of the volume stand in particles of less than

100 μm , whereas it stays at 85% for others. Hence, 5% of the volume is lost with the fine strategy, what seems related to its smallest area: some rare but huge droplets are found in the periphery of the spray, outside of the fine grid. Hence, parameters related to volume (Sauter-, D30, volume median diameters) are slightly lower for the fine grid measurements. But parameters related to particle number (peak-, arithmetic-, D10, Number Median diameters) are higher for fine and long strategies than for the rough one. Rough scanning underestimates number related parameters. Differences between strategies are however small and stays above 3.5 % for volume related parameters and 8% for number related parameters.

In the horizontal plan, measures are made every 40 mm on the X-direction and every 20 mm on the Y-direction. The acquisition rate is fixed at 20 s per point.

2.4. Curve fitting for size distributions

The PDA detects particles and their related sizes at the measurement points and these are used to study the probability density function of the whole spray being either the number or volume of droplet in a given size range. The number probability function is obtained by gathering diameters of all the detected particles $D = [d_i]$ for a whole plane. The following curve-fitting procedure is used to deduce the Rosin–Rammler law that matches with the measurements. In each plane, D is sorted by increasing diameter and one computes $V_i = \sum (d_i^3)$ and $y(d_i) = 1 - cs(d_i^3)/V_i$, where cs is the cumulative sum of the volume for particles smaller than d_i . The exponential law $\exp(-(x/X)^q)$ is adjusted to $[y(d_i)]$ using the R software (see [23]) and its nlslr packages (Non-linear Least Squares Solutions), taking NMD as initial value. As a variable follows a log-normal law $LN(\mu, \sigma^2)$ if its natural logarithm follows a normal law $N(\mu, \sigma^2)$. A log-normal law is also adjusted by computing mean and variance for $[\ln(d_i)]$. It is named *cluster1* because the log-normal law is equivalent to the clustering approach using only one mode. For log-normal mixture, density and volume probability functions are computed from the parameters resulting of the classification procedure presented hereafter.

The clustering approach consists of splitting the matrix $M = \ln D = [\ln d_i]$ containing the size logarithm for all particles measured in a given plane. This is done using the Rmixmod package of the logiciel R (see [24]). The B_k model ('Gaussian-pk-Lk-Bk') and BIC criteria were chosen as arguments in the call for the mixmodCluster function. The classification is first conducted separately for each measurement plane. This gives 6 parameters for *cluster2*, division within two modes, and nine parameters for *cluster3*, division within three modes. By this way, the classification also produces parameters for theoretical laws as does a curve fitting procedure. All the theoretical

curves for density and volume probability functions are computed according to the expressions stated in Table 2. These relationships may also be used to express the characteristic diameters from the law parameters and compare them with PDA results.

The classification also provides cut-off diameters used to sort out particles. Cut-off diameters depend upon planes because they are computed from the specific size distribution observed in each plane. However, a classification rule can also be applied to other planes using a learning algorithm: particles will then be affected to one mode according to their size, the cut-off diameters being provided by the classification procedure learned from another plane, the so-called *learning* plane.

3. Results

3.1. Representative diameters of droplets in the spray

Size measurements are carried out for the whole spray in all planes and resumed in the Table 3 for the fine strategies. In standard tests with 5 bar pressure, the number median diameter (NMD) is about 22 μm and volume median diameter (VMD) is about 50 μm at 1 cm after the nozzle. Both diameters are slightly higher by about 3–4 micrometers at 10 bars. Droplet diameters increase mainly with the distance from the nozzle and poorly with the pressure.

In the counter-flow test, the NMD is about 23 μm and slightly increases with the distance to the nozzle. The VMD, about 84 μm , is much higher than for the standard tests but decreases with the distance. For the cross-flow test, NMD and VMD are above those of standard tests. However, cross-flow NMD is higher than for counter-flow test whereas cross-flow VMD is lower. Spraying inside an air flow produces significant larger droplets, those SMD appears roughly constant or slightly decreasing with the distance. The NMD doesn't always exhibit the same behavior with the nozzle distance than the VMD's one, suggesting different behaviour of fine and coarse particles.

When looking at the spatial distribution of droplet concentrations (not shown), spray shape differs according to the concentration unit, this latest being either number concentration or volume concentration. The effect is very pronounced for the counter current flow, for which the spray radius is doubled when using the number concentration. At least, the maximal concentration for the number is located at 50 mm of those for the volume. From this, it seems that particle trajectories are size dependent and should be split into size bins. However the size splitting into fine and coarse particles is not obvious and is studied by looking more precisely at volume and density size distribution.

Table 2
Theoretical law parameters and corresponding diameters.

	Rosin–Rammler	Lognormal law	Lognormal mixture (k modes)
Density function $n(d_i)$	$\frac{q}{X^q} \cdot d_i^{q-4} \cdot \exp\left(-\left(\frac{d_i}{X}\right)^q\right)$	$\frac{N_0}{\sqrt{2\pi} d_i \sigma} \cdot \exp\left(-\frac{(\ln(d_i) - \mu)^2}{2\sigma^2}\right)$	$\sum n_k(d_i)$ and $\sum p_k = 1$
with			$n_k(d_i) = \frac{p_k \cdot N_0}{\sqrt{2\pi} d_i \sigma_k} \cdot \exp\left(-\frac{(\ln(d_i) - \mu_k)^2}{2\sigma_k^2}\right)$
Parameters	(X, q)	(μ, σ)	$(\mu_1, \sigma_1, \mu_2, \sigma_2, \mu_3, \sigma_3, p_1, p_2, p_3)$
D ₁₀	$X \frac{\Gamma(1 - \frac{2}{q})}{\Gamma(1 - \frac{3}{q})}$	$\exp\left(\mu + \frac{1}{2}\sigma^2\right)$	$\sum_k p_k \exp\left(\mu_k + \frac{1}{2}\sigma_k^2\right)$
D ₃₀	$X \frac{1}{\left(\Gamma(1 - \frac{3}{q})\right)^{1/3}}$	$\exp\left(\mu + \frac{3}{2}\sigma^2\right)$	$\left[\sum_k p_k \exp\left(3\mu_k + \frac{9}{2}\sigma_k^2\right)\right]^{1/3}$
SMD	$\frac{X}{\Gamma(1 - \frac{1}{q})}$	$\exp\left(\mu + \frac{5}{2}\sigma^2\right)$	$\frac{\sum_k p_k \exp\left(3\mu_k + \frac{9}{2}\sigma_k^2\right)}{\sum_k p_k \exp(2\mu_k + 2\sigma_k^2)}$
VMD	$\lambda (\ln 2)^{1/q}$	$\exp(\mu + 3\sigma^2)$	

Table 3
Experimental size distribution statistics in the spray section (plane-averaged data).

Test	Pressure	plane	D_{peak}	D10	D30	NMD	VMD	SMD	Span
Standard	5 bar	1 cm	17	26	34	22	50	44	1.05
Standard	5 bar	10 cm	9	30	42	25	63	56	0.84
Standard	10 bar	1 cm	15	28	38	24	56	49	0.78
Standard	10 bar	10 cm	8	35	49	30	72	64	0.85
Counter-current	5 bar	Plan1	8	32	50	23	84	71	0.89
Counter-current	5 bar	Plan2	13	35	50	29	78	67	0.88
Perpendicular	5 bar	Plan1	8	39	53	35	76	67	0.69
Perpendicular	5 bar	Plan2	9	33	48	27	74	64	0.76
Perpendicular	5 bar	Plan3	10	32	46	26	74	63	0.85

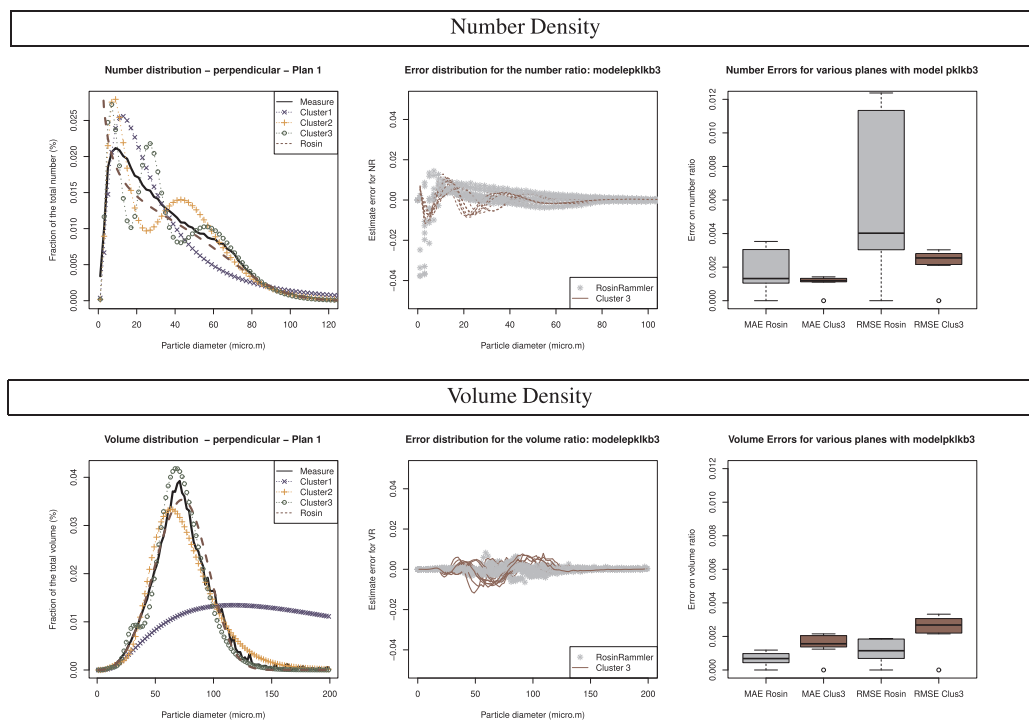


Fig. 2. Size distribution (left), error distribution (middle) and average errors (right) for number and volume densities using either experimental data or theoretical functions derived from Rosin–Rammler and Cluster3 law.

3.2. Density and volume probability functions in the flow spray

This section explains the splitting approach by studying the size distribution according to diameters, i.e., the number and volume probability functions. The measured size distribution of particle is represented on the top left of Fig. 2 for the plane 1 as an example. Particle volume is deduced from the diameter list assuming spherical droplets and represented on the bottom left of this figure. In modelling approaches, the size distribution is represented by theoretical laws. These laws are generally deduced from fitting methods applied to the measured distribution and errors can be associated with these fits. Here, the mean average error (MAE) and root-mean-square error (RMSE) are computed by comparing the theoretical density function to the experimental density for both the number and the volume ratio. The MAE and RMSE are analyzed in the graphics on left whereas the error distribution by size is observed in the middle.

The fitting (Rosin–Rammler and Cluster3) is successively applied on 13 experimental planes mixing to both standard and inflow tests: errors are reported on the size distribution (middle) and average for all planes on the left of Fig. 2. From these figures, the Rosin–Rammler curve is very close to the volume density of the spray but fails to represent the number density. This law can't be used to deal with droplet concentrations and Bailey et al. explained in detail the reason why in their article [25]. Such a law prevents number concentration analysis. The log-normal reaches its maximum value near the peak of number density but it gives a poor picture of the volume distribution, overestimating the size of large particles. Log-normal mixture laws, like “Cluster 3”, provides a number curve whose maximum is close to measures one. A first peak, corresponding to a first mode, is always adjusted around the peak diameter of the number distribution. For larger diameters, cluster's curves are fluctuating around the experimental curve: one wave is observed for cluster2 and two waves for cluster3. These waves

correspond the other modes and appear clearly when drawing the error distribution by size. The gap between experimental and theoretical cluster densities is distributed over the whole size range. Therefore, there is no huge mistake for very small particles, as for Rosin–Rammler law, or for large particles, as for the log-normal law. The mixture approach has corrected the bias of the monomodal log-normal law regarding mass characteristics of droplets. This approach seems to be an efficient bridge for handling both number and mass (or volume) concentrations.

3.3. Clustering method

The clustering approach consists in splitting the matrix M containing the logarithme of sizes and is first conducted separately for each measurement plane. As results, this gives nine parameters for *cluster3*, division within three modes. The division in fact lies on two cut-off diameters that splits the population into 3 size-based families.

Many options have to be chosen when using the algorithm using R-mixmod [24] for partitioning the spray by size. If the algorithm method (EM, SEM or CEM) or criteria (BIC, ICL, NEC...) have only a small impact on results, the matrix conditioning and the gaussian mixture model are more sensitive factors. The log-normal mixture is firstly decomposed using the matrix $M = [\ln d_i]$ as input data. Different models were studied, looking for MAE and RMSE errors and cut-off diameters to understand impact of gaussian mixture model. Tests reveal that models using a small cut-off diameter for the fine mode have the minimal error on number densities but show noticeable variations of the volume error according to planes. If the fine cut-off diameter is small, the cut-off diameter is too close to the peak diameter and produces a fragile splitting in some planes. Apart from others, the model *PLkCk* assumes a constant proportion of modes and provides the biggest cut-points. Such a model provides reproducible splitting from one plane to another. More robust rules of partitioning were even obtained by using the matrix $M3 = [\ln(d_i), \ln(d_i^2), \ln(d_i^3)]$ as input data. From a mathematical point of view, such a matrix is ill-conditioned, because variables are colinear and hence, not independent, as they should be. This choice also limits model options and only the model *PkLkCk* supports such kind of ill-conditioned matrix. But this strick is very interesting because if it worsens the error on number, it reduces at the same time the volume error. By this way, errors on number and volume ratios stand in the same range, whatever the plane. Cut-off diameters are also stable and results are close to the results of model *PLkCk*, but with slight variations in proportions and a reduction of the volume errors. This decrease is obtained thanks to the introduction of volume in the data matrix. Hence, partitioning results are always based on the matrix $M3$ and the model *PkLkCk* in the following.

Using formula in Table 2, the D_{10k} is then computed for each mode of the *cluster3* approach: the D_{10k} represents the position of waves on the size distribution and is reported in the Fig. 3, in correspondence

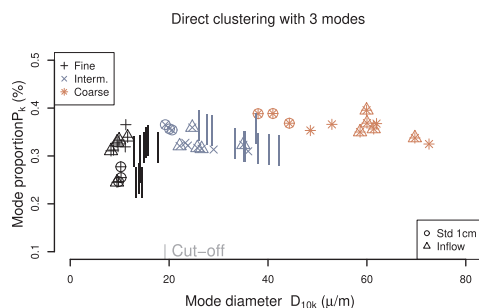


Fig. 3. Mean diameters and proportions of modes resulting from the direct clustering in three modes (left).

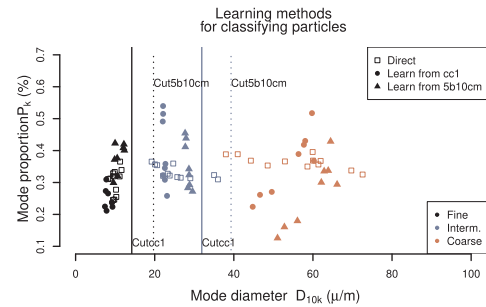


Fig. 4. Mean diameters and proportions of modes using various partition parameters, being either deduced from the learning method based on cc1 plane and 5b10cm plane or from direct clustering.

with the related proportion p_k for various planes. As previously mentioned, the fine mode diameter $d_{10,1}$ is close to the number density peak but the cut-off diameter is always above it. The fine mode has a fairly constant diameter $d_{10,1}$ of about 10 micrometres. The coarse mode has generally a diameter $d_{10,3}$ about 60 micrometres for all the planes besides standard planes at 1 cm (40 μm). Its weight represents between 35 and 39 % of the sum of particles, whatever the plane. These results highlight that excepted planes at 1 cm after the nozzle, diameter and proportion of modes are relatively similar for all planes. This suggests that the spray components may be considered with the same definition, whatever the flow or the nozzle distance, as soon as the spray is completely formed.

If it is the case, only one plane can be used to establish the classification rule. Then, the same classification rule can be used for all other plans. This procedure is called the learning method. That's what we studied on the Fig. 4. Direct clustering and learning are compared by drawing proportions and diameters of modes. In this figure, the learning method was applied two times, using either a standard plane at 5 bar and 10 cm (5b10cm) or an inflow plane (cc1). These planes were chosen because they offer contrasted cut-off diameters: the cut-off diameter for cc1 is smaller (14 instead 19 μm for 5b10cm). With a low cut-off, the fine mode has lower proportions (25% instead 38% for 5b10cm) and smaller $d_{10,1}$ diameters (8 μm instead 10 μm). The direct clustering provides results in between the results of learning for fines. With learning, the intermediate mode has a constant diameter because it is deduced from the first and second cut-off diameters. Therefore, only the intermediate proportion fluctuates. For learning from cc1 and 5b10cm, the intermediate diameters are respectively about 22 μm and 28 μm. The higher the cut-off is, the lower the intermediate proportion is. For the coarse mode, the discrepancies of diameters are reduced with learning: coarse diameter stays more or less about 60 μm in all planes. It slightly grows with the cut-off value, on contrary to the proportion that decreases.

At 1 cm after the nozzle, spray is not completely formed and learning is especially changes what is found for those planes: the fine mode is underrepresented, coarse particles are scarce and much smaller than anywhere else. The coarse mode has a smaller diameter, but also smallest proportions, between 17 % and 27% according to cut off diameters. Fine are also found in lower proportions, whereas intermediate proportions are noticeably high. Learning also enables to discriminate the planes near injection where the size distribution remains tight.

The classification method decomposes the global into 3 modes, whose characteristic sizes are relatively independent of the measurement planes. The clustering method provides cut-off diameters to split measurements into modes: if cut-off diameters are small, the proportion of fine particles decreases whereas intermediate and coarse proportion increases. Then, the learning method is used so that all modes have the same definition whatever flow conditions. The intermediate mode is not

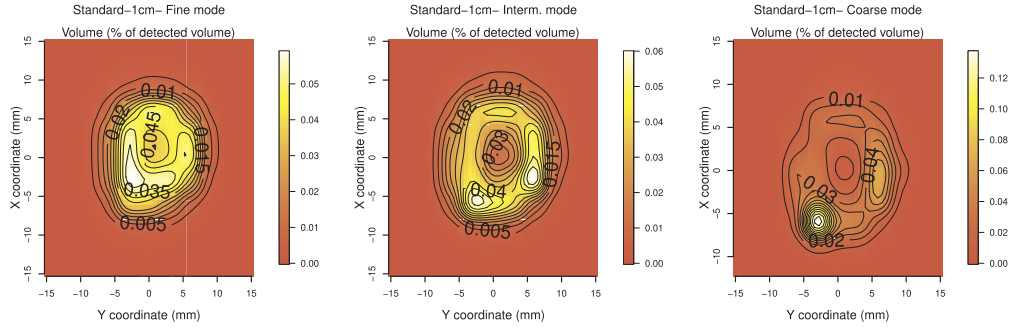


Fig. 5. Spatial representation of fine (left), intermediate (middle) and coarse (right) mode in the standard test plane at 1 cm of exit of the hollow-cone nozzle.

well defined, but it appears to be the predominant mode near the nozzle. Further, the fine particles are more numerous as well as the coarse's one. Assuming the three mode decomposition, spatial distribution of modes is then studied.

3.4. Spatial distribution of modes in standard test

A mode is assigned for each detected particles and these are divided into 3 groups, that are studied separately. From here, the learning method is systematically based on the plane at 10 cm from the nozzle in the standard test at 5 bar. By this way, modes always have the same size, whatever the flow conditions. With choosing a high cut-off diameter, spatial distributions of number and volume concentration by modes are always in good agreement, on contrary to number and volume density for the whole spray. For this reason, only volume densities were reported in the following. For each mode, the volume density is drawn with respect to positions. Fig. 5 are drawn the spatial distribution of fine (left), intermediate (middle) and coarse mode density for the standard test at 10 bars and 1 cm after the nozzle. As volume densities are computed within each mode, one by one, mixture proportions have no role on these pictures.

The spray shape is more or less circular. The fine component is also circular but with a smaller radius. The fine mode appears concentrated in the centre of the spray, whereas intermediate mode are located in the periphery. A deficit of intermediate and coarse particles is observed in the central core. The coarse mode shows some aggregates that could correspond to very big droplets. These spatial distributions are congruent with those described by Belhade et al. for hollow-cone nozzle in [26]. Therefore it is concluded that the classification produces a valuable method to distinguish particles size and their respective locations in the spray shape.

3.5. Volume pictures of modes in cross-flow tests

The same learning method is applied to inflow tests and the resulting spatial distribution are shown for the plane after the tunnel exit for the cross flow case, at 20 mm on the top and 200 mm on the bottom. Both have the same zoom factor on Fig. 6.

These figures show that modes are not located in the same area of the spray. A deviation for the coarse mode is observed on the left direction for the perpendicular case. Left deviations were also observed for counter-current injections (see Fig. 7) and they may be attributed to the air-swirl induced by the rotating fan. The coarse mode has the kidney-shape cross section well known for sprays in crossflow [14]. It is reported that this shape is attributed to vortex shedding produced behind the liquid column. The counter-rotating vortex should theoretically form a pair but it seems here that only one kidney has been formed in the left side. The coarse kidney shape matches the thermal footprint of the spray on the heat exchanger founded in [27]. The intermediate

mode is located in the centre of the Y-direction and at Z 180–190 mm, inside an ellipse for the first plane. The centre of the ellipse seems to be collapsing in the faraway plane p2 and has a horseshoe shape, that is usually found in the nearfield region according to Broumand & Birouk in [17]. The fine mode is present in two regions on the top of lateral borders of the intermediate cloud. The circle on the right side is more pronounced. The strange distribution of the fine mode however reminds the counter vortex pairs (CPV) of the air flow, that seems to capture the finest particles. Bai et al., in [28], suggested that small droplets are sucked into the entrained CPV of air but he doesn't observed this phenomena when crossflow velocity is low. Our result suggest that this phenomena is present even for low crossflow velocities. The spatial bifurcation of fines is also mentioned by Sinha et al., who separate the streams of coarse and fine particles in [29]. It is found here that the fines follow two streams on the lateral side of the spray trajectory. It is also noticed that both fine and intermediate clouds have fallen by about 80 mm with reference to the nozzle height and they continue their expanding fall in the plane p2.

Comparing mode pictures with concentration and volume density for the whole spray shows that the coarse mode matches to the volume density whereas concentration corresponds to a mix of fine and intermediate modes on the other. Looking at the Plane p2 shows that falls and lateral deviations of coarse and fine modes increase with the distance to the nozzle. In accordance with Gosh & Hunt ([18]), fine particles are detrained from the spray by the moderate cross-wind: our results suggest that they are in fact captured in a structure similar to the counter rotating vortices. In our measurements, lateral deviations of coarse and fine modes indicates that the spray is not really axisymmetric, what maybe due to the swirling fan or to asymmetric fluctuations of air flow in the tunnel section.

3.6. Mode's flight paths

The path of modes are followed in the three measurement planes by detecting the position of the maximal volume density for each mode. The positions of modes are reported Fig. 8, where an approximate radius is also reported. For the fine mode, only the right vortex is used because it corresponds to the maximal volume density. They are compared to the trajectory of an isolated particle. This latest lies on Newton's second law of motion for particle under constant gravity (P , for weight), variable drag F_{aero} and uniform wind (u_{∞})

$$m_p \vec{a}_p = \vec{P} + \vec{F}_{aero} \quad (1)$$

The equation is projected on the x and z axis. The drag is assumed to vary linearly with the speed and is splitted into two equal contributions on x- and z-axis. Then, it comes

$$F_{aero,x} = \frac{3\pi\mu_{air}d_p}{2} \left(u_{\infty} - v_{x,p} \right) \quad \text{et} \quad F_{aero,z} = -\frac{3\pi\mu_{air}d_p}{2} \cdot v_{z,p} \quad (2)$$

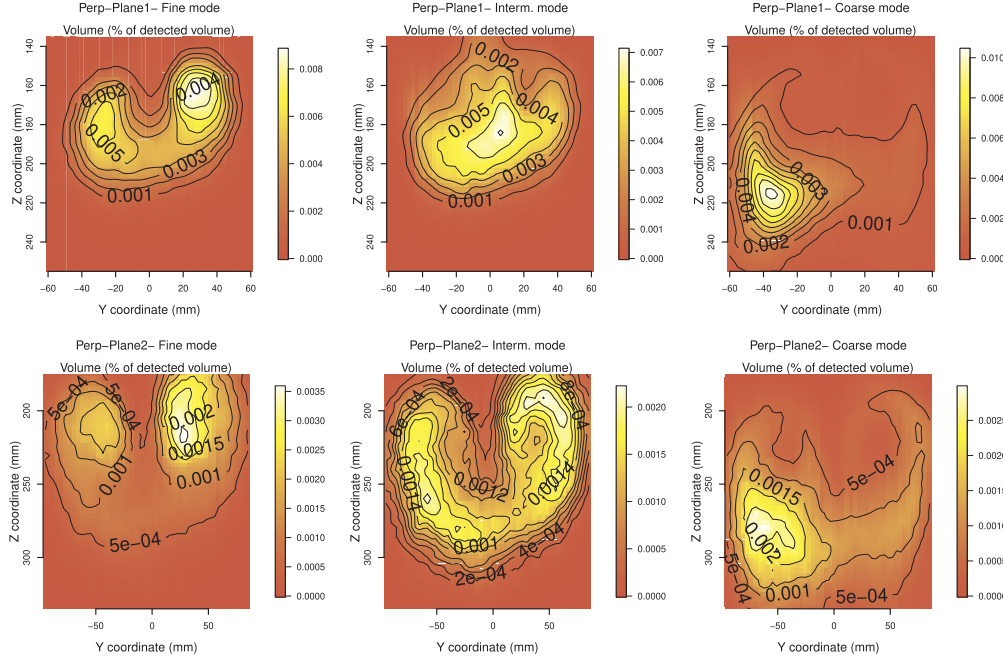


Fig. 6. Spatial distribution of fine mode (left), intermediate (middle) and coarse mode (right) in the perpendicular plane 1 (top) and plane 2 (bottom) position for the perpendicular case.

The integration gives the flight path of a single particle d_p according to time:

$$x_p = u_{\infty} t - \frac{1}{\lambda} (v_{p,0} \cos \alpha - u_{\infty}) \cdot (\exp(-\lambda \cdot t) - 1) \quad (3)$$

$$z_p = \frac{g \cdot t}{\lambda} - \frac{1}{\lambda} \left(v_{p,0} \sin \alpha - \frac{g}{\lambda} \right) \cdot (\exp(-\lambda \cdot t) - 1) \quad (4)$$

where $\lambda = 9\mu_{air}/(\rho_p d_p^2)$, $v_{p,0}$ the initial speed of particle at the nozzle and α the angle between the nozzle and x-axis.

The flight paths are represented Fig. 8 for the counter-current flow on the left and the perpendicular flow on the right. No dimensional operations with respect to nozzle hole were used because all our planes are in the far-field region ($x/d_j > 1000$). For the counter-current case, particles go back in the tunnel while decelerating and then turn in the flow direction while falling downwards. Air velocity is too low to prevent the gravitational effect. The coarse fall is approximately similar to the motion of a $45\mu\text{m}$ particle, ie the detected D_{30} diameter of the distribution. Fine and intermediate modes fall like a $30\mu\text{m}$ particle,

slower than coarse one. But the drop is however very rapid with regard to their diameters. If assuming the usual equation $Z/d_{hole} \propto (x/d_{hole})^n$ reported in Broumand & Birouk [17], n varies with modes, being about 0.60 for the fine mode (similar to Sinha et al. in [30]) and 0.4 for the coarse mode, near the values of both Stenzler and Yoon. With its low gas Weber number, the presented case is however out of range of existing correlations, those can't be directly applied here.

In the cross-flow case, the fall of coarse particles also matches the flight path of a $45\mu\text{m}$ particle in vertical planes but settling seems to accelerate in the horizontal plane. For intermediate and fine modes, the same acceleration is observed and their fall is more rapid than expected from motion equation. The equation of motion (3) and (4) fails to describe trajectories, especially for the fine particles, and also don't explain lateral deviations. As reported by Gosh & Hunt in [18], this arises because the air flow is not uniform in the spray.

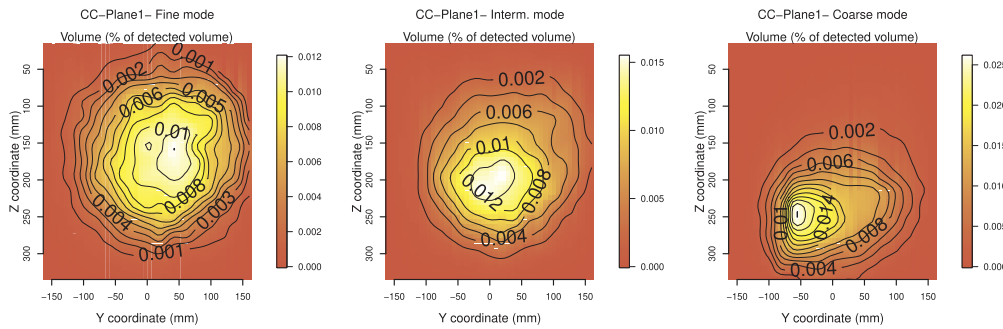


Fig. 7. Spatial distribution of fine mode (left), intermediate (middle) and coarse mode (right) in the plane 1 for the counter-current case.

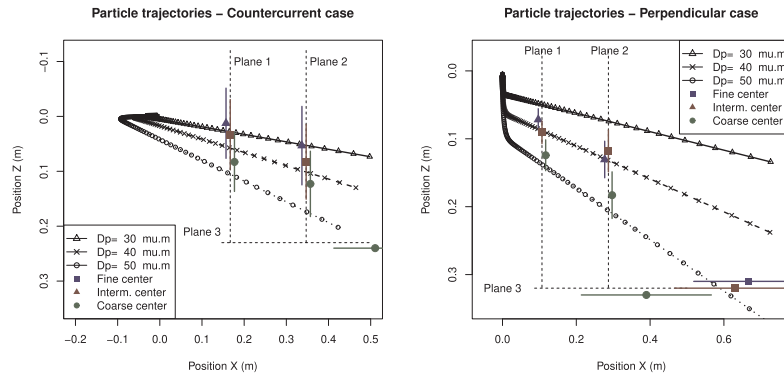


Fig. 8. Trajectories of spray components for counter-current (left) and perpendicular (right) nozzle positions and comparison with the trajectory deduced from the equation of motion for a single particle.

3.7. Velocity of air and particles

Air velocity was checked using a smoke source introducing very fine particles just after homogenisation grids. These very fine particles are supposed to follow the streamlines in steady state flows. As the P.D.A. can measure only one component, the maximal velocity, i.e., longitudinal velocity is chosen. The longitudinal velocity is measured in the plane p1 with the PDA using a fine grid (10 mm for grid spacing) and reported on the left of Fig. 9. The wake of the perpendicular nozzle is observed in the top of the tunnel: this blocking induces a flow acceleration around the nozzle (up to 0.8 m/s) and a depression behind the obstacle that is detected in the p1 plane. In the tunnel section, particles have a roughly constant velocity of 0.65 m/s with ± 0.15 m/s of deviation. Air velocities appear constant if the rough grid (20 mm for grid spacing for particle velocities) is used. On the right hand of Fig. 9 are represented particle velocities when spraying cross-flow, because air velocities can't be described with smoke in these conditions. The same shape appears around the nozzle, where a deficit of velocity and a lateral acceleration are observed respectively in the wake of the nozzle and on nozzle sides. But main differences are located in the half bottom of the section, where the spray is located. This area is represented by the square in the middle of the plan. Circles mark the location of modal maximum volumes.

This area is zoomed on the Fig. 10. In the centre of coarse mode M1 (−40,220), particle velocities are about 0.5–0.8 m/s, what is around air velocity. Around M2(0,160), particles have lower velocity, outside the range of average fluctuations. This depression zone is located just

behind the bend of the coarse mode and was also observed by Zhang et al. in [22]. As the measurement planes are far from the nozzle, particles should have lost their initial velocity and have the velocities of air. Therefore, we assumed that particles velocities are low in the depression zone because air velocity is low at this place: the depression zone is the mark of the wind deviation around the spray. This area is surrounded by two bags where particle velocity is the highest and beyond fluctuations. These bags match the fine mode spatial distribution presented in Fig. 6. It suggests that high air velocity or high shear stress linked to the vortex could induce the fragmentation of the intermediate particles in this area and explain the presence of very fine here.

In the far-field plane p2, the two high velocity bags have expanded around the slow motion region. Fine particles are still captured inside the two bags on spray sides but decelerated. Those bags have fallen of 30 mm compared to plane p1. The coarse cloud still stays in the bottom left region but has accelerated, as it is now included in the expanding region for high air velocity. The horse-shoe intermediate cloud has also accelerated and leaves the depression zone. It seems that it has been caught in a high velocity flow surrounding the depression zone. This capture deforms the cloud and gives this particular horse-shoe shape. Acceleration of coarse and intermediate modes reveals the non uniformity of air velocities around and inside the spray. It demonstrates that the particle cloud acts as an obstacle for the cross air flow, in case of spray with a large momentum ratio and a low gas Weber. The wake behind the spray largely impacts droplet distribution, capturing some specific sizes into vortex structure and acting as a particle trap. As reported by Gosh & Hunt in [18], small particles are detrained, not

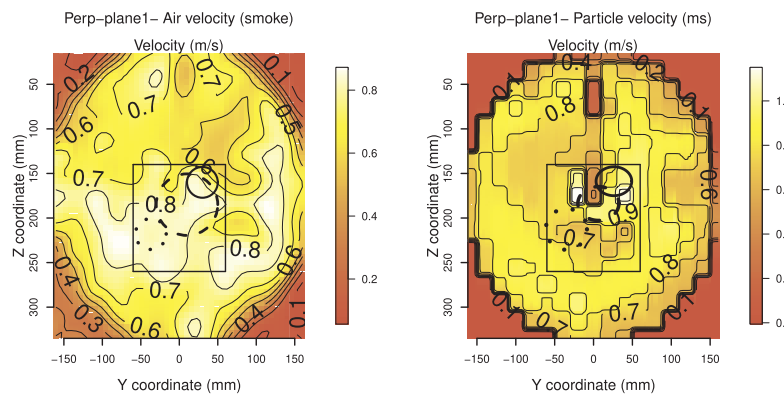


Fig. 9. Smoke without spray (left) and spray particle velocities (right) at the plane p1 for the perpendicular injection- the shape of fine, intermediate and coarse modes are figured with circles using solid, dash-dotted and dotted lines respectively.

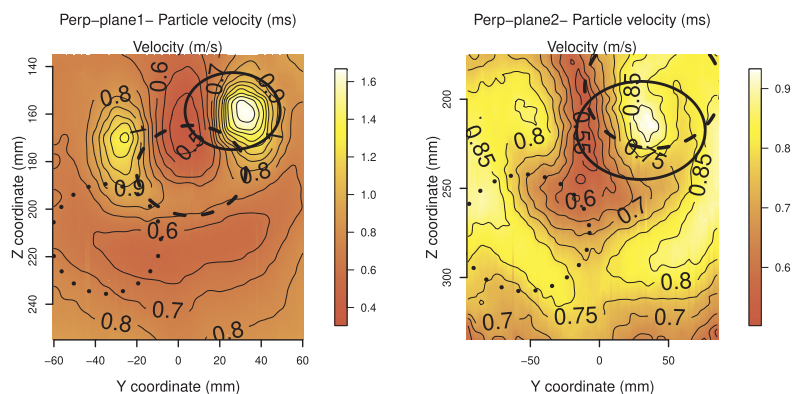


Fig. 10. Zoom for particle velocities in the spray region for the plane Plane1 (left) and Plane2 (right) - the shape of fine, intermediate and coarse modes are figured with circles using solid, dash-dotted and dotted lines respectively.

exactly on the top, but rather on top lateral sides of the spray. Intermediate sizes are also caught downstream in a larger falling air vortex. It was shown that the trajectories of small and intermediate particles are clearly dissociated from those of coarse ones. The spray drift should be related to the movements of clouds induced by wakes behind the bend of large particles. Typical shape of horseshoe and kidney are mainly attributed to the air flow field: mode locations assessed from the cluster analysis simplify the analysis of these structures and particle velocities seems related to spatial location rather than size. Measurements of other velocity components are needed to follow the three dimensional structure of flows.

4. Conclusion

Size measurements of a spray with a high momentum ratio and low gas Weber number in a cross flow were collected using a Particle Doppler Analyser and high spatial resolution. A clustering method is further used to split particles into 3 modes according to their size. Cut-off diameters are estimated using the cluster algorithm “Rmixmod” developed in R language. With this method, a theoretical law for the size distribution can be assessed assuming a log-normal mixture of particles. This law has an error that is bigger than a conventional RosinRammler fit for describing the volume ratio but error is lower concerning the number ratio. The sensitivity of the method was further explored and guidelines are suggested for choosing an adequate way in establishing the cut-off diameters. It is shown that mode splitting can be derived from standard tests as soon as the spray is completely formed. Learning methods for clustering allow one to follow modes during the spray dispersion in airflow and study the spatial distribution of modes. In standard tests, the typical shape of hollow-cone nozzle is retrieved. With cross-flow spray, a kidney shape is observed for coarse particle cloud whereas a horse-shoe shape is found for intermediate particles in the far-field plane. A deficit of particle velocity is also observed behind the bend of coarse particles. The coarse cloud acts as a curtain that blocks the cross air flow, inducing small velocities in the core and larger on lateral sides. Associating modes and velocity spatial distribution lightens the role of air flow. Fine particles are especially located in region where particle velocities are the highest. They are derailed from the spray by the moderate cross-wind, but are captured in a top lateral structure similar to the counter rotating vortices usually found behind the liquid column. The intermediate cloud is first located in the core of the spray where velocity is low. It accelerates as the airflow wake expands behind the spray: the horseshoe shape seems related to the particular shape of velocities in the far field. The coarse cloud is not axisymmetric, even in counter current cases. Its kidney shape is typical for spray in crossflow and matches the thermal footprint of the spray on

heat exchanger. The modal analysis reveals the particular location of droplets according to their size and shows how some common shapes encountered in crossflow are related to both cloud and airflow interactions. Further studies with 3-dimensional measurements of velocity are needed to explore the vortex structures that drive the trajectory of intermediate particles corresponding to drift losses.

Conflict of Interest

The authors declared that there is no conflict of interest.

Acknowledgments

The authors acknowledge Dr. Ariane Vallet who should receive our kind wishes. Spearhead of this project, she helped a lot with the use of the measurement facilities and started fruitful discussions about result analyses.

References

- [1] J. Facao, A. Oliveira, Heat and mass transfer correlations for the design of small indirect contact cooling towers, *Appl. Therm. Eng.* 24 (14–15) (2004) 1969–1978.
- [2] B. Costelloe, D.P. Finn, Heat transfer correlations for low approach evaporative cooling systems in buildings, *Appl. Therm. Eng.* 29 (1) (2009) 105–115.
- [3] M. Lemouari, M. Boumaza, I.M. Mujtaba, Thermal performances investigation of a wet cooling tower, *Appl. Therm. Eng.* 27 (5–6) (2007) 902–909.
- [4] R. Belarbi, C. Ghiaus, F. Allard, Modeling of water spray evaporation: Application to passive cooling of buildings, *Sol. Energy* 80 (12) (2006) 1540–1552.
- [5] K. Oliphant, B. Webb, M. McQuay, An experimental comparison of liquid jet array and spray impingement cooling in the non-boiling regime, *Exp. Thermal Fluid Sc.* 18 (1) (1998) 1–10, [https://doi.org/10.1016/S0894-1777\(98\)10013-4](https://doi.org/10.1016/S0894-1777(98)10013-4).
- [6] G. Gan, S. Riffat, L. Shao, P. Doherty, Application of CFD to closed-wet cooling towers, *Appl. Therm. Eng.* 21 (1) (2001) 79–92.
- [7] H. Montazeri, B. Blocken, J.L.M. Hensen, Evaporative cooling by water spray systems: Cfd simulation, experimental validation and sensitivity analysis, *Build. Environ.* 83 (2015) 129–141.
- [8] J. Tissot, P. Boulet, F. Trinquet, L. Fournaison, H. Macchi-Tejeda, Air cooling by evaporating droplets in the upward flow of a condenser, *Int. J. Therm. Sci.* 50 (11) (2011) 2122–2131.
- [9] A. Lefebvre, *Atomization and Sprays*, Combustion (Hemisphere Publishing Corporation), Taylor & Francis, 1988 <https://books.google.fr/books?id=R5MH86P-hLcC>.
- [10] A. Chahine, P. Matharan, D. Wendum, L. Musson-Genon, R. Bresson, B. Carissimo, Modelling atmospheric effects on performance and plume dispersal from natural draft wet cooling towers, *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.* 136 (2015) 151–164.
- [11] E. Whitby, P. McMurry, Modal aerosol dynamics modeling, *Aerosol Sci. Technol.* 27 (6) (1997) 673–688, <https://doi.org/10.1080/02786829708965504>.
- [12] J. Seinfeld, S. Pandis, *Atmospheric Chemistry and Physics: From Air Pollution to Climate Change*, Wiley, 2012.
- [13] B. Albriet, K.N. Sartelet, S. Lacour, B. Carissimo, C. Seigneux, Modelling aerosol number distributions from a vehicle exhaust with an aerosol CFD model, *Atmos. Environ.* 44 (8) (2010) 1126–1137.
- [14] M.Y. Leong, V.G. McDonnell, G.S. Samuelsen, Mixing of an airblast-atomized fuel spray injected into a crossflow of air, *Tech. Rep.* 20000115866, NASA Glenn

- Research Center, nASA/CR-2000-210467 (10 2000).
- [15] S. Smith, M. Mungal, Mixing, structure and scaling of the jet in crossflow, *J. Fluid Mech.* 357 (1998) 83–122, <https://doi.org/10.1017/S0022112097007891>.
 - [16] L.S.D.B. Alves, R.E. Kelly, A.R. Karagozian, Local stability analysis of an inviscid transverse jet, *J. Fluid Mech.* 581 (2007) 401–418, <https://doi.org/10.1017/S0022112007005873>.
 - [17] M. Broumand, M. Birouk, Liquid jet in a subsonic gaseous crossflow: Recent progress and remaining challenges, *Prog. Energy Combust. Sci.* 57 (2016) 1–29, <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2016.08.003>.
 - [18] S. Ghosh, J. Hunt, Spray jets in a cross-flow, *J. Fluid Mech.* 365 (1998) 109–136, <https://doi.org/10.1017/S0022112098001190>.
 - [19] M. Farooq, R. Balachandrar, T. Wolf, Assessment of an agricultural spray in a non-uniform cross-flow, *Trans. ASAE* 44 (6) (2001) 1455–1460.
 - [20] A. Vallet, C. Tinet, J. Douzals, Effect of nozzle orientation on droplet size and droplet velocity from vineyard sprays, *J. Agric. Sci. Technol. (JAST)* 5 (2015) 672–678, <https://doi.org/10.17265/2161-6264/2015.10.004> <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-01542087>.
 - [21] H. Zhang, B. Bai, L. Liu, H. Sun, J. Yan, Droplet dispersion characteristics of the hollow cone sprays in crossflow, *Exp. Thermal Fluid Sci.* 45 (2013) 25–33, <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2012.09.021>.
 - [22] H. Zhang, B. Bai, Y. Wang, Quantitative description of droplet dispersion of hollow cone spray in gaseous crossflow, *Exp. Thermal Fluid Sci.* 93 (2018) 398–408, <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2018.01.023>.
 - [23] R Core Team, R: A Language and Environment for Statistical Computing, Vienna, Austria, 2013, 2013. URL <http://www.R-project.org/>.
 - [24] C. Biernacki, G. Celeux, G. Govaert, F. Langrognet, Model-based cluster and discriminant analysis with the mixmod software, *Comput. Stat. Data Anal.* 51 (2) (2006) 587–600.
 - [25] A. Bailey, W. Balachandran, T. Williams, The rosin—rammler size distribution for liquid droplet ensembles, *J. Aerosol Sci.* 14 (1) (1983) 39–46.
 - [26] A. Belhadef, A. Vallet, M. Amielh, F. Anselmet, Pressure-swirl atomization: Modeling and experimental approaches, *Int. J. Multiph. Flow* 39 (2012) 13–20.
 - [27] P.E. Vende, F. Trinquet, S. Lacour, A. Delahaye, L. Fournaison, Efficiency of water spraying on a heat exchanger: Local characterization with the impacted surface, *Appl. Thermal Eng.* 128 (2018) 684–695, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.09.031>.
 - [28] B.F. Bai, H.B. Zhang, L. Liu, H.J. Sun, Experimental study on turbulent mixing of spray droplets in crossflow, *Exp. Thermal Fluid Sci.* 33 (6) (2009) 1012–1020, <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2009.05.002>.
 - [29] A. Sinha, R.S. Prakash, A.M. Mohan, R. Ravikrishna, Airblast spray in crossflow - structure, trajectory and droplet sizing, *Int. J. Multiph. Flow* 72 (2015) 97–111.
 - [30] A. Sinha Prakash, R. Surya, A.M. Mohan, R.V. Ravikrishna, Experimental studies on evaporation of fuel droplets under forced convection using spray in crossflow methodology, *FUEL* 164 (2016) 374–385, <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2015.09.088>.

Curriculum Vitae

Lacour Stéphanie (Odile, Lucette)

Chargée de recherche (échelon 7)

INRAE, Laboratoire FRISE
1 rue Pierre Gilles de Gennes
CS10030
92761 Antony Cedex



Activité de recherche

Inrae (ex-Cemagref), Laboratoire FRISE - Antony (92) : 2014-2020

Chargée de recherche sur le froid évaporatif

Mes travaux portent sur les écoulements d'air chargés de particules d'eau et j'étudie les transferts de masse (évaporation) et de chaleur (refroidissement d'air) au sein de ces écoulements. A l'aide d'outils expérimentaux et numérique, j'étudie l'intensification des transferts pariétaux obtenus avec ces écoulements pour assurer le refroidissement de machines thermiques, en évaluant l'impact environnemental du procédé et du système complet, et en cherchant à optimiser les quantités d'eau injectées. Pour l'impact environnemental, les travaux se concentrent sur l'intérêt technico-économique du procédé sur les échangeurs et ont permis d'améliorer les scores de ces dispositifs sur le volet économique en améliorant les gains énergétiques du procédé. Mais pour répondre aussi aux interrogations des fréquentes des industriels sur ce type de procédé, il apparaît nécessaire d'élargir les connaissances quant à l'impact des sprays sur leur environnement, notamment à travers l'appréciation de la qualité de l'air rejeté et des risques sanitaires associés.

Cemagref, Laboratoire TSAN - Antony (92) : 2008-2014

Chargée de recherche sur l'empreinte environnementale des agroéquipements

Mes travaux de recherche ont porté sur l'étude et l'optimisation de la consommation énergétique et de l'impact environnemental des agroéquipements. J'ai assuré la production des connaissances nécessaires pour comprendre les évolutions des besoins de puissance des machines en concevant des dispositifs d'acquisition de données de fonctionnement moteur sur le terrain. En parallèle, j'ai travaillé sur la méthodologie d'analyse des performances afin de mieux prendre en compte les composantes environnementales (analyses en cycles de vie de machines et de pratiques agricoles, métrologie et analyses des émissions polluantes). J'ai mené à bien des études pour documenter les émissions gazeuses et particules des engins routiers. Enfin,

j'ai développé aussi les outils pour travailler sur la conception optimale de machines agricoles multi-motorisation.

ENPC, Laboratoire CERECA - Champs sur Marne (77) : 2001-2008

Chargée de recherche sur la pollution de l'air en milieu urbain

Mes travaux de recherche ont visé à développer des modèles permettant de décrire la qualité de l'air autour d'infrastructures de transports. J'ai participé pour cela au développement d'un code tridimensionnel de mécanique des fluides développé par EdF (Mercure-Saturne) : j'ai introduit des modules pour prendre en compte les transformations physico-chimiques d'effluents gazeux et particulaires après combustion. En parallèle, j'ai travaillé sur la méthodologie des études d'impact afin d'améliorer l'exploitation de notre code de calcul à une évaluation de risques chroniques autour d'infrastructures routières. Enfin, j'ai développé aussi des outils plus spécifiques pour caractériser des émissions de polluants par modélisation inverse à partir de mesures de concentrations réalisées à micro-échelle.

Inrets, Laboratoire Transport et Environnement - Lyon (69) : 1999-2001

Chargée de recherche sur les émissions de polluants des automobiles

Les travaux conduits ont eu pour objectif le développement de modèles pour évaluer les émissions polluantes du trafic automobile. J'ai étudié et proposé un modèle pour étudier l'influence du design et de la gestion d'un réseau de transports sur les émissions de polluants du trafic routier. J'ai développé un protocole de mesures des émissions polluantes, notamment des particules et de leur lien avec la consommation d'énergie. J'ai également travaillé à la gestion d'une base de données réalisée pour inventorier le parc de véhicule français et faire une prospective des émissions polluantes et consommation d'énergie des transports routiers à l'échelle nationale.

Formation

Doctorat de mécanique énergétique, mention très honorable avec les félicitations du jury - 1998

Titre : Modélisation des feux compartimentés

Thèse soutenue le 18 septembre 1998 à l'Université de Provence, Institut Universitaire des Systèmes Thermiques Industriels, Laboratoire d'écoulements diphasiques et réactifs (Marseille - 13), en présence du jury :

- Martin R., Professeur à l'Université d'Aix-Marseille I, directeur
- Balbi J.H., Professeur à l'Université de Corté, rapporteur
- Morvan D., Chargé de Recherche au C.N.R.S., rapporteur
- Loraud J.C., Professeur à l'Université d'Aix-Marseille I, examinateur
- Porterie B., M. de conférence à l'Université d'Aix-Marseille I, directeur
- Lallemand C., Docteur au CSTN de Toulon
- Fournier A., Ingénieur au CSTN de Toulon

Ingénieur, option Systèmes Energétiques et Transferts Thermiques - 1995

Institut Universitaire des Systèmes Thermiques Industriels (Polytech'Marseille - 13)

D.E.A., option Mécanique Energétique - mention bien - 1995

Université de Provence (Marseille - 13)

Insertion dans la communauté scientifique

Membre de la Société Française de Thermique

Review d'articles pour les journaux Applied Energy, Journal of Terramechanics, Biosystem Engineering, International Journal of Heat and Mass Transfer, Information Processing in Agriculture, Heat and Mass Engineering et pour la SFT (golden reviewer awards pour APEN2015).

Comité scientifique de conférence, symposium ou revue :

Sous la direction de Vincent Abt, j'ai participé au *comité d'organisation et comité scientifique* d'Ecotech'2009 (Symposium sur la maîtrise de l'énergie et les perspectives d'évolution technologique) où j'ai contribué à la rédaction des appels à communication, l'organisation des sessions et à la relecture des communications présentées dans la session dont j'assurais l'animation. J'ai également contribué au comité scientifique et à la relecture des articles soumis au numéro spécial de la revue SET (Sciences Eaux & Territoires) vol7, 2012, sur le sujet *Estimer et réduire la consommation d'énergie à l'échelle de l'exploitation agricole*.

Pour Cofret2012 (6^{ème} colloque francophone sur l'énergie, l'environnement, l'économie et la thermodynamique) et Cofret2014 (7^{ème} colloque), j'ai également contribué au *comité scientifique* de la conférence et j'ai assuré à ce titre la relecture de plusieurs articles proposés.

Liste exhaustive des publications

La nomenclature est celle utilisée par l'HCERES et la liste des ACL a été obtenue en consultant le site de web of science (consultation au 13 décembre 2019) avec l'ORCID 0000-0002-3180-9369 qui me correspond. Le classement est effectué par ordre chronologique pour chaque catégorie de production.

Revues à comité de lecture :

Les 13 articles parus dans des journaux sont : [49, 50, 51, 52, 53, 54, 55, 56, 57, 58, 59, 60, 61].

- [49] Lacour, S., R. Joumard, and M. André, « Exploring ways to improve instantaneous emission models for passenger cars », *International Journal of Vehicle Design*, vol. 27, no. 1-4, pp. 76–85, 2001. DOI: [10.1504/IJVD.2001.001953](https://doi.org/10.1504/IJVD.2001.001953).
- [50] J. Boutahar, Lacour, S., V. Mallet, D. Quélo, Y. Roustan, and B. Sportisse, « Development and validation of a fully modular platform for numerical modelling of air pollution: polair », *International Journal of Environment and Pollution*, vol. 22, no. 1-2, pp. 17–28, 2004. DOI: [10.1504/IJEP.2004.005474](https://doi.org/10.1504/IJEP.2004.005474).
- [51] R. Joumard, J. Laurikko, T. L. Han, S. Geivanidis, Z. Samaras, T. Merétei, P. Devaux, J.-M. André, E. Cornelis, Lacour, S., M. V. Prati, R. Vermeulen, and M. Zallinger, « Accuracy of exhaust emission factor measurements on chassis dynamometer », *Journal of the Air and Waste Management Association*, vol. 59, no. 6, pp. 695–703, 2009. DOI: [10.3155/1047-3289.59.6.695](https://doi.org/10.3155/1047-3289.59.6.695).

-
- [52] B. Albriet, K. N. Sartelet, B. Lacour, S. Carissimo, and C. Seigneur, « Modelling aerosol number distributions from a vehicle exhaust with an aerosol cfd model », *Atmospheric Environment*, vol. 44, no. 8, pp. 1126–1137, 2010. DOI: [10.1016/j.atmosenv.2009.11.025](https://doi.org/10.1016/j.atmosenv.2009.11.025).
- [53] T. Lacour, S. Chinese, D. Alkadee, C. Périlhon, and G. Descombes, « Energy and environmental balance of biogas for dual-fuel mobile applications », *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, no. 3, pp. 1745–1753, 2012. DOI: [10.1016/j.rser.2011.11.029](https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.11.029).
- [54] C. Burgun, Lacour, S., A. Delacroix, G. Descombes, and V. Doyen, « Computing time and fuel requirements to assess efficiency of a field work from conventional laboratory tests: application to a plowing operation », *Agricultural and Food Science*, vol. 22, no. 2, pp. 247–261, 2013. DOI: [10.23986/afsci.7629](https://doi.org/10.23986/afsci.7629).
- [55] Lacour, S., C. Burgun, C. Périlhon, G. Descombes, and V. Doyen, « A model to assess tractor operational efficiency from bench test data », *Journal of Terramechanics*, vol. 54, pp. 1–18, 2014. DOI: [10.1016/j.jterra.2014.04.001](https://doi.org/10.1016/j.jterra.2014.04.001).
- [56] P. Punov, C. Lacour, S. Périlhon, P. Podevin, G. Descombes, and T. Evtimov, « Numerical study of the waste heat recovery potential of the exhaust gases from a tractor engine », *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 230, no. 1, pp. 37–48, 2016. DOI: [10.1177/0954407015577530](https://doi.org/10.1177/0954407015577530).
- [57] Lacour, S. O. L., F. Trinquet, P. E. Vendee, A. Vallet, A. Delahaye, and L. Fournaison, « Assessment of the wet area of a heat exchanger exposed to a water spray », *Applied Thermal Engineering*, vol. 128, pp. 434–443, 2018. DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2017.09.030](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.09.030).
- [58] P. E. Vende, F. Trinquet, A. Lacour, S. Delahaye, and L. Fournaison, « Efficiency of water spraying on a heat exchanger: local characterization with the impacted surface », *Applied Thermal Engineering*, vol. 128, pp. 684–695, 2018. DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2017.09.031](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.09.031).
- [59] Lacour, S. O. L., F. Raoult, C. Tinet, L. Fournaison, A. Delahaye, and F. Trinquet, « A modal analysis of the size distribution for an hollow-cone spray in cross-flow », *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 104, pp. 164–174, 2019. DOI: [10.1016/j.exptermflusci.2019.02.020](https://doi.org/10.1016/j.exptermflusci.2019.02.020).
- [60] F. Raoult, B. Lacour, S. Carissimo, F. Trinquet, A. Delahaye, and L. Fournaison, « Cfd water spray model development and physical parameter study on the evaporative cooling », *Applied Thermal Engineering*, vol. 149, pp. 960–974, 2019. DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2018.12.063](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.12.063).
- [61] P. E. Vende, F. Trinquet, Lacour, S. O. L., A. Delahaye, and L. Fournaison, « Retention and overlapping in long-term multi-nozzle water spraying », *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 136, pp. 519–529, 2019. DOI: [10.1016/j.ijthermalsci.2018.09.019](https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.09.019).

Revues de transfert

6 articles ont été également publiés dans des revues de transferts : [62, 63, 64, 65, 66, 67]

-
- [62] Lacour, S., E. Dieudé-Fauvel, and T. Langle, « Déterminer l'impact environnemental de la consommation de carburant des tracteurs agricoles : simulation et comparaison », *Sciences Eaux et Territoires*, vol. 4, pp. 74–81, 2011. [Online]. Available: <http://irsteadoc.irstea.fr/cemoa/PUB00030449>.
- [63] Lacour, S., Y. Galiègue, P. Guiscafré, G. Vaitilingom, and P. Higelin, « Analyses des consommations énergétiques des tracteurs en usage réel : application aux chantiers d'épandage », *Sciences Eaux et Territoires*, vol. 7, pp. 62–65, 2012. [Online]. Available: <http://irsteadoc.irstea.fr/cemoa/PUB00030441>.
- [64] G. Vaitilingom, Y. Agier, and Lacour, S., « Un carburant spécifique pour les engins agricoles: étude de quatre filières de production de biocarburants agricoles », *Sciences Eaux et Territoires*, vol. 7, pp. 54–60, 2012. [Online]. Available: <http://irsteadoc.irstea.fr/cemoa/PUB00035316>.
- [65] F. Vigier, Lacour, S., S. Benzai, and E. Dieudé-Fauvel, « Comment déterminer la consommation des automoteurs agricoles ? », *Sciences Eaux et Territoires*, vol. 7, pp. 46–52, 2012. [Online]. Available: <http://irsteadoc.irstea.fr/cemoa/PUB00035306>.
- [66] C. Gaubert, D. Debroize, Lacour, S., F. Cointault, and C. Fant, « Classification énergétique des tracteurs d'occasion », *Innovations Agronomiques*, vol. 30, pp. 253–265, 2013. [Online]. Available: <https://www6.inrae.fr/ciag/content/download/5112/40258/file/Vol30-17-Gaubert.pdf>.
- [67] F. Trinquet and Lacour, S., « Performance d'une pac munie d'un condenseur soumis à la brumisation », *Revue générale du froid*, vol. 1172, pp. 26–31, 2018. [Online]. Available: https://www.researchgate.net/profile/Stephanie_Lacour2/publication/337534607_Analyse_saisonniere_d'une_Pompe_a_chaleur_munie_d'un_condenseur_a_air_soumis_a_la_brumisation.

Conférences internationales avec actes

J'ai effectué des présentations orales dans des congrès avec actes, dont les 22 articles associés sont : [68, 69, 70, 71, 72, 73, 74, 75, 76, 77, 78, 79, 80, 81, 82, 83, 84, 85, 86, 87, 88, 89]

- [68] Lacour, S., R. Joumard, and M. André, « Exploration des voies d'amélioration des modèles d'émissions instantanées des voitures particulières. », in 9th coll. *Transports and air pollution*, Avignon, France, 2000.
- [69] Lacour, S. and R. Joumard, « Sampling vehicles for pollutant emission modelling », in 12th coll. *Transport and Air pollution*, vol. 70, Avignon, France, 2003, pp. 111–118.
- [70] B. Albriet, B. Carissimo, Lacour, S., and K. Sartelet, « Aerosol modelling at the local scale. », in 15th colloque *Transport and air pollution*, Reims, France, 2006.
- [71] Lacour, S., C. Megueulles, P. Carlotti, L. Soulhac, and B. Sportisse, « Unsteady effect on pollutant around a tunnel portal », in 4th coll. *Urban Air Quality*, Pragues, France, 2006.
- [72] Lacour, S., A. Ventura, N. Rangod, B. Carissimo, and A. Jullien, « How to estimate road-works emissions factors from traffic and air quality monitoring measurements - a methodological approach », in 15th coll. *Transport and air pollution*, Reims, France, 2006.

-
- [73] R. Jourmard, J. Laurikko, S. Geivanidis, Z. Samaras, Z. Olàh, M. Weilenmann, J. André, E. Cornelis, M. Gribe, Lacour, S., M. Vittoria Prati, R. Vermeulen, and Z. M., « Accuracy of exhaust emissions measurements on vehicle bench », in *FISITA 2009, World Automotive Congress*, ser. F2006P409, Yokaoma, Japan, 2009. [Online]. Available: <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-00916974/document>.
- [74] Lacour, S., E. Dieudé-Fauvel, T. Langle, and Y. Galiègues, « Numerical simulation tool to study fuel consumption during spreading », in *XXXIII CIOSTA - CIGR V - Technology and management to ensure sustainable agriculture, agrosystems, forestry and safety*, vol. 2, Reggio Calabria, Italie, 2009, pp. 1161–1165. [Online]. Available: <http://irsteadoc.irstea.fr/cemoa/PUB00026428>.
- [75] Lacour, S., Y. Galiègue, G. Vaitilingom, M. Pradel, P. Gallet, and P. Guiscafré, « The contribution of field experiments to life cycle assessment of agricultural works: application to spreading works », in *AgEng 2010: International Conference on Agricultural Engineering*, Clermont-Ferrand, France, 2010, p. 10. [Online]. Available: <http://irsteadoc.irstea.fr/cemoa/PUB00030441>.
- [76] M. Pradel, M. Rousselet, T. Pacaud, and Lacour, S., « Improving environmental performances of organic spreading technologies through the use of life cycle assessment », in *AgEng2010, International Conference on Agricultural Engineering*, Clermont-Ferrand, France, 2010, p. 11. [Online]. Available: <http://irsteadoc.irstea.fr/cemoa/PUB00029274>.
- [77] G. Descombes, Lacour, S., P. Podevin, T. Chinese, and D. Alkadee, « On biogas from agricultural waste for dual fuelled non road mobile engine », in *33th International Symposium of Section IV of CIGR - Bioenergy and Other Renewable Energy Technologies and Systems*, Bucarest, Romania, 2011.
- [78] Lacour, S., S. Descoux, F. Baldi, and P. Podevin, « Waste heat recovery on tractor engine : exergy analysis of exhaust in transient conditions », in *CAR International Congress in Automotive and Environment*, Pitesti, Romania, 2011, p. 9. [Online]. Available: https://www.researchgate.net/publication/236874154_Waste_heat_recovery_on_tractor_engine_exergy_analysis_of_exhaust_in_transient_conditions.
- [79] C. Burgun, Lacour, S., and A. Delacroix, « Prédiction du conditionnement thermique nécessaire à l'évaluation de l'impact du lubrifiant sur la consommation d'un moteur », in *COFRET2012 - Colloque francophone en energie, environnement, economie et thermodynamique*, Sozopol, Bulgaria, 2012, pp. 152–158.
- [80] Lacour, S., F. Massouh, and P. P., « Récupération d'énergie dans les gaz d'échappement d'un moteur diesel: effet des phénomènes transitoires », in *COFFRET2012: Colloque francophone en energie, environnement, economie et thermodynamique*, Sozopol, Bulgaria: S.F.T., 2012, pp. 125–131. [Online]. Available: https://www.researchgate.net/publication/319015856_Recuperation_d'energie_dans_les_gaz_d'echappement_d'un_moteur_diesel_Effet_des_phenomenes_transitoires.
- [81] C. Burgun, Lacour, S., A. Delacroix, V. Doyen, and B. Lamy, « Monitoring tractor field working dynamics to optimize fuel economy lubricants », in *ATK 15th Drive train conference, 19/03/2013 - 20/03/2013*, Aachen, Germany, 2013, p. 15. [Online]. Available: <http://irsteadoc.irstea.fr/cemoa/PUB00038621>.
-

-
- [82] Q. Danel, C. Périlhon, P. Podevin, Lacour, S., P. Punov, and G. Descombes, « Sélection du fluide de travail d'un cycle de rankine-hirn en fonction du profil de température de la source chaude », in *COFRET 14 - Colloque francophone en energie, environnement, economie et thermodynamique*, S. o. A. E. o. Romania, Ed., vol. 8, Pairs, France: CNAM Edition, 2014, p. 8.
 - [83] Q. Danel, C. Périlhon, P. Podevin, P. Punov, Lacour, S., and G. Descombes, « Working fluid selection of rankine-hirn cycle according to the heat source », in *BulTrans 2014*, Sozopol, Bulgaria, 2014, p. 6. [Online]. Available: <http://irsteadoc.irstea.fr/cemoa/PUB00053426>.
 - [84] P. Punov, Lacour, S., C. Périlhon, and P. Podevin, « Optimisation numérique des paramètres géométriques de l'échangeur d'un système de rankine sur un moteur de tracteur agricole », in *COFRET 14 - Colloque francophone en energie, environnement, economie et thermodynamique*, S. o. A. E. o. Romania, Ed., vol. 8, Paris, France: CNAM Edition, 2014, p. 13. [Online]. Available: <http://irsteadoc.irstea.fr/cemoa/PUB00041075>.
 - [85] F. Baldi, Lacour, S., Q. Danel, and U. Larsen, « Dynamic modelling and analysis of the potential for waste heat recovery on diesel engine driven applications with a cyclical operational profile », in *ECOS2015 - The 28th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*, Pau, France, 2015, p. 12. [Online]. Available: <http://irsteadoc.irstea.fr/cemoa/PUB00053428>.
 - [86] Lacour, S., P. Podevin, and P. Punov, « Fuels saving using direct adiabatic cooling instead conventional air conditioning for a tractor cabin », in *BulTrans 2015*, Sozopol, Bulgaria, 2015, p. 9. [Online]. Available: <http://irsteadoc.irstea.fr/cemoa/PUB00053433>.
 - [87] P. Vende, F. Trinquet, Lacour, S., A. Delahaye, and L. Fournaison, « Influence of position and orientation of water spraying on the efficiency of a heat exchanger », in *CPOTE-4th International Conference Contemporary Problems of Thermal Engineering*, Katowice, Poland, 2016, p. 8. [Online]. Available: <http://irsteadoc.irstea.fr/cemoa/PUB00053413>.
 - [88] F. Raoult, Lacour, S., F. Trinquet, L. Fournaison, and A. Delahaye, « Modèle eulérien et impact de paramètres physiques sur le refroidissement évaporatif d'un spray de gouttelettes d'eau », in *CIFQ - The 31th international conférence on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and environmental Impact of energy systems*, Saint Lo, France, 2017. [Online]. Available: <http://irsteadoc.irstea.fr/cemoa/PUB00055242>.
 - [89] —, « Development of a cfd eulerian approach on the evaporative cooling by a water spray », in *ECOS - The 33th international conférence on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and environmental Impact of energy systems*, Guimaraes, Portugal, 2018, p. 6. [Online]. Available: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?eid=2-s2.0-85064156857&partnerID=40&md5=f363aa716508c2d8c1cb08ee8424cbdb>.

Conférences nationales avec actes

J'ai également présenté des travaux dans 4 conférences nationales ([90, 91, 92, 93]) et dont les actes sont consultables aux adresses indiquées dans la bibliographie.

-
- [90] Lacour, S., R. Joumard, M. André, R. Vidon, R. Tassel, and C. Pruvost, « Caractérisation des émissions instantanées d'oxydes d'azote et des autres polluants gazeux pour voitures particulières », in *colloque Primequal-Predit: Cinq ans de recherches pour améliorer la qualité de l'air : bilan et perspectives*, Toulouse, France, 2003.
- [91] Lacour, S., E. Dieudé-Fauvel, and T. Langle, « Numerical simulation tool to compare fuel consumption of agricultural tractor in use and assess their environmental impact », in *ECOTECHS 08 - Des éco-indicateurs à l'évaluation et à la certification environnementale*, Montoldre, France, 2008. [Online]. Available: <http://irsteadoc.irstea.fr/cemoa/PUB00026428>.
- [92] Y. Galiègue, Lacour, S., P. Guiscafré, G. Vaitilingom, P. Higelin, and P. Gallet, « Mise en place d'une méthode d'analyse des données et résultats d'expérimentation de travaux d'épandage sur le terrain », in *ECOTECHS'09 Maîtrise de l'énergie à l'échelle de l'exploitation agricole : quelles perspectives technologiques?*, Montoldre, France: Cemagref, 2009, p. 8. [Online]. Available: <http://irsteadoc.irstea.fr/cemoa/PUB00027685>.
- [93] C. Gaubert, D. Debroize, Lacour, S., F. Cointault, and C. Fant, « Classification énergétique des tracteurs d'occasion », in *CASDAR Innovation et partenariat*, Paris, France: GIS Relance Agronomique, 2013, p. 13. [Online]. Available: <http://irsteadoc.irstea.fr/cemoa/PUB00038623>.

Activité d'enseignement

Responsabilité de formations

Adjointe à la directrice d'un département d'enseignement

J'ai été adjointe à la directrice du département d'enseignement "Villes, Eaux, Territoires" à l'Ecole Nationale des Ponts et Chaussées (80% d'un ETP), de 2007 à 2008. Dans ce cadre, j'étais chargée de la gestion d'un département d'enseignement de l'Ecole des Ponts et Chaussées (environ 60 élèves). Mes activités recouvraient des tâches comme la mise en place des emplois du temps, le recrutement et dialogue avec les enseignants, le recrutement des élèves postulants à ce département, l'évolution du contenu de la formation, la participation aux conseils de l'école, la communication du département, tout cela en lien avec la direction de l'Ecole et sous la direction Mme Dupont-Kerlan, directrice du département.

Responsable d'un module de MASTER

De 2006 à 2009, j'ai été responsable du module d'enseignement "Qualité de l'air et santé" dans le MASTER TRADD (Master TrAnsport et Développement Durable) à l'Ecole Nationale des Ponts et Chaussées, ce qui correspond à un volume de 21 heures/an. J'ai construit intégralement le contenu de ce nouveau module du Master TRADD en concertation avec le responsable du Master (voir fascicule ci-dessous) et j'en ai assuré les cours pendant 4 ans.

Enseignements

J'ai aussi assuré des enseignements dans plusieurs établissements d'enseignement. Je précise dans la liste ci-dessous les modules concernés, les établissements et type de formation ainsi que le volume horaire annuel correspondant :

- * 2010-2014 : modules d'enseignement dans ENM103, ENM108 et EN211, au CNAM, sur les thèmes : dispersion de polluants dans l'atmosphère, le biogaz, l'Analyse en Cycle de Vie, les biocarburants, 3 à 6 heures/an
- * 2010-2012 : module sur le "Machinisme agricole : Energie et Pollution", Licence Professionnelle Énergie et Génie climatique "COMESA" au Lycée Agricole Reinach de La Motte Servolex, 6 heures/an
- * 2007-2008 : module "Etude d'impact d'infrastructures routières " à l'Ecole des Travaux Publics d'Etat, formation d'ingénieur - 8 heures/an
- * 2006-2009 : module "Qualité de l'air et santé "à l'Ecole des Points et Chaussées – 21 heures/an

Fascicules de cours

Outre les transparents de cours, j'ai rédigé des fascicules, support de cours pour les élèves des cours du Master TRADD et ceux à l'ENTPE :

Qualité de l'air et santé Volet 1 : Introduction à la pollution atmosphérique, pp 48

Qualité de l'air et santé Volet 2 : Emissions de polluants atmosphériques, pp 78

Qualité de l'air et santé Volet 3 : Notions de météorologie et dispersion de polluants, pp49

Activité d'encadrement

Co-encadrement de doctorants

J'ai participé ponctuellement à l'encadrement de plusieurs doctorants avec lequel j'ai participé aux discussions, échangés des données et co-signé des articles et actes de conférence, notamment Bastien Albriet ([51],[70]) et Quentin Danel ([83],[82]). Pour ce dernier, j'ai été membre invité du jury. J'ai également assuré plus directement l'encadrement de plusieurs doctorants au quotidien et pour lesquels j'ai participé au jury de thèse. Ils sont :

Alkadee Dareen : soutenance de thèse le 10 juin 2011, sur le sujet «Techniques de réduction et de traitement des émissions polluantes dans une machine thermique. Bourse du gouvernement Syrien. sous la direction Georges Descombes, co-encadrement de Christelle Perilhon et moi-même (taux d'encadrement : 30%).

Publications associées : [53],[77]

Christophe Burgun : soutenance de thèse le 15 mai 2013, sur le sujet *Caractérisation et modélisation des besoins énergétiques d'un tracteur agricole : Application à l'étude des performances en lien avec les lubrifiants du groupe motopropulseur*, Bourse Cifre financée par Total Lubrifiant, sous la direction Alain Delacroix, co-encadrement (taux d'encadrement : 60%).

Publications associées : [54], [55],[79], [81]

Pierre Emmanuel Vende : soutenance de thèse le 30 mars 2018, sur le sujet *Incidence de l'implémentation d'un système de pulvérisation de gouttelettes d'eau sur l'efficacité d'un groupe de production de froid embarqué*, Bourse financée par un projet Ademe AMI, Direction : Laurence Fournaison, co-encadrement de François Trinquet et moi-même (taux d'encadrement : 30%).

Publications associées : [57], [58], [61], [87]

Fabien Raoult : soutenance de thèse le 31 janvier 2019, sur le sujet *Modélisation d'un écoulement diphasique évaporatif le long d'une paroi chauffée*, Bourse Irstea, Direction de thèse Anthony Delahaye, co-encadrement François Trinquet et moi-même (taux d'encadrement : 50%).

Publications associées : [59], [60], [88], [89]

Encadrement de post-doctorants

Emilie Dieudé-Fauvel : 2007-2008, 12 mois, accueillie pendant 12 mois dans le cadre du projet ANR-Ecodefi sur l'étude des consommations d'énergie par des engins agricoles dans des chantiers d'épandage. J'ai encadré Emilie à 100 % dès mon arrivée en poste.

Publications associées : [62],[63],[65],[74]

Yves Galiègues : 2009-2010, 12 mois, accueilli dans le cadre du projet ANR Ecodefi sur l'analyse environnementale des engins agricoles pendant l'épandage. J'ai assuré l'encadrement d'Yves à 100%. Les travaux ont fait l'objet d'un rapport consultable à l'adresse https://www.researchgate.net/publication/338037013_Eco-evaluation_environnementale_des_engins_agricoles_pendant_l'epandage

Publications associées : [63],[74],[75]

Bertrand Léger : 2013-2014, durée prévue 12 mois, réalisée 9 mois, accueilli dans le cadre du projet Casdar Perfbett sur la caractérisation des émissions d'engins non routiers, co-encadré à 50% avec N. Tricot, chargé de recherche sur la sécurité des machines agricoles. Les travaux ont fait l'objet d'un rapport mais n'ont pas été publiés dans une revue suite au changement de laboratoire.

Pascal Clain : 2013-2014, 9 mois, accueilli dans le cadre du projet Cortea EMNR sur la caractérisation des émissions d'engins non routiers. J'ai assuré l'encadrement de Pascal à 100%. Les travaux ont fait l'objet d'un rapport consultable à l'adresse https://www.researchgate.net/publication/338037094_Pollutant_emissions_of_Off-road_equipment_and_machinery mais ils n'ont pas été publiés en revue.

Encadrement de stagiaires

J'ai encadré des stagiaires du niveau BTS au niveau Master. Les noms des étudiants encadrés et l'année de collaboration encadrés sont précisés ci-dessous en fonction du diplôme préparé.

- * Master2 en énergétique : Ndjaka A. (2018), Abou Brahim A. (2017), Jamal J. (2016), Kadri I. (2014), Fogaroli R. (2012), Baldi F. (2011), Chinese T. (2010)
- * Fin d'étude ingénieur : Kalenda J.(2013), Colin E.(2001)
- * License de Physique et License Pro Comesa : Stocj B, (2012), Goyon B.(2011)
- * ENSAM 2^{ieme} année : Pascal F. (2008), Farinotte B. (2009), Pradel T. (2009)
- * ENPC 1^{iere} année : Megueules C.(2002), Mabrouki I (2003), Huyn L. (2004)
- * BTS MCI : Baltzinger A. (2013), Issaly G. (2012), Levart L. (2008)

Valorisation et transferts

Vulgarisation via les réseaux mixtes technologiques

J'ai participé à des réseaux mixtes technologiques dans lequel mon expertise scientifique était mise au service d'ingénieurs pour répondre, dans la mesure du possible, à leur question méthodologique et les aider à la rédaction de documents utiles pour leur travail.

- * réseau mixte technologique **Transport et Qualité de l'air**, de 2005 à 2008, réunissant des ingénieurs pour Ministère de l'Équipement
- * réseau mixte technologique **Agroéquipements et énergie**, de 2009 à 2014, réunissant des conseillers agricoles pour le Ministère de l'Agriculture.

Ces interactions m'ont notamment aidées dans la rédaction des fascicules de cours pour des élèves pouvant prétendre à ce type de poste. Des publications de transferts ont également été co-signées dans ce cadre ([65], [93]).

Contrats

J'ai participé à nombreux projets de recherche nationaux ou internationaux, et correspondant à différents guichets de financement. Voici ci-dessous la liste des projets financés qui précise mon rôle dans le projet, le partenaire coordinateur le cas échéant, le montant du projet et le résultat principal de mes recherches dans ce cadre.

1. Projet Nuage : 2015-2019

Participation au projet ANR-ASTRID *Nuage* piloté par le LEMTA-Université de Nancy (montant global 300 keuros, dont 57 kEuro pour l'Irstea), avec, comme résultats : mise au point d'une veine d'essai à température, hygrométrie et vitesse d'écoulement contrôlée permettant l'étude de spray en conditions givrantes ou caniculaires.

-
2. **Projet EfficAC : 2015-2018**
Participation au projet PIA "*EfficAC* piloté par Valeo (montant global de l'aide 8 M. euros, dont 400 k. Euro pour l'Irstea), avec, comme résultat : mise au point d'un prototype de brumisation adapté aux contraintes de la climatisation automobile offrant des perspectives d'amélioration de l'efficacité énergétique du procédé.
 3. **Projet EMNR :2012-2015**
Coordination scientifique du projet CORTEA *EMNR*, piloté par l'INERIS, (montant global 230 kEuros, dont 40,3 kEuros pour l'IRSTEA) avec, comme résultats : l'étude des émissions polluantes détaillées d'engins non routiers et l'inventaire de ces émissions au niveau national.
 4. **Projet Perfbett : 2010-2013**
Participation au projet CASDAR *Perfbett*, piloté par l'Institut Technique de la Betterave, (montant global de l'aide 263 kEuro, dont 144 kEuro pour l'Irstea), avec comme résultat : l'étude pluriannuelle des chantiers de récoltes de betterave, de la consommation d'énergie associée en fonction de paramètres machines et conducteurs.
 5. **Projet Efficient20 : 2010-2013**
Participation au projet de développement européen *Efficient20*, coordonné par l'association AILE, (montant global de l'aide 1421 kEuros dont 28 kEuros pour l'Irstea), avec, comme résultats : la synthèse des consommations de carburants des engins agricoles et leur évolution dans le temps.
 6. **Projet CDMBET : 2010-2013**
Coordination scientifique du projet *CMBET* (Caractérisation dynamique, modélisation des besoins énergétiques d'un tracteur), financé par Total Lubrifiant, (montant 138 kEuros), avec pour résultat, la documentation des usages annuel d'un tracteur, du bilan énergétique et de la consommation de carburant associée.
 7. **Projet Ecodefi : 2007-2010**
Participation au projet ANR-Precodd *Ecodefi*, coordonnée par l'IRSTEA, (montant global de l'aide 730 kEuros dont 323 kEuros pour l'Irstea), coordination de la tâche T4, avec comme résultat, la documentation des consommations d'énergie de plusieurs type d'engins utilisés pour des chantiers d'épandages.
 8. **Projet CAAT : 2005-2008**
Responsable scientifique du projet Primequal/Predit *CAAT*, coordonnée par l'ONERA, (montant de l'aide pour le CERE 40 kEuro), avec comme résultat la mise au point d'un modèle décrivant l'évolution des suies dans les panaches des avions.
 9. **Convention METL : 2004-2008**
Responsable de la convention pluriannuelle CERE/Ministère de l'équipement de 2004 à 2008, prévision et restitution des activités de recherches menées dans le laboratoire pour le compte du ministère de l'équipement.
 10. **Projet Artemis : 2000-2004**
Participation jusqu'à mi-2001, au projet de recherche Européen *Artemis* (no. 1999-

G2RD-10429) Competitive and Sustainable Growth Program of the Fifth Framework program, avec une contribution sur les méthodes d'évaluations des émissions polluantes des véhicules légers.

Par ailleurs, j'ai eu l'occasion d'évaluer des propositions de projet pour le compte de l'Ademe sur des sujets liés à la pollution atmosphérique, aux systèmes de transports ou la consommation d'énergie (4 propositions évaluées). Je n'ai pas fait figurer dans ce cv les nombreuses propositions auxquelles j'ai pu participé mais qui n'ont pas été retenues. Je constate simplement que ces propositions non retenues sont de plus en plus nombreuses au fur et à mesure que les enveloppes financières allouées aux différents programmes se réduisent.

Thermodynamique environnementale appliquée à l'étude d'écoulements diphasiques dans les machines thermiques

Résumé

L'attention croissante portée aux conséquences de l'activité humaine sur l'état de notre environnement modifie les méthodes d'évaluation de performance et d'efficacité des machines inventées par l'homme. Dans une première partie, je présente comment l'approche thermodynamique classique, reposant sur l'analyse des bilans d'énergie, s'enrichit de bilans de masse supplémentaires nécessaires à l'évaluation environnementale. L'approche énergétique présente une analogie forte avec l'analyse en cycle de vie, méthode d'évaluation de la performance environnementale de machine. Le premier chapitre dresse un tableau des points de convergences et des différences entre l'analyse en cycle de vie, et la thermodynamique classique. La seconde partie est plus spécifiquement dédiée à l'étude des bilans de matière pour le volet environnemental. Ces bilans de matières portent sur des écoulements diphasiques : de l'air, des composés gazeux condensables, des particules solides ou liquides, évaporables ou non. Je présente les phénomènes physiques qui régissent l'évolution de ces particules dans l'air puis j'aborde la question du couplage entre les phases du fait des transferts de masse et d'énergie. Les travaux réalisés sur la caractérisation chimique et énergétique, des phases particulaire et gazeuse associées aux machines thermiques sont présentés. En sortie d'atomiseurs ou de moteurs, je montre comment des particules évoluent sous l'influence de leur environnement et des échanges entre phases. Dans la troisième partie, l'approche systémique est appliquée à diverses machines thermiques. J'illustre à partir de travaux d'observation sur l'usage des machines les contributions apportées sur les questions de maîtrise de la consommation d'énergie. Je décline l'approche thermoéconomique sur la brumisation et discute de la mesure de performance pour les systèmes de refroidissement passif. Je présente les problèmes posés par le croisement des bilans matières et énergie et leur impact sur l'appréciation de rendement sur un exemple de valorisation de la biomasse. L'unification de approches énergétiques et environnementales comme outil d'optimisation de systèmes reste largement à approfondir et ce rapprochement constitue les perspectives de mes travaux de recherche à court et moyen terme.

Mots clés

Analyse énergétique, analyse en cycle de vie, écoulements diphasiques, particules, refroidissement évaporatif, qualité de l'air, impacts environnementaux, spray, échangeurs, machines thermiques, transferts de chaleur, thermodynamique, performance et rendement énergétique, bilan environnemental