



HAL
open science

CIFEM2018 Conference Proceedings

Armand Fopah-Lele, Thierry Mare

► **To cite this version:**

Armand Fopah-Lele, Thierry Mare. CIFEM2018 Conference Proceedings. CIFEM2018 - L'accès durable aux services énergétiques au Sud, Apr 2018, Cotonou, Bénin. 4, pp.1 - 211, 2018. hal-01882293

HAL Id: hal-01882293

<https://hal.science/hal-01882293>

Submitted on 26 Sep 2018

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.

Copyright



Ecole Supérieure des Métiers des Energies Renouvelables
Laboratoire de Procédés Innovants
pour l'Énergie Durable (Labo-PIE)



**4^{ème} COLLOQUE INTERNATIONAL FRANCOPHONE
EN ÉNERGETIQUE ET MÉCANIQUE**



**L'ACCÈS DURABLE AUX SERVICES
ÉNERGETIQUES AU SUD**

23, 24 et 25 avril 2018 à Cotonou



**COLLOQUE INTERNATIONAL FRANCOPHONE
D'ÉNERGÉTIQUE ET MÉCANIQUE**

CIFEM 2018

23, 24 et 25 Avril 2018

COTONOU, BENIN

COORDONNATEUR

Armand Fopah-Lele

Ecole Supérieure des Métiers des Energies
Renouvelables (ESMER), Cotonou, Bénin

COMITÉ D'ORGANISATION

France

Thierry Maré

IUT Saint-Malo (France)

Paul Byrne

IUT Rennes (France)

Anne-Lise Tiffonnet

IUT Cherbourg Manche (France)

Bénin

Félix Comlan Ebo

ASEMI (Bénin)

Bertin Codjo Djaito

ESMER (Bénin)

Nafiatou Tien EBo

ESMER (Bénin)

Armand Fopah-Lele

ESMER (Bénin)

Amelie Kabore-Kere

ESMER (Bénin)

Rosaline Dadavi Ebo

ESMER (Bénin)

Zéphyrin Dognon

ESMER (Bénin)

Gratien Codjo

ESMER (Bénin)

Annie Leroux

ASEMI (Bénin)

Isdeen Yaya Nadjo

ESMER (Bénin)

Gédéon Dahou

ESMER (Bénin)

Nelly Kpanou

ESMER (Bénin)

COMITÉ SCIENTIFIQUE

Président

Thierry Maré IUT Saint-Malo (France)

Vice-présidents

Armand Fopah-Lele Ecole Supérieure des Métiers des Energies
Renouvelables (ESMER), Cotonou (Bénin)

Kassim Mohamed Aboudou Université des Comores, Faculté des Sciences
et Techniques, Moroni (Comores)

Membres

Abdelkader Tahakourt LGCA, Université de Bejaia (Algérie)
Adama Sylla UFR SSMT Université Cocody (Côte d'Ivoire)
Alain Moreau LTE-Hydro-Québec (Canada)
Alfa Dissa Oumar Université de Ouagadougou (Burkina Faso)
Alina Santa Cruz LUSAC, Université de Caen (France)
Amélie Kaboré Kéré ESMER (Bénin)
Anne-Lise Tiffonnet LUSAC, Université de Caen (France)
Antoine Vianou EPAC / UAC (Bénin)
Atef Mazioud IUT Lieusaint (Paris-Est Créteil) (France)
Basile Koumouhewa FAST / UAC (Bénin)
Bérangère Lartigue Université Toulouse III Paul Sabatier (France)
Brahim Benhamou Université-Cadi-Ayyad, Marrakech (Maroc)
Christophe Awanto EPAC / UAC (Bénin)
Christophe Menézo LOCIE (France)
Clément Ahouannou EPAC / UAC (Bénin)
Daniel Egbe Linz IOSC (Autriche)

Daniel Rousse	ETS Montréal (Canada)
Daniel Yamegueu	2iE (Burkina Faso)
Didier Dalmazzone	ENSTA-ParisTech (France)
Donatien Njomo	Université de Yaoundé 1 (Cameroun)
Eléonore Yayi	FAST / UAC (Bénin)
Emmanuel Ramde	KNUST / Kumasi (Ghana)
Emmanuel Tanyi	FET / Université de Buea (Cameroun)
Francois-Xavier Fifatin	EPAC / UAC (Bénin)
Frédéric Kuznik	INSA Lyon (France)
Frédéric Lontsi	FGI / Université de Douala (Cameroun)
Gédéon Chaffa	EPAC / UAC (Bénin)
Geoffrey Promis	Université de Picardie Jules Verne (France)
George J. Nasr	Université Libanaise (Liban)
Gerard Jeandel	ESSTIN (France)
Gilles Roy	Université de Moncton (Canada)
Hasna Louahlia –Gualous	LUSAC, Université de Caen (France)
Iolanda Colda	UTCb (Roumanie)
Jamel Orfi	King Saud Université (Arabie saoudite)
Jean Gaston Tamba	IUT / Université de Douala (Cameroun)
Jean-Pierre Ploteau	IUT de Lorient (France)
Jean-Luc Harion	EMD (France)
Jean-Philippe Tagutchou	PROVADEMSE-INSAVALOR (France)
Johnny Deschamps	ENSTA - ParisTech (France)
Kévy Johannes	INSA Lyon (France)
Koffi-Sa Bedja	Université de Lomé (Togo)
Kokouvi Edem N'Tsoukpoe	2iE (Burkina Faso)
Latif Fagbemi	EPAC / UAC (Bénin)
Laurent Royon	Université Paris 7 (France)
Lingai Luo	Université de Nantes (France)
Lionel Tessé	ONERA (France)
Malahimi Anjorin	EPAC / UAC (Bénin)

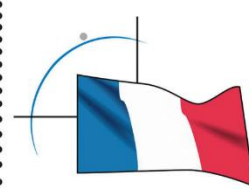
Michel Dossou	EPAC / UAC (Bénin)
Mohammed El Ganaoui	Université de Lorraine (France)
Nizar Ben Salah	ESSTT (Tunisie)
Nolwenn Le Pierrès	Université Savoie Mont-Blanc (France)
Ousmane Sow	ESP (Sénégal)
Pascal Stouffs	LaTEP, Université de Pau et des Pays de l'Adour, (France)
Paul Byrne	LGCGM, Université de Rennes 1 (France)
Pierre Neveu	UPVD (France)
Pierre-Luc Paradis	ETS (Canada)
Reda Djebbar	CannetEnergies / RNC (Canada)
Ruben Mouangue	IUT / Université de Ngaoundéré (Cameroun)
Sadok BenJabrallah	Faculté Science Bizerte (Tunisie)
Stéfan Van Vaerenberg	ULB (Belgique)
Stéphane Lassue	Université d'Artois (France)
Thierry Godjo	IUT de Lokossa / USTIMA (Bénin)
Thierry Maré	LGCGM, Université de Rennes 1 (France)
Touré Siaka	Université de Cocody (Côte d'Ivoire)
Victor Gbaguidi	EPAC /UAC (Bénin)
Vincent Goetz	CNRS / PROMES (France)
Vincent Prodjintono	EPAC / UAC (Bénin)
Vincent Sambou	CIFRES (Sénégal)
Xavier Py	UPVD (France)
Yao Ketowoglo Azoumah	KYA-Energy Group (Togo)

PARTENAIRES & SOUTIENS

Sous le patronage de



Organisation
des Nations Unies
pour l'éducation,
la science et la culture



• avec le soutien
• de la Commission
• nationale française
• pour l'UNESCO

En partenariat avec

L'Institut Universitaire et Technologique de Saint-Malo,
Université de Rennes 1, France



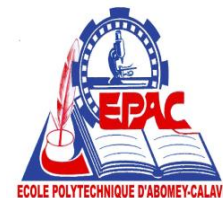
Le Laboratoire de Procédés Innovants pour l'Energie
Durable (PIE), Bénin



Le Laboratoire de Génie Civil et de Génie Mécanique
(LGCGM), INSA de Rennes, France



L'Ecole Polytechnique d'Abomey-Calavi, Bénin



L'Université d'Abomey-Calavi, Bénin



Le groupement ASEMI (fusion des entreprises ASE-
African Solar Energy, et de MIERT- Matériel Industriel
Etude Et Réalisation Technique), Bénin



ANSOLE – African Network for Solar Energy, Allemagne



KYA-Energy Group, Entreprise des technologies solaires
et énergétiques, Togo



L'Université des Comores, Comores



EBOFSolar – Entreprise des technologies solaires,
Burkina Faso



L'Agence Régionale pour les Energies Renouvelables et
l'Efficacité Energétique, Bénin



ESEEB – Entreprise de Services Electriques et
Energétiques du Bénin, Bénin



SMA ACADEMY – Fournisseur Allemand en Equipements
d'Energie Solaire et en Formation, Allemagne



Et le soutien et l'accompagnement de

L'Ecole Supérieure des Métiers des Energies Renouvelables (ESMER), Bénin

L'Institut Universitaire et Technologique de Saint Malo,
Université de Rennes 1, France



FIFA, Société de production d'eau minérale « Eau,
Environnement » au Bénin



Du Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique, Bénin

Du Ministère de l'Energie, Bénin

PRÉAMBULE

L'Ecole Supérieure des Métiers des Energies Renouvelables (ESMER) et son Laboratoire de Procédés Innovants pour l'Energie Durable (Labo-PIE) ont la joie d'accueillir tous les participants à la quatrième édition du Colloque International Francophone en Energétique et Mécanique (CIFEM) 2018.

Ce colloque permettra d'apporter les éléments scientifiques les plus récents permettant de comprendre les mécanismes et les multiples facteurs intervenant dans le développement et l'intégration des projets énergétiques. Le cadre offert par le CIFEM accentuera les échanges et les collaborations scientifiques pour les jeunes chercheurs et doctorants Francophones. Le CIFEM est aussi une occasion de rencontres d'envergure mondiale entre acteurs publics et privés, chercheurs, entreprises locales/nationales et internationales, centres de recherche, collectivités territoriales. Ce colloque verra la participation d'éminents chercheurs d'Afrique, d'Europe, d'Amérique et offre au Bénin l'opportunité d'une grande visibilité scientifique et technologique qui impactera durablement l'enseignement supérieur, la recherche scientifique et le secteur énergétique.

En proposant d'organiser le colloque CIFEM 2018 à Cotonou au Bénin, nous voulons davantage donner une vitrine aux recherches de qualité, développées sur le sol béninois, notamment à l'ESMER mais aussi dans les Universités du Bénin. C'est l'occasion pour les pays Francophones : Bénin, France, Cameroun, République Centrafricaine, Djibouti, Comores, Maroc, Madagascar, Canada, Burkina Faso, Belgique, Sénégal ... ainsi que pour le Ghana, de s'associer à ces journées d'échanges scientifiques.

Au regard du caractère international des assises et de l'importance de l'enjeu au plan de la recherche et de la technologie dans le secteur de l'énergie, l'équipe organisatrice a souhaité placer ce colloque sous le thème « **l'accès durable aux services énergétiques au sud** ». L'énergétique des systèmes solaires et frigorifiques, l'efficacité énergétique et le stockage, le transport, la distribution et la stabilité des réseaux électriques, la mécanique des fluides et la combustion, l'économie et la politique de l'énergie, les énergies renouvelables en Afrique, spécifiant clairement les priorités et actions de développement d'infrastructures énergétiques du Bénin.

Nous avons reçu 86 résumés et les actes du colloque comportent 36 communications d'auteurs et co-auteurs venant de 15 pays francophones. Les communications de ce recueil ont été soumises à un comité de lecture afin de garantir une haute qualité scientifique. Nous espérons que celles-ci contribueront activement aux avancées dans le domaine de l'énergétique et de la mécanique. Nous remercions grandement les membres du comité scientifique qui ont assuré dans des conditions particulières, l'évaluation et la relecture des articles de ces actes.

L'organisation de cette quatrième édition du CIFEM et la qualité de l'accueil que nous souhaitons vous réserver n'auraient pas été possibles sans le soutien multiforme de nos différents partenaires cités dans les documents joints à ces actes et sans le travail des enseignants, enseignants-chercheurs et des personnels administratifs et techniques des établissements co-organisateur.

Ce colloque a reçu le haut patronage de l'UNESCO et le haut parrainage du Ministre de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique du Bénin.

En vous remerciant pour vos travaux et votre présence, nous vous souhaitons un bon colloque.

Thierry MARE et Armand FOPAH-LELE
Au nom du comité local d'organisation



MOT DU DIRECTEUR GÉNÉRAL DE L'ESMER

Monsieur le Président du Comité permanent du Colloque International Francophone en Energétique Mécanique (CIFEM), Monsieur Yao AZOUMAH, Président du Conseil Scientifique et Pédagogique de l'ESMER, Mesdames et Messieurs les éminents chercheurs, Distingués invités.

C'est avec un très grand plaisir et un immense honneur que je viens vous apporter le salut de l'Ecole Supérieure des Métiers des Energies Renouvelables (ESMER), au nom de Monsieur Félix EBO, Président du Conseil d'Administration de l'ESMER. C'est aussi avec un grand intérêt scientifique que l'énergéticien et gestionnaire d'entreprise que je suis participe à l'ouverture de votre colloque, la quatrième édition que l'ESMER accueille aux côtés de ses partenaires universitaires, venus d'Afrique, d'Europe et d'Amérique.

Le Comité local d'organisation, par ma voie, est heureux de vous accueillir dans un pays d'hospitalité légendaire, appelé jadis Quartier latin de l'Afrique à cause de ses merveilles et de ses performances intellectuelles. Il vous invite durant votre séjour à découvrir ce beau pays pourvu de richesses immenses et diversifiées.

En effet, voici un peu plus d'un an et demi que l'ESMER a eu le privilège de se voir attribuer l'organisation de ce grand rendez-vous scientifique et technologique. Quelle satisfaction de constater que ce projet a avancé et s'est structuré pour avoir son aboutissement en ce jour mémorable pour, d'une part, offrir l'occasion d'un rapprochement entre chercheurs et enseignants chercheurs francophones travaillant dans des laboratoires publics ou privés, universitaires ou industriels, afin de faire partager à tous, les expériences ou les interrogations de chacun, et d'autre part, permettre aux chercheurs de nos pays du sud de participer à un colloque d'envergure internationale. Nous en sommes fiers, mon équipe et moi-même.

Les pays africains et particulièrement le Bénin envisagent des stratégies optimales à adopter pour résorber définitivement leur situation de déficit énergétique criard. L'Ecole Supérieure des Métiers des Energies Renouvelables (ESMER), en proposant une éducation de qualité pour booster le développement de la recherche et l'innovation dans le domaine des énergies renouvelables et de l'efficacité énergétique, offre une des solutions adéquates à cette situation de déficit énergétique.

Le thème « **Accès durable aux services énergétiques au sud** », choisi au titre de cette 4^{ème} édition, fait partie intégrante des questions de développement qui se posent à l'humanité et les solutions nécessaires ne seront disponibles que grâce aux hommes de science et aux responsables politiques qui ont en partage le combat pour la vérité scientifique.

Cette vérité scientifique, qui est une combinaison de la recherche appliquée et de la recherche fondamentale, est un véritable moteur pour les initiatives de développement socio-économique de nos différents pays et a pour finalité, la satisfaction des besoins fondamentaux des êtres humains, le maintien et l'amélioration des fonctions sociales et le relèvement du niveau de vie des populations.

Les travaux du présent colloque vont concourir directement à l'atteinte de cette finalité qui constitue l'un des objectifs prioritaires de développement durable adoptés lors de la 21^{ème} Conférence des Parties (COP21) tenue en décembre 2015 à Paris.

C'est dire l'importance non seulement scientifique et technique mais aussi socio-politique et stratégique de ce colloque au cours duquel les échanges seront, je l'espère, d'un haut niveau scientifique pour permettre d'atteindre les objectifs fixés.

Au nom de toute l'équipe de l'ESMER et en mon nom propre, je remercie tous nos partenaires universitaires, scientifiques, techniques et industriels, les autorités politico-administratives de notre pays et les personnes de la société civile qui, de près ou de loin, ont contribué à l'effectivité de cet événement.

Je remercie la Ministre de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique et le Ministre de l'Energie qui ont accepté de parrainer cet événement. Je remercie particulièrement le Président de la République, son Excellence Patrice Athanase Guillaume TALON et le gouvernement de la Rupture pour leur implication dans la tenue de ce grand évènement scientifique mondial.

Enfin, je souhaite à tous les éminents chercheurs venus des pays étrangers, un paisible et agréable séjour dans notre beau pays, le Bénin.

Plein succès à vos assises.

Le Directeur Général de l'ESMER,

Bertin Codjo DJAÏTO

SOMMAIRE

Écoulements, transferts, efficacité énergétique et stockage

- ART-1-12** KABORE-KERE Amelie – FOPAH-LELE Armand – YAYA-NADJO Isdeen - DAHOU Gédéon **1**
Perspectives d'un système de caisson solaire avec stockage thermique
- ART-2-3** DJIMI Sandra - NZIKOU Jean-Mathurin - KHEIRI Abdelhamid **8**
Encrassement des échangeurs thermiques : proposition d'un modèle thermo-économique pour l'optimisation de la durée de fonctionnement avant nettoyage
- ART-2-10** BAHRANI Seyed-Amir - OSIPIAN Rémy - BONTEMPS André - ROYON Laurent - HUMBERSET Luc - AZZOUZ Kamel **13**
Intensification des mélanges et des transferts thermiques par advection chaotique
- ART-2-11** OSIPIAN Rémy - BAHRANI Seyed-Amir - ROYON Laurent - BONTEMPS André - FILAINE Frédéric - AZZOUZ Kamel **19**
Evolution dynamique et thermique de la charge / décharge d'un lit de billes de MCPs au sein d'une batterie thermique
- ART-2-67** SIMO TALA Jules Voguelin - RUSSEIL Serge - BOUGEARD Daniel **25**
Développement d'un concept innovant d'échangeur thermique pour le stockage dynamique de chaleur
- ART-2-84** KASSIM Mohamed Aboudou - BENHAMOU Brahim **31**
Effet du facteur de forme sur le renversement d'écoulement et sur les transferts dans un canal vertical asymétrique
- ART-2-90** ROYON Laurent - BINTEIN Pierre Brice - LHUISSIER Henri - MANGENEY Claire - DEROUICH Sara - TROSEILLE Joachim - MONGRUEL Anne - BEYSENS Daniel **37**
Condensation et coalescence de gouttelettes d'eau : application à la collecte d'eau de rosée
- ART-3-59** KIBONG Marius Tony - TAMBA Jean Gaston - DJANNA Francis Lénine - MONKAM Louis **43**
Modélisation de la dispersion et de l'atténuation atmosphérique des polluants dans la centrale thermique de Dibamba-Douala

ART-5-72	VAN VAERENBERGH Stéfan - DI PACE Salvatore - GALAND Quentin - TZEVELECOS Wassilis <i>Etude expérimentale de l'utilisation de liquide auto remouillant et de nanofluides pour l'optimisation de heatpipes</i>	49
ART-6-8	N'TSOUKPOE Kokouvi Edem - LE PIERRES Nolwenn - SESHIE Yao M. - COULIBALY Yézouma <i>Comparaison technico-économique de fluides caloporteurs ou de stockage thermique pour une micro-CSP</i>	53
ART-10-34	TROSSEILLE Joachim - MONGRUEL Anne - ROYON Laurent - MEDICI Marie-Gabrielle - BEYSENS Daniel <i>Écoulement gravitaire de goutte de condensation sur substrat rugueux</i>	59

Systemes énergétiques, thermodynamique avancée et exergétique

ART-1-23	ADIHOU Coffi Wilfrid - ANJORIN Malahimi - HOUNGAN C. Aristide - AWANTO Christophe - SANYA A. Emile - VIANOU Antoine <i>Influence des dimensions d'ailettes d'un chauffe-eau solaire compact à absorbeur muni d'ailettes fonctionnant en thermosiphon sur le rendement thermique</i>	64
ART-1-48	NDAME NGANGUE Max - DANDO Luc - STOUFFS Pascal <i>Modélisation dynamique, conception et état d'avancement de la réalisation d'un moteur Ericsson à air chaud à cycle de Joule et à pistons liquides</i>	70
ART-1-56	NGOCK Roméo Hubert - TAMBA Jean Gaston - NDJAKOMO Salomé <i>Contribution à l'étude d'un système de réfrigération à absorption simple effet, utilisant le couple ammoniac / thiocyanate de sodium (NH₃/NaSCN), et fonctionnant avec un détendeur mécanique</i>	76
ART-1-75	BYRNE Paul - BAZANTAY Frédéric - GHOUBALI Redouane <i>Etude d'un chauffe-eau thermodynamique au propane</i>	81
ART-1-77	HEYIHIN Georges - AWANTO Christophe - ANJORIN Malahimi - HOUNGAN Aristide - LANZETTA François <i>Etude thermodynamique d'un Stirling Duplex</i>	87

ART-2-91	DIABY Ahmadou Tidiane - BYRNE Paul - LOULERGUE Patrick - BALANNEC Béatrice - SZYMCZYK Anthony - MARE Thierry - SOW Ousmane <i>Utilisation du R290 et du R1234yf dans une thermofrigopompe pour la production de froid et le dessalement</i>	93
ART-8-80	NEVEU Pierre - GROSJEAN Antoine - THOMAS Laurent - SOUM-GLAUDE Audrey <i>Analyse exergetique des convertisseurs d'énergie solaire concentrée</i>	99
ART-11-66	HASSAN DAHER Dr. Daha - GAILLARD Léon - MENEZO Christophe <i>Évaluation expérimentale de la dégradation des performances d'une centrale solaire PV fonctionnant dans un climat désertique maritime</i>	105
ART-11-88	AREDJODOUN Jacques - HOUNDEDAKO Sossou - CHABI- SIKA Karimou - ESPANET Christophe - VIANOU Antoine <i>Dimensionnement optimal de la génératrice synchrone à aimants permanents à concentration de flux pour le petit éolien</i>	110

Matériaux et thermique du bâtiment

ART-2-47	PROMIS Geoffrey - FREITAS-DUTRA Lorena - DOUZANE Omar - TRAN LE Anh Dung - LANGLET Thierry <i>Influence de l'hystérésis hydrique sur les transferts de masse au sein de matériaux de construction bio-sources</i>	116
ART-2-58	RAHMOUNI Imen - PROMIS Geoffrey - R'MILI Abdelhamid - BEJI Hassen - LIMAM Oualid <i>Des déchets d'incinérateurs à la fabrication de bétons écologiques</i>	122
ART-2-60	FREPPPEL Wirich - PROMIS Geoffrey - DOUZANE Omar - TRAN LE Anh Dung - LANGLET Thierry <i>Développement d'une plateforme expérimentale à réponse thermique variable</i>	128
ART-3-13	DJIKOU M. Sylvain - HOUNGAN C. Aristide - ANJORIN Malahimi - VIANOU Antoine <i>Caractérisation phonique des matériaux locaux de construction des bâtiments résidentiels au Bénin par la méthode du tube de Kundt</i>	134

ART-3-14 OBAHOUNDJE Salomon - HOUNGAN C. Aristide - DJOSSOU A. Armand - DJIKOU M. Sylvain - ANJORIN Malahimi - VIANOU Antoine **139**
Revue de littérature sur l'Influence de l'inertie thermique des matériaux locaux de construction sur le confort thermique des occupants : cas du Bénin

ART-3-63 AMARA Ines - MAZIOUD Atef - MHIMID Abdallah **146**
Caractérisation thermique d'un matériau de construction bio-composite : plâtre renforcé avec des fibres naturelles de bois de palmier

Politique de l'énergie, énergies renouvelables

ART-2-57 DAHOU Gédéon - FOPAH LELE Armand - KABORE KERE Amelie - YAYA NADJO Isdeen **152**
Recherche et développement de technologie hydrogène et pile à combustible à l'ESMER

ART-3-92 ROUSSE Daniel - YAN Charlotte - GLAUS Mathias - ILINCA Adrian - IBRAHIM Hussein -CHANDRA Amrish - ZEDNIK Ricardo - AGBOSSOU Kodjo - HAILLOT Didier **157**
Analyse décisionnelle multicritères pour déterminer un système de chauffage de remplacement dans les collectivités éloignées du Nunavik

ART-9-33 GUEFANO Serge - TAMBA Jean Gaston - MONKAM Louis - BONOMA Beguide **163**
Prévision de la demande en électricité dans le résidentiel au Cameroun en utilisant le modèle de régression multilinéaire

ART-9-76 SAPNKEN Flavian Emmanuel - TAMBA Jean Gaston - NDJAKOMO Essiane Salomé **169**
Modélisation et prévision de la demande de supercarburant au Cameroun à l'aide de modèles de régression multilinéaires

ART-11-24 ZOUMENOU S.M.T. Lionel - ADIHOU Coffi Wilfrid - ANJORIN Malahimi - AWANTO Christophe - HOUNGAN C. Aristide - VIANOU Antoine **176**
Modélisation du potentiel solaire thermique d'Abomey-Calavi par la fonction Gaussienne et la fonction polynôme sur une surface inclinée

ART-11-37	FOPAH-LELE Armand - KABORE-KERE Amelie - YAYA-NADJO Isdeen - DAHOU Gédéon M. - EBO Félix Comlan <i>Technologie hydrogène en Afrique sub-Saharienne: Perspectives pour l'électricité</i>	181
ART-11-69	HOUNLONON Montcho Crépin - KOUCHADE Clément A. - KOUNOUHEWA Basile B - TONOUEWA Murielle <i>Caractérisation technologique des bois de Cedrela Odorata, de Ceiba Pentandra, et de Terminalia Superba du Bénin en vue de leur valorisation</i>	186
ART-11-70	HOUNLONON Montcho Crépin - KOUCHADE Clément A. - KOUNOUHEWA Basile B - TONOUEWA Murielle <i>Caractérisation technologique d'une essence de bois du Bénin à vocation bois énergie, actuellement utilisé comme bois d'œuvre : Acacia Auriculiformis</i>	193
ART-11-74	FAHAD Maoulida - KASSIM Mohamed Aboudou - RAKOTO Joseph Onymihamina - EL GANAOUI Mohammed <i>Dimensionnement d'un système hybride PV / générateur diesel pour l'alimentation électrique d'un pylône de télécommunication aux Comores</i>	200
ART-11-85	AZA-GNANDJI Maurel - FIFATIN François-Xavier - DUBAS Frederic - ESPANET Christophe - VIANO Antoine <i>Etude du potentiel énergétique éolien offshore du Bénin</i>	206

PERSPECTIVES D'UN SYSTEME DE CUISSON SOLAIRE AVEC STOCKAGE THERMIQUE

Amelie **KABORE-KERE**^a, Armand **FOPAH-LELE**^a, Isdeen **YAYA-NADJO**^a, Gédéon M. **DAHOU**^a

^a Laboratoire de Procédés Innovants pour l'Énergie Durable (PIE), École Supérieure des Métiers des Énergies Renouvelables (ESMER), 071 BP 004
Zogbo, Cotonou, Bénin

RÉSUMÉ

En vue de contribuer à la protection de l'environnement et de participer au renforcement de la sécurité énergétique, ce travail est axé sur l'utilisation de l'énergie solaire dans la cuisson domestique. Après avoir fait une description des différents procédés de cuisson solaire existants, les avantages liés à l'intégration d'un stockage de chaleur thermique dans ces procédés sont présentés. Les systèmes de cuissons solaire à focalisation indirecte, basés sur la concentration du rayonnement solaire, à partir d'un capteur à concentration, avec l'unité de cuisson placé au niveau de la zone focale représentent la meilleure option en vue de l'intégration d'un stockage thermique.

L'article met l'accent sur l'utilisation de matériaux naturels ou recyclés locaux dans la conception du stockage thermique; il s'agit d'un axe prometteur dans une perspective de développement durable. Le projet de conception ainsi que les perspectives de recherche et développement sur la problématique sont présentés.

Mots Clés : cuisson solaire, stockage d'énergie thermique, matériau de stockage d'énergie thermique, matériaux naturels et recyclés, fluide caloporteur.

1. INTRODUCTION

L'augmentation des besoins énergétiques et les mesures de renforcement de la sécurité énergétique incitent les populations à une prise de conscience de la situation énergétique et de la nécessité de protéger l'environnement. Il y a une préoccupation croissante de lutter contre la déforestation dans les pays en développement. L'Afrique est indexée de nos jours, comme le continent où le niveau de développement est encore faible. Cette situation est directement liée au taux d'accès à l'énergie sur le continent [1-2]. Plus de 14% de la population mondiale réside en Afrique avec un accès à l'énergie limité à 35 % de celle-ci [3]. D'après les estimations, ces chiffres sont appelés à croître ; d'ici 2050, la population africaine avoisinerait 1,9 milliard soit une augmentation de 46 %, ce qui impliquerait un accroissement de la demande énergétique déjà pas satisfaisante [4-5]. Ces chiffres montrent le besoin pressant de répondre à la question énergétique, puisqu'il apparaît aujourd'hui comme un impératif au développement et à la croissance économique du continent [6].

Pour remédier à ce problème, la plupart des pays développe des politiques énergétiques axées sur les énergies renouvelables.

Dans le milieu domestique, s'installe une nécessité croissante de développer des méthodes de cuissons alternatives, en remplacement des techniques de cuissons conventionnelles polluantes et parfois néfastes pour la santé. En effet, les besoins en énergie pour la

cuisson dans les pays en développement sont pour la plus part couverts par la combustion du bois, du charbon, des résidus agricoles ainsi que des tourteaux dans les zones rurales, tandis le gaz ou l'électricité sont principalement utilisés dans les zones urbaines [7]. La coupe de bois destinée aux fins de cuisson contribue à la destruction annuelle de près de 16 millions de tonnes d'hectares de forêt, ce qui provoque une pollution de l'air intérieur [8-10].

L'énergie solaire est connue comme une source inépuisable dont le rayonnement solaire quotidien moyen de plus de 5 kWh/m² permettra, à partir du développement de technologies adéquates, de répondre aux besoins énergétiques des pays d'Afrique subsaharienne [11]. Cependant la nature intermittente de celle-ci nécessite et/ou impose le besoin de stocker l'énergie afin d'être en phase avec la demande d'une part et d'offrir des performances technologiques acceptables d'autre part. Cette situation devrait conduire au développement de procédés de stockage sur la plus part des technologies exploitant les sources renouvelables.

Dans cette optique, les travaux présentés sont axés sur le développement de procédés de stockage thermique dans la cuisson solaire. En plus de contribuer à la protection de l'environnement par la réduction de la consommation du bois, le stockage thermique permettra de s'affranchir sur le plan social, de travaux lourds de collecte du bois et de réduire les problèmes de santé des populations, liés à la fumée dégagée par la

* auteur correspondant

Adresse électronique : amelie.kabore@esmer-benin.org

combustion du bois ou du charbon. Il représente également une alternative à l'exposition au soleil pour une cuisson en temps réel, protégeant ainsi des risques de brûlures aux yeux qui peuvent résulter d'un contact visuel prolongé avec le point focal de concentration du rayonnement solaire, selon la technologie de cuisson solaire utilisée.

Cette étude fait le tour d'horizon des technologies de cuisson solaire existantes, explore leur adéquation avec des systèmes de stockage thermique et prospecte leur intégration en milieu sub-Saharien. Le but est de s'orienter vers des solutions technologiques adaptées au contexte local africain. Pour satisfaire la demande des populations, les nouvelles technologies de cuissons devraient être accessibles à faible coût en plus de répondre aux critères associés au développement de modes de vies de plus en plus urbaines. Un projet de conception est ainsi décrit.

2. LES DIFFERENTES TECHNOLOGIE DE CUISSONS SOLAIRES

Trois types de systèmes solaires sont cités et classés suivant leur modèle; ce sont les systèmes de cuissons solaires à focalisation directe, les systèmes de cuissons solaires indirects et les fours solaires.

2.1. LES SYSTEMES DE CUISSONS SOLAIRES À FOCALISATION DIRECTE

Les systèmes de cuissons solaires à focalisation directe sont des systèmes à concentration; le principe repose sur la focalisation et la concentration de la lumière du soleil sur un récepteur grâce à un réflecteur. Le rayonnement solaire provenant d'une zone d'ouverture large est réfléchi et concentré sur la zone réceptrice où est placé l'ustensile de cuisson qui absorbe l'énergie pour faire cuire les aliments qu'il contient. Un agencement du réflecteur est aménagé de sorte à permettre une inclinaison de celui-ci vers le soleil tandis que l'ustensile de cuisson reste placé au niveau de la zone focale. Parmi les types de réflecteurs utilisés dans les systèmes à focalisation directe, on retrouve les réflecteurs paraboliques, les réflecteurs sphériques, les réflecteurs à miroir plan, les réflecteurs à miroir de Fresnel. La figure 1 illustre les différentes technologies. Les systèmes de cuissons à focalisation directe sont peu coûteux à construire et peuvent atteindre des températures élevées dans un court intervalle de temps. Néanmoins, leur fonctionnement est limité pendant les périodes non ensoleillée. Cet d'inconvénient peut être corrigé par l'utilisation d'un système de stockage thermique. Des inconvénients tels que la dégradation de la surface du matériau réfléchissant, des risques d'incendie en raison des températures élevées au niveau de la zone focale, ainsi que des risques de brûlures aux yeux sont cités dans les références [12-13]. La plupart des réflecteurs pour cuissons solaires concentre le rayonnement solaire sous le récepteur, quelques-uns focalisent le rayonnement au-dessus du récepteur [14].

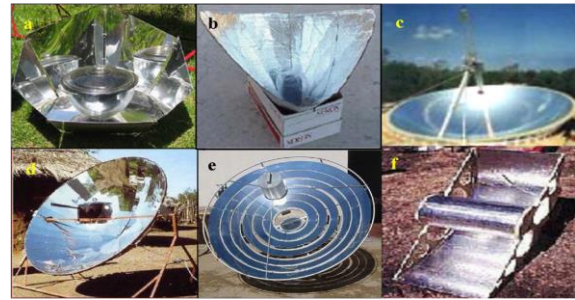


Fig. 1. Systèmes de cuissons solaires à focalisation directe: (a) capteur plan, (b) capteur plan en entonnoir, (c) réflecteur sphérique, (d) réflecteur parabolique, (e) miroir de Fresnel et (f) capteur cylindro-parabolique [14]

2.2. LES SYSTEMES DE CUISSONS SOLAIRES INDIRECTS

Les systèmes de cuissons solaires à focalisation indirects sont des cuisinières solaires construites de manière à ce que les capteurs d'énergie solaire soient séparés des récipients de cuisson. Un fluide de transfert est donc nécessaire pour amener l'énergie vers l'ustensile de cuisson [15].

Le capteur d'énergie solaire est généralement placé sur le toit, tandis que le récipient de cuisson peut être placé à l'intérieur. Cependant pour limiter les pertes thermiques entre les deux zones, il convient de limiter la distance de séparation. De plus, une proximité entre le récipient de cuisson et le capteur d'énergie permet d'éviter les contraintes de circulation du fluide de transfert, le mouvement du fluide pouvant être généré simplement par convection naturelle.

Ce système présente l'avantage d'une cuisson à l'intérieur, protégeant ainsi d'une exposition prolongée au rayonnement solaire et des risques de blessures aux yeux. Cependant l'utilisation d'un fluide de transfert conduit à une augmentation du coût de construction. Néanmoins, dans un système de cuisson à focalisation indirecte, l'intégration d'une unité de stockage thermique paraît plus facile.

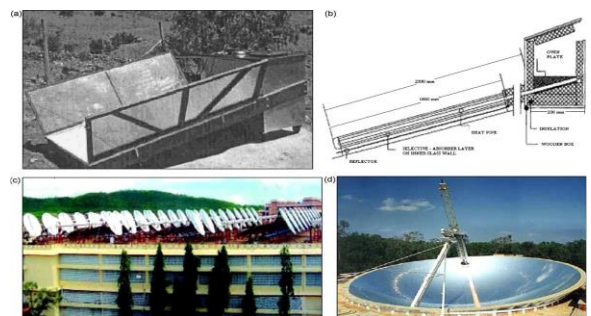


Fig. 2. Systèmes de cuissons solaires indirects: (a) avec collecteur à plaques planes, (b) avec collecteur à tubes sous vide, (c) concentrateurs paraboliques à Tirumala Tirupati Devasthanam et (d) réflecteurs sphériques à Auroville [14]

2.3. LES FOURS SOLAIRES

Les fours solaires sont des caissons isolés thermiquement qui permettent la cuisson grâce à un phénomène d'effet de serre. La face supérieure du caisson est un vitrage plastique ou en verre exposé aux rayons du soleil. Le rayonnement solaire est absorbé à l'intérieur du caisson et assure le chauffage des parois intérieures, généralement de couleurs sombres. La chaleur ne pouvant s'échapper du vitrage, l'enceinte du système devient chaude. La cuisson des aliments est ainsi assurée dans le récipient qu'il contient. Des miroirs d'appoint peuvent être disposés autour du vitrage afin de diriger davantage le rayonnement solaire vers l'enceinte du four. L'avantage des fours solaires est qu'ils utilisent à la fois les composants directs et diffus du rayonnement solaire, de plus aucun suivi solaire n'est nécessaire pour focaliser le rayonnement. Des températures de fonctionnement d'environ 200°C peuvent être atteintes avec ces fours solaires lorsque des miroirs d'appoint sont utilisés. Ces températures sont adéquates pour la cuisson de la plupart des types de nourriture.

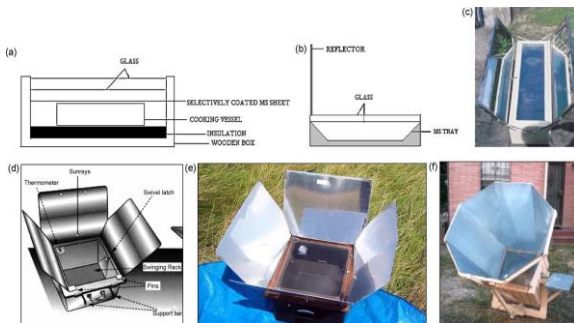


Fig. 3. Fours solaires: (a) sans réflecteur, (b) avec des réflecteurs simples, (c) avec des doubles réflecteurs, (d) avec trois réflecteurs, (e) avec quatre réflecteurs et (f) avec huit réflecteurs [14]

3. PROCÉDES DE STOCKAGE THERMIQUE POUR CUISSONS SOLAIRES

L'objectif de ce travail est de démontrer la faisabilité d'un procédé innovant pour le stockage thermique de l'énergie solaire pour la cuisson solaire. Le stockage thermique permet la cuisson des aliments pendant les périodes non ensoleillées, améliorant ainsi l'utilité du système. Pour qu'un système de cuisson solaire soit accepté et adopté dans la plupart des ménages, plusieurs objectifs doivent être atteints : la cuisson doit être faite à l'intérieur ; elle devra conduire à une réduction de l'utilisation de l'énergie conventionnelle, la cuisson peut être effectuée à n'importe quel moment de la journée, le temps pris pour la cuisson doit être comparable au temps de cuisson conventionnelle au gaz, au charbon ou au bois [13].

L'énergie thermique peut être stockée sous forme de variation de l'énergie interne d'un matériau en chaleur sensible, en chaleur latente et thermochimique ou selon une combinaison de ces formes de stockage. En effet tout matériau possède la capacité de stocker ou de libérer de la chaleur via un transfert thermique. Les options viables de stockage d'énergie thermique pour la cuisson solaire sont le stockage par chaleur

sensible et le stockage par chaleur latente. Bien qu'offrant généralement, des densités énergétiques élevées, le stockage thermochimique est relativement complexe du point de vue technologique; de la mise en œuvre des étanchéités [16-17]. Le stockage par chaleur latente offre des densités de stockage généralement plus élevées (5 à 10 fois supérieures) que le stockage par chaleur sensible [18]. Cependant, la conception et la sélection des médias sont plus difficiles et l'expérience menée avec des sels à basses températures de fusion a montré que les performances du matériau peuvent se dégrader après un faible nombre de cycles. De plus, d'autres problématiques telles que la corrosion du contenant sont à considérer. Par ailleurs, si l'on considère uniquement les propriétés thermiques pour le choix des matériaux, le stockage en chaleur sensible n'est pas la meilleure option en termes de densité d'énergie, les valeurs les plus élevées sont pour le stockage thermochimique. Si d'autres paramètres tels que le coût, la complexité du système, la disponibilité des matières sont également pris en compte, le stockage par chaleur sensible apparaît comme une alternative viable. Outre l'encombrement, le stockage thermique par chaleur sensible est une technologie facile à mettre en œuvre. Elle peut s'avérer peu chère pour les basses températures.

Dans le stockage par chaleur sensible, la chaleur est stockée en chauffant un matériau ou extraite par refroidissement sans changement dans sa phase. La capacité calorifique spécifique du matériau et l'évolution de la température pendant le cycle de chauffage ou de refroidissement détermine la quantité de chaleur qui peut être stockée dans un volume donné. Les matériaux de stockage par chaleur sensible se divisent en deux catégories : les liquides et les solides [19].

Les matériaux liquides cités sont le silicium liquide, les huiles minérales de synthèse, et les sels de nitrates. Les huiles minérales sont les moins coûteuses (0,24 €/kg), elles sont adaptées pour des températures inférieures à 300°C. Les huiles de silicone sont assez chères (4,05 €/kg). Cependant d'un point de vue environnemental, elles paraissent plus intéressantes que les huiles synthétiques (2,4 €/kg) classées comme matières dangereuses.

Parmi les technologies de stockage thermique par chaleur sensible à partir d'un liquide, la solution de stockage dénommée deux cuves de sels fondus est la plus mature [20-22]. Un sel fondu, binaire ($\text{NaNO}_3/\text{KNO}_3$) ou ternaire ($\text{Ca}(\text{NO}_3)_2/\text{NaNO}_3/\text{KNO}_3$) ou ($\text{NaNO}_2/\text{NaNO}_3/\text{KNO}_3$) est utilisé en chaleur sensible. Il transite d'une cuve dite froide à une cuve dite chaude via un échangeur selon que l'on stocke ou déstocke l'énergie. Néanmoins, les sels de nitrates présentent des problèmes potentiels de corrosion et d'étanchéité. De plus, les sels fondus ont généralement des points de fusion élevés, et un chauffage de maintien est nécessaire pour les garder liquides en dehors des périodes de fonctionnement du système [23]. Des recherches sont en cours vers le développement de nouveaux mélanges de sels avec des points de solidification en dessous de 100°C [24].

Les matériaux solides sont généralement utilisés en garnissage avec un fluide caloporteur. Parmi ceux-ci, le béton et les céramiques sont couramment utilisés. Le béton est surtout choisi en raison de son faible coût (80 €/tonne), sa disponibilité et sa facilité de mise en œuvre. Par ailleurs, la faible conductivité thermique du béton impose de noyer un échangeur multitubulaire en acier

[25]. Cette contrainte technique accroît de manière significative l'investissement financier. Ce type de stockage a été testé à la plateforme Solaire d'Almeria (PSA) en Espagne, pour des températures pouvant atteindre 400°C.

Les céramiques réfractaires sont, quant à elles, envisagées pour les plus hautes températures [26]. Cette technique développée dans l'industrie de la verrerie et de la métallurgie, est mature mais le prix très élevé des matériaux est manifestement rédhibitoire (4500-9000 €/tonne). En termes d'analyse du cycle de vie, les céramiques réfractaires présentent souvent des compositions peu respectueuses de l'environnement.

Les briques réfractaires de silice et de magnésie, sont également identifiées comme matériaux solides de stockage par chaleur sensible. Ces matériaux n'offrent aucun avantage par rapport au béton à basse température. La fonte offre une capacité thermique très élevée; ce type de stockage a été étudié par Nyahoro et al [27]. Même si elle est moins coûteuse que l'acier, le prix de revient de la fonte est à considérer dans le développement d'un stockage thermique pour cuisson solaire. Ramadan et al [28] ont développé un système de stockage utilisant du sable mais ce matériau entraîne une obstruction des tuyaux, crée de l'encastrement et engendre des coûts élevés de maintenance régulière. En prenant en compte les aspects économiques et environnementaux qui sont des critères prédominants, les matériaux ci-dessous cités deviennent peu attractifs. Des approches alternatives aux matériaux solides de stockage thermique par chaleur sensible ont été proposées depuis quelques années. Des matériaux céramiques issus du recyclage des déchets ont été développés [29]; ce type de matériaux à faible coût peut être obtenu, à partir de la valorisation des sous-produits industriels ou des matériaux en fin de vie issus du traitement des déchets. En effet, de nombreux matériaux sont produits comme sous-produits de procédés industriels basés sur des traitements à hautes températures, d'autres proviennent du traitement thermique de déchets industriels dangereux destinés à les inerte. Dans tous les cas, l'histoire thermique de ces matériaux leur confère généralement un comportement stable en température, leur origine des propriétés thermo-physiques valorisables et une grande disponibilité à un prix très attractif.

Dans la présente étude, le premier matériau candidat identifié est la latérite. Ce matériau a récemment été caractérisé pour le stockage thermique haute température destiné aux centrales solaires à concentration en Afrique de l'Ouest [30]. Il est utilisé directement ou en combinaison avec de la chaux permettant d'obtenir différentes sortes de céramiques réfractaires bien connus que sont principalement la mullite, l'anorthite ou la wollastonite. Ces matériaux offrent une grande durabilité et présente un caractère pertinent pour des applications de stockage thermique pouvant atteindre la gamme des hautes températures [31]. S'agissant de matériaux dont l'utilisation ne présente aucun conflit avec d'autres filières, ils présentent un potentiel important pour le développement de stockage thermique pour cuisson solaire en Afrique subsaharienne. Les latérites sont obtenues à partir de sols latéritiques qui se constituent la plupart du temps dans les zones tropicales chaudes et humides à long terme. Ils sont généralement de couleur rouge en raison d'une haute teneur en oxyde de fer, ils contiennent également des oxydes d'alumine, du quartz, de la kaolinite, de la goethite, du chlorite et du talc. La latérite couvre une vaste partie des pays de la zone tropicale humide d'Afrique. Dans ces pays, ce matériau est utilisé dans les travaux de construction de routes ou de maisons, cependant sa disponibilité est assez élevée pour la considérer comme matière première dans diverses applications sans conflit d'utilisation [32-33].

La teneur élevée en oxyde de fer dans les latérites, les rend susceptibles de développer une bonne conductivité thermique à l'issue de procédé d'élaboration de matériaux céramiques par fusion solidification [34]. Il s'agira donc d'une piste d'amélioration de la qualité du matériau à explorer en vue d'augmenter la performance du stockage thermique.

Table 1. Comparaison des propriétés thermo-physiques de la laterite aux autres matériaux de stockage thermique

Matériaux	Béton HT	Sels fondus	Céramiques HT industrielles	Céramique de déchets amiantés	Céramique de cendres volantes	Latérite
Masse volumique kg/m ³	2750	900-2600	3500	3120	2600	1806-1906
Capacité calorifique J/(kg.K)	916	1500	866	800-1034	735-1300	803-840
Conductivité thermique W/(m.K)	1,0	0,15-2,0	1,35	2,1-1,4	1,3-2,1	1,22-1,45
Prix €/tonne	80	750	4500-9000	8-10	10-1200	---

Dans le stockage par chaleur sensible avec des solides, le matériau est souvent sous forme de pores ou de lits et la chaleur est stockée ou extraite par l'écoulement d'un fluide à travers les pores solides ou les cavités du lit. Comme pour le matériau de stockage, il convient d'identifier un fluide de transfert qui répond aux critères environnementaux et écologique en vue de favoriser un développement durable des systèmes de cuissons solaires en Afrique. Le premier matériau candidat caloporteur recensé dans cette étude est l'huile de Jatropha. C'est une huile végétale non comestible, issue des graines de Jatropha par pression à froid. La plante de Jatropha se retrouve dans les zones tropicales et subtropicales. Elle est largement disponible dans les régions d'Afrique de l'Ouest.

L'huile de Jatropha a été étudiée comme fluide de transfert en substitution à l'huile thermique généralement utilisé dans les moteurs. En effet, elle présente une composition chimique assez proche des huiles thermiques : 95% de triglycérides et 5% d'acides gras, des stérols et des cires; cette composition est variable suivant l'origine.

Des études comparatives entre l'huile de Jatropha et des huiles commerciales bien établies actuellement utilisées dans les centrales solaires à concentration industriel ont été effectuées [35]. Récemment l'huile de Jatropha a été étudiée comme fluide de transfert dans le stockage thermique pour centrale solaire à concentration en Afrique de l'Ouest [36]. Les travaux menés ont montré une adéquation de cette huile pour des applications thermiques jusqu'à 210°C. Les principaux avantages cités de l'huile de Jatropha sont son caractère durable, sa disponibilité, sa densité énergétique élevée, son faible coût ainsi qu'une absence de conflit d'utilisation comparativement aux huiles comestibles telles que les huiles de maïs, de soja ou de palme.

L'intégration d'une unité de stockage de chaleur dans un système de cuisson solaire nécessite, de faire une étude de caractérisation en tenant compte des propriétés thermiques sur l'ensemble de la chaîne, de plus une étude des paramétrages géométriques devra être réalisée afin de définir les meilleures options pour la conception. Le laboratoire PIE de l'ESMER se penche sur la technologie à focalisation indirecte. Le design retenu pour le développement de la technologie est présenté sur la figure 4.

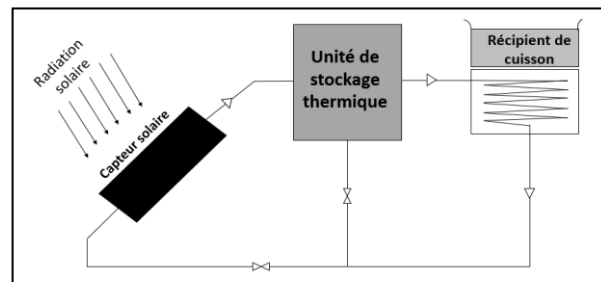


Fig. 4. Prototype d'un système de cuisson solaire avec unité de stockage thermique par chaleur sensible

Le système se compose d'un capteur solaire, d'une ligne de pompage contenant le fluide de transfert, d'une unité de stockage et d'une unité de cuisson. Un système de pompage fait circuler le fluide de transfert en partant de la zone de captage thermique, à travers des tuyaux qui doivent être isolés, vers l'unité de stockage thermique, puis vers le système échangeur de chaleur qui contient l'unité de cuisson. Pendant les heures ensoleillées le fluide caloporteur chauffé transite dans l'unité de stockage et transfère sa chaleur au matériau pour y être stockée. Puis, il traverse le système échangeur de chaleur qui contient le récipient de cuisson et assure la cuisson des aliments. Le fluide de transfert circule en boucle fermée. La chaleur emmagasinée dans l'unité de stockage doit être utilisée pour la cuisson le soir ou lorsque l'intensité du rayonnement solaire devient insuffisante.

Table 2. Comparaison entre les propriétés thermo-physiques de l'huile de Jatropha et celles des autres huiles de stockage thermique

Huile thermique	Therminol VP-1	Xcelterm 600	Syltherm XLT	Huile de Jatropha
Température maximale (°C)	400	316	260	-
Masse volumique à 40°C kg/m ³	1068	841	834	926
Masse volumique à 210°C kg/m ³	904	736	660	802
Conductivité thermique à 210°C (W/m.K)	0,11	0,13	0,06	0,11
Capacité calorifique Cp à 210°C J/(kg.K)	2075	2643	2171	2509
Prix €/tonne	25000	-	29400	835

3. CONCLUSION

Le stockage de l'énergie thermique apparaît aujourd'hui comme un facteur limitant pour un développement durable des systèmes de cuissons solaires. La technologie à focalisation indirecte est la mieux adaptée pour l'intégration d'une unité de stockage thermique. L'utilisation d'éco-matériaux et de fluide de transfert locaux à faible coût est une alternative viable vers le développement durable des systèmes de cuissons solaires et leur intégration dans les mœurs des populations. Il sera ainsi possible de cuisiner la nuit ou en dehors des périodes non ensoleillées. Les matériaux identifiés devront être caractérisés dans la plage de températures destinée à l'application afin de mesurer leurs propriétés thermo-physiques, de tester leurs compatibilités et d'étudier leurs durabilités. Des travaux de recherche et de développement sont à mener pour définir le design technologique le plus adapté et le plus compact, identifier les paramètres clés, tester les performances et expérimenter l'installation avec des recettes et plats représentatifs.

REFERENCES

- [1] Birol F, Cozzi L, Bromhead A, Barroni M. World Energy Outlook 2009-Executive summary. 1st ed. Paris - France: International Energy Agency (IEA); 2009.
- [2] Kauffmann C. Energy and Poverty in Africa. Paris: Organisation for Economic Co-operation and Development; 2005.
- [3] Pollet BG, Staffell I, Adamson K-A. Current energy landscape in the Republic of South Africa. *International Journal of Hydrogen Energy* 2015;40.
- [4] Eberhard A, Foster V, Briceno-Garmendia C, Ouedraogo F, Casmos D, Shkaratan M. Africa infrastructure country diagnostic, Underpowered: The State of the Power Sector in Sub-Saharan Africa. Washington, DC, USA: World Bank; 2008.
- [5] Eberhard A, Rosnes O, Shkaratan M, Vennemo H. Africa's Power Infrastructure: Investment, Integration, Efficiency. 1st ed. Washington, DC, USA: World Bank; 2011.
- [6] Dasappa S. Potential of biomass energy for electricity generation in sub-Saharan Africa. *Energy for Sustainable Development* 2011;15.
- [7] African Development Bank, African Union: oil and gas in Africa. Supplement to the African Development Report, 2009.
- [8] Burkhardt, J.J, Heath, G.A., Turchi, C.S.: Life cycle assessment of a parabolic trough concentrating solar power plant and the impacts of key design alternatives. *Environ. Sci. Technol.* 2011,45.
- [9] Pohekar SD, Kumar D, Ramachandran M. Dissemination of cooking energy alternatives in India—a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2005; 9:379–393.
- [10] Funk PA, Larson DL. Parametric model of solar cooker performance. *Solar Energy* 1998, 8, 62-63.
- [11] Azoumah, Y., Ramdé, E.W., Tapsoba, G., Thiam, S.: Siting guidelines for concentrating solar power plants in the Sahel: case study of Burkina Faso. *Sol. Energy.* 2010,84 :1545–1553.
- [12] A. Marwire Solar Thermal Energy Storage for Solar Cookers, Department of Physics and Electronics, Northwest University, Mmabatho, South Africa
- [13] U.R. Prasanna, L. Umanand Modeling and design of a solar thermal system for hybrid cooking application *Applied Energy*, 2011, 88:1740–1755.
- [14] R.M. Muthusivagami, R. Velraj, R. Sethumadhavan Solar cookers with and without thermal storage—A review *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2010, 14 : 691–701.
- [15] Mawire, A., 2009. Characterisation of a thermal energy storage system developed for indirect solar cooking. PhD thesis. North West University, Mafikeng, South Africa.
- [16] CSTB, “Comparaison Internationale Bâtiment Energie,” Rapp. Final, 2007.
- [17] A. Gil, M. Medrano, I. Martorell, A. Lázaro, P. Dolado, B. Zalba, and L. F. Cabeza, “State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1—Concepts, materials and modellization,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 2010, 14 : 31–55.
- [18] S. M. Hasnain, Review on sustainable thermal energy storage technologies, Part I: heat storage materials and techniques,” *Energy Convers. Manag.*, 1998, 39 : 1127–1138.
- [19] Y. M. Menghare and Y. M. Jibhakate, “Review On Sensible Heat Storage System Principle, Performance And Analysis, 2013, 2 : 3432–3435.
- [20] ECOSTAR, “European Concentrated Solar thermal Road-Mapping,” SES6-CT-2003-502578, 2003.
- [21] A. Leitner, “Fuel from sky. Solar Power's potential for western energy supply,” Rep. NREL/BK-550-32160, 2002.
- [22] U. Herrmann, B. Kelly, and H. Price, “Two-tank molten salt storage for parabolic trough solar power plants,” *Energy*, 2004, 29 : 5–6.
- [23] NREL, “Survey of Thermal Storage for Parabolic Trough Power Plants Period of Performance,” vol. NREL/SR-55, 2000.
- [24] S. Khare, M. Dell'Amico, C. Knight, and S. McGarry, “Selection of materials for high temperature sensible energy storage,” *Sol. Energy Mater. Sol. Cells*, 2013, 115 : 114–122.
- [25] D. Laing, D. Lehmann, M. Fiß, and C. Bahl. Test Results of Concrete Thermal Energy Storage for Parabolic Trough Power Plants. *J. Sol. Energy Eng.*, 2009, 131.
- [26] H. Singh, R. P. Saini, and J. S. Saini, “A review on packed bed solar energy storage systems,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 2010, 14, 1059–1069.
- [27] Nyahoro, P., Johnson, R., Edwards. Simulated performance of thermal storage in a solar cooker. *Sol. Energy*, 1997, 59 : 11–17.
- [28] Ramadan MRI, Aboul-Enein S, El-Sebaili AA. A model of an improved low cost indoor solar cooker in Tanta. *Solar and Wind Technology*, 1998, 5:387–93.
- [29] X. Py, N. Calvet, R. Olives, A. Meffre, P. Echegut, C. Bessada, E. Veron, and S. Ory, “Recycled Material for Sensible Heat Based Thermal Energy Storage to be Used in Concentrated Solar Thermal Power Plants,” *Journal of Solar Energy Engineering*, 2011;133.
- [30] Eric Serge Kenda, Xavier Py, Kokouvi Edem N'Tsoukpoe, Yezouma Coulibaly, Najim Sadiki Thermal Energy Storage Materials Made of Natural and Recycled Resources for CSP in West Africa Waste Biomass Valor, Springer 2017.
- [31] Kere, N. Sadiki, X. Py, V. Goetz, (2014). Applicability of thermal energy storage recycled ceramics to high temperature and compressed air

operating conditions, *Energy Conversion and Management*, 2014, 88 :113–119.

[32] Gidigas, M.D.: Mode of formation and geotechnical characteristics of laterite materials of Ghana in relation to soil forming factors. *Eng. Geol.* 1972, 6:79-150.

[33] Giorgis, I., Bonetto, S., Giustetto, R., Lawane, A., Pantet, A., Rossetti, P., Thomassin, J.-H., Vinai, R.: The lateritic profile of Balkouin, Burkina Faso: geochemistry, mineralogy and genesis. *J. Afr. Earth Sci.* 2014; 90 : 31–48.

[34] A. Kere, N. Sadiki, X. Py, V. Goetz, Mixed industrial wastes to produce high temperature thermal energy storage materials, 5th International Conference on Engineering for Waste and Biomass Valorisation, Aug. 24-28, 2014 – Rio de Janeiro, Brazil.

[35] Orosz M, Dickes, solar thermal powered organic Rankine cycles. *Organic Rankine cycle (ORC) power systems: technologies and applications*. Woodhead Publishing; 2017. pp. 569–612.

[36] Eric Serge Kenda, Kokouvi Edem N'Tsoukpoe, IgorW.K. Ouédraogo, Yézouma Coulibaly, Xavier Py, Fabrice Marie Armel W. Ouédraogo. *Jatropha curcas* crude oil as heat transfer fluid or thermal energy storage material for concentrating solar power plants. *Energy for Sustainable Development* 2017; 40:59–67.

ENCRASSEMENT DES ECHANGEURS THERMIQUES : PROPOSITION D'UN MODELE THERMOECONOMIQUE POUR L'OPTIMISATION DE LA DUREE DE FONCTIONNEMENT AVANT NETTOYAGE

Sandra DJIMI ^{a,*}, Abdelhamid KHEIRI ^{b,c}, Jean-Mathurin NZIKOU ^a

^a Université Marien NGOUABI, ENSP, LGPI, BP-69, Brazzaville, République du Congo

^b Université de Lorraine, LEMTA, UMR 7563, Vandoeuvre-lès-Nancy, F-54500, France

^c CNRS, LEMTA, UMR 7563, Vandoeuvre-lès-Nancy, F-54500, France

RÉSUMÉ

Nous traitons dans cet article l'encrassement des échangeurs thermiques. Nous proposons un modèle pour l'optimisation de la durée de fonctionnement d'un échangeur soumis à encrassement avant arrêt pour nettoyage. Le modèle d'optimisation proposé est basé sur un critère thermo-économique qui prend en considération la dynamique décroissante des transferts thermiques des échangeurs de chaleur en raison de l'encrassement, ainsi que les autres coûts engendrés par cet encrassement. Ce sont les coûts liés au nettoyage de l'échangeur, les coûts générés par l'arrêt de l'installation dont fait partie l'échangeur ainsi que les coûts des pertes d'énergie engendrées par le mauvais fonctionnement de l'échangeur en raison de son encrassement. Le modèle développé est relatif à un échangeur de chaleur bi-tube concentrique avec un régime d'écoulement laminaire.

Mots Clés : Encrassement, échangeurs thermiques, critère thermo-économique, optimisation

NOMENCLATURE

A	Coût de l'arrêt, €/s	Ra	Recette annuelle, €
C_n	Coût unitaire du nettoyage, €	R_f	Résistance de l'encrassement, $m^2.K.W^{-1}$
Ch_x	Coût de l'échangeur, €	r_i	Rayon interne, m
C_e	Coût de l'énergie, €/kWh	Se	Section transversale du tube extérieur, m^2
Cp	Chaleur spécifique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	t_1	Durée de fonctionnement, s
Di	Diamètre interne du tube, m	t_2	Durée de nettoyage, s
ec	Énergie échangée durant un cycle, J	β_c	Quotient calorifique, -
E	Energie échangée en une année, kWh	β_{c0}	Quotient calorifique initial, -
hi	Coefficient de transfert convectif interne, $W.m^{-2}.K^{-1}$	δ	Épaisseur du dépôt, m
he	Coefficient de transfert convectif externe, $W.m^{-2}.K^{-1}$	ε	Efficacité de l'échangeur thermique
K_g	Coefficient d'échange global, $W.m^{-2}.K^{-1}$	ΔT_{max}	Différence de température maximale, °C
L	Longueur du tube, m	λ_d	Conductivité thermique du dépôt, $W.m^{-2}.K^{-1}$
N_c	Nombre de cycles dans l'année, -	\dot{m}	Débit massique, $Kg.s^{-1}$
Nu	Nombre de Nusselt, -	μ	viscosité dynamique, Pa.s
NTU	Nombre d'unités de transfert, -	\dot{q}	Puissance thermique, W
Pr	Nombre de Prandtl, -	ρ	Densité, $Kg.m^{-3}$
Re	Nombre de Reynolds, -		

1. INTRODUCTION

L'encrassement est reconnu comme étant un problème non résolu dans les procédés de transfert de chaleur. Il

réduit considérablement les coefficients de transfert de chaleur et par conséquent diminue les performances des échangeurs. Aussi, les conséquences économiques de l'effet de l'encrassement sont importantes et peuvent être classées dans les catégories suivantes [1]:

- Augmentation des coûts d'investissement

* Sandra DJIMI

Adresse électronique : sandradjimi@gmail.com

- Augmentation des coûts d'exploitation :
- Coûts de l'énergie
- Coût de la maintenance

Müller Steinhagen [2] estime que le total du coût de tous les échangeurs encrassés au Royaume uni est de l'ordre de 2,5 millions USD - soit de 14 millions de dollars US - avec des coûts annuels de nettoyage des échangeurs encrassés estimés entre 40 et 50 milles USD [3].

Pour limiter ces pertes thermiques et économiques, il est nécessaire d'éliminer le dépôt encrassant en procédant à un nettoyage périodique des surfaces d'échange. Mais à quelle fréquence réaliser ces travaux de nettoyage ?

Ebert et Panchal, cités dans [4-5] ont introduit un concept de « seuil d'encrassement », ils ont proposé un modèle de prédiction du seuil d'encrassement pour quantifier et éliminer le dépôt encrassant dans le traitement du pétrole brut. Le seuil d'encrassement est considéré comme étant le maximum de la température de la paroi pour une vitesse d'écoulement donnée en dessous de laquelle une déposition significative ne peut prendre place. Ce modèle a été développé ces dernières années par plusieurs scientifiques. Cependant, ce modèle ne prend pas en compte le fait que la puissance échangée doit être maximale au moment de l'arrêt pour nettoyage.

A. Bejan [6] a, lui, montré dans ses travaux qu'une séquence optimale marche/arrêt existe dans le fonctionnement des machines thermiques (motrices ou réceptrices). Ce qui revient à dire qu'un temps optimal de fonctionnement doit être déterminé pour nettoyer l'équipement alors que la puissance échangée est maximale. En 1998, LR Schaal, citée dans [7], reprend les travaux d'A. Bejan, et propose une démarche dans laquelle elle a optimisé une puissance moyenne échangée durant un cycle de fonctionnement complet marche/arrêt d'un échangeur.

La présente étude vise à proposer un modèle utile pour optimiser la durée de fonctionnement de l'échangeur soumis à encrassement avant arrêt pour nettoyage sur la base d'un critère thermo-économique. En effet, plusieurs auteurs soulignent que l'optimisation, en considérant l'encrassement sur une base purement thermique, est limitée, et l'aspect économique, ou financier, doit être également pris en compte. L'arrêt pour nettoyage doit donc se faire dans des conditions optimales qui sont un compromis à trouver entre les coûts d'investissement et les coûts d'exploitation.

2. METHODOLOGIE

Afin de faciliter la compréhension des calculs, nous avons choisi, d'étudier le cas d'un échangeur cylindrique bitube concentriques à co-courant avec un régime d'écoulement laminaire. Nous considérons comme fluide siège de l'encrassement, le fluide interne, car ce fluide sera aussi le fluide limitatif, c'est-à-dire que le produit calorifique (débit \times chaleur massique) qui le caractérise sera le plus petit des deux fluides concernés dans l'échange de chaleur. La figure 1 ci après illustre bien cette hypothèse:

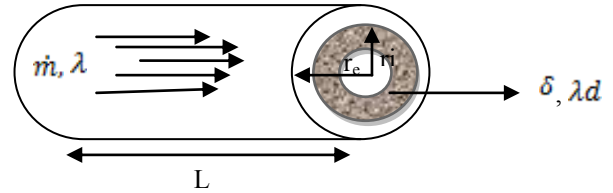


Fig. 1. Représentation de l'échangeur en géométrie cylindrique

2.1. PUISSANCE ECHANGEE

La plupart des opérations de traitement thermique reposent généralement sur la puissance échangée. Alors nous pouvons écrire la puissance échangée dans l'échangeur thermique durant le transfert en considérant un cas de fonctionnement à débit massique constant en l'équation 1:

$$\dot{q}(t) = \dot{m} \times C_p \times \Delta T_{max} \times \varepsilon(t) \quad (1)$$

$$= \dot{q}_{max} \times \varepsilon(t)$$

Si nous notons t_1 la durée de fonctionnement et t_2 la durée de l'arrêt, cette durée d'arrêt peut varier d'un process à l'autre. L'énergie échangée durant un cycle (t_1+t_2) complet correspond donc à l'équation 2 :

$$ec = \int_0^{t_1+t_2} \dot{q}(t) dt \quad (2)$$

$$= \dot{q}_{max} \int_0^{t_1+t_2} \varepsilon(t) dt \quad (3)$$

Avec :

$$\varepsilon(t) = \frac{1 - \exp[-(1+\beta c) \times NUT(t)]}{1+\beta c} \quad (4)$$

Or l'encrassement s'oppose au transfert thermique par une résistance notée $R_f(t)$ qui s'exprime de la manière suivante dans l'équation 6:

$$R_f(t) = \frac{\ln\left(\frac{r_i}{r_i - \delta(t)}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_d \cdot L} \times S_i \quad (6)$$

L'évolution de l'épaisseur du dépôt se présente dans l'équation 7 comme suit :

$$\delta(t) = r_i \times \left\{ 1 - \frac{1}{\exp\left(\frac{\lambda_d}{r_i} \times R_f(t)\right)} \right\} \quad (7)$$

Dans la littérature, nous avons noté quatre modèles de cinétique d'encrassement, $R_f(t)$. Le modèle de cinétique asymptotique dans lequel la résistance évolue jusqu'à un seuil [8], est représentatif de l'encrassement particulaire [9]. L'équation 8 présente l'expression de cet encrassement:

$$R_f(t) = R_f^* \times \left[1 - \exp\left(-\frac{t}{\tau_f}\right) \right] \quad (8)$$

Les cinétiques de type puissance, affine, racine carrée et quadratique peuvent être présentées par l'équation 9. Il suffit de remplacer la valeur de n pour obtenir la cinétique correspondante :

$$R_f(t) = R_f^* \times \left(\frac{t}{\tau_e}\right)^n \quad (9)$$

Nous allons considérer dans la suite, pour simplifier, l'expression de la cinétique d'encrassement donnée par l'équation 10 suivante :

$$R_f(t) = R_f^* \times f\left(\frac{t}{\tau_e}\right) \quad (10)$$

Notons que la résistance totale qui s'oppose à l'échange thermique entre les deux fluides est la somme des résistances de conduction et de convection. La résistance de conduction est constituée par la résistance du tube métallique de rayons interne et externe (respectivement r_i et r_e) et de la résistance d'encrassement.

2.1.1. Evolution de la géométrie du tube encrassé

Considérons comme surface de référence, la surface interne du tube non encrassé dans l'équation 11.

$$S_{i0} = \pi \times Di_0 \times L \quad (11)$$

La surface d'échange encrassée évoluera dans le temps comme défini dans l'équation 12 :

$$S_i(t) = S_{i0} \times \exp\left(-B \times f\left(\frac{t}{\tau_e}\right)\right) \quad (12)$$

Où B est un paramètre adimensionnel exprimé par l'équation 13 suivante :

$$B = \frac{\lambda d \times R_f^*}{r_i} \quad (13)$$

Considérons la section transversale du tube comme non encrassé dans l'équation 14 :

$$S_{e0} = \pi \times r_i^2 \quad (14)$$

Cette dernière avec l'encrassement évolue dans l'équation 15 comme suit :

$$S_e(t) = S_{e0} \times \left(\exp\left(-B \times f\left(\frac{t}{\tau_e}\right)\right)\right)^2 \quad (15)$$

Le diamètre interne du tube dans l'équation 16 sera donc :

$$Di(t) = Di_0 \times \exp\left(-B \times f\left(\frac{t}{\tau_e}\right)\right) \quad (16)$$

2.1.2. Coefficient d'échange convectif

Le coefficient d'échange convectif interne (sur la surface qui est siège de l'encrassement) s'exprime par l'équation 17 :

$$hi(t) = \frac{Nu(t) \times \lambda}{Di(t)} \quad (17)$$

En prenant la corrélation classique de Sieder et Tate pour le Nu en écoulement laminaire, nous avons dans l'équation 18:

$$Nu(t) = 1.86 \times \left[\frac{Di(t)}{L} \times Re(t) \times Pr\right]^{\frac{1}{4}} \quad (18)$$

Avec:

$$Pr = \frac{\mu \times Cp}{\lambda} \quad (19)$$

$$Re = \frac{\dot{m} \times Di}{\mu \times Se} \quad (20)$$

Alors:

$$hi(t) = hi_0 \times [\exp(-B \times f(t))]^{-1/3} \quad (21)$$

Nous pouvons donc exprimer le NUT, à partir de l'équation 21, comme suit :

$$NUT(t) = \frac{Kg(t) \times S_{ref}}{(\dot{m} \times Cp)} \quad (22)$$

$$\frac{1}{Kg(t) \times S_{ref}} = \frac{1}{h_e \times S_e} + \frac{R_{cd}}{S_{ref}} + \frac{R_f(t)}{S_{ref}} + \frac{1}{hi(t) \times S_i} \quad (23)$$

En remplaçant les expressions de la résistance d'encrassement, de la surface, du coefficient convectif et en introduisant les paramètres adimensionnels tels que X_e , A' , A'' , L^* , H^* , le $NUT(t)$ devient comme donné par l'équation 24 suivante [10] :

$$NUT(t) = \frac{X_e \times L^*}{H^* + L^* + A' + A'' \times f\left(\frac{t}{\tau_e}\right)} \quad (24)$$

L'expression de l'efficacité selon l'équation 4 peut être donnée par l'équation 25 comme suit :

$$\varepsilon(t) = \frac{1}{1 + \beta c} \times \left\{ 1 - \exp\left[-\frac{(1 + \beta c_0) \times X_e \times L^*}{H^* + L^* + A' + A'' \times f\left(\frac{t}{\tau_e}\right)}\right] \right\} \quad (25)$$

Avec :

$$\begin{aligned} X_e &= \frac{h_e \times S_{i0}}{(\dot{m}_0 \times Cp)_{min}} \\ L^* &= \frac{r_i}{r_e} \\ H^* &= \frac{h_e}{hi} \\ A' &= h_e \times R_{cd} \\ A'' &= h_e \times R_f^* \end{aligned}$$

2.2. PUISSANCE MINIMALE ECHANGEE

Etant donné que t_2 correspond à la durée d'arrêt de l'installation pour nettoyage, nous définissons une puissance minimale \dot{q}_{min} seuil en dessous duquel le transfert thermique n'est plus efficace, cette puissance correspondra donc à la durée de fonctionnement. La figure 2 illustre l'évolution de la puissance échangée en fonction du temps, sachant qu'elle diminue avec l'apparition de l'encrassement:

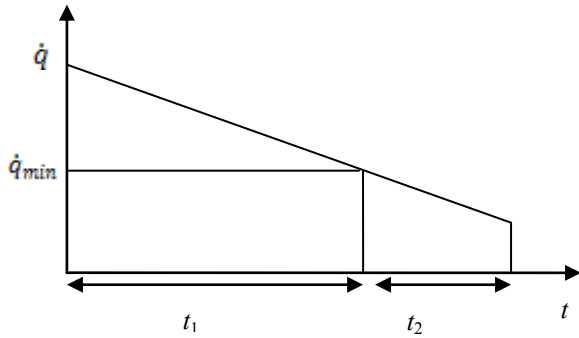


Fig. 2. Evolution de la puissance échangée en fonction du temps

On peut donc écrire : $\dot{q}_{min} = \dot{q}(t_1)$, car en t_2 , l'échangeur est à l'arrêt, il n'y a pas d'échange thermique.

$$ec = \int_0^{t_1} \dot{q}_{min} dt \quad (26)$$

$$= \dot{q}_{max} \int_0^{t_1} \varepsilon(t_1) \times dt \quad (27)$$

L'approche classique à considérer pour l'optimisation consistera à maximiser l'énergie moyenne calorifique échangée sur chaque séquence marche/arrêt d'une durée t_1+t_2 [11].

Cependant, cette approche ne prend pas en compte l'aspect financier du problème. Dans ce qui suit, en prenant en compte les expressions de l'énergie calorifique échangée (équation 26) et qui est variable au cours du temps en raison de l'encrassement, nous établissons un modèle thermo-économique qui permet de prendre en compte à la fois les aspects thermiques et les aspects économiques du problème.

3. RESULTATS

3.1. APPROCHE THERMO-ECONOMIQUE

Dans cette approche, nous prenons en compte le nombre de cycles marche/arrêt durant toute une année qui est donnée par l'équation 28 :

$$Nc = \frac{365 \times 24 \times 3600}{t_1 + t_2} = \frac{3,154 \cdot 10^7}{t_1 + t_2} \quad (28)$$

Nous exprimons l'énergie annuelle échangée sur l'ensemble de ces cycles dans l'équation 29:

$$E = Nc \times \int_0^{t_1} \dot{q}(t) dt \quad (29)$$

$$= Nc \times \dot{q}_{max} \times \int_0^{t_1} \varepsilon(t) dt \quad (30)$$

Si nous considérons que l'échangeur sert à récupérer une énergie calorifique d'un fluide chaud pour la céder à un fluide froid, et que à défaut de cet échange, l'on aurait dû utiliser une ressource énergétique externe (une énergie fossile par exemple) pour chauffer le fluide froid. Nous pouvons en déduire que l'échange réalisé dans cet échangeur a évité une dépense financière pour l'achat de la ressource énergétique externe. En effet, on suppose que le prix de revient de l'énergie calorifique correspond au prix de la ressource énergétique, ce qui procure un bénéfice à long terme dont l'espérance est mesurable.

Dans l'approche thermo-économique, éviter une dépense correspond à une « recette » financière. Car nous prenons en compte par anticipation toutes les pertes économiques qu'engendrerait le mauvais fonctionnement de l'échangeur.

Ainsi, cette recette annuelle liée à l'échangeur est définie dans l'équation 31 :

$$Ra = E \cdot Ce \quad (31)$$

Le coût annuel (paiement annuel d'un crédit) lié à l'achat de l'échangeur dans l'équation 32 :

$$Ci = Chx \times CRF \quad (32)$$

CRF étant le Capital Recovery factor qui s'exprime par l'équation 33 :

$$CRF = \frac{i}{(1-(1+i)^{-n})} \quad (33)$$

Où n est la durée de vie de l'échangeur et i est le taux d'actualisation financière.

Nous écrivons le coût annuel du nettoyage dans l'équation 34 suivante :

$$CN = Cn \times Nc \quad (34)$$

Où Cn est le coût unitaire d'une opération de nettoyage. Nous exprimons le coût de l'arrêt par l'équation 35:

$$Ca = A \times Nc \times t_2 \quad (35)$$

Nous déduisons la recette nette annuelle CNA dans l'équation 36 :

$$CNA = F(t_1) = E \cdot Ce - Chx \cdot CRF - Cn \cdot Nc - A \cdot Nc \cdot t_2 \quad (36)$$

$$F(t_1) = Ce \times Nc \times \dot{q}_{max} \times \int_0^{t_1} \varepsilon(t) dt - Chx \cdot CRF - Cn \cdot Nc - A \cdot Nc \cdot t_2 \quad (37)$$

La fonction $F(t_1)$ (équation 37) est la fonction qu'il convient d'optimiser. Elle exprime la recette nette annuelle de l'échangeur durant les Nc cycles de marche/arrêt effectués en une année. Nous recherchons alors le maximum de cette fonction recette qui va être réalisé pour un temps de fonctionnement optimal avant arrêt pour nettoyage que nous noterons t_1^* . Nous avons pour cette durée optimale:

$$\left(\frac{\partial F}{\partial t_1} \right)_{t_1=t_1^*} = 0 \quad (38)$$

Compte tenu de la forme de (38), trouver son optimum ne peut se faire que numériquement.

4. CONCLUSION

Dans cet article, nous avons proposé un modèle thermo-économique pour l'optimisation de la durée de fonctionnement d'un échangeur bitube soumis à encrassement entre deux nettoyages. Nous avons considéré tous les cycles marche/arrêt de l'équipement durant une année et nous avons pris en compte les

aspects thermiques et économiques liées au fonctionnement de l'échangeur de chaleur. Le modèle que nous avons défini est un cas de fonctionnement à débit constant dans un échangeur avec un écoulement co-courant et laminaire. Il peut tout à fait, en adoptant l'expression qui convient (Equation 1) se décliner en cas de fonctionnement à vitesse du fluide constante et en cas de puissance de pompage constante. Nous avons introduit des paramètres adimensionnels dans le modèle pour être capable de juger l'influence de ceux-ci sur le temps de fonctionnement optimal de l'échangeur. Nous évaluerons aussi cette influence pour chaque cinétique d'encrassement (asymptotique, racine carrée, affine et quadratique) toujours sur l'évolution de la durée de fonctionnement de l'échangeur thermique avant de l'arrêter. Un travail est en cours dans notre équipe afin de trouver numériquement l'optimum de la fonction auquel aboutit notre modèle et d'étudier sa sensibilité aux paramètres adimensionnels que nous avons introduit dans le modèle.

REMERCIEMENTS

Nos remerciements s'adressent à toute l'équipe du laboratoire du génie des procédés industriels, pour les échanges amicaux que nous partageons. Ainsi que la Congolaise de Raffinage pour tous les moyens qu'ils mettent à notre disposition afin d'accomplir ce travail.

REFERENCES

- [1] Jacques PADET, 1994, *Echangeurs thermiques, Méthodes globales de calcul avec problèmes résolus seconde édition*, Collection Technologies, Université de Reims Champagne Ardenne.
- [2] Müller Steinhagen, 1995, Heat exchangers fouling, *Mitigation and cleaning Technologies*, Ichem^E
- [3] Panchal and Huang fu, 2000, effects of mitigating fouling on the energy efficiency of crude-oil distillation, *Heat Transfer Eng*, Vol.21, 3-9.
- [4] T.R. BOTT, 1995, *Fouling of heat exchanger*, Chemical engineering monographs, University of Birmingham, Birmingham UK.
- [5] D.I. WILSON, G.T. POLLEY and S.J. PUGH, 2005, Ten years Ebert and Panchal and the threshold fouling concept, *Proceedings of 6th International Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning- Challenges and Opportunities*, vol. RP2 Article 6.
- [6] D.I. WILSON, E.M. ISHIYAMA and G.T. POLLEY, 2015, Twenty years of Ebert and Panchal- what next?, *Proceedings of International Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning*.
- [7] A. Bejan, J.V.C. Vargas, J.S. Lim, 1994, When to defrost a refrigerator and when to remove the scale from the heat exchanger of a power plant, *Int J Heat Mass Transfer*, Vol.37, pp 523-532.
- [8] D.Q. Kearm, R.E. Seaton, 1959, A theoretical analysis of thermal surface fouling, *British Chemical Engineering*, vol.4, pp. 258-262.
- [9] L.M. Chamra, R.L. Webb, 1994, Modeling liquid – side particulate fouling in enhanced tubes, *Int J Mass Transfer*, Vol.37, pp. 571-579.
- [10] L. SCHAAL and M. FEIDT, 1999, Optimization of the dynamic behavior of a heat exchanger subject to fouling

comparison of three optimization models, *Int.J. Applied Thermodynamics*, Vol.2, (N°2), pp 89-96.

[11] L.R. SCHAAL, 1998, *optimisation dynamique du comportement d'un échangeur de chaleur soumis au phénomène d'encrassement*, thèse en mécanique et énergétique, Université Henri Poincaré Nancy-1, 295 p.

INTENSIFICATION DES MELANGES ET DES TRANSFERTS THERMIQUES PAR ADVECTION CHAOTIQUE

Seyed-Amir **BAHRANI**^{a,*}, Rémy **OSIPIAN**^a, André **BONTEMPS**^b, Laurent **ROYON**^b, Luc **HUMBERSET**^b
Kamel **AZZOUZ**^c

^a Université Paris Diderot, Sorbonne Paris Cité, MSC, UMR 7057 CNRS, F-75013, Paris France

^b Université Paris Diderot, Sorbonne Paris Cité, LIED, UMR 8236 CNRS, F-75013, Paris France

^c Valeo Systèmes Thermiques, Centre de Recherche, La verrière, France

RÉSUMÉ

Certains dispositifs permettent d'intensifier à la fois le transfert de chaleur et le transfert de matière. Cette propriété est particulièrement intéressante dans les dispositifs biochimiques et biologiques à base de microfluidique. En effet, dans la plupart de ces applications, en raison du confinement géométrique, les écoulements sont laminaires ce qui pénalise les phénomènes de transport. Pour les améliorer, on distingue deux types de techniques, passives ou actives. Dans le cadre de cette communication, nous nous intéressons particulièrement à une technique passive au moyen de l'advection chaotique. Deux échangeurs tubulaires ont été réalisés en choisissant leur géométrie de façon à provoquer un écoulement chaotique, et ils ont été étudiés expérimentalement. Deux échangeurs de type « batch » ont été réalisés en plongeant les tubes dans un récipient rempli d'eau circulant à température constante. Un écoulement d'eau en régime laminaire dont les nombres de Reynolds variaient entre 150 et 2300 circulait à l'intérieur des tubes. Les coefficients d'échange convectifs entre l'eau s'écoulant à l'intérieur des tubes et l'eau du récipient ont été mesurés et les nombres de Nusselt déduits. Les pertes de pression pour les différents débits explorés ont été également mesurées. L'ensemble des résultats a été comparé aux valeurs obtenues dans un tube lisse rectiligne de référence. Un critère d'efficacité énergétique (basé à la fois sur les puissances thermique et mécanique) est proposé permettant ainsi de déterminer la géométrie la meilleure.

Mots Clés : Intensification des échanges, Advection chaotique, Transfert thermique, Perte de pression, Efficacité énergétique

NOMENCLATURE

Symboles :

Lettres latines :

A	surface d'échange thermique, m ²
C _p	capacité thermique massique, J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
h	coefficient d'échange convectif, W.m ² .K ⁻¹
L _{eq}	longueur équivalente, m
P	pression (Pa)
Pr	nombre de Prandtl
Q	flux thermique (W)
Q _m	débit massique, kg.s ⁻¹
Q _v	débit volumique, m ³ .s ⁻¹
Pr	nombre de Pr

Re nombre de Reynolds

T température, K, °C

v vitesse débitante, m.s⁻¹

Lettres grecques :

λ conductivité thermique, W.m⁻¹.K⁻¹

Λ Coefficient de Darcy

ρ masse volumique, kg.m⁻³

Indices / Exposants :

i interne, entrée

e externe

f fluide

p paroi

s sortie

1. INTRODUCTION

Dans certains procédés industriels, les fluides s'écoulent en régime laminaire à cause soit de leurs propriétés

* auteur correspondant

Adresse électronique : seyed-amir.bahrani@univ-paris-diderot.fr

physiques (viscosité importante en particulier) soit des caractéristiques mécaniques ou géométriques du dispositif (systèmes mini ou microfluidiques par exemple). Dans ce cas, l'efficacité des transferts thermiques convectifs est généralement faible. Pour augmenter le coefficient d'échanges thermiques convectifs plusieurs techniques, que l'on classe usuellement en techniques passives ou actives, peuvent être utilisées [1]. Les techniques passives sont celles qui ne nécessitent pas d'énergie extérieure autre que celle nécessaire à la circulation du fluide dans un échangeur de chaleur, contrairement aux techniques actives. Dans cette communication, nous décrivons une technique passive qui consiste à créer un écoulement dit chaotique en modifiant les trajets du fluide à l'aide de plusieurs configurations différentes. Cet écoulement fait appel à une advection chaotique générée par la force centrifuge présente dans le fluide lorsqu'il s'écoule dans des canaux présentant une courbure. Cette force provoque un déplacement transversal des particules fluides créant ainsi des rouleaux appelés cellules de Dean [2,3] (Fig. 1). Cet écoulement transversal favorise les échanges entre le cœur du fluide et la paroi augmentant ainsi les échanges. Cet aspect peut être amélioré en divisant le fluide en deux ou plusieurs écoulements qui sont ensuite recombinaison de flux (Split-And Recombine, SAR) par certains auteurs ou à transformation du boudin par d'autres. Cette géométrie d'échangeur qui induit un phénomène d'advection chaotique, a été proposée pour la première fois par Gray et al. [4] et Chen et Meiners [5], puis analysée théoriquement par Carrière [6] dans les systèmes microfluidiques.

Le concept est basé sur la division passive de l'écoulement, puis la rotation dans des coudes de chiralités opposées, et enfin la recombinaison pour obtenir l'étirement et le repliement suivant la transformation du boudin. Une étude récente sur la topologie d'échangeurs SAR [7, 8] montre que le mélangeur type Chen et Meiners présente la meilleure performance (28%) comparé au mélangeur type Gray. C'est la raison pour laquelle nous avons choisi d'analyser ces deux configurations dans le cadre de cette étude. L'objectif de cette communication est d'étudier les transferts de chaleur en présence d'advection chaotique dans deux échangeurs dont les configurations sont différentes.

2. L'ADVECTION CHAOTIQUE

2.1. TOURBILLONS DE DEAN

Lorsqu'un fluide s'écoule dans un tube incurvé, deux forces opposées sont appliquées sur les particules fluides perpendiculairement à la direction de l'écoulement principal : la force centrifuge due à la courbure du tube et la force générée par le gradient de pression. De la compétition de ces deux forces naît un écoulement secondaire transversal composé de deux cellules contrarotatives appelées tourbillons de Dean (Fig. 1 a).

2.2. TOURBILLONS ALTERNES

Pour accroître les transferts, une solution est de former une séquence de tubes incurvés dont on change l'orientation du plan dans lequel ils se trouvent. Dans ce dernier cas, les plans de rotation des tourbillons de Dean

changent également (Fig. 1 b). Ce changement de plan de courbure superpose les zones tourbillonnaires pour créer des trajectoires chaotiques tout en restant en régime laminaire. L'advection chaotique due aux écoulements de Dean peut alors se produire à de très faibles valeurs du nombre de Reynolds, zone dans laquelle les transferts usuels sont limités. Compte tenu de ces avantages, l'utilisation des écoulements de Dean a été le sujet de plusieurs études, soit expérimentales [9, 10] soit numériques [9].

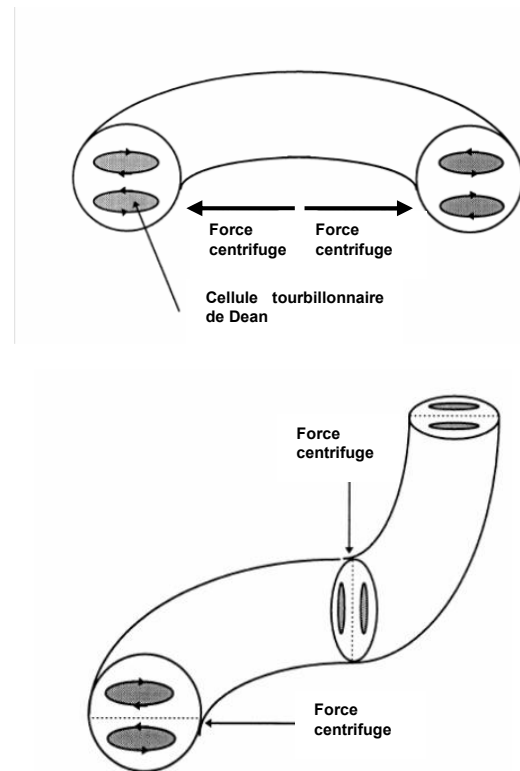


Fig. 1. (a) Formation des tourbillons de Dean dans un tube incurvé. (b) Tourbillons de Dean alternés

3. DISPOSITIF EXPERIMENTAL ET MESURES

3.1. CONCEPTION ET REALISATION DES ECHANGEURS DE CHALEUR

Les échangeurs étudiés dans le cadre de ce travail ont été réalisés à l'aide de tubes en alliage de cuivre dont le diamètre intérieur est $d_i = 4,35$ mm et le diamètre extérieur $d_e = 5,95$ mm. Les deux échangeurs ont été construits en assemblant de tels tubes avec des coudes à 90° et des embranchements en T. Une première partie de l'Echangeur-Mélangeur (EM1), utilise deux T et 4 coudes à 90° suivie d'une deuxième partie de même géométrie mais pivotée de 90° . C'est la géométrie proposée initialement par Chen et Meiners. Le deuxième Echangeur-Mélangeur (EM2) proposé par Gray et al. utilise le même type d'assemblage mais avec 2 T et 8 coudes à 90° (Fig. 2). Les longueurs développées totales, mesurées expérimentalement et géométriquement, sont de 44 cm pour EM1 et 73 cm pour EM2.

3.2. BOUCLE D'ESSAIS

Les échangeurs sont alimentés par de l'eau chauffée à 45 °C grâce à un bain thermostaté (Huber Ministat 125). Le débit massique peut varier de 0,5 à 5 g/s et est mesuré à l'aide d'un débitmètre à effet Coriolis (FIC, mini Cori-Flow, Bronkhorst Hightech B.V.) avec une précision de $\pm 0,2\%$. Un capteur de pression (AST 5100) est utilisé pour mesurer la différence de pression entre l'entrée et la sortie des échangeurs (avec une précision de $\pm 1\%$). Chaque échangeur est instrumenté de 5 thermocouples de type K : Deux thermocouples traversant la paroi du tube permettent de mesurer directement la température du fluide en entrée et en sortie (T_{fe} et T_{fs}), deux autres thermocouples collés à la paroi permettent de mesurer la température extérieure de la paroi en entrée et en sortie (T_{pe} et T_{ps}).

Les échangeurs sont immergés dans un récipient cylindrique en plexiglas de 20 cm de diamètre et de 30 cm de longueur. Pour maintenir la surface du tube à environ 20°C, le récipient est parcouru par un écoulement d'eau thermalisée à l'aide d'un bain thermostaté (Huber Ministat 230). La température de cet écoulement est mesurée à l'aide de 2 thermocouples de type K et aucune dérive significative n'a été observée malgré le transfert de chaleur avec l'échangeur. Les thermocouples ont été étalonnés en les immergeant dans un bain à 20°C et l'écart observé d'un thermocouple à l'autre est inférieur à 0,3 °C.

Les mesures ont été enregistrées toutes les trois secondes et transmises à un ordinateur via un système d'acquisition (Keithley Integra series 2700).

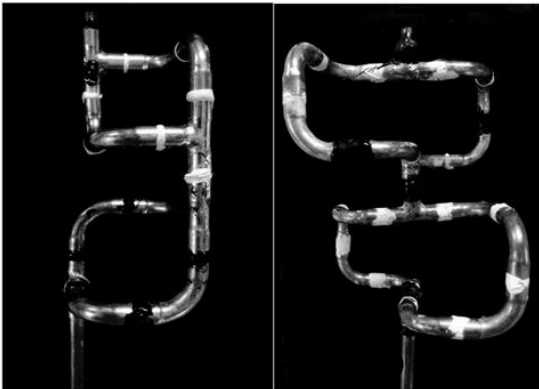


Fig. 2 Echangeurs-mélangeurs étudiés : (a) EM1, géométrie de Chen et Meiners. (b) EM2 géométrie de Gray et al.

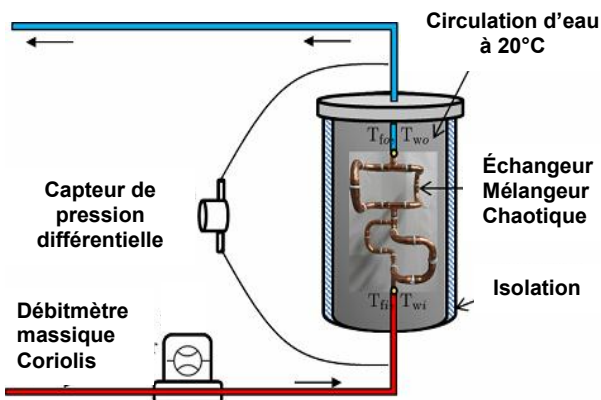


Fig. 3 Boucle d'essais

3.3. PROCEDURE EXPERIMENTALE ET MESURES

A chaque expérience, nous avons mesuré les températures d'entrée et de sortie du fluide T_{fe} et T_{fs} , les températures de paroi en entrée et sortie d'échangeur T_{pe} et T_{ps} , la température moyenne de l'écoulement extérieur T_m , le débit massique Q_m et la différence de pression (Fig. 4). Les mesures ont été effectuées une fois un état stationnaire atteint. Pour réduire les incertitudes, nous avons enregistré les mesures sur une longue période, au moins dix fois le temps d'établissement du régime stationnaire avant d'en faire la moyenne. Les propriétés physiques de l'eau (masse volumique, viscosité, chaleur massique) dépendant de la température, nous avons choisi, pour des raisons de simplicité, d'utiliser les valeurs de ces propriétés à la température T_{fe} .

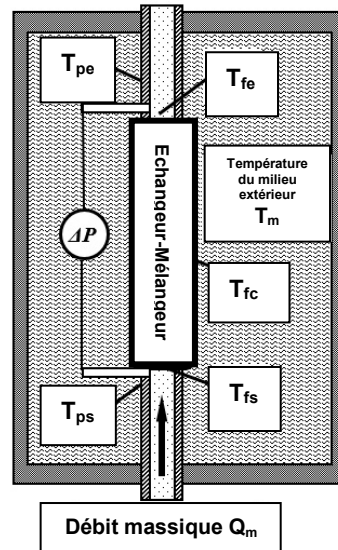


Fig. 4 Représentation schématique des mesures effectuées.

3.4. DETERMINATION DES GRANDEURS UTILES

3.4.1. Coefficient d'échange intérieur

Comme indiqué dans le paragraphe précédent, le nombre de Reynolds de l'écoulement a été calculé à la température T_{fe} lorsque tout le fluide circule dans un seul tube. L'échangeur-mélangeur sera alors considéré comme une « boîte noire » dont on connaît les paramètres d'entrée/sortie (Figure 4)

Connaissant le débit massique Q_m de l'écoulement intérieur, les températures d'entrée et de sortie, T_{fe} et T_{fs} respectivement, ainsi que la température de la surface extérieure de la paroi T_p , on détermine le flux de chaleur échangé par :

$$Q = Q_m C_p (T_{fe} - T_{fs}) \quad (1)$$

On en déduit le coefficient d'échange entre le fluide et la paroi extérieure par :

$$K = \frac{Q}{A \Delta T_{ml}} \quad (2)$$

A étant la surface d'échange intérieure et ΔT_{ml} la différence de température logarithmique moyenne donnée par :

$$\Delta T_{ml} = \frac{T_{f_e} - T_{f_s}}{\ln\left(\frac{T_{f_e} - T_p}{T_{f_s} - T_p}\right)} \quad (3)$$

Le coefficient d'échange moyen h entre le fluide et la surface intérieure de la paroi est alors obtenu à partir de la somme des résistances thermiques:

$$\frac{1}{KA} = \frac{1}{hA} + R_{co} \quad (2)$$

Soit

$$h = \left(\frac{1}{K} - R_{co}A\right)^{-1} \quad (3)$$

R_{co} étant la résistance thermique de la paroi qui, multipliée par la surface d'échange conduit à :

$$R_{co}A = \frac{d_i}{2\lambda} \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right) \quad (4)$$

3.4.2. Nombre de Nusselt

A partir du coefficient d'échange moyen, on en déduit le nombre de Nusselt suivant :

$$Nu = \frac{h d_i}{\lambda} \quad (5)$$

Une autre façon de déterminer le nombre de Nusselt, lorsque la température de paroi est constante est d'intégrer la température du fluide sur une longueur donnée x en supposant que, sur cette longueur, le coefficient d'échange est constant, on obtient :

$$T(x) - T_p = (T - T_p)_{x=0} \exp\left(-\frac{4 Nu x}{Re Pr d_i}\right) \quad (6)$$

soit

$$Nu = \frac{Re Pr d_i}{4x} \ln\left(\frac{(T - T_p)_{x=0}}{T(x) - T_p}\right) \quad (7)$$

Cette dernière méthode, sous une forme adaptée, a déjà été utilisée [9]. On a utilisé cette expression en prenant pour x une longueur équivalente de l'échangeur L_{eq} déterminée géométriquement et expérimentalement. Puisque les échangeurs n'ont pas la même longueur équivalente, nous avons défini un nombre de Nusselt réduit obtenu en divisant la valeur expérimentale obtenue Nu_{exp} par la valeur qu'aurait le nombre de Nusselt d'un tube lisse rectiligne de même longueur équivalente Nu_{rect} , soit :

$$Nu_{red} = \frac{Nu_{exp}}{Nu_{rect}} \quad (10)$$

Nu_{rect} correspond à celui obtenu théoriquement par Graetz [11] pour un écoulement laminaire ($Re < 2300$) dont la valeur peut être mise sous la forme [12]

$$Nu_{rect} = 3,66 + \frac{0,127}{L^* + 0,0635 L^{*1/3}} \quad (11)$$

avec

$$L^* = \frac{2 L_{eq}}{Re Pr d_i}$$

3.4.3 Facteur de frottement de Darcy

A partir de la mesure de la différence de pression ΔP , le coefficient de Darcy a été déterminé par :

$$\Lambda = \frac{2 d_i}{L \rho v^2} \quad (10)$$

v étant la vitesse débitante dans le tube

4. RESULTATS ET DISCUSSION

4.1 TRANSFERT DE CHALEUR

Les mesures ont été effectuées lorsqu'un état stationnaire a été atteint. On a noté que les valeurs de la température de paroi étaient constantes durant les expériences et le nombre de Nusselt a été déterminé à l'aide de l'équation (9). Les valeurs de Nu_{red} ont été reportées Fig 5 en fonction du nombre de Reynolds

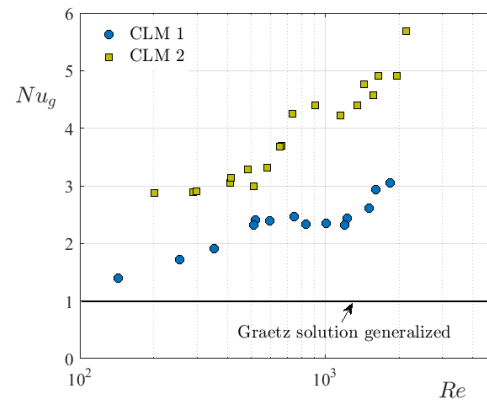


Fig. 5 Nombre de Nusselt réduit en fonction du nombre de Reynolds pour les deux échangeurs EM1 et EM2.

A la vue des courbes obtenues, plusieurs remarques peuvent être faites :

Comparé à un tube rectiligne ayant la même surface d'échange, l'intensification des transferts thermiques atteint 200% pour EM1 et plus de 400% pour EM2. La principale raison en est le caractère chaotique de l'écoulement. Les lignes de courant ne sont plus parallèles comme dans le tube rectiligne mais divergent rapidement et les particules situées au centre du tube sont dirigées près des parois augmentant ainsi le nombre de Nusselt.

La géométrie de EM2 est plus performante que celle de EM1. Cela semble dû au nombre de coudes qui engendre plus de tourbillons de Dean ainsi qu'au nombre de divisions/recombinaisons d'écoulement.

On peut noter que sur les résultats apparaît un plateau pour les deux échangeurs. L'échangeur EM2 montre un plateau pour des nombres de Reynolds inférieurs à 300 en accord avec les résultats de Creyssels et al. [9]. Un autre plateau semble également apparaître pour $800 < Re < 1200$. A notre connaissance, il n'y a pas encore d'interprétation physique à ces plateaux. Il semble qu'il

puisse y avoir une réorganisation de l'écoulement et du champ de températures.

4.2 PERTE DE PRESSION

La perte de pression est une grandeur particulièrement importante pour déterminer la puissance mécanique nécessaire pour obtenir le débit voulu. A partir des mesures de la pression différentielle et en utilisant la formule (10), le coefficient de Darcy Λ a été déduit. Il a été reporté Fig. 6 pour les deux échangeurs en même temps que la valeur classique de la loi de Poiseuille valide en régime laminaire pour des tubes lisses rectilignes.

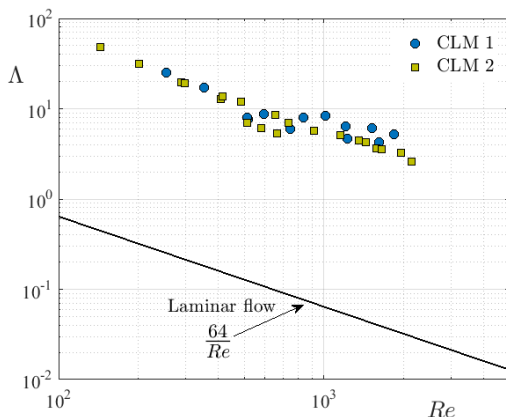


Fig. 6 Coefficients de Darcy en fonction du nombre de Reynolds comparés à celui d'un tube lisse rectiligne.

Nous remarquons que les coefficients de Darcy des deux échangeurs sont identiques à bas Reynolds ($Re < 800$) et que celui de EM1 est légèrement supérieur à celui de EM2 pour $Re > 800$. Cette légère différence peut être due au nombre de coudes de la géométrie de EM2 supérieur à celui de EM1, les coudes induisant une perte de pression singulière.

Nous observons de plus que les pertes de pressions des deux échangeurs sont bien supérieures à celle d'un tube lisse rectiligne équivalent (environ 100 à 150 fois).

4.3 CRITERE D'EVALUATION DE PERFORMANCE ENERGETIQUE (CEPE)

Pour caractériser la performance énergétique globale des échangeurs nous avons utilisé un Critère d'Evaluation de Performance Energétique (CEPE) tel qu'il a été défini par Bergles [13, 14]. Il est défini par le rapport de la puissance thermique échangée par la puissance mécanique nécessaire pour faire circuler le fluide dans l'échangeur, soit

$$CEPE = \frac{Q_m \cdot C_p (T_{\text{f}} - T_{\text{f}})}{Q_v \cdot \Delta P}$$

Q_v étant le débit volumique.

Pour comparer les deux échangeurs, nous avons reporté les valeurs du CEPE pour EM1 et EM2 en fonction du nombre de Reynolds (Fig. 7)

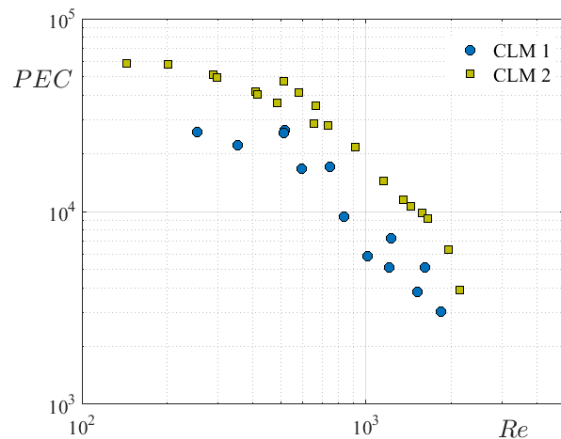


Fig. 7 CEPE en fonction du nombre de Reynolds pour les deux échangeurs EM1 et EM2.

On voit clairement que EM2 conduit à une meilleure performance énergétique que EM1. Cela est dû au fait que les pertes pression sont très proches pour les deux échangeurs alors que l'efficacité thermique est meilleure pour EM2.

5. CONCLUSION

Dans cette communication nous avons présenté un travail expérimental sur une technique passive d'intensification des transferts thermiques dans des échangeurs de chaleur. Le type d'échangeurs étudié combine la génération de tourbillons de Dean avec une séparation et un remélange des écoulements basés sur la transformation du boulanger. Deux géométries spécifiques (EM1 et EM2) ont été étudiées. Les deux échangeurs ont été fabriqués à l'aide de tubes en alliage de cuivre, à l'intérieur desquels circulait un écoulement d'eau de température contrôlée. Les deux échangeurs ont été plongés dans un récipient rempli d'eau dont la température était maintenue constante. Les coefficients d'échanges convectifs entre le fluide intérieur et la paroi des tubes ont été mesurés et les nombres de Nusselt déduits. Les différences de pression aux bornes des échangeurs ont été également mesurées et les coefficients de frottement de Darcy déduits.

A la lumière de cette analyse, on a observé que la géométrie EM2 conduisait à une meilleure performance thermique pour une perte de pression équivalente à celle de EM1. Ces résultats se traduisent par un meilleur Coefficient d'Evaluation de Performance Energétique (CEPE) de l'échangeur EM2.

D'autres géométries sont en cours d'évaluation pour profiter à la fois de la génération de tourbillons et des effets de division/recombinaison d'écoulements en modifiant le nombre et l'orientation des coudes.

REMERCIEMENTS

Nous remercions tous les membres du laboratoire qui ont participé à la réalisation des échangeurs.

REFERENCES

- [1] Bergles A.M., Manglik, R.M. Current progress and new developments in enhanced heat and mass transfer, *J. Enhanced Heat Transfer*, 20(1), (2013), 1-15.
- [2] Dean WR, Note on the motion of fluid in a curved pipe. *Philosophical magazine and Journal of Science*, 4, (1927), 208-223.
- [3] Dean WR, Note on the motion of fluid in a curved pipe. *Philosophical magazine and Journal of Science*, 20, (1928), 674-695
- [4] Gray B, Jaeggi D, Mourlas N, van Drieënhuizen B, Williams K, Maluf N, Kovacs G, Novel interconnection technologies for integrated microfluidic systems, *Sens. Actuators*, 77 (1999) 57–65.
- [5] Chen H and Meiners J-S, Topologic mixing on a microfluidic chip, *Appl. Phys. Lett.*, 84 (12) (2004) 2193–2195
- [6] Carrière Ph, On a three-dimensional implementation of the baker's transformation, *Phys. Fluids*, 19 (2007) 118110.
- [7] A. Ghanem, T. Lemenand, D Della Valle, H Peerhossaini, FEDSM-16115, Proceedings of ASME 2013 Fluids Engineering Division Summer Meeting, FEDSM2013, July 7–11 (2013) Incline Village, Nevada, USA.
- [8] A. Ghanem, T. Lemenand, D Della Valle, H Peerhossaini, FEDSM-16077, Proceedings of ASME 2013 Fluids Engineering Division Summer Meeting, FEDSM2013, July 7–11 (2013) Incline Village, Nevada, USA.
- [9] M. Creyssels, S. Prigent, Y. Zhou, X. Jianjin, C. Nicot, P. Carrière, *Int. J. Heat & Mass Tran.*, 81 (2015) 774–783.
- [10] Mokrani A, Castelain C, Peerhossaini H, The effects of chaotic advection on heat transfer, *Int. J. Heat & Mass Tran.*, 40 (1997) 3089–3104.
- [11] Graetz, L., Ueber die Wärmeleitfähigkeit von Flüssigkeiten, *Ann. Phys. Chem.* 18 (1883) 79.
- [12] Padet J. *Principes des Transferts Convectifs*, 2^{ème} Edition. Chap. 3, Polytechnica, 2010.
- [13] Bergles, AE., Survey and evaluation of techniques to augment convective heat and mass transfer, *Progress in Heat and Mass Transfer*, Vol. 1, (1969), 331 – 424
- [14] Bergles AE., Recent developments in enhanced heat transfer, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, (2011) 1001-1008.

EVOLUTION DYNAMIQUE ET THERMIQUE DE LA CHARGE/DECHARGE D'UN LIT DE BILLES DE MCPS AU SEIN D'UNE BATTERIE THERMIQUE

Rémy OSIPIAN ^{a*}, Seyed-Amir BAHRANI ^a, Laurent ROYON ^b, André BONTEMPS ^b, Frédéric FILAINE ^b
Kamel AZZOUC ^c

^a Université Paris Diderot, Sorbonne Paris Cité, MSC, UMR 7057 CNRS, F-75013, Paris France

^b Université Paris Diderot, Sorbonne Paris Cité, LIED, UMR 8236 CNRS, F-75013, Paris France

^c Valeo Systèmes Thermiques, Centre de Recherche, La verrière, France

RÉSUMÉ

Un dispositif expérimental a été développé en vue d'étudier le comportement dynamique et les performances d'une batterie thermique constituée de billes de matériau à changement de phase (MCP). Celui-ci a la particularité de stocker de fortes quantités d'énergie par chaleur latente sous des faibles volumes et de maintenir à une température constante le système dans lequel il est inséré. L'évolution de la température à différentes hauteurs au sein de la batterie pendant la charge/décharge thermique a été évaluée ainsi que l'influence de différents paramètres physiques sur les performances de la batterie.

Mots Clés : MCP, batterie thermique, lit de particules, échangeur-stockeur, transfert thermique

1. INTRODUCTION

Le stockage thermique par chaleur latente au moyen de MCPs est un procédé qui est exploité dans beaucoup d'applications industrielles notamment dans le secteur du bâtiment et depuis peu dans le secteur automobile. Dans le secteur du bâtiment, on incorpore du MCP à l'intérieur des murs ou du sol pour diminuer les pertes thermiques et pour assurer un meilleur confort pour les habitants [1]. Afin d'alimenter en eau chaude les sanitaires, on utilise également des cuves remplies de MCPs qui jouent dans ce cas le rôle d'échangeur-stockeur [2]. Les centrales solaires exploitent aussi ce procédé soit en restituant la chaleur stockée soit en la transformant en énergie électrique via des turbines [3], [4]. Une étude récente sur un échangeur-stockeur composé de MCPs a été menée dans l'optique d'intensifier les transferts thermiques au moyen de mousses de cuivre par rapport à des échangeurs à calandre utilisant d'autres techniques d'intensification [5]. Les performances de l'échangeur semblent être plus élevées que celles des autres échangeurs auxquels elles sont comparées.

Il existe trois configurations pour les lits de particules : les lits fixes de particules micro-encapsulées ou macro-encapsulées remplissant tout le réservoir, et les lits fluidisés. Notre étude portera sur les lits fixes de particules de MCPs.

Le stockage par chaleur latente au moyen de matériaux à changement de phase (MCP) a l'avantage

d'emmagasiner de fortes quantités d'énergie sous des faibles volumes et de maintenir à une température constante le système dans lequel ils sont insérés. Cependant dans certaines applications industrielles, la cinétique de charge/décharge thermique est un facteur essentiel à optimiser. Une approche phénoménologique a été présentée permettant d'évaluer la durée complète de solidification d'un échantillon de MCP de taille finie [6]. Dans le cadre de notre étude, nous avons développé un dispositif en vue d'étudier le comportement dynamique et thermique d'une unité de stockage par chaleur latente (batterie thermique) constituée de billes de matériaux à changement de phase. L'objectif principal de cette communication est d'évaluer les paramètres physiques afin d'optimiser à terme les performances de la batterie.

2. MATERIELS ET METHODES

L'évolution de la température à différentes hauteurs au sein de la batterie en fonction du temps pendant la charge/décharge thermique a été étudiée ainsi que la durée de stockage/déstockage pour différents débits. Les pertes de charge au sein de la batterie ont également été mesurées.

2.1. PROPRIETES DU MCP

Le MCP que nous avons sélectionné est le Rubitherm RT 27. Celui-ci a été emprisonné dans une matrice polymère pour former un PPCM (*Polymeric Phase Change*

Material) avec un taux de polymérisation de 10%. La structure polymère utilisée est du Styrène-Butadiène-Styrène (SBS). Le MCP utilisé présente un point de fusion autour de 27°C et une chaleur latente L de 141kJ/kg. Après fabrication du matériau, celui-ci est introduit à chaud dans des billes hermétiques.

La figure suivante présente les thermogrammes de fusion et de solidification du MCP obtenus par calorimétrie pour une vitesse calorimétrique de 0.5°C/mn.

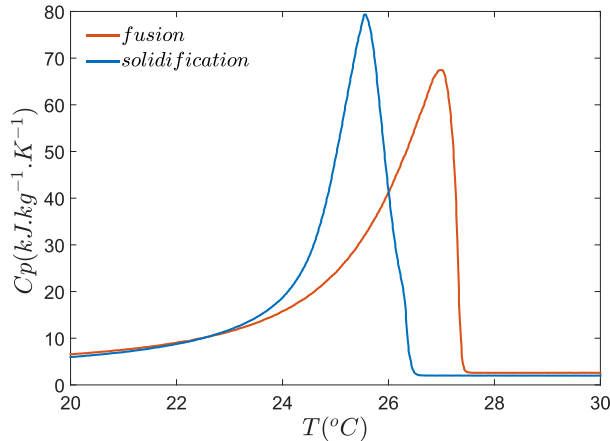


Fig. 1. Thermogrammes de la fusion/solidification du MCP

2.2. DISPOSITIF EXPERIMENTAL

2.2.1. Schéma synoptique du dispositif

Le banc d'essai a la capacité de fournir rapidement du fluide caloporteur à différentes températures. Afin de maintenir la température constante à l'entrée de l'accumulateur de chaleur, on stocke une grande quantité de fluide caloporteur dans des grandes cuves. Ainsi, même lorsque la charge/décharge thermique est importante, la réserve d'énergie stockée dans les cuves limite les variations de température. En parallèle, la régulation thermique chaud/froid des cuves est assurée par des thermostats permettant de réchauffer/refroidir le fluide de chaque réservoir.

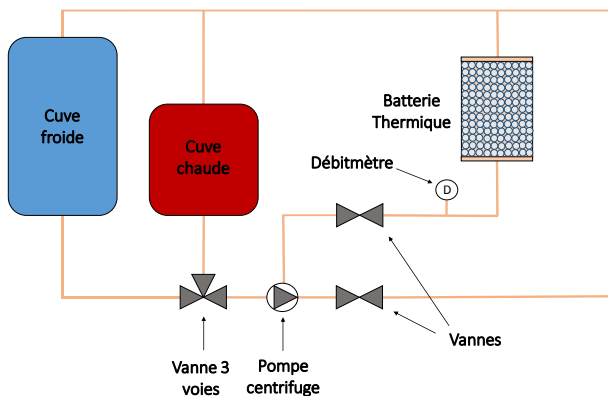


Fig. 2. Schéma du banc d'essais

Le banc d'essais se compose de deux cuves remplies d'eau glycolée à 50 % à deux niveaux de températures. La Figure 2 est une représentation schématique du banc d'essai sur laquelle on peut voir l'emplacement des vannes, de la pompe et du débitmètre.

2.2.2. Colonne de stockage

La colonne de stockage aussi appelée batterie thermique représente l'élément central du banc d'essai. Elle est illustrée sur la Figure 3. Elle est constituée d'un lit fixe de billes remplies de MCP. Placée à la verticale, la colonne de stockage sera traversée par de l'eau glycolée à 50% du bas vers le haut, aussi bien pour la phase de charge que de décharge thermique. Deux zones de distribution situées en bas et en haut de la colonne assureront une répartition homogène du fluide et une vitesse d'écoulement uniforme de part et d'autre de la batterie. Ces zones sont créées grâce à des filtres-diffuseurs qui sont des disques métalliques composés de plusieurs trous. Elles maintiennent le lit de billes au milieu de la colonne comme illustré sur la figure. La colonne de stockage est un cylindre en plexiglas de diamètre extérieur 20 cm, d'épaisseur de paroi 1 cm et de hauteur 22 cm. Elle est isolée par une multicouche d'aérogel d'épaisseur 2 cm.



Fig. 3. Photo de la colonne de stockage

Les billes sont des particules sphériques faites en polypropylène. Elles ont un diamètre extérieur de 20 mm avec une paroi moyenne de 1 mm. Le lit fixe, de hauteur 11.2 cm, occupe un volume de 3.2 L au sein de la batterie et est composé de 438 billes. Le poids total des billes remplissant la batterie est de 1.43 kg. Sans prendre en compte la paroi des billes, le poids total du MCP s'élève à 0.96 kg. La géométrie sphérique pour les particules a été choisie car elle permet d'obtenir des transferts thermiques optimaux au passage du fluide caloporteur à travers le lit. La porosité du lit au sein de l'accumulateur de chaleur a été calculée grâce à la formule suivante :

$$\varepsilon = 1 - \frac{V_{billes}}{V_{lit}} = 1 - \frac{4r_{bille}^3 N_{billes}}{3R^2 H_{lit}} \quad (1)$$

avec V le volume, N_{billes} le nombre de billes composant le lit, r_{bille} le rayon d'une bille, R le rayon de la batterie et H_{lit} la hauteur du lit. Ainsi, la porosité est égale à 0.42.

2.3. PROCEDURE EXPERIMENTALE ET MESURES

Plusieurs thermocouples ont été placés à différents endroits convenables et pertinents au sein de la colonne afin de relever la température du fluide et du MCP. Pour le fluide, nous les avons placés sur un squelette maintenu fixe à l'intérieur de la colonne et pour le MCP, nous les avons placés à l'intérieur des billes pour évaluer le gradient thermique. La disposition des thermocouples est présentée dans le schéma Figure 4 :

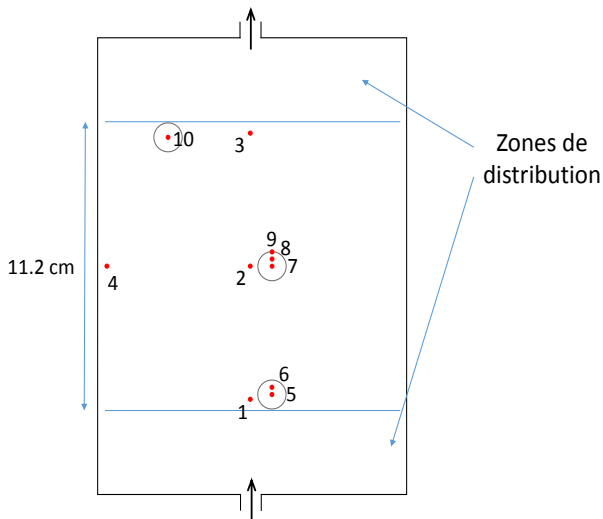


Fig. 4. Disposition des thermocouples au sein de la colonne

Les thermocouples 1 à 4 relèvent la température du fluide caloporteur tandis que les thermocouples 5 à 10 relèvent les températures du MCP à l'intérieur des billes qui sont placés respectivement en entrée, au milieu et en sortie de la batterie. En hauteur adimensionnée, les billes se situent respectivement à $Y=0.09$ en entrée, $Y=0.52$ au milieu et $Y=0.91$ en sortie. A noter que le thermocouple 9 est placé sur la paroi de la bille.

La carte d'acquisition récupère toutes les données provenant des appareils de mesure. Son temps d'acquisition est de 1s. Elle est reliée à un ordinateur pour l'enregistrement des données.

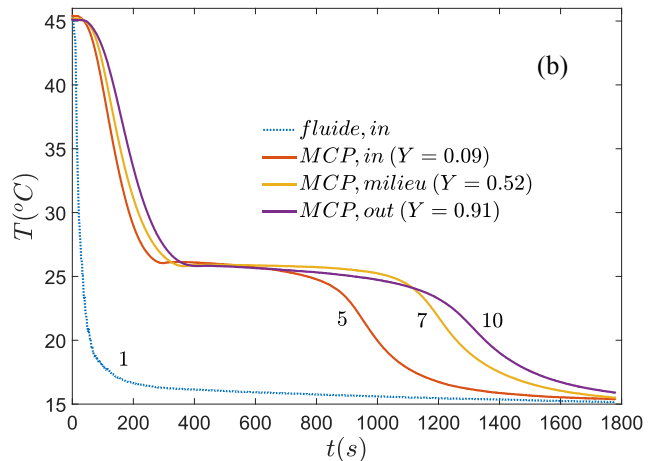
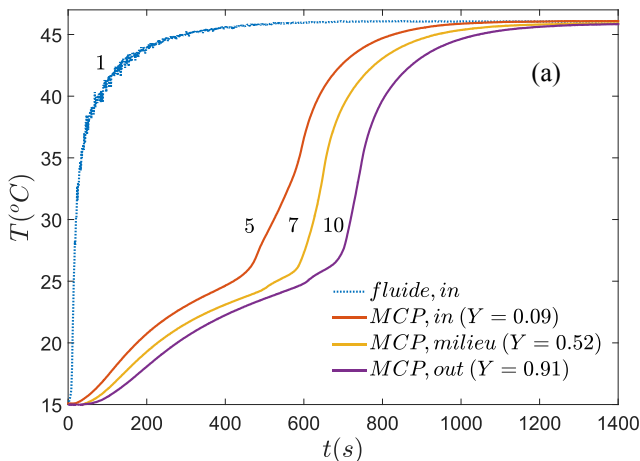


Fig. 5. Evolution de la température du MCP en phase de stockage (a) et déstockage (b) pour un débit de 250 L/h

Cette 2^{ème} étape est la conséquence de la fusion du MCP qui est représentative du stockage par chaleur latente autour de 27°C. Enfin, au terme du changement de phase, la courbe de température subit une croissance abrupte jusqu'à atteindre la température de consigne de 45°C. Cette 3^{ème} étape résulte du stockage par chaleur sensible du MCP liquide. En phase de déstockage, la température d'entrée du fluide notée $T_{i,in}$ est de 15°C. Comme pour le stockage, le déstockage thermique s'effectue en 3 étapes (cf. Figure 5b). Tout d'abord, la température du MCP commence par décroître fortement sur l'intervalle [45°C – 26°C]. Puis, elle se stabilise lors de la solidification du MCP présentant cette fois-ci un plateau apparent avec une plus grande longueur comparativement au stockage.

3. RESULTATS ET DISCUSSIONS

Les températures de référence sont de 45°C dans la cuve chaude et de 15°C dans la cuve froide. La mise en marche s'effectue dans un premier temps par un « amorçage » du dispositif en réalisant une charge suivi d'une décharge thermique complète. Ensuite, nous lançons le cycle d'expériences en opérant à l'enregistrement des données.

3.1. STOCKAGE / DESTOCKAGE

La Figure 5 présente l'évolution de la température du MCP en phase de stockage (a) et déstockage (b) à différents endroits au sein de la batterie en fonction du temps pour un débit de 250 L/h. En phase de stockage, la température initiale du lit est de 15°C et la charge s'effectue à 45°C. Les numéros adjoints aux courbes de la Figure 5 correspondent aux thermocouples schématisés sur la Figure 4.

En observant la Figure 5a, on remarque que les 3 courbes de température du MCP sont similaires en ce sens qu'elles subissent la même forme d'évolution. Celle-ci se fait en 3 étapes. Dans un premier temps, la température croît normalement sur l'intervalle [15°C – 22°C] résultant du stockage du MCP solide par chaleur sensible. Puis, cette croissance diminue un peu et se stabilise présentant un pseudo-plateau.

Enfin, elle décroît de nouveau fortement jusqu'à atteindre la température de consigne.

On suppose que le plateau a une plus grande longueur pour deux raisons. La première est le flux échangé entre le fluide et le MCP qui est moins élevé lors de la décharge, puisque la différence entre la température de changement de phase (27°C) et la température de consigne (15°C) est de 12°C alors qu'elle est de 18°C lors de la charge. La deuxième raison est la rétraction volumique du MCP lors de la décharge qui engendre des zones inoccupées dans les billes entraînant une résistance thermique de conduction. Par conséquent, la longueur du plateau est causée par des transferts thermiques plus faibles en phase de déstockage.

Dans l'optique de rendre perceptible l'évolution du stockage de l'énergie au sein de la batterie, nous avons calculé $L\%$ défini par le ratio entre l'enthalpie latente emmagasinée localement à différentes hauteurs du lit (entrée, milieu et sortie) au temps t et la chaleur latente du matériau. Ce ratio dépend du temps et est calculé selon la formule suivante :

$$L\%(t) = \frac{1}{L_{lat}} \left(\int_{T_{onset}}^{T(t)} Cp_{MCP} dT - Cp_{moy} (T(t) - T_{onset}) \right) * 100 \quad (2)$$

avec L_{lat} la chaleur latente du MCP en kJ/kg et $T_{onset} = 20.7^\circ\text{C}$. Lorsque $T(t)$ atteint $T_{endset} = 27.6^\circ\text{C}$ alors $L\%$ est égale à 100%. Cp_{moy} représente la capacité calorifique massique moyenne du matériau en kJ/kg.K.

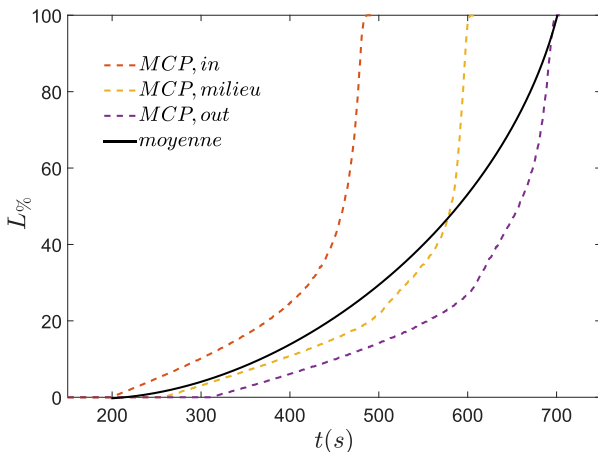


Fig. 6. Evolution de l'enthalpie latente (en %) emmagasinée en fonction du temps lors d'une charge thermique

Les 3 courbes (en traits pointillés) ont des évolutions similaires en ce sens que leur croissance s'intensifie à mesure que le temps augmente. Cette intensification est d'ailleurs significative à partir de 50%. La courbe noire, est une estimation de l'évolution de $L\%$ (moyennée sur le temps) stockée dans la batterie.

3.2. INFLUENCE DU DEBIT

On souhaite étudier l'influence du débit sur l'évolution de la température du MCP au sein de la batterie en phase de stockage. La Figure 7 présente les profils de température du MCP (thermocouple n°10) en phase de stockage en sortie de la batterie en fonction du temps, et pour différents débits.

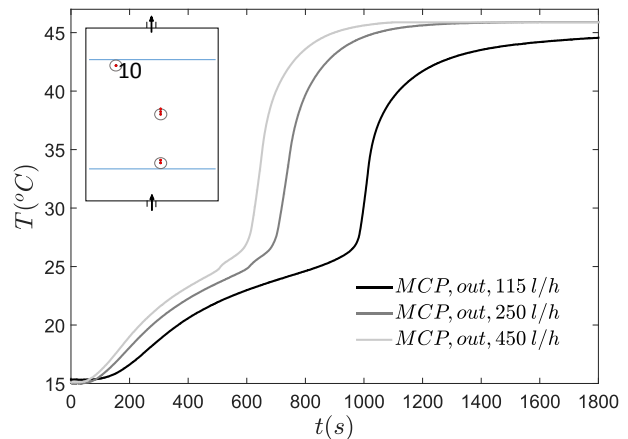


Fig. 7. Evolution de la température du MCP en sortie de la batterie

Les 3 courbes évoluent de la même manière, seule leur vitesse de progression diffère. On peut noter que plus le débit du fluide augmente et plus l'évolution de la température du MCP est rapide, autrement dit, la charge thermique s'effectue plus vite. Ce constat semble instinctif puisque les transferts thermiques s'effectuent plus rapidement lorsque le débit augmente. Ce qui l'est moins en revanche, est qu'une augmentation importante du débit n'implique pas nécessairement un effet significatif sur le temps de charge. D'ailleurs, ceci nous incite à penser qu'il y aurait certainement une valeur de débit limite, au-delà de laquelle le temps de charge ne diminuerait plus.

3.3. INFLUENCE DE $T_{F,IN}$

Cette partie vise à évaluer l'influence de la température d'entrée du fluide caloporteur $T_{f,in}$ sur le stockage thermique. La Figure 8 illustre l'évolution de la température du MCP en sortie de la colonne lors d'une charge thermique, pour un débit de 250 L/h.

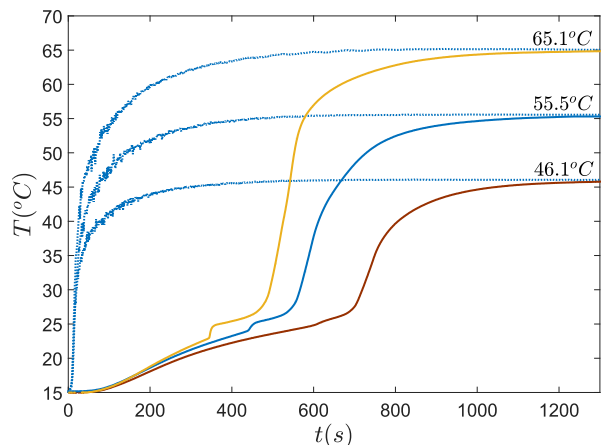


Fig. 8. Thermogrammes du MCP en sortie de colonne pour différentes températures d'entrée du fluide. La température d'entrée du fluide caloporteur est représentée par les courbes bleues en trait pointillés.

On remarque assez clairement que la longueur du pseudo-plateau diminue à mesure que la température d'entrée du fluide augmente, signifiant que la charge thermique s'effectue plus rapidement. Ceci s'explique par une augmentation des transferts thermiques due à une différence de température plus élevée entre le fluide et le

MCP. De plus, on s'aperçoit qu'une augmentation de la température d'entrée du fluide induit, à la fin du changement de phase, une croissance plus abrupte avant d'atteindre la température de consigne.

Par ailleurs, on observe sur la Figure 8 un phénomène assez singulier, au niveau du pseudo-plateau qui se manifeste par une brusque augmentation de la température sur une plage de quelques degrés lors du changement de phase. Ce phénomène semble s'intensifier à mesure que la température d'entrée du fluide augmente. En effet, le phénomène est inexistant pour une température d'entrée de 46°C. Il est légèrement perceptible lorsque la température d'entrée gagne 10°C et il est entièrement visible lorsque la température d'entrée gagne 20°C. Ce phénomène n'apparaît que lors d'une charge thermique.

3.4. PHENOMENE DE DECROCHAGE

Afin de bien le distinguer, nous avons évalué le comportement thermique du MCP dans toute la batterie pour une température d'entrée du fluide de 65°C. La Figure 9 montre l'évolution de ces thermogrammes à différentes hauteurs au sein de la colonne lors d'une charge thermique.

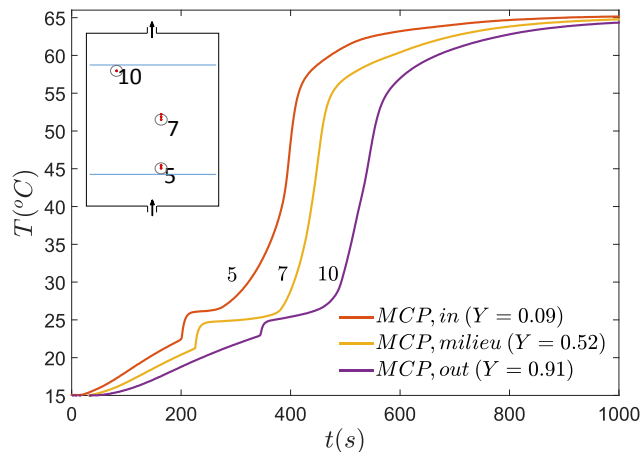


Fig. 9. Thermogrammes du MCP lors d'une charge thermique

Rappelons que les thermocouples 5, 7 et 10 se situent au centre des billes. Les résultats indiquent clairement que ce phénomène n'est pas anodin puisqu'il se manifeste dans toute la colonne à différentes hauteurs. Désormais, la question est de découvrir son origine.

Celui-ci apparaît uniquement pendant la fusion, et l'augmentation brutale de la température est toujours suivie d'un nouveau palier, ce qui signifie que la fusion du MCP se poursuit à l'endroit où se trouve le thermocouple. Rappelons que la densité du MCP solide est supérieure à celle du MCP liquide.

L'hypothèse est donc la suivante : Il se produit un phénomène de décrochage du MCP solide au sein de la bille à l'endroit du thermocouple qui se manifesterait par une chute brutale (glissement) du MCP solide (glaçon) le long du thermocouple en raison d'une densité plus élevée. Ce phénomène se manifesterait lors de la fusion du MCP qui entraînerait le déplacement du MCP liquide vers le haut et celui du MCP solide vers le bas. C'est pourquoi nous observons une variation abrupte de la température qui apparaîtrait lors du glissement du MCP solide le long du thermocouple.

Par ailleurs, le phénomène est entièrement perceptible lorsque la température d'entrée est de 65°C alors que la température de transition gel-liquide T_g est de 45°C [6]. Ce qui veut dire qu'au-delà d'une température de 45°C puisque le MCP perd son aspect gélifiant, les déplacements au sein de la bille sont facilités.

3.5. DUREE DE STOCKAGE

On définit la durée de stockage t_s comme étant la durée entre le moment où la température du MCP en entrée de la colonne atteint $T_{onset} = 20.7^\circ\text{C}$ et le moment où la température du MCP en sortie atteint 40°C, température pour laquelle le MCP est totalement liquide. Par conséquent, sur cet écart de température la chaleur latente est entièrement stockée dans la batterie.

La Figure 10 présente l'évolution de la durée de stockage t_s en fonction du débit pour différentes températures d'entrée de fluide $T_{f,in}$.

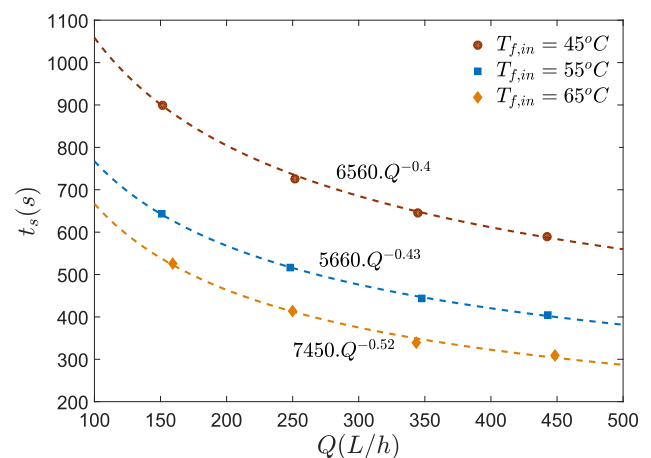


Fig. 10. Variations de t_s en fonction du débit

Les données expérimentales ont été approximées par des courbes de tendance en loi de puissance négative de type αQ^β . En observant ces lois, tout laisse à penser que la valeur de la puissance diminue à mesure que la température d'entrée du fluide $T_{f,in}$ augmente. On note que les 3 courbes sont décroissantes et qu'elles offrent un bon accord avec les points obtenus. A partir de cette figure, on atteste de nouveau que le débit influe sur les échanges thermiques et donc de ce fait, sur la durée de stockage t_s . De plus, nous observons qu'une augmentation de $T_{f,in}$ implique une diminution assez conséquente de la durée de stockage t_s , ce qui vient confirmer le constat fait dans la partie 3.3.

3.6. EFFICACITE

Notre système peut être assimilé à un échangeur de chaleur (comme l'a étudié Bédécarrats et al. [7]) puisque de l'énergie thermique est transférée d'un fluide à un autre, qui sont physiquement séparés. Dans notre cas, lors de la charge thermique, le fluide caloporteur transfère sa chaleur au MCP se trouvant dans les billes. L'efficacité de notre échangeur a été évaluée selon la formule suivante :

$$Eff(t) = \frac{T_{f,in} - T_{f,out}}{T_{f,in} - T_m} \quad (3)$$

avec $T_{f,in}$ et $T_{f,out}$ les températures respectives d'entrée et de sortie du fluide et T_m la température de fusion du MCP, égale à 27°C.

L'efficacité Eff a été déterminée dans l'intervalle de temps correspondant au changement d'état. Pour un débit de 250 L/h et une température d'entrée $T_{f,in} = 45^\circ\text{C}$, nous avons obtenu une efficacité $Eff < 3\%$, autant dire une valeur très faible. Autrement dit, notre système est loin d'être efficace. Ceci s'explique notamment par la configuration du système qui renferme des billes de diamètre important (par rapport au système dans lequel ils sont insérés) et qui a un volume beaucoup trop faible. Une des solutions envisagées qui permettrait d'obtenir un échangeur plus efficace serait de développer une batterie de contenance plus élevée et composée de billes de taille plus faible. Cette solution sera appliquée dans notre prochaine étude expérimentale mais avant cela, nous projetons dans un premier temps de modéliser numériquement ce système pour en obtenir une première approche.

4. CONCLUSION

Une plateforme de simulation constituée d'une batterie thermique, élément central du système, renfermant des billes de MCP a été développée dans cette étude. Du Rubitherm RT 27 a été introduit à chaud dans des billes de diamètre 20mm. Afin de prévenir les fuites à l'intérieur des billes, le MCP a été emprisonné dans une matrice polymère. Cette étude a permis de valider notre prototype de batterie thermique et d'analyser ses performances à travers différents paramètres tels que le débit du fluide Q et la température d'entrée $T_{f,in}$. Plusieurs expériences ont été réalisées. Les principaux résultats indiquent :

- Augmentation du débit et de la température d'entrée du fluide => charge thermique plus rapide ;
- La durée de stockage t_s suit une courbe de loi en $\alpha Q^{-\beta}$
- Phénomène de décrochage
- Très faible efficacité

Un phénomène assez singulier que l'on nomme « phénomène de décrochage » apparaît lors d'une charge thermique pendant la transition de phase du MCP. Elle se manifeste par une brusque augmentation de la température. En raison d'une densité du MCP solide plus élevée, on émet l'hypothèse d'une chute brutale de la phase solide le long du thermocouple qui serait à l'origine de cette variation abrupte de la température. Nous envisageons à l'avenir de confirmer cette hypothèse en

montant un dispositif qui permettrait l'observation de ce phénomène.

En perspective, l'idée est de développer une simulation numérique afin de faire varier les paramètres physiques influant sur les transferts de chaleur dans l'optique d'optimiser les performances dynamiques et thermiques de la batterie.

REMERCIEMENTS

Les auteurs remercient la région Île de France pour le financement de cette étude à travers le FUI, dans le cadre du projet VEGETO dont le comité pilote est la société VALEO.

Sont également remerciés tous les membres du laboratoire qui ont participé à la réalisation du banc d'essais.

REFERENCES

- [1] V. V. Tyagi et D. Buddhi, « PCM thermal storage in buildings: A state of art », *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 11, no 6, p. 1146-1166, août 2007.
- [2] A. Felix Regin, S. C. Solanki, et J. S. Saini, « An analysis of a packed bed latent heat thermal energy storage system using PCM capsules: Numerical investigation », *Renew. Energy*, vol. 34, no 7, p. 1765-1773, juill. 2009.
- [3] Z. Ma, G. C. Glatzmaier, et M. Mehos, « Development of Solid Particle Thermal Energy Storage for Concentrating Solar Power Plants that Use Fluidized Bed Technology », *Energy Procedia*, vol. 49, p. 898-907, janv. 2014.
- [4] N. Nallusamy, S. Sampath, et R. Velraj, « Experimental investigation on a combined sensible and latent heat storage system integrated with constant/varying (solar) heat sources », *Renew. Energy*, vol. 32, no 7, p. 1206-1227, juin 2007.
- [5] M. Martinelli, A. S. Soupart-Caron, F. Bentivoglio, P. Marty, R. Couturier, et J.-F. Fourmigue, « Experimental study of a phase change thermal energy storage with copper foam », *Appl. Therm. Eng.*, déc. 2016.
- [6] S. A. Bahrani, L. Royon, B. Abou, R. Osipian, K. Azzouz, et A. Bontemps, « A phenomenological approach of solidification of polymeric phase change materials », *J. Appl. Phys.*, vol. 121, no 3, p. 035103, janv. 2017.
- [7] J. P. Bédécarrats, J. Castaing-Lasvignottes, F. Strub, et J. P. Dumas, « Study of a phase change energy storage using spherical capsules. Part I: Experimental results », *Energy Convers. Manag.*, vol. 50, no 10, p. 2527-2536, oct. 2009.

DEVELOPPEMENT D'UN CONCEPT INNOVANT D'ECHANGEUR THERMIQUE POUR LE STOCKAGE DYNAMIQUE DE CHALEUR

Jules Voguelin **SIMO TALA**^{a,b,*}, Serge **RUSSEIL**^{a,b}, Daniel **BOUGEARD**^{a,b}

^a IMT Lille Douai, Institut Mines-Télécom, Département Energétique Industrielle, F59508 Douai, France

^b Université de Lille, F-59000 Lille, France

RÉSUMÉ

La communication proposée présente les résultats obtenus en termes de performances de transfert dans une configuration d'échange thermique particulière entre un réseau de fluides chauds et un circuit fluide froid noyés dans un élément conducteur intégrant un fluide caloporteur confiné, pouvant servir de stockage d'énergie selon le régime d'utilisation de l'échangeur. Les résultats sont obtenus par simulations numériques réalisées à l'aide du code de calcul Star CCM+ en mettant en œuvre un couplage conducto-convectif entre le fluide chaud, l'élément conducteur, le fluide caloporteur confiné et le fluide froid. Une attention particulière est portée au caractère instationnaire et périodique des transferts thermiques, aux modèles physiques employés, en particulier la prise en compte des échanges convectifs forcés dans les réseaux de fluides et de la convection naturelle dans le fluide caloporteur confiné. On observe que le remplacement contrôlé de matière conductrice dans l'échangeur stockeur par un fluide caloporteur approprié altère faiblement les performances thermiques, conduit à un gain de matière et réduit la masse de l'échangeur à iso-puissance de pompage.

Mots Clés : Echangeur de chaleur, Stockage, Simulation numérique, Couplage conducto-convectif

NOMENCLATURE

Symboles :

Lettres latines :

a	Côté de l'élément conducteur, m
b	Côté de la région évidée, m
Cp	Chaleur massique, $\text{Jkg}^{-1} \text{K}^{-1}$
d	Diamètre, m
f	Fréquence, Hz
g	Accélération de la pesanteur, ms^{-2}
L	Longueur de l'élément conducteur, m
l	Longueur de la région évidée, m
P	Pression, Pa
\dot{q}	Flux thermique local, Wm^{-3}
Q	Puissance thermique, W
Re _d	Nombre de Reynolds, $\frac{\rho U_d}{\mu}$, -
T	Température, K

T	Période, s
t	Temps, s
V	Vitesse, ms^{-1}
Lettres grecques :	
ρ	Masse volumique, kgm^{-3}
μ	Viscosité dynamique, $\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$
λ	Conductivité thermique, $\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$
β	Coefficient de dilatation thermique, K^{-1}
ν	Viscosité cinématique, ms^{-2}
Indices / Exposants :	
i,e	interne/externe
cond/conv/st	conductif/convectif/stocké
Al/am/av/e	aluminium/amont/aval/eau
Cu/c/f/g	cuivre/chaud/froid/global
max/loc	maximum/local
ref/p	référence/Poiseuille

1. INTRODUCTION

Les échangeurs de chaleur sont des composants thermodynamiques employés dans de nombreux secteurs d'activité tels que l'habitat, l'automobile, l'aéronautique, la pétrochimie etc. De nombreux échangeurs thermiques conventionnels ont été développés depuis plusieurs décennies pour des applications variées dans les secteurs d'activité sus-cités. Selon l'application, on distingue les échangeurs à tubes ailetés, à tubes et calandre, à plaques, à spirales, à serpents, etc. Dans les applications les plus courantes des secteurs d'activités ci-dessus, le transfert de chaleur

dans les différentes structures d'échanges évoquées est directement effectué entre le fluide chaud et le fluide froid généralement dans des conditions de fonctionnement stationnaires. Une priorité est alors donnée aux transferts de chaleur directs au détriment de toute possibilité de stockage thermique dans la masse de l'échangeur [1-3], ce qui conduit à l'emploi d'ailettes thermiquement minces. Dans certaines applications plus spécifiques, par exemple le conditionnement et la distribution de liquides alimentaires pressurisés, les échanges thermiques entre fluide chaud et fluide froid se font via un élément massif conducteur intermédiaire, permettant une meilleure

* auteur correspondant

Adresse électronique : jules-voguelin.simo.tala@imt-lille-douai.fr

gestion des transitoires de demande de chaleur ou de froid par une composante de stockage dans la masse de l'échangeur. Les performances de ces composants thermiques dépendent énormément de la dynamique de l'écoulement, des propriétés thermo-physiques des matériaux mis en jeu, du type de stockage (sensible et/ou latent avec utilisation de matériaux à changement de phase), des modes de transfert thermiques mis en jeu ainsi que des caractéristiques géométriques [4]. La littérature scientifique a largement traité des problèmes de transfert de chaleur ou de masse dans les échangeurs de chaleur conventionnels sus-cités [1-3], cependant, à notre connaissance, très peu d'études ont été effectuées sur le stockage dynamique de chaleur ou de froid dans les échangeurs thermiques. Dans cette étude, un nouveau modèle d'échangeur de chaleur capable de transférer simplement de la chaleur (ou du froid) en régime permanent et/ou de stocker une partie de celle-ci en régime transitoire ou en régime instationnaire périodique établi est proposé et étudié numériquement. Ce composant thermique est constitué d'un élément conducteur massif dans lequel sont noyés un réseau de veines fluides anisothermes dans une configuration d'écoulements parallèles, l'élément conducteur pouvant contenir un fluide caloporteur confiné dans des parties évidées par enlèvement local de matière. Un transfert de chaleur conjugué est considéré entre l'élément conducteur, le réseau de veines fluides chaud et froid et les fluides caloporteurs confinés dans les parties évidées de l'échangeur. Deux configurations géométriques d'échange sont analysées à iso-compacité et pour des arrangements de fluides en co-courant et en contre-courant. Une attention particulière est accordée à la nature instationnaire et périodique des échanges thermiques afin d'analyser le potentiel de stockage calorifique. Seul le stockage sensible est analysé dans cette étude préliminaire. De même, en prévision d'une étude ultérieure du stockage latent dans le fluide caloporteur confiné, une attention particulière est accordée à la compréhension de la dynamique de l'écoulement dans les régions évidées.

2. FORMULATION MATHÉMATIQUE, DOMAINE DE CALCUL ET PROCÉDURE NUMÉRIQUE

2.1. FORMULATION MATHÉMATIQUE

L'écoulement dans l'échangeur est modélisé à travers les équations de conservation (masse, quantité de mouvement) en régime laminaire. Le fluide est supposé incompressible et visqueux. Le transfert de chaleur est modélisé à travers l'équation de transport de l'énergie dans les veines fluides couplée à la diffusion thermique dans l'élément massif conducteur. Les phénomènes de convection naturelle sont pris en compte dans les parties évidées de l'échangeur, et les phénomènes de convection mixte sont considérés dans les veines fluides en raison de la condition dynamique périodique imposée à l'entrée des veines fluides en régime instationnaire. Pour un écoulement de fluide incompressible en régime laminaire, les équations de conservation s'écrivent, en négligeant l'échauffement visqueux, comme suit :

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \vec{V} \cdot \vec{\nabla} \vec{V} = -\frac{1}{\rho_e} \vec{\nabla} P + \nu_e \Delta \vec{V} + g\beta(T - T_{ref}) \quad (2)$$

$$\rho_{Al} C_{p_{Al}} \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda_{Al} \nabla^2 T \quad (3)$$

$$\rho_{Cu} C_{p_{Cu}} \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda_{Cu} \nabla^2 T \quad (4)$$

$$\rho_e C_{p_e} \frac{\partial T}{\partial t} + \rho_e C_{p_e} \vec{V} \cdot \vec{\nabla} T = \lambda_e \nabla^2 T \quad (5)$$

Le fluide considéré dans cette étude est de l'eau, l'élément conducteur est de l'aluminium et les tubes sont constitués de cuivre. L'eau est également considérée dans cette étude comme fluide caloporteur confiné dans les parties évidées de l'élément conducteur. L'élément conducteur et l'eau confinée assurent un stockage inertiel d'une partie de la chaleur ou du froid pour un fonctionnement instationnaire. En raison de la faible différence de température (20 ° C) entre le fluide froid et le fluide chaud, les propriétés thermo-physiques de l'eau, de l'aluminium et du cuivre sont estimées à la température moyenne $T = 285K$.

2.2. DOMAINE DE CALCUL ET CONDITIONS AUX LIMITES

Le domaine de calcul considéré dans cette étude est représenté sur la figure 1. Il est constitué d'un élément conducteur parallélépipédique à section carrée de côté $a=24mm$ et de longueur $L=150mm$. Cet élément conducteur est évidé sur trois régions internes V1, V2 et V3 par enlèvement de matière. Les régions V1, V2 et V3 de forme identique, de section carrée de côté $b=18mm$ et de longueur $l_v=15mm$ sont repérées par leurs centres respectifs Z1, Z2 et Z3 situés à -50mm, 0mm et 50mm. Elles sont remplies d'eau confinée. L'ensemble est traversé par un réseau de tubes cylindriques constitué de quatre tubes identiques de diamètre internes et externes respectifs $d_{ic}=5mm$ et $d_{ec}=6mm$ dans lesquels circule de l'eau chaude; et d'un tube central de diamètre interne et externe respectifs $d_{if}=6mm$ et $d_{ef}=7mm$ dans lequel circule de l'eau froide. Tous les tubes sont en cuivre et sont extrudés à l'amont et à l'aval de l'élément conducteur sur une longueur identique $l_{am}=l_{av}=25mm$. La géométrie de la figure 1 dénommée géométrie évidée est comparée à la géométrie de base (non représentée) qui lui est similaire à la seule différence que l'élément conducteur n'est pas évidé dans les régions V1 V2 et V3 (pas de fluide caloporteur confiné). L'étude est réalisée en régime instationnaire pour un nombre de Reynolds variant périodiquement dans le temps entre 0 et Re_{dmax} dans les veines fluides chaudes et dans la veine fluide froide comme suit :

$$Re_d(t) = Re_{dmax} \left[1 + \sin \left(2\pi f t + \frac{\pi}{2} \right) \right] \quad (6)$$

Ceci correspond au profil de vitesse d'entrée suivant :

$$V_e(r,t) = \frac{1}{2} V_p(r) \left[1 + \sin \left(2\pi f t + \frac{\pi}{2} \right) \right] \quad (7)$$

$V_p(r)$ représente le profil parabolique de Poiseuille. L'étude est effectuée à iso-compacité pour des modes de circulation de fluides en co-courant et en contre-courant. Les conditions aux limites appliquées aux frontières du domaine de calcul sont les suivantes :

- Entrée des veines chaudes: profil de vitesse parabolique de Poiseuille variable dans le temps $V_{ec}(r,t)$, température constante $T_{ec}=295K$

$$V_{ec}(r,t) = \frac{1}{2} V_{pc}(r) \left[1 + \sin \left(2\pi f_c t + \frac{\pi}{2} \right) \right] \quad (8)$$

- Entrée de la veine froide: profil de vitesse parabolique de Poiseuille variable dans le temps $V_{ef}(r,t)$, température constante $T_{ef}=275K$

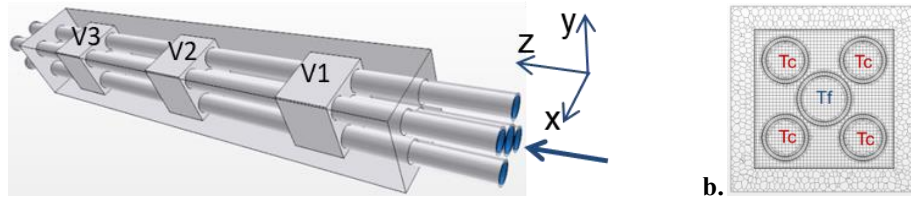


Figure 1 : (a) Domaine de calcul ; (b) topologie du maillage dans la section contenant du fluide confiné

$$V_{ef}(r,t) = \frac{1}{2} U_{pf}(r) \left[1 + \sin \left(2\pi f_t t + \frac{\pi}{2} \right) \right] \quad (9)$$

- Surfaces externes des tubes amont et aval (extrusions), surfaces externes de l'élément conducteur : Adiabatiques
- Interface eau-aluminium et aluminium-cuivre à l'intérieur de l'élément conducteur: couplage conducto-convectif et couplage conducto-convectif respectivement
- Sortie des veines fluides chaudes et de la veine fluide froide : Pression atmosphérique uniforme $p=0$ Pa

Dans cette étude, la vitesse débitante maximale dans chaque veine fluide chaude et celle dans la veine froide centrale valent respectivement $V_{cmax}=0,025$ m/s et $V_{fmax}=0,144$ m/s ce qui correspond respectivement à des nombres de Reynolds maximaux $Re_{dcmax} = 100$ et $Re_{dfmax} = 700$.

2.3. PROCEDURE NUMERIQUE

Les équations de Navier Stokes et d'énergie sont résolues séquentiellement par le solveur algébrique linéaire multigrille AMG du code commercial Star CCM + [5] à travers l'utilisation de l'algorithme SIMPLE et de la méthode itérative de Gauss-Seidel. Pour une résolution correcte des termes convectifs, une discrétisation spatiale du second ordre est choisie. Afin de décrire les champs thermiques et dynamiques, un maillage structuré par bloc constitué de cellules polyédriques dans les solides et de cellules hexaédriques dans les fluides est généré dans le domaine de calcul. Un raffinement approprié est appliqué à proximité des parois afin de capturer correctement le frottement pariétal et le gradient de température dans la première cellule pariétale comme illustré sur la figure 1b. Afin de garantir l'indépendance de la solution vis-à-vis du maillage, un système de quatre maillages ayant respectivement 0,5 ; 0,8 ; 1,2 et 1,6 millions de cellules est généré dans le domaine de calcul. Une différence globale en termes de puissance thermique et de pertes de charge entre les deux derniers maillages inférieure à 1% est observé pour un calcul stationnaire. En raison de la complexité des phénomènes physiques ayant lieu dans l'échangeur (couplage convection forcée-convection naturelle-conduction), il a été décidé d'adopter pour toutes les simulations le maillage ayant 1,2 million de cellules.

Il est évident que les simulations numériques instationnaires sont consommatrices de ressources numériques et de temps de calcul cependant, un choix optimal du pas de temps est nécessaire afin de garantir la fiabilité des résultats, en particulier dans la présente étude où le potentiel de stockage (ou de déstockage) de chaleur (ou de froid) par conduction et par convection instationnaire dans la masse de l'échangeur est numériquement analysé. Afin d'assurer l'indépendance de la solution vis-à-vis du pas de temps pour les calculs instationnaires, trois simulations ont été effectuées dans

la configuration d'échange avec élément conducteur évidé en imposant des profils de vitesse de périodes respectives $T_c=20$ s et $T_f=60$ s à l'entrée des veines chaudes et froides en configuration d'écoulement co-courant, pour les pas de temps $\Delta t = 0,1$ s, $0,01$ s et $0,001$ s. Le maillage optimal obtenu à partir des calculs stationnaires ci-dessus a été utilisé. La comparaison du flux thermique stocké dans l'élément conducteur pour le pas de temps $\Delta t = 0,001$ s avec celui obtenu avec les pas de temps respectifs $\Delta t = 0,1$ s et $\Delta t = 0,01$ s a montré des différences maximales de 25% et 2% respectivement. Par conséquent, le pas de temps $\Delta t = 0,01$ s a été choisi pour effectuer les simulations numériques instationnaires afin d'économiser des ressources numériques tout en garantissant la précision des résultats. Par ailleurs, la qualité du maillage et du pas de temps choisi a été évaluée en calculant le nombre de courant CFL moyen de l'écoulement dans tous les volumes fluides. Une valeur moyenne de 0,94 a été obtenue, confirmant ainsi la bonne discrétisation spatiotemporelle des équations de conservation.

Afin de valider la procédure numérique employée dans cette étude, des simulations numériques préliminaires ont été réalisées en convection naturelle, en régime stationnaire dans une cavité carrée différentiellement chauffée ainsi que dans un tube cylindrique ayant le même diamètre que la veine froide de l'échangeur étudié avec une condition de flux imposé à la paroi, en convection forcée et en écoulement développé. Ce choix a été motivé par le manque de données expérimentales de validation des échanges convectifs dans les échangeurs stockeurs. La comparaison des profils de vitesse en convection naturelle avec le benchmark de De Vahl Devis [6] a montré une différence maximale de 0,8%. De même, la comparaison du nombre de Nusselt Nu et du coefficient de frottement en convection forcée avec les résultats analytiques a montré respectivement des différences relatives de 0,5% et 0,6% validant de ce fait la procédure numérique.

3. RESULTATS ET ANALYSE

3.1. ETUDE STATIONNAIRE

Dans cette section, l'échangeur thermique est étudié en régime stationnaire afin de caractériser l'écoulement et les transferts thermiques lors des phases de fonctionnement stationnaires. Des profils de Poiseuille correspondant aux nombres de Reynolds maximaux $Re_{dcmax} = 100$ et $Re_{dfmax} = 700$ ainsi que des profils de températures uniformes $T_c=295$ K et $T_f=275$ K sont respectivement imposés à l'entrée de chaque veine fluide chaude et de la veine fluide froide. Deux modes de circulation des fluides en co-courant et en contre-courants sont étudiés en termes de structuration de l'écoulement et de performances d'échange.

3.1.1 Structuration de l'écoulement et échanges thermiques

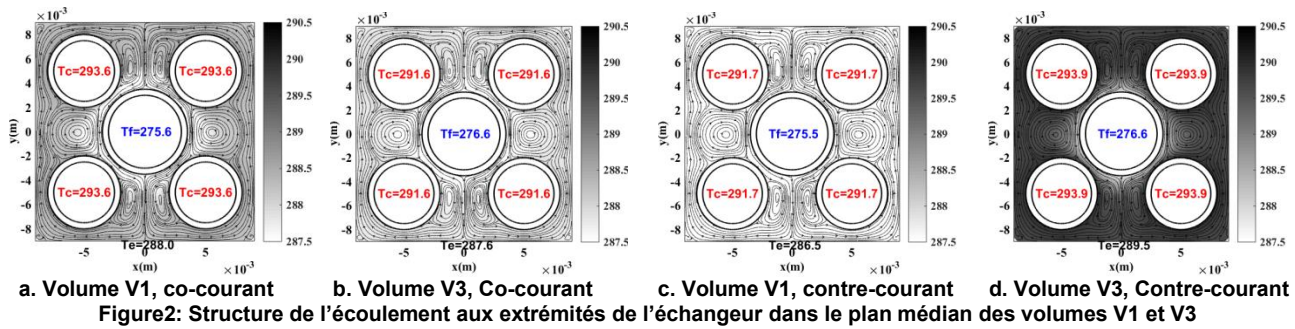


Figure2: Structure de l'écoulement aux extrémités de l'échangeur dans le plan médian des volumes V1 et V3

Sur la figure 2, la structuration de l'écoulement dans les régions évidées de l'élément conducteur associée à la cartographie du champ de température du fluide est présentée aux extrémités de l'échangeur dans les sections transversales centrales des régions V1 et V3 respectivement pour les configurations d'écoulement co-courant et d'écoulement contre-courant. Afin de visualiser clairement les échanges convectifs, la température de mélange de chaque veine fluide est représentée dans chaque tube ainsi que la température moyenne du fluide caloporteur confiné. On peut observer sur la figure 2a une structuration de l'écoulement constituée de cellules tourbillonnaires contrarotatives formées dans les espaces interstitiels séparant les tubes chauds et le tube froid central. Cette structure de l'écoulement est liée à la mise en mouvement naturel du fluide du fait du déséquilibre entre les forces de pression et les forces de pesanteur causé par le gradient thermique à l'origine des forces de flottabilité. Près du tube froid central, un écoulement descendant est observé, à l'opposé du voisinage immédiat des tubes chauds où l'on observe un écoulement ascensionnel. A proximité des surfaces latérales de la région évidée, on observe principalement un écoulement ascendant. La structure globale de l'écoulement est évidemment symétrique par rapport au plan médian $x=0$ de l'échangeur en raison de l'orientation des forces de volume suivant la verticale Oy . La structuration de l'écoulement se conserve dans les deux régions extrêmes V1 et V3 pour les arrangements d'écoulement co-courant et contre-courant. Toutefois, la différence de température entre les deux sections aussi bien dans la veine fluide chaude que dans la veine fluide froide est dans l'absolu légèrement plus élevée en configuration d'écoulement contre-courant par rapport à la configuration d'écoulement co-courant. Ceci conduit à un écart de température moyen du fluide entre les régions évidées V1 et V3 moins importante dans la configuration d'écoulement co-courant que dans la configuration d'écoulement contre-courant indiquant localement un meilleur échange thermique en configuration d'écoulement contre-courant.

3.1.2 Performances thermohydrauliques

Les performances de l'échangeur sont évaluées en calculant le coefficient de performance thermohydraulique de l'échangeur défini comme le rapport de la puissance thermique échangée et de la puissance mécanique nécessaire à la mise en écoulement des veines fluides [4]:

$$\eta = \frac{Q}{(\dot{V}\Delta P)_c + (\dot{V}\Delta P)_f} \quad (10)$$

Le tableau 1 présente les valeurs de puissance thermique et de coefficient de performance thermohydraulique de l'échangeur de base à élément conducteur plein (non évidé) et de l'échangeur modifié à

élément conducteur évidé pour les deux modes de circulation des fluides.

Mode de cir.	Co-courant		Contrecourant	
	Pleine	Evidée	Pleine	Evidée
Q (W)	32,84	32,27	34,66	34,05
$\eta (\times 10^5)$	2,33	2,29	2,46	2,42

Tableau1 : Performances globales de l'échangeur

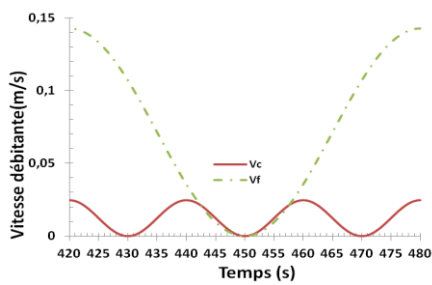
La configuration de base (pleine) et la configuration évidée ont des performances thermohydrauliques pour le mode de circulation des fluides en contrecourant supérieures au mode de circulation des fluides en co-courant de 5%. Les puissances thermiques échangées en configuration d'écoulements contre-courant sont en effet légèrement supérieures à la configuration d'écoulement co-courant en raison d'un échange thermique meilleur comme observé précédemment. Pour les configurations d'écoulement en co-courant et en contre-courant, la performance de la configuration évidée est inférieure à celle de la configuration de base de 1,9% du fait de la légère dégradation du transfert thermique dans les régions évidées. Toutefois, l'économie de matière et de poids réalisée en évitant la géométrie de base sont respectivement de 12% et 8% indiquant une possibilité de réduction des coûts de production de l'échangeur.

3.2 ETUDE INSTATIONNAIRE

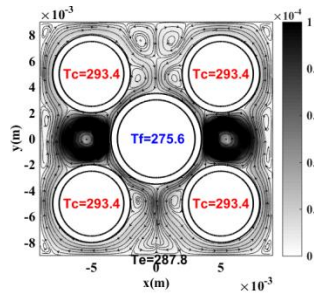
Dans cette section, la dynamique de l'écoulement et la capacité de l'échangeur à gérer la demande de chaleur ou de froid par une composante de stockage est étudiée en analysant le stockage (ou le déstockage) de chaleur dans l'échangeur induit par une circulation intermittente et périodique des fluides chauds et du fluide froid. Des profils de Poiseuille variables périodiquement dans le temps sont imposés à l'entrée de chaque tube chaud et du tube froid central avec des périodes respectives $T_c=20s$ et $T_f=60s$. La température imposée à l'entrée de chaque veine chaude est $T_c=295K$ et celle imposée à l'entrée de la veine froide est $T_f=275K$. Ceci permet d'émuler le fonctionnement réel intermittent d'un échangeur stockeur. Le champ dynamique transportant le champ de température dans l'échangeur étant périodique, la dynamique de l'écoulement et le stockage thermique est analysé lorsque le régime instationnaire périodique établi est numériquement atteint.

3.2.1 Structuration de l'écoulement et échanges thermiques

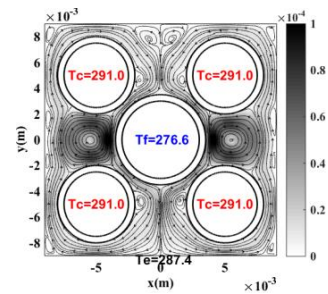
Le profil dynamique de plus petite fréquence étant imposé à l'entrée du fluide froid, le calcul a été effectué sur une durée totale de 480s afin d'assurer l'établissement de l'instationnarité des échanges conducto-convectifs sur au moins 5 périodes dynamiques dans la veine froide (soit 15 périodes dans chaque veine



a. Profil de vitesse d'entrée



b. Volume V1 co-courant



c. Volume V3 co-courant

Fig. 3: Structure de l'écoulement aux extrémités de l'échangeur dans le plan médian des volumes V1 et V3 à t=420s

chaude). Le nombre de Reynolds dans la veine chaude varie périodiquement de 0 à 100 alors que celui dans la veine froide varie de 0 à 700. La figure 3 présente la structuration de l'écoulement associée à la cartographie du module de vitesse aux extrémités de l'échangeur dans les plans médians des volumes V1 et V3 en configuration d'écoulement co-courant, à l'instant t=420s en régime instationnaire périodique établi. A cet instant, les vitesses débitantes dans la veine froide et dans chaque veine chaude sont maximales et valent respectivement 0,025m/s et 0,144m/s comme illustré sur la figure 3a. La structuration de l'écoulement aux extrémités de l'échangeur dans les régions évidées est beaucoup plus complexe et différente de celle observée en fonctionnement stationnaire (voir figure 2). Sur la figure 3b, le gradient thermique entre tube froid et tube chaud est maximal en écoulement co-courant ce qui intensifie les forces de flottabilité engendrant par conséquent une structuration de l'écoulement constituée de cellules tourbillonnaires multicellulaires dans l'espace intermédiaire entre les tubes chauds supérieurs et le tube froid central. Le module de vitesse est maximal de part et d'autre du tube froid central, indiquant qualitativement une dynamique tourbillonnaire plus intense. Le passage de la région évidée d'entrée (volume V1) à la celle de sortie (volume V3) est accompagné d'une diminution du gradient thermique entre veine chaude et veine froide, ce qui atténue les forces de flottabilité provoquant une diffusion des cellules tourbillonnaires. Une structuration de l'écoulement similaire est également observée en écoulement contrecourant mais avec une dynamique tourbillonnaire moins intense du fait des gradients de température plus faibles entre veines chaudes et veine froide telle qu'observée sur la figure 3c.

La figure 4 présente l'évolution temporelle de la structure de l'écoulement et les échanges convectifs sur une période T_f de la veine fluide froide (trois périodes de la veine fluide chaude) dans la région évidée V3 de l'échangeur en configuration d'écoulement co-courant. On peut observer une variation importante de la structure de l'écoulement et de la dynamique tourbillonnaire avec le temps. A t=420s (t_0), les vitesses débitantes sont maximales dans les veines fluides chaudes et froide et

valent respectivement 0,025m/s et 0,144m/s (voir figure 3a), ce qui induit un gradient thermique élevé entre les deux veines intensifiant de ce fait les forces de flottabilité. A t=440s ($t_0+2T_f/6$), la vitesse débitante est à nouveau maximale dans chaque veine chaude mais ne vaut plus que 0,034m/s dans la veine froide. On observe une diminution du gradient de température entre veine chaude et veine froide ce qui diminue la vigueur des forces de flottabilité et par conséquent la dynamique tourbillonnaire. Entre l'instant t=440s et t=460s, les vitesses débitantes dans les veines fluides chaudes et froide passent tous par une valeur nulle pour atteindre respectivement 0,025m/s et 0,034m/s à t=460s. Il s'ensuit une diminution du gradient de température entre veine chaude et veine froide et par conséquent une modification importante de la structuration de l'écoulement et de la dynamique tourbillonnaire telle qu'observée sur la figure 4c. A t=480s (t_0+T_f), les vitesses débitantes dans les veines chaudes et froides redeviennent maximales ce qui intensifie les forces de flottabilité et par conséquent la dynamique tourbillonnaire. La structure de l'écoulement et les échanges convectifs deviennent identiques à celles observées à l'instant t=440s (t_0) en raison de l'évolution périodique des échanges convectifs.

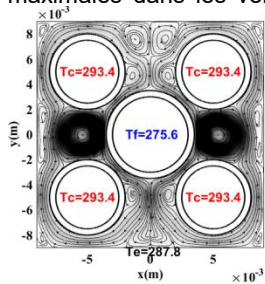
3.2.2. Stockage/déstockage thermique

Afin d'analyser le stockage de chaleur dans l'échangeur, Les équations d'énergie précédentes (3) et (5) sont analysées terme par terme pour évaluer les différentes parties d'énergie transférées par conduction et convection et celle stockée dans l'échangeur. Ces équations peuvent être écrites sous la forme locale (dans une cellule du maillage) comme suit:

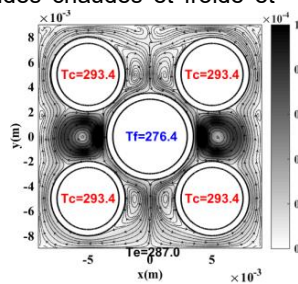
$$\dot{q}_{st,e,loc} + \dot{q}_{conv,e,loc} = \dot{q}_{cond,e,loc} \quad (11)$$

$$\dot{q}_{st,Ai,loc} = \dot{q}_{cond,Ai,loc} \quad (12)$$

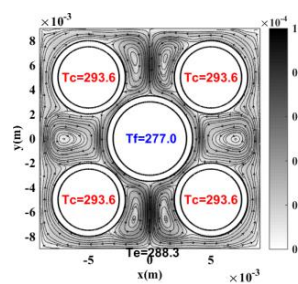
\dot{q}_{st} , \dot{q}_{conv} , \dot{q}_{cond} sont respectivement les densités volumiques de flux de chaleur stocké (ou déstocké) et transférés par convection et par conduction à travers les frontières d'une cellule du domaine de calcul.



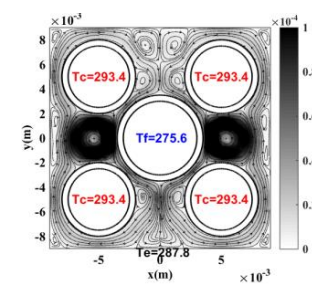
a. t=420s (t_0)



b. t=440s ($t_0+2T_f/6$)



c. t=460s ($t_0+4T_f/6$)



d. t=480s (t_0+T_f)

Fig. 4: Structure de l'écoulement aux extrémités de l'échangeur dans le plan médian du volume V1 sur une période T_f

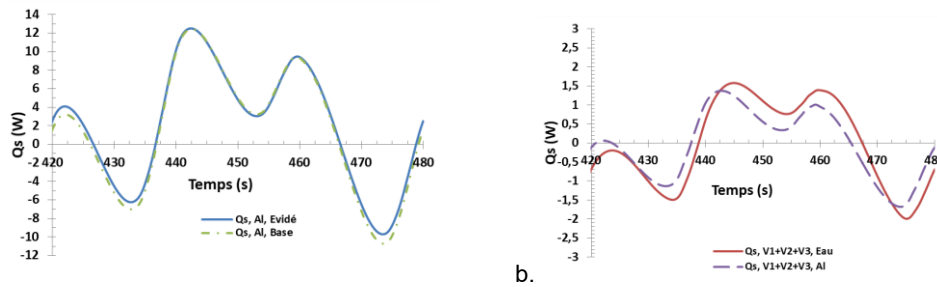


Figure5: Evolution du stockage thermique dans l'échangeur co-courant sur une période T_f (a) dans l'élément conducteur, (b) dans les régions évidées

Ces quantités sont ensuite intégrées dans le domaine de calcul pour obtenir les flux de chaleur totaux stockés dans la masse de l'élément conducteur et dans les régions évidées comme suit :

$$\dot{q}_{st,Al,g} = \int_{Vol,Al} \rho_{Al} C_{pAl} \frac{\partial T}{\partial t} dv \quad (13)$$

$$\dot{q}_{st,e,g} = \int_{Vol,e} \rho_e C_{pe} \frac{\partial T}{\partial t} dv \quad (14)$$

La figure 5 présente l'évolution temporelle du flux thermique stocké dans l'échangeur sur une période d'écoulement T_f . Sur la figure 5a, Le flux stocké dans l'élément conducteur de l'échangeur évidé est comparé au flux stocké dans le volume analogue de l'échangeur de base non évidé. Les valeurs positives du flux correspondent globalement à un stockage calorifique tandis que les valeurs négatives correspondent à un déstockage calorifique (autrement-dit un stockage frigorifique). On observe dans le premier tiers de période de la veine froide T_f (correspondant à une période T_c des veines chaudes, voir figure 3a) un stockage suivi d'un déstockage calorifique avec des extrema respectivement à $t=422s$ et $t=432s$. Ceci correspond à un apport calorifique par les veines chaudes partiellement compensé par l'apport frigorifique de la veine froide dont la vitesse débitante reste importante (voir figure 3a). Dans le second tiers de période T_f (correspondant également à une période T_c), la vitesse débitante de la veine froide décroît au point de s'annuler à $t=450s$ (voir figure 3a). L'apport frigorifique de la veine froide diminuant corrélativement au point de s'annuler, un apport de chaleur important a lieu durant ce temps qui correspond à la phase de recharge calorifique (stockage) de l'élément conducteur. Dans le troisième tiers de période T_f , la vitesse débitante de la veine froide croît à nouveau pour atteindre son maximum à $t=480s$. Il s'ensuit un déstockage calorifique avec un extrémum à $t=473s$ qui correspond à la phase de recharge frigorifique. Le fait le plus significatif est qu'on observe très peu de différence entre le profil de stockage calorifique dans l'élément conducteur évidé et son analogue dans la configuration de base non évidé indiquant une faible altération de la diffusion thermique dans l'échangeur évidé par rapport à la configuration pleine. Ce constat est également observé sur la figure 5b qui représente le profil temporel de stockage calorifique dans les régions évidées de l'échangeur contenant le fluide caloporteur confiné et les régions analogues de l'échangeur de base non évidé. On observe clairement des extrema de stockage équivalents accompagné d'un déphasage temporel du fait de la différence d'inertie thermique des volumes fluides et des volumes analogues dans l'élément conducteur confirmant également en régime instationnaire une faible altération des échanges

convectifs par l'adjonction de volumes fluides caloporteurs dans l'élément conducteur.

3. CONCLUSION

Dans cette étude, un nouveau modèle d'échangeur thermique capable de transférer de la chaleur en fonctionnement stationnaire ou de réaliser un stockage calorifique en fonctionnement instationnaire a été étudié. Une comparaison a été effectuée entre un élément conducteur plein et un élément conducteur évidé rempli de fluide caloporteur confiné. Les principales conclusions de cette étude sont les suivantes :

- Le remplacement contrôlé de matière conductrice dans un échangeur stockeur par un fluide caloporteur approprié altère faiblement les performances thermiques de l'échangeur, permet de réaliser un gain non négligeable de matière et réduit la masse de l'échangeur à iso-puissance de pompage.
- Pour des conditions d'entrée périodiques, les échanges convectifs sont périodiques avec alternativement des phases de stockage et de déstockage calorifique. La période caractéristique des échanges thermiques est déterminée par la condition d'entrée ayant la plus petite fréquence.

Cette étude sera poursuivie en effectuant une étude paramétrique de l'échangeur notamment pour optimiser le volume et la forme des régions évidées et ensuite prendre en compte le stockage latent par changement dynamique de phase liquide-solide/solide-liquide dans ces régions.

REFERENCES

- [1] J.V. Simo Tala, D. Bougeard, S. Russeil, J.-L. Harion, Tube pattern effect on thermalhydraulic characteristics in a two-rows finned-tube heat exchanger, *Int. Journ. of Thermal Sciences*, 60, 225-235, 2012.
- [2] B. Mehra, J.V. Simo Tala, C. Habchi J.-L. Harion, Local field synergy analysis of conjugate heat transfert for different fin configurations, *Applied Thermal engineering*, 130, 1105-1120, 2018.
- [3] Ralph L. Webb, *Principles of Enhanced Heat Transfer*, John Wiley & Sons, Inc., 1992.
- [4] J. V. Simo Tala, Analysis of the flow and heat transfer characteristics in an innovative inertial heat exchanger: Application to thermal energy storage, *Physical and Chemical Phenomena in Heat Exchangers and Multifunctional Reactors for Sustainable Technology Eurotherm Seminar 106*, 10-11 Oct 2016 Paris.
- [5] CD-Adapco Star CCM+ v12, User guide, 2017.
- [6] G. De Vahl Davis, Natural convection of air in a square cavity : A benchmark numerical solution, *Int. Journ. Of Num. Methods in fluids*, 3, 249-264, 1983.

EFFET DU FACTEUR DE FORME SUR LE RENVERSEMENT D'ÉCOULEMENT ET SUR LES TRANSFERTS DANS UN CANAL VERTICAL ASYMÉTRIQUE

Mohamed Aboudou **KASSIM**^{a*}, Brahim **BENHAMOU**^b

^a Laboratoire d'Energie et Mécanique Appliquée, LEMA, département de Math-Physique, Faculté des Sciences et Techniques, Université des Comores, Moroni, Comores

^bLMFE (Unité de Recherche Associée au CNRST – URAC27), Faculté des Sciences Semlalia & Laboratoire EnR2E, Centre National d'Etude et de Recherche sur l'Eau et l'Energie, Université Cadi Ayyad Marrakech Maroc

RÉSUMÉ

Nous présentons, dans ce travail, les résultats de la simulation numérique d'une étude paramétrique portant sur les transferts couplés de chaleur et de masse avec changement de phase en convection mixte dans un canal vertical asymétrique formé de deux plaques planes parallèles. La paroi gauche du canal est couverte par un film d'eau liquide d'épaisseur négligeable, ruisselant par gravité et maintenu à une température constante alors que celle de droite est adiabatique sèche. Un écoulement d'air laminaire ascendant entre dans le canal avec une température constante inférieure à celle imposée sur la paroi humide, une humidité constante et un profil de vitesse uniforme à l'entrée. L'effet du facteur de forme sur l'écoulement et les transferts a été étudié.

Les résultats obtenus montrent que, lorsqu'on augmente le facteur de forme du canal, les transferts augmentent sur la paroi humide, par contre sur le champ thermique et massique, les transferts diminuent. Sur le champ hydrodynamique, les transferts augmentent avec l'augmentation du rapport de forme. Une cellule de recirculation de l'écoulement d'air a été observée près de la paroi adiabatique. Ces résultats montrent également que lorsqu'on augmente le facteur de forme, cette cellule de recirculation d'air augmente de taille et se déplace vers la sortie du canal.

Mots clés : Étude numérique, transferts de chaleur et de masse, évaporation, convection mixte, renversement d'écoulement, facteur de forme, canal vertical.

NOMENCLATURE

b demi-largeur du canal, m
C fraction massique, (kg/kg)
Cp chaleur spécifique, J/kg·K-1.
D diffusivité massique, m²/s
Dh diamètre hydraulique (= 4b), m
hfg chaleur latente de vaporisation, kJ/kg
L longueur du canal, m
Pm pression modifiée, Pa
Re nombre de Reynolds
T température de l'air, °C
Ve vitesse d'évaporation/condensation
x coordonnée axiale, m
y coordonnée transversale, m

° angle d'inclinaison du canal, °
γ facteur de forme (= 2b/L)
βT coefficient d'expansion isotherme (= 1/T0).
βM coefficient d'expansion massique (= Ma/Mv-1).
μ viscosité dynamique (Pa.s)
ρ masse volumique, kg/m³.
λ conductivité thermique, W/(m.K).
Φ humidité relative de l'air (%)

Indices/Exposants

0 grandeurs à l'entrée du canal
w valeur sur les parois du canal
m valeur moyenne

Lettres grecques :

1. INTRODUCTION

La majorité des études numériques sur les transferts couplés de chaleur et de masse dans les conduites sont présentées sans tenir compte de la diffusion axiale de la quantité de mouvement, de l'énergie et de la concentration [1-2]. Ces études adoptent un modèle parabolique ne pouvant pas prédire certains phénomènes physiques tels que le renversement d'écoulement dans une conduite verticale en présence des forces d'Archimède importantes. Dans la présente étude, nous adoptons un modèle elliptique qui prend en considération la diffusion axiale pour étudier ce phénomène de renversement d'écoulement.

Le phénomène de renversement d'un écoulement d'air laminaire en convection mixte thermo-solutale dans une conduite verticale a été mis en évidence par plusieurs auteurs. Azizi et al. [3] sont les premiers à étudier numériquement le phénomène de renversement d'écoulement, dans le cas d'un écoulement complètement développé, accompagné des transferts de chaleur et de masse dans un canal vertical dont ses parois sont humides et maintenues isothermes. Leurs résultats montrent que le renversement d'écoulement se produit pour un écoulement ascendant dont la différence de température entre l'écoulement d'air et les parois du canal est très importante. Dans une étude faite par Yan [4] sur un écoulement d'air en développement dans un canal vertical à parois chauffées, il montre qu'un renversement d'écoulement peut se produire pour des flux de chaleur importants. Oulaid et al. [5] ont étudié le renversement d'écoulement d'air dans le cas d'un canal vertical à parois isothermes. Leurs résultats montrent que le renversement d'écoulement est dû essentiellement aux forces d'Archimède d'origines thermiques pour des nombres de Grashof assez élevés. Les auteurs ont établi une carte de renversement d'écoulement permettant de préciser les valeurs du nombre de Grashof qui induisent un renversement d'écoulement dont ce dernier dépend du nombre de Reynolds.

Dans le présent travail, on s'intéresse à l'étude du renversement d'un écoulement d'air ascendant en convection mixte laminaire dans un canal vertical asymétrique en présence d'un film d'eau liquide d'épaisseur négligeable ruisselant sur une de ses parois. Par ailleurs, plusieurs auteurs ont adopté l'hypothèse d'un film liquide d'épaisseur négligeable [1,3,6]. Le film étant alors traité comme une condition aux limites. La validité de cette hypothèse a été étudiée par Yan [4,7].

2. ANALYSE

La configuration étudiée est un canal vertical formé de deux plaques planes parallèles de longueur L et distantes de $2b$. L'une des plaques est isotherme et mouillée par un film d'eau d'épaisseur négligeable alors que l'autre est adiabatique et sèche. L'air ambiant entre dans le canal à une température T_0 , une concentration C_0 et un profil de vitesse uniforme U_0 à l'entrée. L'écoulement d'air est ascendant laminaire et permanent. L'approximation de Boussinesq est adoptée:

$$\rho = \rho_0 (1 - \beta_T (T - T_0) - \beta_M (C - C_0)) \quad (1)$$

Le rayonnement, le transfert d'énergie par inter-diffusion des espèces, la dissipation visqueuse d'énergie et le travail des forces de pression, ainsi que les effets Dufour et Soret, sont supposés négligeables.

En tenant compte de toutes ces hypothèses simplificatrices précitées, les équations régissant les transferts de chaleur et de masse s'écrivent sous la forme suivante :

Équation de continuité

$$\frac{\partial(u)}{\partial x} + \frac{\partial(v)}{\partial y} = 0 \quad (2)$$

Équation de conservation de la quantité de mouvement suivant (ox)

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = - \frac{\partial P_m}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) + \rho_0 g [\beta_T (T - T_0) + \beta_M (C - C_0)] \quad (3)$$

Équation de conservation de la quantité de mouvement suivant (oy)

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = - \frac{\partial P_m}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (4)$$

Équation de conservation de l'énergie

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (5)$$

Equation de conservation des espèces chimiques

$$\left(u \frac{\partial C}{\partial x} + v \frac{\partial C}{\partial y} \right) = D \left(\frac{\partial^2 C}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 C}{\partial y^2} \right) \quad (6)$$

$$\text{Avec } P_m = P - \rho_0 g x \quad (7)$$

2.1. LES CONDITIONS AUX LIMITES S'ÉCRIVENT

À l'entrée du canal ($x = 0$):

$$u = u_0, v = 0, T = T_0, C = C_0 \quad (8)$$

Sur la paroi gauche du canal ($y = 0$):

$$U = 0, V = V_e = - \frac{D}{1 - C_w} \frac{\partial C}{\partial y} \Big|_{y=0}, \quad (9)$$

$$T = T_w, C = C_w$$

Sur la paroi droite du canal ($y = 2b$):

$$U = V = 0 \quad \text{et} \quad \left[\frac{\partial C}{\partial y} \right]_{y=2b} = \left[\frac{\partial T}{\partial y} \right]_{y=2b} = 0 \quad (10)$$

A la sortie du canal ($x = L$):

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial C}{\partial x} = 0 \quad (11)$$

2.2. LES NOMBRES SANS DIMENSIONS:

Coefficient de frottement sur la paroi isotherme [6]

$$f = \frac{\mu \left. \frac{\partial u}{\partial x} \right|_{y=0}}{\frac{1}{2} \rho u_0^2} \quad (12)$$

Nombre de Sherwood

$$Sh = \frac{D_h}{C_m - C_w} \left. \frac{\partial C}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (13)$$

Nombre de Nusselt Sensible

$$Nu_s = \frac{D_h}{T_m - T_w} \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (14)$$

Nombre de Grashof massique

$$Gr_M = \frac{g \beta_M D_h^3 (C_w - C_0)}{\nu^2} \quad (15)$$

Nombre de Grashof thermique

$$Gr_T = \frac{g \beta_T D_h^3 (T_w - T_0)}{\nu^2} \quad (16)$$

Nombre de Reynolds

$$Re = \frac{u_0 D_h}{\nu} \quad (17)$$

Le débit d'eau évaporé est donné par [14]

$$\dot{m} = \rho V_c \quad (18)$$

2.3. MÉTHODES NUMÉRIQUES:

Le système d'équations (2)-(6) est résolu numériquement par la méthode des volumes finis. Le couplage vitesse-pression est traité par l'algorithme SIMPLER [8]. Le maillage est non uniforme dans les deux directions avec une densité de nœuds plus grande près de l'entrée et près des parois où les gradients de température et de concentration sont les plus élevés. Le code de calcul a été validé en comparaison avec les résultats de la littérature. Le détail des validations et des tests de sensibilité au maillage est donné dans [9-10].

3. RESULTATS ET DISCUSSIONS:

Dans cette étude, nous avons fait varier le facteur de forme du canal, en l'occurrence l'écartement entre les deux parois, pour quatre cas différents, $\gamma_1 = 1/160$ ($Gr_T = 5.4 \times 10^4$), $\gamma_2 = 4/3 \gamma_1$ ($Gr_T = 1.3 \times 10^5$), $\gamma_3 = 3/2 \gamma_1$ ($Gr_T = 1.8 \times 10^5$) et $\gamma_4 = 2 \gamma_1$ ($Gr_T = 4.4 \times 10^5$) afin de pouvoir examiner son effet sur l'écoulement d'air et les transferts. On constate que les nombres de Grashof

thermique et massique sont tous positifs et augmentent avec l'accroissement du facteur de forme. Le signe positif des Grashof montre que les forces d'Archimède agissent dans le sens de l'écoulement d'air et l'accélèrent. La température du film liquide a été maintenue à $T_w = 50^\circ\text{C}$ ($C_w = 80.4\text{g/kg}$) alors que celle de l'air à l'entrée du canal reste fixée à $T_0 = 20^\circ\text{C}$; $\phi_0 = 30\%$ ($C_0 = 4.37\text{g/kg}$) et $\theta = 90^\circ$. Le nombre de Prandtl est de $Pr = 0.708$ celui de Schmidt est de $Sc = 0.596$. Le nombre de Reynolds est de 300 et la vitesse de l'air à l'entrée du canal varie avec l'écartement des plaques vue l'interdépendance entre vitesse et diamètre hydraulique sur l'expression du nombre de Reynolds.

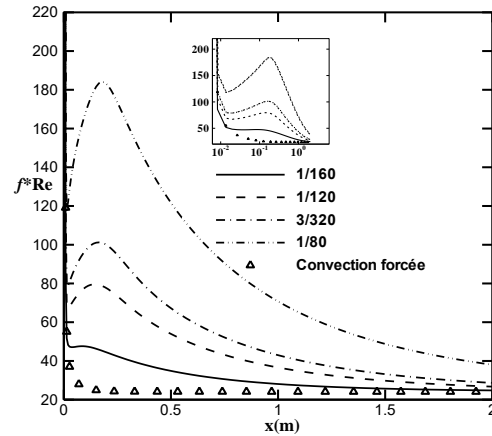


Figure 1 : Évolution axiale du coefficient de frottement près de la paroi humide.

L'évolution axiale du coefficient de frottement f^*Re sur la paroi mouillée est représentée sur la figure 1 pour différentes valeurs du facteur de forme. Près de cette paroi, on constate que f^*Re diminue par l'effet de la couche limite jusqu'à la position $x = 0.013$ m où ce dernier présente des minima locaux avant d'atteindre des maxima en $x = 0.17$ m. Ces maximums observés sont dus à l'effet des forces d'Archimède qui augmentent avec l'augmentation de l'écartement du canal. Par ailleurs, on constate que l'écartement entre les deux parois a un effet important sur les frottements de la paroi humide. En effet, pour $\gamma_1 = 1/160$ f^*Re présente un maximum très faible qui correspond à un écartement très faible. Ceci est dû au fait que lorsque le canal est rétréci, les forces d'Archimède diminuent en intensité car les nombres de Grashof dépendent de l'écartement entre les parois et les frottements diminuent près de la paroi humide. Inversement, lorsqu'on augmente l'écartement des plaques $\gamma_4 = 2 \gamma_1 = 1/80$, les forces d'Archimède augmentent en intensité et ces dernières augmentent les frottements sur la paroi humide. Le cas de la convection forcée reporté pour fin de comparaison, montre qu'à la sortie du canal, les frictions tendent vers une valeur asymptotique de 24 qui correspond à un écoulement développé en convection forcée [11-12].

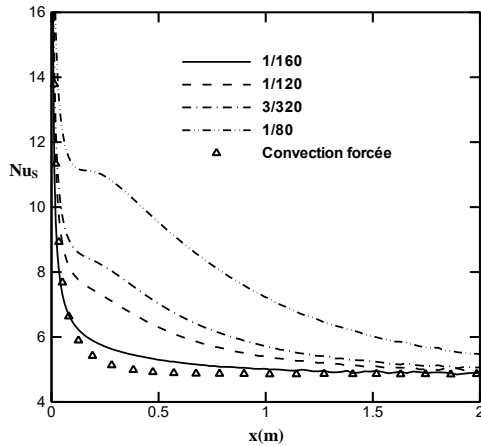


Figure 2 : Évolution axiale du coefficient de transfert thermique Nusselt sensible sur la paroi humide

Le transfert par chaleur sensible près de la paroi isotherme représenté par le nombre de Nusselt sensible, Nu_s , est reporté sur la figure 2. Le cas de la convection forcée est aussi présenté pour but de comparaison. On constate que près de cette paroi Nu_s diminue par l'effet de la couche limite. Cette diminution devient importante avec la diminution de l'écartement des parois. On note, par ailleurs que, les transferts par chaleur sensible augmentent avec l'augmentation du rapport de forme du canal. En effet, l'augmentation du rapport de forme augmente l'intensité des forces d'Archimède aidant l'écoulement d'air et ces dernières augmentent les transferts par chaleur sensible entre l'écoulement d'air et la paroi isotherme. On constate que pour un rapport de forme plus important ($\gamma_4 = 1/80$) le transfert par chaleur sensible augmente et présente un maximum local en $x = 0.17$ m plus prononcé que dans les autres cas et caractérisé par l'effet des forces d'Archimède qui aident l'écoulement d'air. Vers la sortie du canal, dans le cas de la convection forcée, Nu_s tend vers la valeur asymptotique de 4.86 donnée dans [11-12].

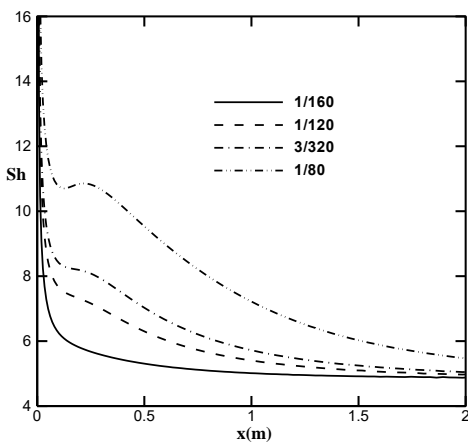


Figure 3 : Évolution axiale du coefficient de transfert massique Sherwood sur la paroi humide
La figure 3 représente l'effet du facteur de forme sur l'évolution axiale du nombre de Sherwood caractérisant

le transfert de masse entre le film liquide et l'écoulement d'air. On constate que l'évolution de Sh est analogue à celle de Nu_s car $Pr (= 0.708)$ s'approche de $Sc (= 0.596)$. Dans ce cas, on peut adopter l'analogie transfert de chaleur-transfert de masse, $Pr \approx Sc$. Les transferts de masse augmentent avec l'augmentation de l'écartement des parois. En effet, les forces d'Archimède aidant l'écoulement d'air augmentent avec l'augmentation de l'écartement du canal et par conséquent les transferts de masse augmentent. Par ailleurs, Chang et al. [13] ont mené une étude des transferts couplés de chaleur et de masse en convection naturelle dans un tube vertical. Les auteurs ont montré que les transferts de masse sur le nombre de Sherwood augmentent en augmentant le rapport de forme (diminution de la longueur du tube).

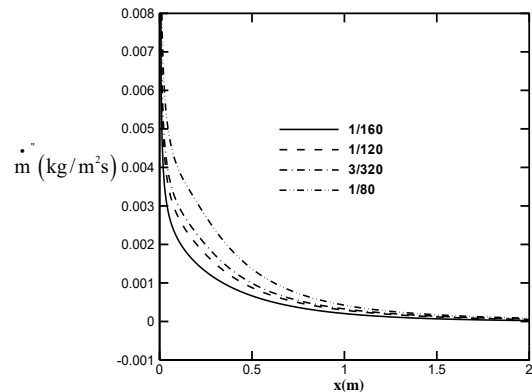


Figure 4 : Évolution axiale du débit évaporé sur la paroi humide

Le taux d'évaporation du film liquide est caractérisé par le débit massique évaporé présenté par la figure 4. Près de la paroi humide, ce débit diminue d'une manière monotone lorsque l'air avance dans le canal et tend vers des valeurs qui se rapprochent de zéro à la sortie du canal. Cette diminution est due à un gradient de concentration près de cette paroi. Plus l'écartement des parois devient important, plus on constate que le débit prend des valeurs importantes. Ce qui explique une augmentation de l'évaporation du film liquide. Par ailleurs on constate que la pente du débit évaporé augmente avec l'augmentation du rapport de forme ce qui implique une augmentation du taux d'évaporation sur la première moitié du canal.

L'évolution axiale de la température de mélange le long du canal, celle sur l'axe du canal sont représentées sur la figure 5. On constate que la température de mélange, Fig. 5a, augmente dans tous les cas. Cette augmentation explique un réchauffement de l'air au sein du canal qui dépend fortement du rapport de forme. Ce réchauffement est aussi constaté sur l'évolution de la température dans l'axe du canal, Fig. 5.b et sur la paroi adiabatique. Par ailleurs, on constate que le réchauffement de l'air est beaucoup plus important lorsque l'écartement des plaques est faible. Ceci peut être expliqué par le fait que lorsque l'écoulement fluide est confiné entre les parois du canal, l'écoulement est beaucoup plus accéléré, l'énergie cinétique des particules augmente, ce qui fait augmenter les transferts de chaleur au sein du canal.

Pour $x > 1.5$ m, on constate que la température de mélange, celle dans l'axe du canal et sur la paroi adiabatique restent presque constantes et tendent vers 50°C , correspondant à la température imposée sur la paroi humide.

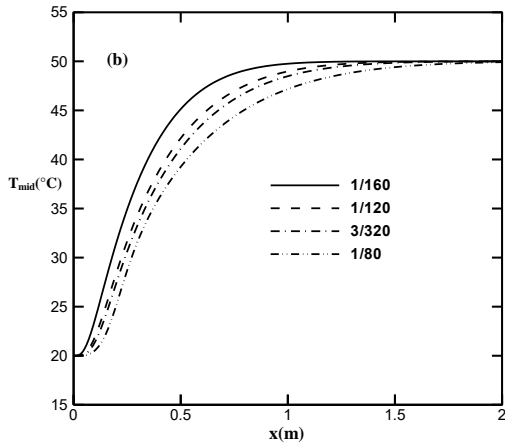
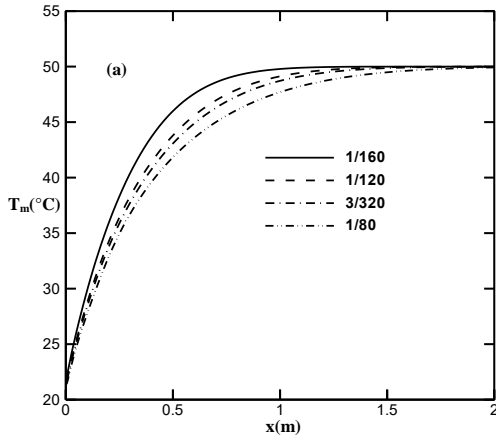


Figure 5: Evolution axiale de la température de mélange (a) et de la température sur l'axe du canal (b).

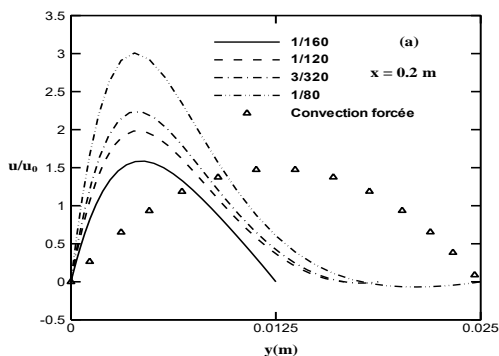


Figure 6 : Evolution du profil de vitesse le long du canal ($x = 0.2$ m).

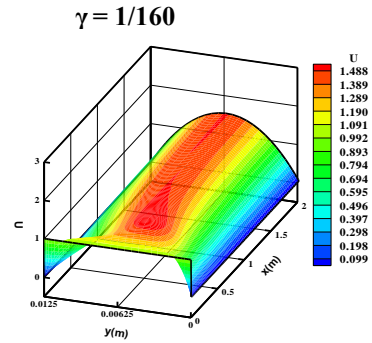


Figure 7 : Evolution du profil de vitesse le long du canal ($\gamma = 1/160$).

L'évolution du profil de vitesse le long du canal est représentée sur la figure 6 ; 7 et 8. On constate que près de la paroi humide les profils de vitesse présentent des maximums locaux suivis de minimums détectés proches de la paroi adiabatique. Ces extremums locaux augmentent avec l'augmentation de l'écartement des parois, ce qui se traduit par une augmentation de l'amplitude des forces d'Archimède qui dépende du diamètre hydraulique (Gr_M et Gr_T) voir (Eq. 15 et 16). En effet, la décélération de l'écoulement près de la paroi adiabatique devient intense et induit un renversement d'écoulement (vitesse axiale négative). Ce renversement est beaucoup plus prononcé dans les cas $\gamma_3 = 3/320$ et $\gamma_4 = 1/80$ où le rapport de forme est plus important. Le maximum de vitesse atteint est de 2.88 détecté pour $\gamma_4 = 1/80$.

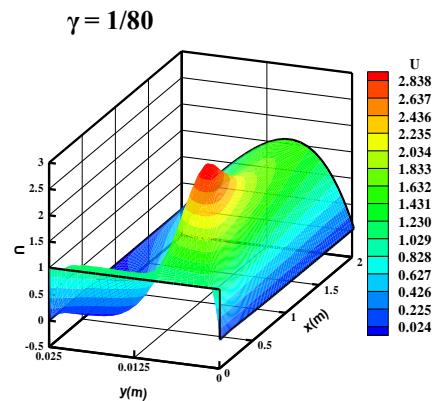


Figure 8 : Evolution du profil de vitesse le long du canal ($\gamma = 1/80$).

La figure 9 représente les lignes de courant le long du canal pour différentes valeurs du rapport de forme. On constate que pour des faibles valeurs du rapport de forme, la déformation des lignes de courant près de la paroi adiabatique reste encore faible. L'amplitude des forces de flottabilités diminue (Gr_T et Gr_M). Au fur et à mesure que le rapport de forme augmente, la déformation de lignes de courant devient intense et ce dernier crée une cellule de recirculation près de la paroi isolée dont la taille augmente avec l'augmentation du rapport de forme.

L'œil de la cellule de recirculation de l'écoulement est de $\psi_{\max} = 0.0188 \text{ m}^2/\text{s}$ en $x = 0.29 \text{ m}$ et $y = 0.0164 \text{ m}$ pour un rapport de forme de $\gamma_3 = 3/320$ alors qu'il est de $\psi_{\max} = 0.0259 \text{ m}^2/\text{s}$ en $x = 0.4 \text{ m}$ et $y = 0.017 \text{ m}$ pour un rapport de forme de $\gamma_4 = 1/80$. On constate une augmentation de l'œil de la cellule de recirculation de l'écoulement en fonction du facteur de forme.

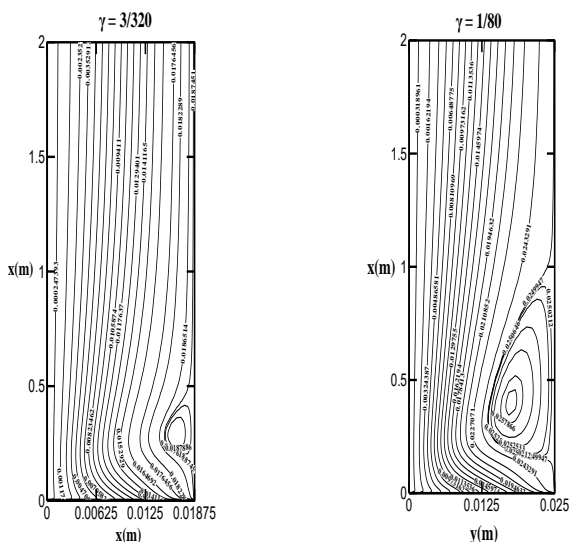


Figure 9 : Effet du rapport de forme sur les lignes de courant

4. CONCLUSION

Nous avons présenté, dans ce travail, les résultats de la simulation numérique d'une étude paramétrique portant sur les transferts couplés de chaleur et de masse avec changement de phase en convection mixte dans un canal vertical asymétrique formé de deux plaques planes parallèles. La paroi gauche du canal est couverte par un film d'eau liquide d'épaisseur négligeable, ruisselant par gravité et maintenu à une température constante alors que celle de droite est adiabatique sèche. Un écoulement d'air laminaire ascendant entre dans le canal avec une température constante inférieure à celle imposée sur la paroi humide, une humidité constante et un profil de vitesse uniforme à l'entrée. L'effet du facteur de forme sur l'écoulement et les transferts a été étudié. Les résultats obtenus montrent que, lorsqu'on augmente le facteur de forme du canal, les transferts augmentent sur la paroi humide, par contre, sur le champ thermique et massique, les transferts diminuent. Sur le champ hydrodynamique, les transferts augmentent avec l'augmentation du rapport de forme. Une cellule de recirculation de l'écoulement d'air a été observée près de la paroi adiabatique. Ces résultats montrent également que lorsqu'on augmente le facteur de forme, la cellule de recirculation d'air augmente de taille et se déplace vers la sortie du canal.

REFERENCES

- [1] C. C. Huang, W. M. Yan, J. H. Jang, Laminar mixed convection heat and mass transfert in a vertical rectangular ducts with film evaporation and condensation, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 48, 2005, pp. 1772-1784.
- [2] M. M. Salah El-Din, Effect of thermal and mass buoyancy forces on the development of laminar mixed convection between vertical parallel plates with uniform wall heat and mass fluxes, *Int. J. Thermal Sciences*, 42, 2003, pp. 447-453.
- [3] Y. Azizi, B. Benhamou, N. Galanis and M. El-Ganaoui, Buoyancy effects on upward and downward laminar mixed convection heat and mass transfer in a vertical channel, *Int. J. Num. Meth. Heat Fluid Flow*, 17-3, 2007, pp. 333-353.
- [4] W. M. Yan, Effects of film evaporation on laminar mixed convection heat and mass transfert in a vertical channel, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 35, 1992, pp. 3419-3429.
- [5] O. Oulaid, Y. Azizi, B. Benhamou, M. El-Ganaoui, Effet du renversement d'écoulement sur les transferts couplés de chaleur et de masse dans un canal, *Congrès Français de Thermique, SFT 2006, Île de Ré, 16-19 mai, 2006*.
- [6] Z. Ait Hammou, B. Benhamou, N. Galanis, J. Orfi, Laminar mixed convection of humid Air in a vertical channel with evaporation or condensation at the wall, *Int. J. Thermal Sciences*, 43, 2004, pp. 531-539.
- [7] W.M. Yan, Mixed convection heat transfer in a vertical channel with film evaporation, *Canadian J. Chemical Engineering*, 71, 1993, pp. 54-62.
- [8] Patankar S. V., *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere /McGraw-hill, New York, 1980
- [9] M.A. Kassim, B. Benhamou, S. Harmand, Combined heat and mass transfer with phase change in a vertical channel, *C. Thermal Sci.* 2, 2010, pp. 299-310.
- [10] M.A. Kassim, B. Benhamou, S. Harmand, Effect of air humidity at the entrance on heat and mass transfers in a humidifier intended for a desalination system, *Applied Thermal Engineering* 31, 2011, pp. 1906-1914.
- [11] Shah R. K and London A.L, "Laminar flow forced convection in ducts". Academic Press, 1978.
- [12] Bejan A., *Convection heat transfer*, John Wiley & Sons, Inc., 1984.
- [13] Chang C.J. , Lin T. F. and Yan W. M. "Natural convection flow in a vertical, open tube resulting from combined buoyancy effects of thermal and mass diffusion", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 29, ,1986, pp.1543-1552.
- [14] Burmeister L. C., (*Convective heat transfer* Wiley-Interscience, 2d edition, New York, USA, 1993.

CONDENSATION ET COALESCENCE DE GOUTTELETTES D'EAU : APPLICATION A LA COLLECTE D'EAU DE ROSEE

Laurent ROYON^{a,*}, Pierre Brice BINTEIN^a, Henri LHUISSIER^a
Claire MANGENEY^b, Sara DEROUICH^b, Joachim TROSEILLE^c, Anne MONGRUEL^c, Daniel BEYSENS^c

^a laboratoire LIED, université Paris Diderot, 75013 Paris

^b laboratoire ITODYS, université Paris Diderot, 75013 Paris

^c Laboratoire PMMH, ESPCI, 75006 Paris

RÉSUMÉ

Ce travail présente une étude expérimentale sur la condensation d'eau atmosphérique sur des substrats rainurés. L'influence de plusieurs paramètres physiques (taux d'humidité, inclinaison du substrat) et géométriques (taille des rainures) sur le processus de condensation et de collecte des gouttes est présentée. Le processus est étudié *via* des mesures de masse d'eau collectée au cours du temps, couplées à des visualisations des gouttes formées sur le substrat et de leur ruissellement. Les résultats montrent que les rainures permettent d'accroître la quantité d'eau collectée, en favorisant le phénomène de coalescence et ainsi, un ruissellement prématuré des gouttes. Une cartographie des lieux propices à la rosée en Afrique de l'Ouest est par ailleurs proposée pour l'implantation de futur dispositif.

Mots Clés : condensation, goutte, coalescence, ruissellement, angle de contact,

NOMENCLATURE

RH taux d'humidité,
d profondeur de la rainure, *m*
g constante de gravité, $m s^{-2}$
R rayon de la goutte, *m*
s largeur du plateau, *m*
v volume, m^3
w largeur inter-rainure, *m*
l_c longueur capillaire, *m*
t_c temps de déclenchement, *s*

T température, °C
Symboles grecs
α, θ angle d'inclinaison, °
γ tension de surface, $N m^{-1}$
Indices et exposants
av avancée
c critique
r reculée
p paroi

1. INTRODUCTION

Dans un contexte de changements climatiques et de pénurie en eau potable affectant de nombreuses régions dans le monde, il existe un besoin manifeste de nouvelles ressources alternatives à la fois pour réduire l'impact des vagues de chaleur et pour produire de l'eau potable de manière économe. Les technologies innovantes, ne nécessitant aucun apport d'énergie, ont un réel potentiel de développement dans nos sociétés tournées de plus en plus vers le développement durable mais aussi pour des populations isolées géographiquement ou marginalisées économiquement.

C'est dans ce contexte que l'on propose de développer un système de climatisation passive et de récupérateur de vapeur d'eau atmosphérique reposant sur un simple procédé d'échange radiatif avec l'atmosphère. Ce

rafraîchissement est envisageable en conférant des propriétés de surface très spécifiques à une surface. Il faut, d'une part, que la surface présente une forte réflectivité dans le spectre solaire et, d'autre part, une forte émissivité dans les infrarouges thermiques. Si ces deux propriétés sont présentes, il est possible d'obtenir la nuit par temps clair (c.a.d sans nuage) un déficit radiatif sur la surface conduisant à un refroidissement du corps. On obtient ainsi un système passif de climatisation. Si la température de la surface diminue jusqu'à atteindre la température du point de rosée, l'eau présente dans l'atmosphère sous forme de vapeur peut alors se condenser. On obtient ainsi un condenseur d'eau de rosée.

Ce travail présente les travaux menés par toute une équipe de chercheurs sur un projet de développement de condenseur à haut rendement ; la finalité étant d'implanter un prototype dans un village du Bénin et de le tester sur une longue durée. Après un état de l'art sur

* auteur correspondant

Adresse électronique : laurent.royon@univ-paris-diderot.fr

les dispositifs déjà développés et un rappel sur les phénomènes physiques mis en jeu, nous présentons les résultats de nos différentes investigations menées sur des surfaces texturées, qui améliorent la collecte des gouttes de condensation

2. ETAT DE L'ART

L'utilisation du procédé de refroidissement radiatif n'est pas nouvelle en soi; déjà Aristote, 350 ans avant JC, ou, plus tard, Leroy en 1751 et Wells en 1818, tentaient de comprendre et de mettre en application le phénomène de rafraîchissement et de formation de la rosée. La première tentative documentée de construction d'un condenseur de rosée est attribuée à un ingénieur russe F.I. Zibold en Crimée (1912).



Figure 1: Photographie du condenseur de Zibold

Il fit construire une sorte de condenseur conique tronqué d'environ 20 m de diamètre qui fut ensuite chargé de galets de 15 à 40 cm de diamètre. En 1929, le météorologue Chapal tenta la construction d'un condenseur massif à Montpellier (France). Devant les faibles rendements observés, il préféra le détruire afin de ne pas « induire en erreur les futures générations ». En 1930, l'ingénieur Knapen imagina une version modifiée de ces condenseurs par la construction d'une tour évidée de 12 m de haut pour 12 m de base à Trans-en-Provence (France). La production s'avéra assez faible, autour de 12 litres par nuit. En 1989, un brevet déposé en Grande Bretagne [1] revendique la propriété intellectuelle sur des systèmes de condensation de vapeur d'eau atmosphérique sur une surface refroidie par rayonnement. Les systèmes proposés sont constitués d'un corps rayonnant à forte émissivité sur la bande 8 – 13 μm , isolé sur sa face inférieure et exposé au ciel derrière un écran transparent à l'Infrarouge. D'autres surfaces de propriétés similaires sont ensuite développées : un film plastique de polyéthylène basse densité (LDPE, 92 % en volume) chargée de Sulfate de Baryum BaSO_4 (diamètre moyen 0,8 μm) et de dioxyde de Titane TiO_2 (diamètre 0,19 μm) et d'un additif de type « tensioactif » afin de rendre la surface hydrophile [2], un film à base de polyoléfines et présentant des propriétés optiques sélectives par la présence de pigments [3-4], un film hydrophile développé par photocatalyse en présence d'oxydes métalliques et de précurseurs solvantés à base de silice [5]. Malgré ces nombreuses études, les rendements de ces systèmes sont loin d'atteindre le rendement idéal (~ 1 litre/jour/ m^2).

3. PHYSIQUE DU PROCESSUS

3.1 Processus de condensation

Le phénomène de condensation débute par la nucléation de molécules d'eau sur le substrat. Dans le cas d'un phénomène purement diffusif, la croissance des gouttelettes (voir [6] pour plus de détail) comprends ensuite trois étapes :

Etape 1 : Les gouttes grossissent et sont suffisamment éloignées les unes des autres pour ne pas interagir entre elles; le rayon de la goutte alors évolue comme :

$$R \sim t^{1/2} \quad (1)$$

Etape 2 : La distance entre gouttes est de l'ordre de grandeur de la longueur de couche limite de diffusion; on assiste alors à quelques coalescences de gouttes; le rayon moyen de la goutte croit alors comme :

$$R \sim t^{1/3} \quad (2)$$

Etape 3 : De nombreuses coalescences entre gouttes interviennent du fait de leur proximité. La surface occupée par les gouttes reste constante ($\sim 55\%$) à cause de la distribution auto-similaire du processus [6]. Le rayon moyen des gouttes évolue alors linéairement avec le temps.

$$\langle R \rangle \sim t \quad (3)$$

3.2 Condition de ruissellement d'une goutte

La goutte qui grossit par condensation sur un plan incliné reste accrochée tant que son poids F_g n'est pas supérieur aux forces de tension superficielle F_p . En considérant que $F_g \sim R^3 \rho g \sin \alpha$, avec R le rayon de la goutte, g la gravité et α l'angle d'inclinaison et que les forces d'accrochage $F_p \sim R \gamma (\cos \theta_r - \cos \theta_{av})$, l'égalité des forces conduit à une expression du rayon critique donnée par :

$$R_c \sim l_c \left(\frac{\cos \theta_r - \cos \theta_{av}}{\sin \alpha} \right)^{1/2} \quad (4)$$

où l_c est la longueur capillaire. $l_c = \sqrt{\frac{\gamma}{\rho g}}$ ($\approx 2.7\text{mm}$ pour l'eau).

4. ÉTUDES PRÉLIMINAIRES

Des expériences préliminaires menées au laboratoire sur des surfaces lisses ont montré des résultats prometteurs en vue d'améliorer l'efficacité du procédé. Les gouttes qui se condensent au niveau des bords d'une surface présentent une croissance plus rapide que celles présentes au milieu de la surface (Fig. 2). La goutte près d'un bord ou d'un coin est en effet beaucoup moins en compétition que les autres pour capter les molécules de vapeur [7]. Elle atteint alors plus rapidement la taille critique ($\sim \text{mm}$) de détachement du support par gravité. En glissant, elles entraînent les gouttes plus petites de la surface, agissant comme des essuie-glaces naturels.

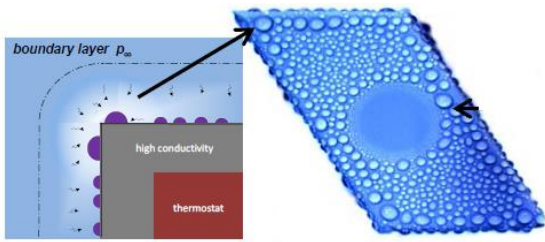


Figure 2: Schéma du bord de la surface en vue de profil (en gauche) et cliché des gouttes obtenues (à droite) [7]

En exploitant ces effets de bords ou effets de pointes, il est donc envisageable de développer une génération de condenseur plus efficace. C'est ce phénomène qui constitue l'idée de départ de notre projet consacré au développement de condenseurs à haut rendement et de leur implantation.

5. SURFACES RAINURÉES

Une croissance plus importante observée sur les bords nous a donné l'idée de développer des surfaces présentant de nombreuses singularités, comme celle de carapaces de certains animaux exploitant la collecte de rosée [8-10] pour vivre dans des contrées arides.

5.1 Dispositif et protocole expérimental

Des substrats rainurés sont développés par la technique de photolithographie. Ils sont réalisés à partir de wafers de silicium couverts d'une résine SU-8 sur laquelle les motifs d'un masque permettent de définir des rainures de hauteur et largeur bien définies (Fig. 3). On note w la largeur du créneau, s la largeur du sillon et d la profondeur de la rainure. La largeur s des rainures étudiées est : $500\mu\text{m}$, $300\mu\text{m}$, $150\mu\text{m}$ et $50\mu\text{m}$. La largeur w des créneaux étudiés varie de $50\mu\text{m}$ à $350\mu\text{m}$, et la hauteur d de la rainure de $50\mu\text{m}$ à $150\mu\text{m}$. L'angle contact d'une goutte d'eau sur ces substrats est de l'ordre de 50° .

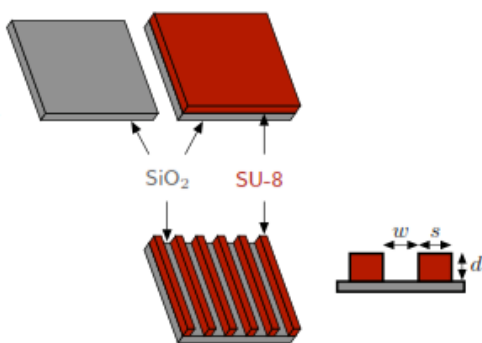


Fig.3 schéma du principe de réalisation du substrat rainuré

Une chambre de condensation (Fig. 4) permettant de maintenir une atmosphère contrôlée en température et humidité est développée. Le substrat, posé sur une plaque inclinable, est maintenu grâce à une cellule à effet Peltier à une température inférieure à la température de rosée. Un tissu absorbant, relié à une balance, est disposé à l'extrémité de la plaque pour collecter et comptabiliser les gouttes qui ruissellent.

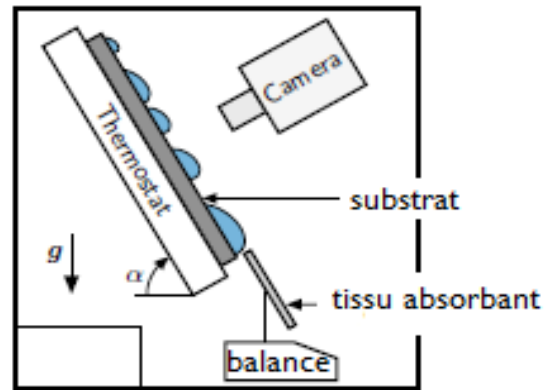


Fig. 4. Schéma du dispositif expérimental

5.2 Résultats et Analyse

La figure 5 présente un cliché obtenu sur un substrat rainuré sur la partie gauche et sur un substrat laissé lisse sur la partie droite, après 1h30 de condensation. Les paramètres géométriques de la surface rainurée sont $s = w = 100\mu\text{m}$ et $d = 65\mu\text{m}$. L'humidité relative, RH , et la température de l'enceinte sont respectivement 40% et 33°C . Le substrat est maintenu à $T_p = 4^\circ\text{C}$ en surface. On peut observer que les gouttes sur le substrat rainuré sont significativement plus grosses que sur le substrat lisse. Etant donné que les résistances thermiques de la partie plate et rainurée respectivement sont similaires, ce résultat n'est pas attribuable à des transferts de vapeur et de chaleur différents d'un substrat à l'autre, mais bien à la texturation qui favorise la coalescence des gouttes et leur ruissellement. Ce résultat a déjà été observé sur des substrats horizontaux [11]. Il correspond à la coalescence avec l'eau qui se forme sur le plateau entre les rainures, par un mouvement « au petit bonheur » induit par leur coalescence mutuelle.

Une analyse fine des vidéos permet de voir que les petites gouttelettes qui grossissent sur les rainures coalescent pour former une grosse goutte alimentée par ailleurs par les canaux en connexion (fig. 6). Cette dernière va ruisseler dès qu'elle aura atteint la taille critique. On notera t_c le temps au bout duquel on récupère la 1ère goutte sur le tissu absorbant.

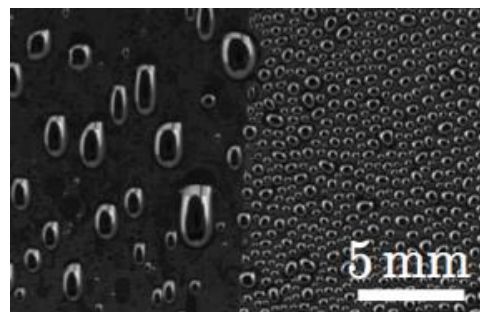


Figure 5 Cliché des gouttelettes de condensation sur une surface lisse à droite et rainurée à gauche, $s = w = 100\mu\text{m}$, $d = 65\mu\text{m}$, $\alpha = 30$, $RH = 50\%$, $T = 33^\circ\text{C}$, $T_p = 5^\circ\text{C}$

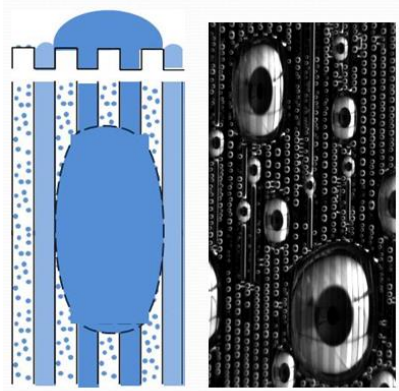


Fig 6 Zoom sur les gouttes de condensation sur la surface texturée (à droite) et schéma de la goutte sur le substrat en vue de profil et vue de dessus (à gauche)

La fig.7 présente le volume de gouttelettes collectées en litre par m² de surface en fonction du temps pour des largeurs de rainures différentes. La ligne pointillée présente le volume de gouttelettes condensées, qui restent accrochées sur la surface lisse.

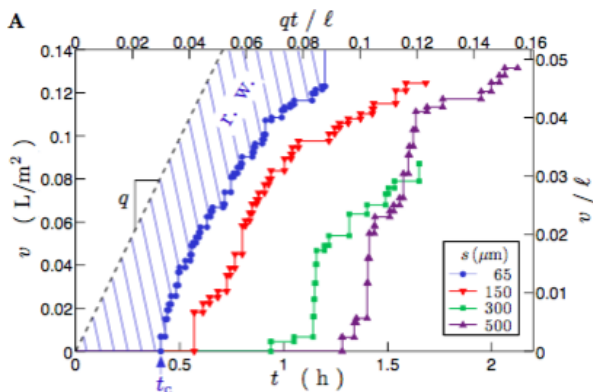


Fig 7. Volume collecté en fonction du temps pour différentes largeurs s de rainures pour $w = 65 \mu\text{m}$ et $\alpha = 30^\circ$, $RH = 50\%$, $T = 33^\circ\text{C}$, $T_p = 5^\circ\text{C}$.

Ce résultat montre clairement l'effet de la largeur s de la rainure sur le démarrage du processus de ruissellement et la collecte des gouttelettes. Les sauts observés sont liés à la nature discontinue du processus physique. La pente est néanmoins sensiblement la même pour les différents essais, ce qui s'explique par un taux de condensation identique. Plus la rainure est fine, plus précoce est le processus comme l'illustre la figure 8.

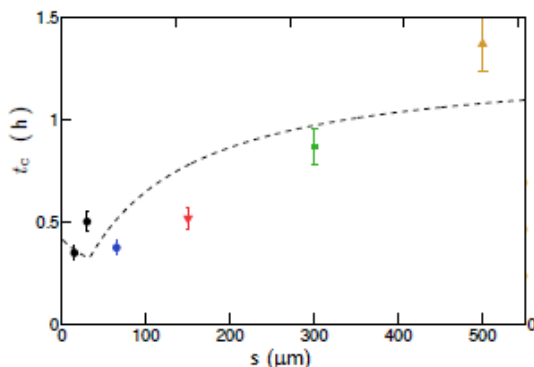


Fig 8. Temps de démarrage du ruissellement en fonction de la largeur s de la rainure pour $w = 65 \mu\text{m}$ et $\alpha = 30^\circ$, $RH = 50\%$, $T = 33^\circ\text{C}$, $T_p = 5^\circ\text{C}$.

Avec une surface de 20cm^2 , on peut estimer le rendement de l'ordre de $0.139 \text{ l m}^{-2}\text{h}^{-1}$. Ainsi, pour une nuit de 10h et en tenant compte du retard au démarrage du processus de l'ordre de 4.86h, ces surfaces permettent d'atteindre un taux de l'ordre de $0.7 \text{ l m}^{-2}/\text{nuit}$. Ce résultat est à comparer au $0,3 \text{ l m}^{-2}/\text{nuit}$ des condenseurs classiques.

La figure 9 présente l'influence de la profondeur des rainures d sur le déclenchement du ruissellement des gouttes pour $s = 65 \mu\text{m}$ et $w = 100 \mu\text{m}$. Pour des valeurs de paramètre d comprise entre $40 \mu\text{m}$ et $150 \mu\text{m}$, le temps de déclenchement varie peu. La force d'accrochage est donc sensiblement indépendante de la profondeur d de la rainure. Ce résultat s'explique par le fait que les forces d'accrochage, étant localisées sur la ligne triple liquide-vapeur-solide ne dépendent pas de la hauteur de liquide d dans les rainures.

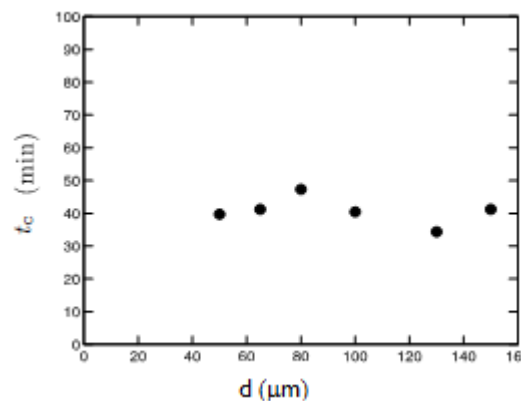


Fig. 9 : temps de déclenchement t_c en fonction de la hauteur d des rainures pour $s = w = 65 \mu\text{m}$, $\alpha = 30^\circ$, $RH = 50\%$, $T = 33^\circ\text{C}$, $T_p = 5^\circ\text{C}$.

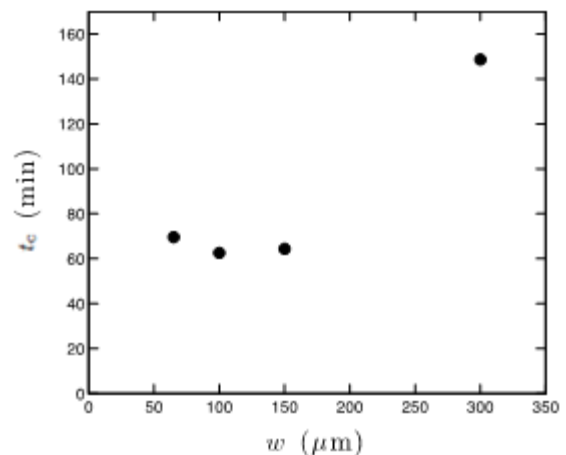


Fig. 10 temps de déclenchement en fonction de l'espacement s entre rainures pour $s = 100 \mu\text{m}$, $d = 65 \mu\text{m}$ et $\alpha = 30^\circ$, $RH = 40\%$, $T = 33^\circ\text{C}$, $T_p = 3^\circ\text{C}$.

La figure 11 présente l'influence de la largeur des rainures w sur le déclenchement du ruissellement pour $d = 65 \mu\text{m}$ et $s = 100 \mu\text{m}$. Les faibles valeurs de w ($50 \mu\text{m} < w < 150 \mu\text{m}$), induisent des détachements plus rapides, en favorisant la coalescence entre gouttes se formant à la surface des plateaux. Pour des valeurs plus élevées du paramètre w , ce processus de

coalescence est réduit et il est nécessaire alors d'induire des coalescences avec les gouttes se formant dans la rainure pour augmenter le volume des gouttes.

La figure 12 présente l'influence de l'angle d'inclinaison α sur le temps de déclenchement de ruissellement des gouttes pour une géométrie de rainures fixée. Comme attendu, on observe que, plus l'angle d'inclinaison par rapport à l'horizontale est important, plus le ruissellement et la collecte des gouttes s'effectuent rapidement. On obtient une variation inversement proportionnelle à $1/\sin \alpha$ en cohérence avec la théorie.

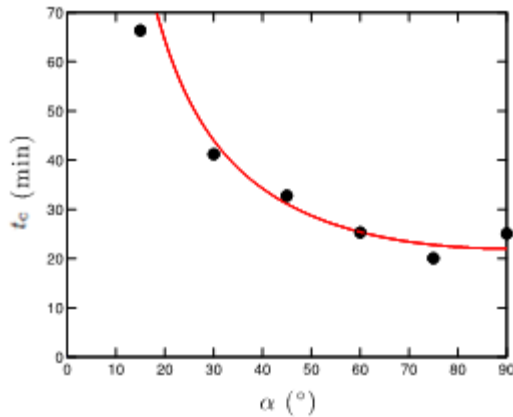


Fig 12 temps de déclenchement en fonction de l'inclinaison α pour $s = w = h = 65 \mu\text{m}$, $RH = 50\%$, $T = 33^\circ\text{C}$.

La figure 13 présente l'influence de l'humidité relative sur le temps de déclenchement de ruissellement des gouttes. Plus le taux est élevé, plus le temps t_c est court. On note cependant que ce paramètre n'est plus très influent pour des taux dépassant 50%.

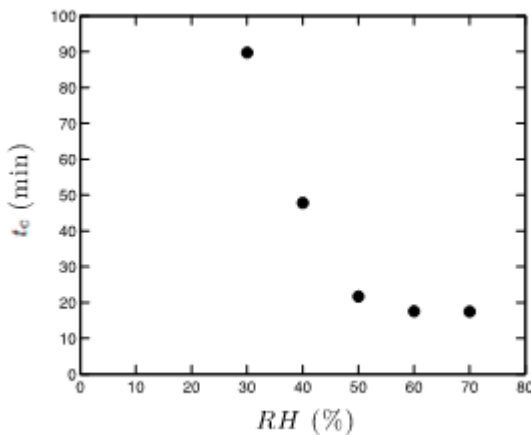


Fig. 13 temps de déclenchement en fonction de l'humidité relative RH pour $\alpha = 45^\circ$, $s = w = d = 65 \mu\text{m}$ et $T = 33^\circ\text{C}$, $T_p = 12^\circ\text{C}$.

6. LIEUX PROPICES A LA COLLECTE DE ROSÉE EN AFRIQUE DE L'OUEST

A partir de données météorologiques de plusieurs stations situées en Afrique de l'Ouest, nous proposons d'évaluer, à partir d'un modèle [12] la quantité d'eau de rosée pouvant être collectée à l'échelle d'une région.

Grâce à un traitement géostatistique sur l'ensemble des résultats, une cartographie de la rosée en Afrique de l'Ouest a ainsi pu être proposée. Le résultat complet de l'étude, présenté sur les figures 14 et 15, montre une variabilité spatio-temporelle de la production d'eau de rosée en Afrique de l'Ouest. On peut constater que dans les régions arides et semi-arides de cette partie de l'Afrique, il est possible de condenser l'humidité atmosphérique en saison sèche même si les quantités estimées restent modestes. De cette cartographie établie par R. Houesse (en thèse sur le sujet), il ressort que dans le contexte régional soudano-sahélien, le nord Bénin apparaît comme relativement bien doté du point de vue de la production d'eau de rosée.

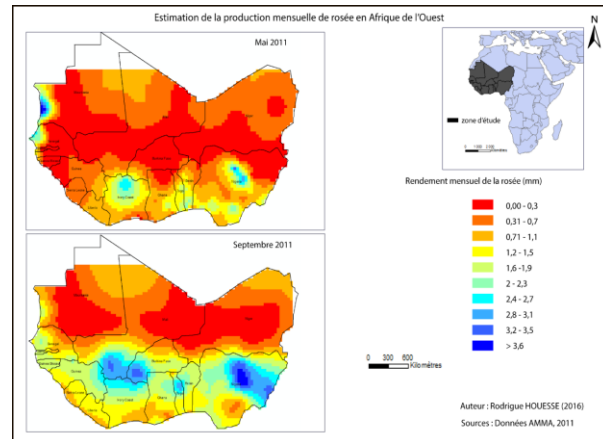


Fig. 14 Cartographie de la production de rosée en Afrique de l'Ouest (obtenue à partir de données de 2011)

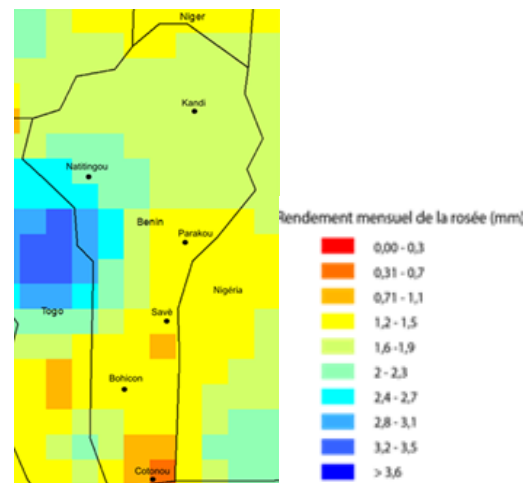


Fig. 15 Cartographie de la production de rosée au Bénin (obtenue à partir de données de 2011)

A l'issue de cette étude, a été élaboré au sein du laboratoire un projet de construction et de gestion participative de condenseurs adaptés, visant à répondre à la demande en eau potable des villageois du nord-Bénin est en cours d'élaboration. Pour assurer le succès et la durabilité d'un tel projet, il convient cependant de s'interroger en amont sur les attentes des villageois concernant l'accès à l'eau potable et sur les possibilités de sa gestion par les communautés locales auxquelles seraient destinés ces dispositifs.

7. CONCLUSION

Les investigations expérimentales sur le développement de condenseurs performants ont montré plusieurs pistes encourageantes, offrant la possibilité d'augmenter le rendement de condenseur de rosée.

On a montré que :

- la texturation de la surface facilite la coalescence des gouttes et leur décrochement. Plus les rainures sont serrées, plus la collecte débute rapidement. Pour des largeurs de crête supérieures à $300\ \mu\text{m}$, l'effet de texturation n'a plus d'effet et on retrouve alors le résultat d'une surface lisse (les gouttes restent accrochées sur la surface).
- plus l'angle d'inclinaison du substrat par rapport à l'horizontale est important, plus le ruissellement et la collecte des gouttes se déclenchent rapidement.
- plus l'atmosphère est humide, plus le ruissellement et la collecte des gouttes se déclenchent rapidement. On note cependant que pour une humidité $RH > 50\%$, ce paramètre n'est plus très influent.

REMERCIEMENTS

Nous remercions la fondation nationale IUT pour leur contribution dans le projet BI-Eau ainsi que l'Université Paris Sorbonne qui a permis soutenir le projet « Eau Douce » dans le cadre de l'Idex Energie de Demain. On remercie également R. Housse pour son travail de cartographie de carte de rosée de l'Afrique de l'Ouest.

REFERENCES

- [1] Graham A.S, Atmospheric water condenser, UK patent application GB 2209683A, 1989.
- [2] Nilson t., Initial experiments on dew collection in Sweden and Tanzania, *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 1996, 40, 23-32.
- [3] Vargas W.E., Greenwood P., Ottersttdt J.E., Niklasson G.A., Light scattering in pigmented coatings: experiments and theory. *Solar Energy*, 2000, 6, 553-561.
- [4] Pied J.P., method for increasing the productive yield of crops with polyolefin films us patent 4075784, 1978.
- [5] Hayakawa m., Mitsuyoshi k., photocatalytically hydrophilifiable coating composition. united states patent 6165256, 2000.
- [6] Beysens D., *Comptes Rendus Physique*, 2006, 7, 1082.
- [7] Medici M.G., Mongruel A., Royon L., Beysens D., Edge effects on water droplet condensation, *Physical Review E* **90**, 2014, 062403
- [8] Malik, F. T., Clement, R. M., Gethin, D. T., Krawszik, W. & Parker, A. R. Nature's moisture harvesters: a comparative review. *Bioinspir. Biomim.*, 2014, Vol 9, 031002,
- [9] Clement R.M., Gethin D.T., Beysens D., Cohen R. E., Krawszik W., Parker A. R., Dew harvesting efficiency of four species of cacti, *Bioinspir. Biomim.*, 2014, Vol 10, 036005,

[10] Rose J.W., Dropwise condensation theory and experiment: a review. *Proc. Inst. Mech. Eng.* 2012, A 216, , pp 115–128

[11] R. Narhe, D. Beysens, V. S. Nikolayev, Contact Line Dynamics in Drop Coalescence and Spreading, *Langmuir*, 2004, 20 (4), 1213–1221

[12] Beysens, D., 2016. Estimating dew yield worldwide from a few meteo data. *Atm. Res.* 167, 146–155.

MODELISATION DE LA DISPERSION ET DE L'ATTENUATION ATMOSPHERIQUE DES POLLUANTS DANS LE CENTRALE THERMIQUE DE LA DIBAMBA-DOUALA

^a Marius Tony **KIBONG** ^{a,*}, Jean Gaston **TAMBA** ^a, Francis Lénine **DJANNA** ^b, Louis **MONKAM** ^b

Laboratoire des Technologies et des Sciences Appliquées, Institut Universitaire de Technologie, Université de Douala

RÉSUMÉ

Ce travail simule la dispersion et l'atténuation atmosphérique des polluants de la centrale thermique de la Dibamba-Douala. La méthodologie utilisée est la suivante : le modèle Gaussien est utilisé pour la représentation de la dispersion sous forme de panache, la méthode des différences finies pour la résolution numérique. Enfin, on construit des abaques de dispersion qui permettent de fixer les hauteurs des cheminées pour lesquelles les concentrations des polluants rejetés respectent les normes de qualité de l'air ambiant. Les résultats obtenus, montrent que, pour un régime de vent de 1,5 m/s ; on a une prédit d'une distance de **150m** à laquelle la concentration s'annule. Ensuite, pour le régime de vent de 2 m/s ; on a eu une prédit d'une distance de **125m** et enfin pour un régime de vent de 2,5 m/s ; on a observé la distance de **120m** à laquelle la concentration s'annule. De plus, pour les mêmes régimes de vent l'atténuation des polluants aux niveaux du sol est obtenue pour une hauteur de **60m**.

Mots Clés : Modélisation, Pollution atmosphérique, centrale thermique, modèle gaussien, dispersion, Dibamba

1. INTRODUCTION

La pollution atmosphérique est un danger grave pour l'environnement. Son impact affecte le climat régional, le climat mondial, l'agriculture, les écosystèmes naturels et la santé humaine. Dans ce travail, on se propose dans un premier temps d'étudier numériquement l'influence de la vitesse du vent sur les caractéristiques dynamiques et thermiques du panache, ainsi que sur la concentration des polluants au niveau du sol autour de la Centrale Thermique.

Les problèmes liés à la pollution atmosphérique sont devenus ces dernières années une préoccupation permanente pour les pouvoirs publics, les scientifiques et même la société civile. La prise de conscience collective de l'impact des différents polluants sur la santé et l'environnement fait progressivement évoluer les choses dans le sens d'une réduction de cette pollution. De nombreuses études ont été publiées sur le transport et la diffusion des polluants atmosphériques dans le cadre de l'évaluation de la qualité de l'air dans la zone urbaine de Delhi, en Inde, Gurjar Et al. [1] et dans des zones urbaines similaires hors de l'Inde, Li et al ; Bakosi et al ; Goyal et al. [2-3] ont simulé des concentrations de SO₂, de NO₂ et de particules en suspension (SPM) à Agra, en Inde, à l'aide de modèles de panaches gaussiennes. On a trouvé que les concentrations moyennes prédites mensuelles étaient

conséquent aux observations. Sharan et al. [4] ont étudié la dispersion des polluants atmosphériques sous de faibles conditions de vent en utilisant un modèle mathématique sur Delhi ; Sharan et al. [5], à l'aide d'un modèle tridimensionnel à méso échelle, ont montré que les conditions météorologiques urbaines n'avaient pas d'influence majeure sur la dispersion de gaz chimiques dangereux pendant le gaz de Bhopal accident.

Abdoulaye Ouédraogo et al. [6] ont modélisé l'atténuation au sol de la concentration des émissions d'une centrale thermique diesel. Pour cela, ils ont conçu un modèle de mitigation de polluants à trois étapes, afin de contrôler la pollution atmosphérique causée par une centrale thermique à Ouagadougou. La première étape a consisté à faire un audit environnemental, ensuite ils ont appliqué un plan de réhabilitation comme moyen de contrôle et de réduction des émissions, et enfin ils ont dimensionné les cheminées de la centrale pour lesquelles les concentrations des polluants rejetés sont atténuées. Les résultats de ce modèle pourraient ainsi être utilisés pour la prévention et le contrôle de la pollution atmosphérique.

Dans ce travail, nous simulons la dispersion et l'atténuation atmosphérique des polluants de la centrale thermique de la Dibamba-Douala. Pour cela, nous parlerons de la formulation mathématique du problème de dispersion et, avant de conclure nous présenterons les résultats et discussions.

* auteur correspondant

Adresse électronique : kibongmariustony@gmail.com

2. METHODES ET DESCRIPTION DES DONNEES

La modélisation de la dispersion est la représentation mathématique du transport des polluants dans l'atmosphère d'un point à un autre point quelconque. Les polluants émis sont simultanément transportés et dispersés de plus en plus loin de la source, en fonction des conditions atmosphériques et de la topographie de la zone de dispersion. Ainsi, à chaque instant (t) et en tout point (x, y, z) de l'espace autour de la source, les polluants sont présents à une concentration qui dépend à la fois de la direction de dispersion et du temps considéré. Le problème du contrôle de la pollution se ramène donc à s'assurer qu'en tout point de l'espace vital, la concentration des polluants soit inférieure ou égale aux normes prescrites.

2.1. FORMULATION MATHEMATIQUE D'UN PROBLEME DE DISPERSION

La dispersion atmosphérique caractérise le devenir, dans le temps et dans l'espace, d'un nuage de polluant issu d'une source et rejeté dans l'atmosphère. La modélisation de la dispersion atmosphérique passe par le couplage entre ces phénomènes de diffusion et les phénomènes d'advection.

2.1.1. Equation générale d'advection-diffusion

Considérons une espèce scalaire transportée dans un écoulement turbulent incompressible et supposons que le comportement dynamique de cette espèce est passif, c'est-à-dire que cette dernière suit exactement le mouvement des particules fluides. On définit alors sa répartition dans l'espace à l'aide de la concentration $C(x, y, z, t)$ (quantité d'espèce par unité de volume). En appliquant le principe de conservation à la quantité scalaire, on peut écrire l'équation d'advection-diffusion de la concentration : [2, 22, 17].

$$\frac{\partial C}{\partial t} + U \cdot \nabla C = \nabla \cdot (k \nabla C) + S \quad (1)$$

Avec k le coefficient de diffusion de l'espèce dans le fluide et S un terme source et U le vecteur vitesse.

En développant cette équation tout en tenant compte des différents composantes de U et k et du gradient scalaire, on obtient la forme suivant :

$$\frac{\partial C}{\partial t} + u \frac{\partial C}{\partial x} + v \frac{\partial C}{\partial y} + w \frac{\partial C}{\partial z} = K_x \frac{\partial^2 C}{\partial x^2} + K_y \frac{\partial^2 C}{\partial y^2} + K_z \frac{\partial^2 C}{\partial z^2} + S \quad (2)$$

2.1.2 Modélisation de la dispersion

L'étude de la dispersion atmosphérique de polluants doit permettre de connaître à tout instant et en tout point les concentrations des espèces relâchées dans l'atmosphère [16].

La modélisation a pour but de simuler grâce aux hypothèses d'un modèle gaussien la dispersion des polluants relâché dans l'atmosphère d'une source ponctuelle à un point quelconque de l'espace et d'estimer la concentration de polluant au niveau du sol. La simulation des tels scénarii se rapporte à l'évolution de la dispersion selon un modèle gaussien par une

compilation d'un programme obtenu de la discrétisation de l'équation issue dudit modèle.

2.1.3 Formulation gaussienne de l'équation de dispersion

Le modèle gaussien est une représentation de la concentration des polluants dans l'air, le panache est émis par une source ponctuelle et est considéré comme une distribution gaussienne de la concentration.

La modélisation selon le modèle gaussien n'est valable que pour les hypothèses simplificatrices suivantes :

- Une émission ponctuelle continue (donc active pendant un temps assez long pour avoir un panache stable entre la source et le point observé le plus lointain), de débit constant Q ;
- Champ de vent uniforme (en vitesse et direction) dans le temps et l'espace;
- La turbulence atmosphérique est constante dans l'espace et dans le temps ;
- Pas d'obstacles, pas de relief

En appliquant les hypothèses ci-dessus à l'équation de transport (II.6)

On a:

$$u \frac{\partial C}{\partial x} = K_y \frac{\partial^2 C}{\partial y^2} + K_z \frac{\partial^2 C}{\partial z^2} + Q \delta(x) \delta(y) \delta(z - H) \quad (3)$$

Où $\delta(\cdot)$ Est la fonction de Dirac.

L'équation (3), qui ne prend finalement en compte que le gradient de concentration des polluants, est classique et rappelle l'équation de conduction de la chaleur avec une source animée d'une vitesse U le long de l'axe x . Sa solution analytique est connue et donnée par la relation suivante [24.] :

$$C(x, y, z, t) = \frac{Q}{(2\pi)^{3/2} \sigma_x \sigma_y \sigma_z} \exp \left[-\frac{(x-Ut)^2}{2\sigma_x^2} - \frac{y^2}{2\sigma_y^2} - \frac{z^2}{2\sigma_z^2} \right] \quad (4)$$

Les écart-types (σ_x, σ_y et σ_z), sont déterminés par une approche statistique en décrivant l'écoulement par l'entremise de régimes de vitesses telles que les composantes ($U+u, v, w$) fluctuent autour du régime permanent ($U, 0, 0$), *Egbert Boeker et al.* [25]. Intégrant ensuite l'équation (II.8) par rapport au temps, on obtient une solution exacte de la forme :

$$C(x, y, z) = \frac{Q}{(2\pi)^{3/2}} \int_0^\infty \exp \left[-\frac{(x-Ut')^2}{2\sigma_x^2} - \frac{y^2}{2\sigma_y^2} - \frac{z^2}{2\sigma_z^2} \right] \frac{dt'}{\sigma_x \sigma_y \sigma_z} \quad (5)$$

Négligeant la diffusion dans le sens de l'écoulement, la solution exacte de l'équation (II.9) est obtenue comme suit [1] :

$$C(y, z) = \frac{Q}{2\pi \sigma_y \sigma_z} \left[\exp \left(-\frac{y^2}{2\sigma_y^2} - \frac{z^2}{2\sigma_z^2} \right) \right] \quad (6)$$

Appliquons à présent cette équation au cas spécifique d'une cheminée de direction z ascendante et de coordonnées $(0, 0, H)$. Notons en plus que lorsqu'il y a flexion totale des polluants, comme le cas supposé ici, il faut superposer à la source réelle, une source fictive symétrique de la réelle et de coordonnée $(0, 0, -H)$, si bien qu'on aboutit à la distribution gaussienne de la concentration totale en un point donné qui est la somme des deux :

$$C(y, z) = \frac{Q}{2\pi\sigma_y\sigma_z u} \left[\exp\left(-\frac{y^2}{2\sigma_y^2} - \frac{(z-H)^2}{2\sigma_z^2}\right) + \exp\left(-\frac{y^2}{2\sigma_y^2} - \frac{(z+H)^2}{2\sigma_z^2}\right) \right] \quad (7)$$

En négligeant la réflexion des polluants au niveau du sol l'équation (II.11) devient :

$$C(y, z) = \frac{Q}{2\pi\sigma_y\sigma_z u} \left[\exp\left(-\frac{y^2}{2\sigma_y^2} - \frac{(z-H)^2}{2\sigma_z^2}\right) \right] \quad (8)$$

L'équation (II.12) donne une expression analytique de la concentration émise par une source ponctuelle continue en tout point de l'espace. Avec (σ_x et σ_y) les écart-types gaussiennes caractéristiques de la turbulence atmosphérique, selon la classe de stabilité de l'environnement. Il convient de noter que ces écart-types gaussiennes sont reliés aux coefficients de diffusion turbulente.

Dans le cas pratique cependant, on est surtout intéressé par les concentrations des polluants au sol. Elles sont obtenues en faisant $z = 0$ dans l'équation (7) et on a :

$$C(y, z) = \frac{Q}{2\pi\sigma_y\sigma_z u} \left[\exp\left(-\frac{y^2}{2\sigma_y^2} - \frac{H^2}{2\sigma_z^2}\right) \right] \quad (9)$$

Pour la Centrale, la plus grande concentration se trouvera au pied de la cheminée, c'est à dire en faisant $y = 0$ dans l'équation (9). On a finalement :

$$C = \frac{Q}{2\pi\sigma_y\sigma_z u} \exp\left(-\frac{H^2}{2\sigma_z^2}\right) \quad (10)$$

Avec :

$C(y, z)$: Concentration de polluant en un point de l'espace

Q : débit volumique émis par la source

u : vitesse du vent suivant l'axe des x

σ_y et σ_z : écart - types de la distribution horizontale et verticale

H : élévation totale du panache

En considérant le cas d'une source ponctuelle, de coordonnées $(0, Y, H)$ pour un débit Q constant dans un milieu non isotrope, nous avons comme expression analytique de la concentration des polluants émise d'une cheminée :

$$C(y, z) = \frac{Q}{2\pi\sigma_y\sigma_z u} \exp\left[\left(-\frac{(y-Y)^2}{2\sigma_y^2}\right)\right] \left[\exp\left(-\frac{(z-H)^2}{2\sigma_z^2}\right) \right] \quad (11)$$

Dans la pratique, le panache ne s'étend pas sur tout l'espace car il existe des conditions aux limites au sol et la couche d'inversion qui est modélisée comme un plafond. A cette hauteur la température de l'atmosphère augmente avec l'altitude au lieu de diminuer, empêchant ainsi le panache de s'élever davantage.

2.2. METHODE NUMERIQUE

L'équation de transport (1) la forme tridimensionnelle de l'équation d'advection dispersion est la suivante :

$$\frac{\partial C}{\partial t} + U \cdot \nabla C = \nabla \cdot (k \nabla C) + S$$

Comme hypothèses de simplification évoquées précédemment et pour une source ponctuelle de coordonnées $(0, Y, H)$ nous avons :

$$u \frac{\partial C}{\partial x} = K_y \frac{\partial^2 C}{\partial y^2} + K_z \frac{\partial^2 C}{\partial z^2} + Q \delta(x) \delta(y - Y) \delta(z - H) \quad (12)$$

Où K_y et K_z représentent les coefficients de diffusion et Q le débit de fumées émises de la source.

Pour résoudre un tel problème il convient de définir certains paramètres.

2.2.1 Caractérisation du problème

a) Condition initiale

La concentration est maximale à la sortie de la cheminée pour $x=0$. Donc nous avons :

$$C(0, y, z) = \frac{Q}{u} \delta(y - Y) \delta(z - H) \quad (13)$$

b) Domaine d'étude du problème

Nous avons pour domaine d'étude : $x \in]0; L[$, $y \in]0; L[$, et $z \in]0; L[$,

c) Conditions aux limites

La concentration diminue au fur et à mesure qu'on s'éloigne de la source, alors :

$$\begin{cases} C(L, y, z) = 0 \\ C(x, L, z) = 0 \\ C(x, y, L) = 0 \end{cases} \quad (14)$$

Pour éliminer le phénomène de réflexion en y et en z nous avons les conditions au flux suivant :

$$\begin{cases} \frac{\partial C}{\partial y} = 0 \text{ Pour tout } 0 \leq y \leq L \\ \frac{\partial C}{\partial z} = 0 \text{ Pour tout } 0 \leq z \leq L \end{cases} \quad (15)$$

2.2.2. Discrétisation du problème : Méthodes des Différences Finies

Dans cette approche simple, toutes les dérivées sont approximées par des différences finies. Les dérivées spatiales sont discrétisées sur une grille avec des rectangles uniformes de taille $\Delta y \times \Delta z$. On suppose que C est suffisamment lisse (différentiable). Ceci est justifié par la présence du terme de diffusion. Nous utilisons la notation $C_{i,j}^n$ pour approximer les valeurs de $C(n\Delta x, \Delta y i, \Delta z j)$ au nième niveau de temps et aux points de la grille (y_i, z_j) . Comme choix réalisable, nous pouvons utiliser les différences finies centrales.

$$\frac{C_{i+1,j}^{n+1} - C_{i-1,j}^n}{\Delta x} = \frac{k_y}{u} \left(\frac{C_{i+1,j}^n - 2C_{i,j}^n + C_{i-1,j}^n}{(\Delta y)^2} \right) + \frac{k_z}{u} \left(\frac{C_{i,j+1}^n - 2C_{i,j}^n + C_{i,j-1}^n}{(\Delta z)^2} \right) + \frac{Q}{u} \alpha_{i,j}^n \quad (16)$$

En développant et en appliquant les conditions aux limites fixées nous pouvons déterminer les approximations suivantes :

$$C_{i,1}^{n+1} = (1 - 2R)C_{i,1}^n + 2R_{xy}C_{i,2}^n + R_{xz}(C_{i+1,2}^n + C_{i-1,1}^n) + \frac{Q}{u} \delta(k)\delta(i)\delta(1) \quad (17)$$

et

$$C_{i,Nz}^{n+1} = (1 - 2R)C_{i,Nz}^n + 2R_{xy}C_{i,Nz-1}^n + R_{xz}(C_{i+1z,Nz}^n + C_{i-1,Nz}^n) + \frac{Q}{u} \delta(k)\delta(i)\delta(Nz) \quad (18)$$

Ces approximations nous permettent d'observer l'évolution de la concentration des polluants de la source vers des points où elle tend à s'annuler, fonction des conditions météorologiques, du coefficient de diffusion, et du débit de polluant à la sortie pour la hauteur actuelle de la cheminée.

2.2.3 Estimation de la hauteur H des cheminées

Il s'agit de déterminer une hauteur optimale qui, en plus d'évacuer et de rejeter les gaz le plus haut possible, doit être telle que les concentrations de polluants au sol restent dans les limites prescrites par les normes de qualité de l'air en vigueur.

Pour cela, nous pouvons écrire :

$$C_{maxink} = \frac{Q_i}{[(aU)_n(H_{ink})^2]} \quad (19)$$

$$\text{Avec } a = \frac{\sigma_y}{\sigma_z} \quad (20)$$

Où, i désigne les polluants dans l'ordre: CO, SO₂, NO₂, Particules; n représente les trois régimes de vent et k le nombre d'itérations nécessaires pour que la concentration de chaque polluant (i) au sol respecte les normes de qualité de l'air correspondant à une hauteur H_{in} fixée. Ainsi, pour chaque type de régime de vent n = 1, 2 et 3, on doit avoir. La Hauteur H cherchée = (Sup) [H_{in}].

2.2.4 Description des Données

Paramètres de simulation numérique

Les différentes simulations s'effectueront avec les hypothèses et conditions opératoires suivantes :

- La vitesse du vent sur la direction de x est de ;
- Le coefficient de dispersion ;
- Les débits des polluants à la sortie de la cheminée.

Hypothèses sur les régimes de vent

Les différentes mesures météorologiques données par le logiciel RETScreen indiquent que les régimes de vent sont généralement faibles (entre 1,5 et 2,5 m/s) dans la ville de Douala. Pour ce modèle, et comme Abdoulaye et al. [22] au Burkina, nous prendrons trois régimes types de vitesses respectivement de 1,5 m/s (cas défavorable), 2 m/s (cas moyen) et 2,5 m/s (cas favorable) pour représenter toutes les possibilités.

2.2.5 Calcul des écarts-types par le tableau de Briggs

Pour déterminer les écarts-types de dispersion, nous nous servons du tableau de Briggs et nous estimons la distance x de la source à 300 m et nous choisissons la classe de stabilité B pour ce calcul.

Tableau 4: Briggs (1973) les paramètres d'équation de dispersion en terrain urbain (paramètres de McElroy-pooler) [5]

Classe de Stabilité	σ_y (m)	σ_z (m)
A-B	$0.32x(1+0.0004x)^{-0.5}$	$0.24x(1+0.0001x)^{0.5}$
C	$0.22x(1+0.0004x)^{-0.5}$	0.2x
D	$0.16x(1+0.0004x)^{-0.5}$	$0.14x(1+0.0003x)^{-0.5}$
E-F	$0.11x(1+0.0004x)^{-0.5}$	$0.08x(1+0.0015x)^{-0.5}$

La classe de stabilité à choisir est B. Le calcul des valeurs de σ_y et σ_z

$$\sigma_y = 0.32x(1+0.0004x)^{-0.5}=45.35 \text{ m} \quad (21)$$

$$\sigma_z = 0.24x(1+0.0003x)^{-0.5}=40.22 \text{ m} \quad (22)$$

Où x est la distance à la source dans la direction du vent estimé à 300m [17].

Les flux turbulents du polluant selon Oy et Oz s'expriment au moyen des coefficients k_y et k_z . En supposant k_y et k_z constants, on trouve σ_y et σ_z de la manière suivante :

$$\sigma_y^2 = \frac{2x k_y}{u} \quad (23)$$

d'où

$$k_y = \frac{u \cdot \sigma_y^2}{2x} \quad (24)$$

2.2.6 Débits de polluants donnés par la Centrale Thermique de la Dibamba DPDC

Tableau 5: Débits de rejets de polluants aux cheminées de la centrale[5]

Polluants	CO	SO ₂	NO ₂	Particules
Débit de rejets aux cheminées Q (kg/s)	3.9×10^{-3}	2.5×10^{-4}	0.017	5.5×10^{-4}

2.3. RESULTATS ET DISCUSSIONS

2.3.1. Dispersion des polluants en fonction des régimes de vent

Les figures obtenues nous montrent l'évolution de la concentration des polluants sous l'influence de la vitesse du vent.

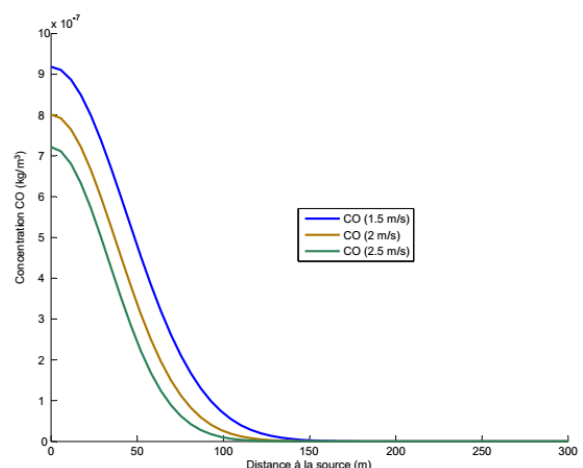


Figure 1: Concentration de CO en fonction des régimes de vent

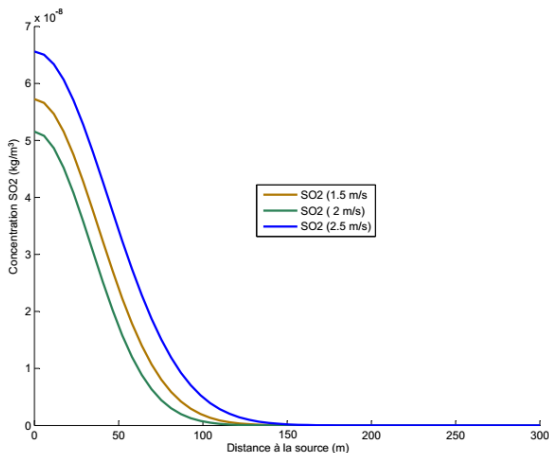


Figure 2 : Concentration de SO2 en fonction des régimes de vent

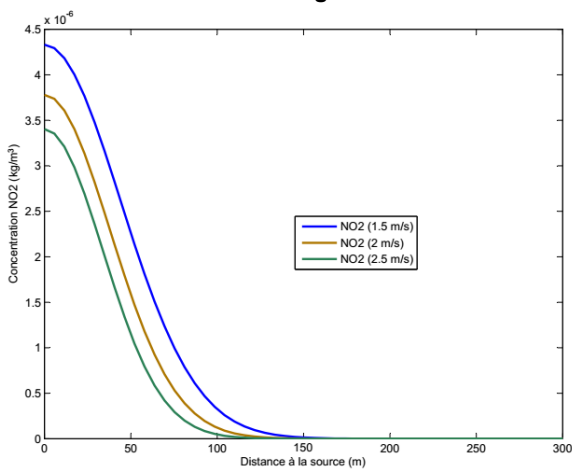


Figure 3 : Concentration de NO2 en fonction des régimes de vent

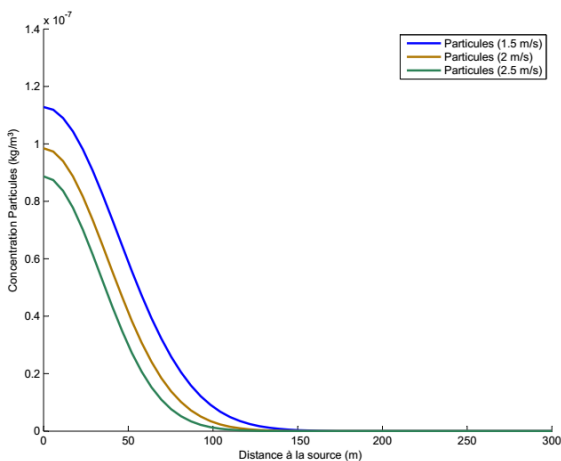


Figure 4 : Concentration de SO2 en fonction des régimes de vent

Les courbes des *figures 1, 2, 3, 4* nous permettent de montrer que, pour un régime de vent de 1,5 m/s, la concentration s'annule à 150m, ensuite le régime de vent de 2 m/s a permis de prédire une distance de 125m, et enfin de 120 m pour un vent de 2,5 m/s ; on a une prédit d'une distance de 120m à laquelle la concentration tend vers une valeur limite. De plus, il faut relever que cette évolution de la concentration se propage au fur et à mesure tout en s'éloignant

progressivement de la source vers une valeur limite, ce qui traduit en fait une décroissance de la concentration des polluants jusqu'à sa dilution totale dans l'atmosphère, selon la nature du polluant. Ainsi, les individus situés dans l'intervalle [0 ; 150 m] sont les plus exposés aux inhalations des espèces chimiques relâchées dans l'atmosphère. Par contre, ceux situés au-delà de cet intervalle sont hors de danger car nous observons une dilution totale des polluants. De plus, nous remarquons qu'à cet intervalle les individus les plus exposés sont les employés de la centrale d'où la proposition de la hauteur suivante.

2.3.2 Détermination de la concentration des polluants à une hauteur donnée des cheminées

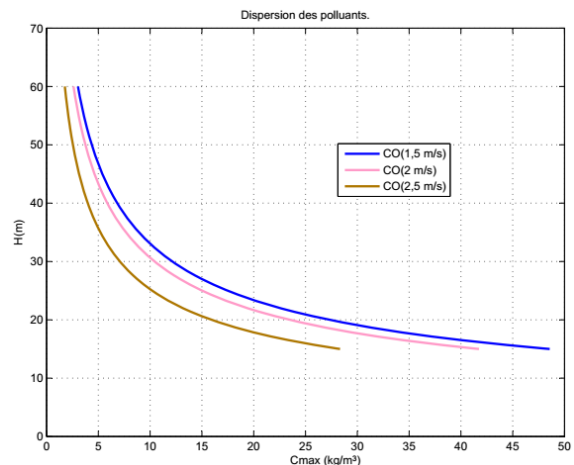


Figure 5 : Dispersion de CO en fonction des régimes de vent

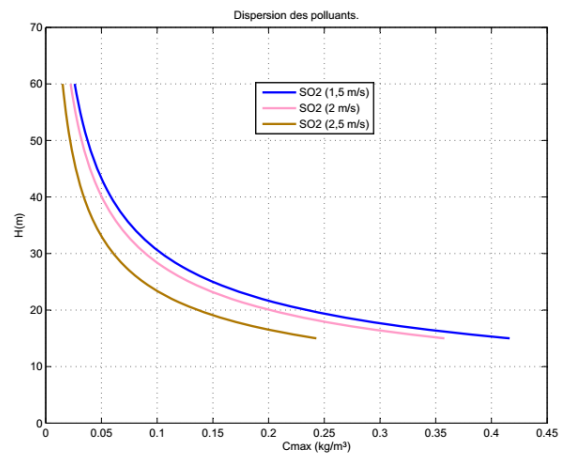


Figure 6 : Dispersion de NO2 en fonction des régimes de vent

Les courbes des *figures 5, 6, 7, 8* sont tracées par la fonction $H_{in} = f(C_{maxin})$. Ces tracés ont permis d'obtenir un ensemble de courbes de dispersion des quatre polluants en fonction des régimes de vent. En prenant comme référence la hauteur de 15m du sol, à laquelle l'atténuation de polluants est faite selon [22], nous avons effectué des itérations afin d'obtenir une hauteur fixe pour laquelle la concentration des polluants au niveau du sol est atténuée pour les régimes de vent choisis. Ces courbes mettent clairement en évidence le rôle de la dispersion des vents.

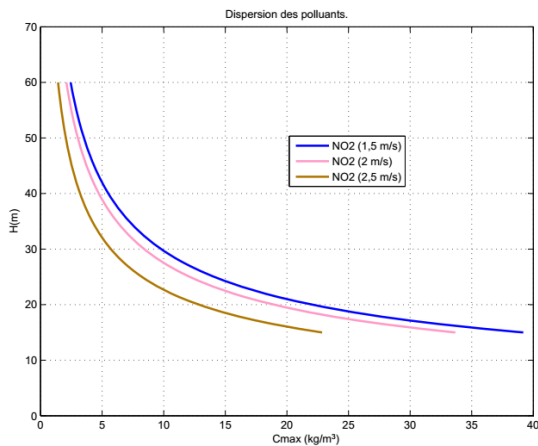


Figure 7 : Dispersion de NO2 en fonction des régimes de vent

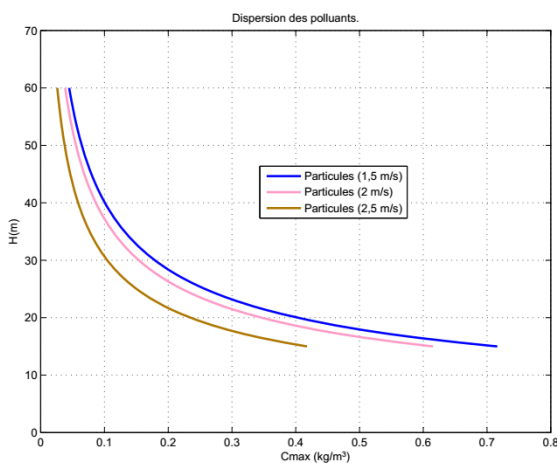


Figure 8 : Dispersion des particules en fonction des régimes

Pendant les itérations, on a constaté que les polluants tels que : SO2 et les Particules s'atténués au sol pour une hauteur des cheminées de 45m du sol. Par contre, pour les autres à savoir le CO et NO2 nous poursuit les itérations jusqu'à la hauteur des cheminées de 60m pour observer une bonne atténuation de ces deux polluants au sol. Les hauteurs des cheminées, seront par conséquence dépendantes de l'atténuation des concentrations au sol des NO2 et de CO, car ces polluants évoluent plus lentement que les autres. Nous pouvons donc dire que la dispersion est en effet meilleure pour des vitesses élevées de vent, nécessitant seulement des cheminées de hauteur moyenne. Par contre, des vents faibles dépendront de longues cheminées pour les mêmes résultats. Nous pouvons d'emblée noter que la simulation nous a permis d'illustrer la distance parcouru par les polluants à la sortie des cheminés de la DPDC. Ces résultats nous révèlent la forte influence du vent dans la dispersion des polluants. Quoique les résultats sont un peu faibles nous avons vu que les personnes situé entre [0 à 150 m] de source sont les plus exposées et que pour une hauteur moyenne de 60m des cheminés nous avons observés une meilleur atténuation de la concentration de polluants au niveau du sol.

3. CONCLUSION

La problématique de ce travail était l'atténuation de la concentration des polluants par la modélisation de la dispersion atmosphérique des polluants dans les centrales thermiques, plus précisément le cas de la DPDC. Les objectifs étaient donc :

- ✓ La modélisation de la concentration de polluant pour déterminer la distance parcourue par les polluants au sol ;

- ✓ Modéliser les hauteurs de cheminées pour lesquelles l'atténuation de concentration serait bonne. Pour cela, nous avons fait un état de l'art sur le phénomène de la dispersion, par la suite La formulation mathématique du problème de dispersion établi a fait appel au modèle gaussien pour la simplification de l'équation d'advection-dispersion, et la méthode des différences finies a été utilisée pour la discrétisation, afin de pouvoir écrire un code. Ledit code nous a permis de visualiser les allures des courbes explicatives du phénomène de la dispersion sur le logiciel MATLAB. Les résultats de la simulation nous ont permis d'observer la distribution de de la concentration de la source vers une valeur limite. Ainsi nous avons pu voir que, pour un régime de vent de 1,5 m/s, la concentration s'annule à 150m, ensuite un régime de vent de 2 m/s a permis de prédire une distance de 125m, et enfin pour un vent de 2,5 m/s on a prédit une distance de 120m à laquelle la concentration s'annule. Par conséquent, les individus situés dans l'intervalle [0 ; 150 m] sont les plus exposés aux inhalations des espèces chimiques relâchées dans l'atmosphère. Par contre, ceux situés au-delà de cet intervalle sont hors de danger, car nous observons une dilution totale des polluants. Et nous avons déterminé une hauteur moyenne de 60 m pour une meilleure atténuation de concentration au sol. De meilleurs résultats pourraient être obtenus en concevant un modèle complet de dispersion. Il faut pour cela mesurer les paramètres comme la température, les sources parasites de rejet, les vitesses d'émission des gaz et les hauteurs des obstacles autour de la Centrale.

REMERCIEMENTS

Nous remercions tous les participants au 4^{ème} Colloque International Francophone d'Energétique et Mécanique, et espérons que vous apprécierez votre séjour au Bénin.

REFERENCES

- [1] Goyal, P., Singh, M.P., Bandyopadhyay, T.K., 1994. Environmental studies of SO2, SPM and NOX over Agra with various methods of treating calms. Atmos. Environ. 28, 3113e3123.
- [2] Sharan, M., Gopalakrishnan, S., 2003. Mathematical modeling of diffusion and transport of pollutants in the atmospheric boundary layer. Pure Appl. Geophys. 160, 357e394.
- [3] Li, X.X., Liu, C.H., Leung, D.Y.C., Lam, K.M., 2006. Recent progress in CFD modelling of wind field and pollutant transport in street canyons. Atmos. Environ. 40, 5640e5658
- [4] Li, X.X., Liu, C.H., Leung, D.Y.C., 2009. Numerical investigation of pollutant transport characteristics inside

ETUDE EXPÉRIMENTALE DE L'UTILISATION DE LIQUIDE AUTO REMOUILLANT POUR UN CALODUC PULSÉ

Stéfan VAN VAERENBERGH^{a,*}, Salvatore DI PACE^b, Quentin GALAND^a, Wassilis TZEVELECOS^a

^a Université Libre de Bruxelles, Service de Chimie Physique EP, MRC-FSP, Av. Roosevelt 50, 1050 Bruxelles, Belgique

^b Politecnico di Milano, School of Industrial and Information Engineering, Milano, Italia

RÉSUMÉ

Une maquette expérimentale d'un caloduc pulsé (PHP) a été réalisée avec des composants aisément accessibles. Les principaux paramètres de fonctionnement ont été étudiés expérimentalement avec deux fluides : eau et eau-butanol. Nous avons observé une diminution significative de la résistance thermique par l'ajout du surfactant, ainsi que dans tous les cas un comportement bistable avec transition déterminée par la différence de température .

Mots Clés : caloduc pulsé, résistance thermique, surfactant, bistabilité

NOMENCLATURE

Bo	nombre de Bond	σ	tension superficielle, mN/m
D	diamètre du serpentín	ρ	masse spécifique, gr/cm ³
D _{cr}	diamètre critique		

1. CONTEXTE : CALODUCS PULSES

Les caloducs assurent le transfert de la chaleur de façon passive et présentent une faible résistance thermique même sous des régimes de fonctionnement à haut flux thermique. Cette capacité est liée à l'utilisation de la chaleur latente de vaporisation dans la chaîne de processus qu'ils font intervenir. Les autres avantages principaux sont leur robustesse, leur légèreté et la souplesse de configuration géométrique. Parmi les différents types existants, les caloducs pulsés [1] [2] [3] sont les plus récents. Ils présentent des caractéristiques particulièrement intéressantes en termes de simplicité de construction et de coût de fabrication, de latitude de configuration géométrique et de puissance thermique maximale transportée. Il s'agit essentiellement d'une structure en serpentín joignant les éléments entre lesquelles la chaleur doit être transportée, et possède ainsi des zones chaudes et froides jouant le rôle d'évaporateur et de condenseur pour le liquide qu'elle contient. Le taux de remplissage de la phase condensée est typiquement entre 30 et 70%, pour laisser la possibilité de transfert thermique suffisant entre la phase liquide et vapeur. Pour que cette configuration fonctionne, la phase vapeur doit être nucléée, ce qui impose un diamètre maximal du serpentín. Le transfert est alors assuré en partie par les changements de phase et

en partie par la circulation des fluides. Ce type de transport assure que le caloduc ne fonctionne pas comme un thermosiphon et qu'ainsi il s'affranchisse des contraintes liées à la gravité. L'on constate que cet écoulement est pulsé, d'où le nom de ce type de caloducs. L'explication du fonctionnement n'est pas entièrement établie et nombre de questions sont encore en cours d'investigation, mais ce type de caloduc est déjà produit industriellement.

Il faut préciser qu'il n'y a pas, contrairement aux autres types de caloducs, de difficultés technologiques à leur réalisation autre que le remplissage qui doit assurer l'absence de gaz non condensables. Cependant, de nombreuses questions sont posées et non encore résolues, y compris sur les principes du fonctionnement [4] [5].

2. CHOIX DU FLUIDE

Le choix du fluide vient en amont du dessin du caloduc, car pour qu'un fonctionnement en régime de bulles soit réalisé, tel que celui apparaissant à la fig. 1, il faut que le nombre de Bond, aussi appelé nombre d'Eötvös, ne soit pas très supérieur à l'unité. Ce nombre est le rapport de l'énergie gravifique à l'énergie de surface

$$Bo = \rho g D^2 / \sigma \quad (1)$$

* auteur correspondant

Adresse électronique : svanvaer@ulb.ac.be

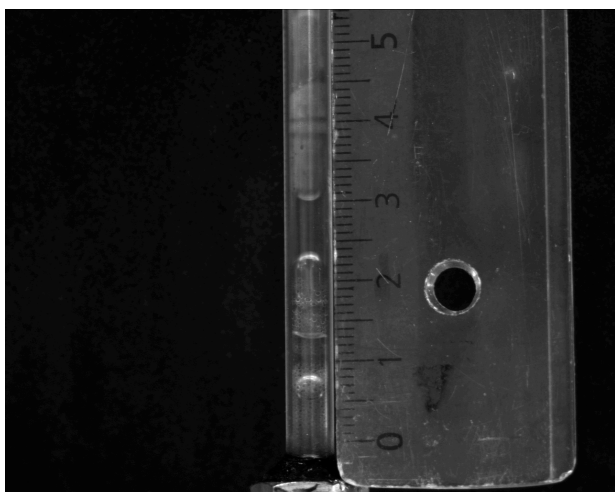


Fig. 1. Portion du tube en acrylique utilisé, instantané du transport bi-phasique. Les graduations de la règle sont en cm.

Il n'y a pas intérêt à ce que celui-ci soit trop petit non plus, car alors, le rayon hydraulique s'amenuisant, la résistance hydraulique devient trop importante et s'oppose aux mécanismes de transport de chaleur mentionnés plus haut. L'utilisation d'eau pure comme fluide est la solution la plus fréquente. Aux températures usuelles, le diamètre critique correspondant à un nombre de Bond de 2 est de 5 à 6 mm.

Il apparaît utile d'employer un fluide dont le rapport de la tension superficielle à la densité est plus faible, car, toutes autres choses restant égales, cela permet de travailler avec des sections plus importantes, et donc avec une résistance hydraulique plus faible. Bien entendu cette dernière dépend aussi de la viscosité du fluide, et l'écoulement étant bi-phasique, de l'ancrage des interfaces liquide-gaz. Typiquement, l'utilisation de surfactants permet d'atteindre cet objectif.

Cette dernière solution rend cependant la modélisation et la compréhension théorique du fonctionnement plus complexe du fait de la nature binaire du liquide. Celle-ci fait que des phénomènes type distillation peuvent apparaître. Cela peut avoir impact important sur la température d'ébullition, sur la valeur de la tension superficielle, et plus généralement sur l'apparition de champs de valeurs de toutes les propriétés de transport dans le serpentin, qui sont très difficiles à modéliser.

Pour cette raison, nous avons procédé à une campagne expérimentale de nature encore prospective en utilisant un surfactant qui rend le fluide auto-mouillant. Par auto-mouillant il faut entendre que l'effet Marangoni engendré par un gradient de température à une interface liquide gaz soit tel que le fluide soit entraîné vers les régions chaudes. Ceci a lieu quand la tension superficielle augmente avec la température. Ce comportement est rare, mais il existe notamment pour les solutions aqueuses très diluées en alcools gras. Le premier candidat est le n-butanol ou l'isobutanol. L'intérêt technologique de ce type de fluide est de retarder par effet Marangoni l'apparition de points secs sur les surfaces chaudes.

3. MONTAGE EXPERIMENTAL ET RESULTATS

3.1. MONTAGE EXPERIMENTAL

Nous avons utilisé comme montage (fig. 2) d'étude expérimental un système permettant la visualisation, dans un but de pouvoir comparer à l'eau au fluide auto-mouillant aussi dans son comportement hydrodynamique. Le caloduc pulsé est de type mono-boucle et fermé. Les parties transparentes sont en acrylique transparent et les coudes ont été réalisés par soucis de simplicité par des connecteurs en laiton. Ce montage présente bien entendu un certain nombre d'incompatibilités pour une optimisation du caloduc, mais a l'avantage de pouvoir être réalisé sans travaux d'usinage avec des composants commerciaux courants.

Le montage contient aussi les vannes de remplissage, une pour l'injection par le bas, et une pour la prise de vide dans le haut, des capteurs de température, un fluxmètre de la marque Captec mesurant le flux de chaleur injecté à l'évaporateur, la résistance chauffante. Celle-ci donne la puissance thermique injectée, la température de l'évaporateur étant flottante, tandis que le condenseur est régulé en température par un flux d'eau thermostatée. Les températures mesurées par des thermocouples de type K sont acquises par un système d'acquisition Agilent 34972A.

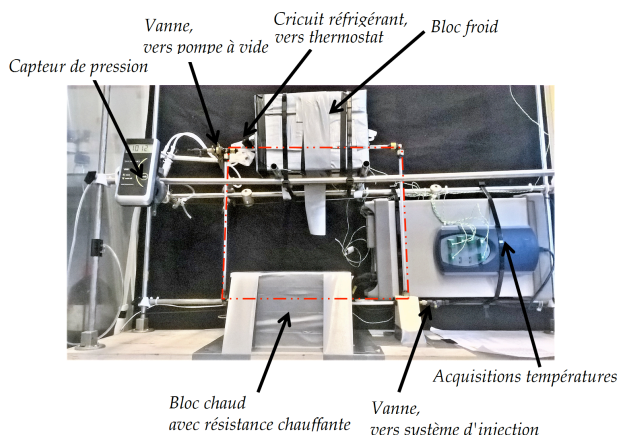


Fig. 2. Montage expérimental utilisé. Le circuit du fluide du PHP est surligné par la courbe discontinue.

3.2. PROCEDURE D'INVESTIGATION

Selon la littérature, trois paramètres principaux conditionnent le fonctionnement et les performances du caloduc pulsant, ainsi que représenté à la fig. 3. Ces trois paramètres ont été investigués, à savoir: le taux de remplissage, le flux injecté, et le diamètre, tous trois pouvant être rendus adimensionnels. Le diamètre est rapporté au diamètre critique (définis comme rendant le nombre de Bond égal à 2), lui-même ayant été varié par l'utilisation de deux fluides différents, et par des inclinaisons différentes. Le taux de remplissage a été varié par différentes injection d'un fluide donné, et le flux est varié par la puissance électrique fournie à la résistance chauffante.

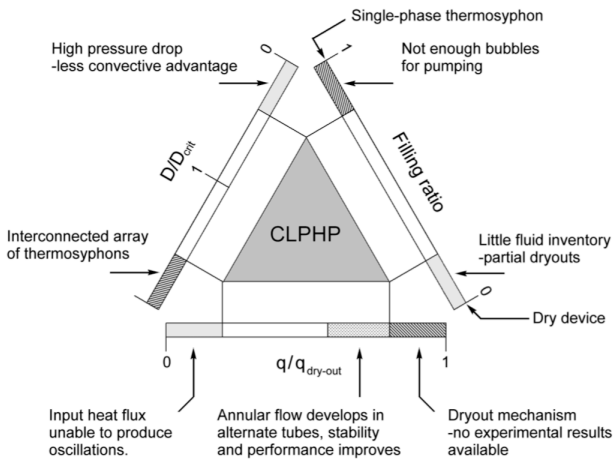


Fig. 3. Principaux paramètres influençant le comportement d'un caloduc pulsé [6]

Nous présentons ici les résultats les plus significatifs.

3.3. PRINCIPAUX RESULTATS

La figure montre l'effet du taux de remplissage sur la valeur de la résistance thermique dans le cas où le fluide est de l'eau pure. On constate qu'après le transitoire, les valeurs stationnaires obtenues sont mauvaises si le taux de remplissage est trop élevé. Les autres paramètres se comportent de la manière que l'on peut attendre selon la fig. 4.

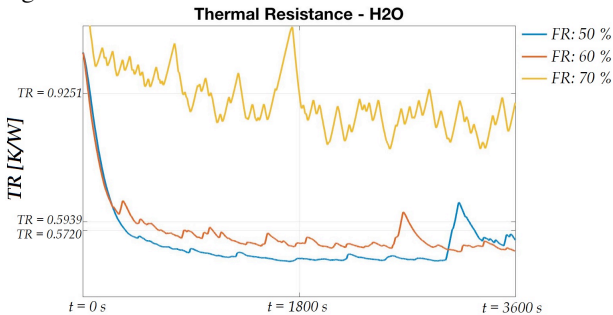


Fig. 4. Influence du taux de remplissage du caloduc sur résistance thermique, telle que mesurée en fonction du temps écoulé. Fluide : eau pure

L'exploitation des résultats est cependant un peu plus complexe, car le caloduc n'entre en fonctionnement correct que lorsqu'il pulse. Dans notre configuration expérimentale, la température froide est fixée par une circulation d'eau régulée en température, tandis que la température chaude est flottante. Elle est déterminée par la puissance de chauffe et le transfert thermique qui en résulte. Les résultats révèlent de façon très reproductible un comportement bistable, avec brutale transition vers le régime hydrodynamique pulsé au-delà d'une différence de température critique. La fig. 5 schématise les observations pour l'eau pure et la solution eau-butanol. Le régime pulsé correspond aux meilleures résistances thermiques (les plus basses).

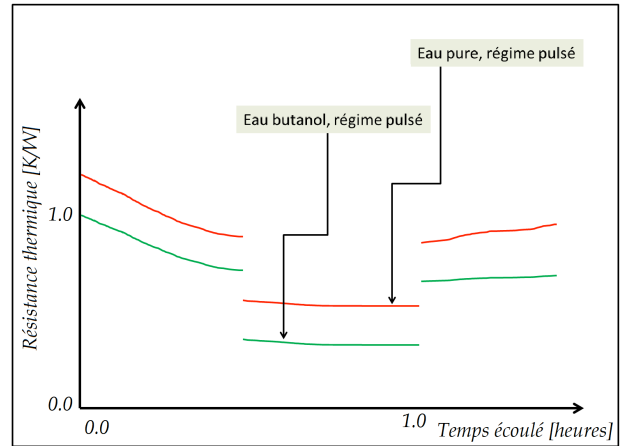


Fig. 5. Evolutions typiques des résistances thermiques en cours d'expérience. En rouge (valeurs hautes): eau pure, en vert (valeurs faibles): eau-butanol

Quel que soit le régime de fonctionnement, on observe une résistance thermique meilleure (plus faible) lorsque le surfactant est présent. L'écart par rapport au diamètre critique fixé par le critère du nombre de Bond ($Bo = 2$) devrait agir dans le sens inverse. Il est probable que l'ancrage des lignes de contact des fluides aux parois soit fortement affaibli en présence de surfactant.

On peut modifier l'inclinaison du serpentin par rapport au vecteur accélération de gravité. Pour des valeurs extrêmes approchant les 90° , le caloduc cesse de fonctionner, en raison de la stratification des fluides. Les résultats sont reportés dans le tableau 1 pour des valeurs plus raisonnables (mais positives) de l'inclinaison.

Tableau 1 : valeurs chiffrées des résistances thermiques moyennes obtenues.

inclinaisons ($^\circ$):	résistances thermiques (K/W):					
	puissances de chauffe (W):					
	40	40	60	40	40	60
0	0.96	0.87	0.58	0.76	0.65	0.45
10	0.99	0.88	0.56	0.82	0.7	0.48
45	0.95	0.84	0.57	0.78	0.7	0.51
	eau pure			eau-butanol		

On observe peu d'influence de cette inclinaison sur les performances du caloduc. Pourtant il y correspond une variation significative du diamètre critique. A nouveau, force est de constater que l'écart au diamètre critique influe peu sur les performances du caloduc, tout au contraire de la présence de surfactant.

4. CONCLUSIONS

Un grand intérêt est porté aux caloducs pulsés en raison notamment de leur simplicité, de leur efficacité à transporter la chaleur, même si leur fonctionnement est encore à l'étude. Sur un montage simple nous avons pu vérifier les principales tendances du comportement selon les paramètres principaux que sont, a fluide donné, le

diamètre du serpent, le flux thermique évacué, le taux de remplissage.

Comme principaux résultats nouveaux, nous avons, de façon très reproductible, observé une bi-stabilité, avec transition vers le régime hydrodynamique pulsé pour un différence de température critique, et une diminution significative de la résistance thermique par adjonction de butanol.

REMERCIEMENTS

Ce travail a été financé en partie par le Belgian Federal Science Policy Office (BELSPO) au travers des PRODEX « DCMIX » et « Heat Transfer », ainsi que par le programme d'échange Européen Erasmus.

REFERENCES

[1] Shafii, M.B., Faghri, A., Zhang, Y., 2001, "Thermal modelling of unlooped and looped pulsating heat pipes", *Journal of Heat Transfer*, **123**, pp. 1159-1172

[2] K. S. and G. M., "On the definition of pulsating heat pipes: an overview," vol. 3, 2003.

[3] X. Han, X. Wang, H. Zheng, X. Xu, and G. Chen, "Review of the development of pulsating heat pipe for heat dissipation," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 59. 2016.

[4] Khandekar, S., Groll, M., 2004, "An insight into thermo-hydrodynamic coupling in closed-loop pulsating heat pipes", *International Journal of Thermal Sciences*, **43**, pp. 13-20

[5] Mamei, M., Marengo, M., Zinna, S., 2012, "Numerical model of a multi-turn Closed Loop Pulsating Heat Pipe: Effects of the local pressure losses due to meanderings", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **55**, pp. 1036-1047

[6] Zhang, Y., and Faghri, A., 2008, "Advances and Unsolved Issues in Pulsating Heat Pipes," *Heat Transfer Engineering*, **29**, pp. 20-44

COMPARAISON TECHNICO-ÉCONOMIQUE DE FLUIDES CALOPORTEURS OU DE STOCKAGE THERMIQUE POUR UNE MICRO-CSP

Kokouvi Edem **N'TSOUKPOE** ^{a,*}, Nolwenn **LE PIERRÈS** ^b, Yao M. **SESHIE** ^a, Yézouma **COULIBALY** ^a

^a *Laboratoire Energie Solaire et Economie d'Energie (LESEE), Département Génie Electrique, Energétique et Industriel, Institut International d'Ingénierie de l'Eau et de l'Environnement (2iE), 01 BP 594 Ouagadougou 01, Burkina Faso*

^b *LOCIE, CNRS UMR 5271 – Université Savoie Mont Blanc, Polytech Annecy-Chambéry, Campus Scientifique, Savoie Technolac, 73376 Le Bourget-Du-Lac Cedex, France*

RÉSUMÉ

Dans la présente étude, nous considérons l'opportunité d'utiliser l'huile de *Jatropha curcas* (JaCCO), une huile végétale non-comestible produite localement, comme fluide caloporteur ou de stockage thermique dans une microcentrale solaire à concentration. La question principale est de savoir si d'un point de vue économique, il y a réellement un avantage dans l'utilisation du JaCCO au lieu du fluide caloporteur Xceltherm 600 utilisé dans des micro-CSP. L'étude montre que les performances techniques de la microcentrale sont pratiquement les mêmes, qu'on utilise le JaCCO ou le Xceltherm 600. De ce fait, JaCCO est économiquement plus attractif que le Xceltherm 600 tant que sa fréquence de remplacement est 5 fois à 13 fois moins élevée que celle du Xceltherm 600, sur la plage de nombre de remplacement considérée pour le cas où les huiles sont envisagées uniquement comme fluides caloporteurs. Dans le cas où elles sont envisagées à la fois comme fluides caloporteurs et fluides de stockage thermique, JaCCO est économiquement plus attractif que le Xceltherm 600 tant que sa fréquence de remplacement est 8 fois à 18 fois moins élevée que celle du Xceltherm 600.

Mots Clés : centrale solaire à concentration ; fluides caloporteurs ; stockage thermique ; analyse technico-économique ; Jatropha curcas; Xceltherm 600.

NOMENCLATURE

Lettres latines :

d diamètre, m
 C_{sp} coût spécifique, €·kWh⁻¹
 ξ_{el} production électrique annuelle, kWh
 f coefficient de pertes de charge de Darcy
 g accélération de la gravité, m·s⁻²
 I investissement, €
 K nombre total de remplacement sur la durée de vie de la centrale
 L longueur, m
 n durée de vie de la centrale, année
 p périodicité de remplacement de l'huile, année
 \mathcal{P} puissance électrique, W
 Q puissance thermique, W
 r taux d'actualisation réel
 R coût de remplacement, €

Re nombre de Reynolds
 t temps, s
 U vitesse, m·s⁻¹
 V coût divers, €

Lettres grecques :

ΔP pertes de charge, Pa
 η rendement
 ρ masse volumique, kg·m⁻³

Indices / Exposants :

aux auxiliaires (consommation)
 el électrique
 ev évaporateur
 t année t

1. INTRODUCTION

Pour différentes centrales thermiques, le choix d'un fluide caloporteur ou de stockage performant techniquement et économiquement est un des aspects importants de la conception qui affecte la performance globale de

l'installation. Ce choix prend en compte de nombreux critères dont la plupart sont communs aux fluides caloporteurs et aux fluides de stockage thermique. Le coût du matériau, qui est un des critères des plus importants, particulièrement pour le stockage, est habituellement évalué en termes de coût d'achat ou d'acquisition du matériau. Cependant, l'incidence financière d'un fluide caloporteur ou de stockage n'est pas uniquement liée au coût d'achat.

Dans cette étude, nous considérons la sélection d'un fluide caloporteur pour une microcentrale solaire à concentration (μ -CSP) dénommée CSP4Africa [1]. Cette microcentrale a été conçue de manière à atteindre une forte valeur ajoutée locale et ainsi produire l'électricité de manière durable – et économique – pour les communautés rurales dans les pays sahéliens. Une des idées pour augmenter la valeur ajoutée locale est l'utilisation de l'huile de *Jatropha curcas* (JaCCO), une huile végétale non-comestible produite localement, comme fluide caloporteur ou de stockage thermique. Des études préliminaires ont indiqué que cette huile offre d'importants avantages techniques, économiques et environnementaux comparés aux huiles habituellement utilisées dans les centrales solaires à concentration (Tableau 1) [2]. Cependant, JaCCO peut présenter d'autres inconvénients et la présente étude cherche à évaluer les différents indicateurs de performance

concernant les questions soulevées par l'utilisation de cette huile végétale dans les μ -CSP. La question principale est de savoir si d'un point de vue économique, il y a réellement un avantage dans l'utilisation du JaCCO au lieu des fluides caloporteurs classiquement utilisés dans les CSP.

D'abord, nous décrivons la méthodologie proposée pour le choix de fluides caloporteurs ou de stockage d'un point de vue économique. Au-delà du coût d'acquisition, la méthode prend en compte divers coûts induits tels que la consommation des auxiliaires, les pertes thermiques et les coûts de remplacement. Ensuite, nous étudions le cas de la centrale pilote CSP4Africa, en comparant le JaCCO à l'huile commerciale Xceltherm 600, utilisée comme fluide caloporteur dans des μ -CSP fonctionnant dans la plage de température envisagée pour CSP4Africa [3,4].

Tableau 1. Comparaison des caractéristiques des trois huiles commerciales avec celles du JaCCO [2].

Caractéristiques	Therminol VP-1	Xceltherm 600	Syltherm XLT	JaCCO
Température maximale d'utilisation (°C)	400	316	260	> 210
Point éclair (°C)	124	193	47	220-240
Acidité totale (mg·KOH·g ⁻¹)	<0.2	-	0.01	11°
Viscosité dynamique à 40 °C (mPa·s)	2,61	15	1	36
Viscosité dynamique à 210 °C (mPa·s)	0.37	0.55	0.23	1.73
Masse volumique à 210° C (kg·m ⁻³)	904	736	660	802
Conductivité thermique à 210 °C (W·m ⁻¹ ·K ⁻¹)	0.11	0.13	0.06	0.1
Capacité thermique massique à 210 °C (kJ·kg ⁻¹ ·°C ⁻¹)	2.075	2.643	2.171	2.509
Capacité de stockage à 210 °C (kJ·m ⁻³ ·°C ⁻¹)	1876	1945	1433	2012
Coût d'achat (€·t ⁻¹)	25000	6140	29400	835
Coût de stockage pour $\Delta T=100$ °C (€·kWh ⁻¹)	464	84	573	12

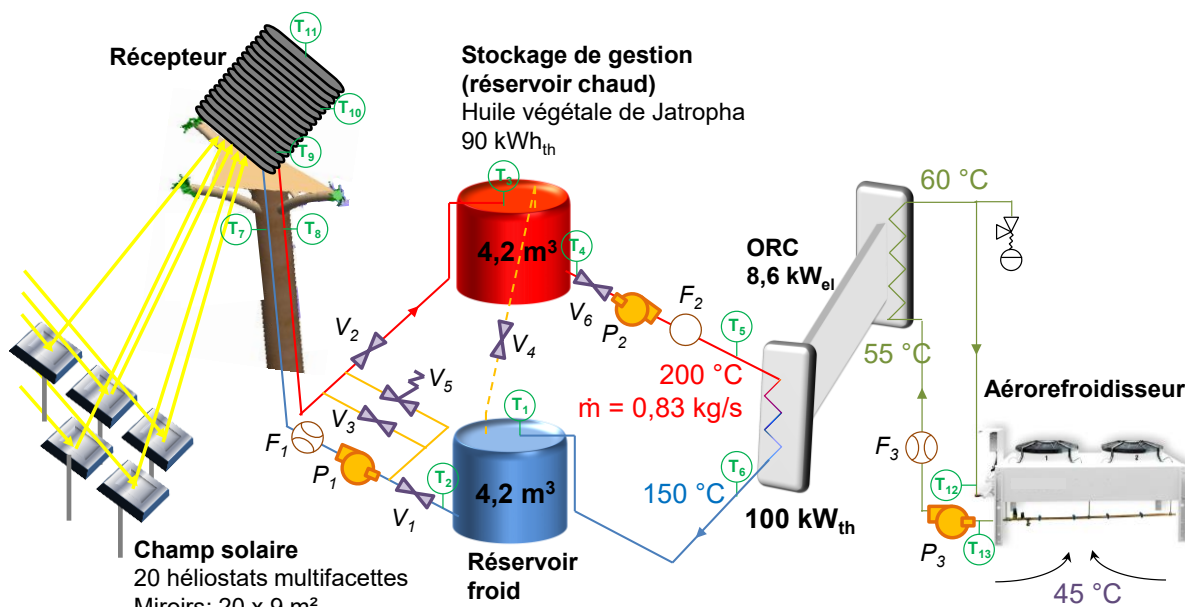


Fig. 1. Vue d'ensemble de la microcentrale solaire CSP4Africa

2. BRÈVE PRÉSENTATION DE LA CENTRALE CSP4AFRICA

La conception de la μ -CSP pilote CSP4Africa (fig. 1) a été présentée par N'Tsoukpoe et al. [1]. Le champ solaire

comprend 20 héliostats multifacettes à « taille humaine », portant au total 180 m² de miroirs. Le bloc de conversion électrique est une machine ORC (cycle organique de Rankine) d'une puissance électrique de 8,6 kW fournie par le fabricant Enogia, soit un rendement de 8,6% en régime nominal (fig. 1).

La stratégie d'exploitation de cette centrale pilote peut être simplifiée comme suit [1]. La centrale fonctionne un jour sur deux (182,5 jours par an) et la durée journalière maximale de fonctionnement est de 5 h (9 :30 à 14 :30) pour une période de production effective d'électricité de 3 h (10 :30 à 13 :30). La puissance thermique générée directement au récepteur est d'environ 70 kW_{th} dans la période de 10 :30 à 13 :30 alors qu'elle vaut environ 60 kW_{th} une heure avant et après cette période [5]. Un stockage thermique de 90 kWh est alors nécessaire pour compléter l'énergie directement produite de 10 :30 à 13 :30 afin de fournir une puissance constante de 100 kW_{th} au bloc de conversion électrique lors de la phase de production électrique. En vue de prendre en compte les pertes thermiques, la centrale est mise en marche à 9 :30 et stocke ainsi 60 kWh entre 9 :30 et 10 :30 puis le reste après 13 :30. Le débit du fluide est alors ajusté en fonction de la puissance au récepteur et de la chaleur à stocker. Le système comprend deux réservoirs de stockage thermique en acier inoxydable. Les deux réservoirs sont identiques (hauteur = diamètre = 1,75 m) avec une épaisseur de paroi de 5 mm et une isolation en laine de verre de 15 cm d'épaisseur. Le récepteur solaire est une cavité à géométrie cylindrique, formé par un enroulement hélicoïdal obtenu à partir d'un tube d'acier galvanisé. Une plaque de fond ferme la base supérieure de la cavité. Les principales caractéristiques du récepteur solaire sont données dans le Tableau 2.

Tableau 2. Caractéristiques du récepteur solaire

	Unité	Valeur
Diamètre intérieur du tube	mm	25,4
Hauteur de l'enroulement	m	1
Diamètre intérieur de l'enroulement	m	0,7
Longueur totale du tube	m	83,6
Pas de l'enroulement	mm	25,4
Surface total d'échange interne	m ²	6,7

3. MÉTHODES

2.1. CONSOMMATION ÉLECTRIQUE DES AUXILIAIRES

La consommation électrique des pompes représente la principale consommation électrique d'auxiliaires liée aux huiles. Puisque les propriétés thermophysiques des huiles sont différentes, les pertes de charge, et donc l'énergie nécessaire pour leur circulation est également différente. Selon l'huile utilisée, cela va impacter le coût de la consommation électrique et éventuellement celui des pompes à acquérir, en particulier si les différences en termes de puissances sont significatives. Les principales pertes de charge ont lieu dans les conduites de circulation, le récepteur solaire et les échangeurs de chaleur. Dans les tubes, la perte de charge a été évaluée en utilisant l'équation de Darcy-Weisbach (1):

$$\Delta P = f \cdot \frac{\rho \cdot U^2}{2} \cdot \frac{L}{d} \quad (1)$$

où f est le coefficient de perte de charge de Darcy-Weisbach obtenu à partir de l'équation de Colebrook-White pour le régime turbulent comme suit (Eq.2) :

$$f = \left[-2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,7d} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f_s}} \right) \right]^{-2} \quad (2)$$

La perte de charge dans le récepteur est calculée en utilisant la moyenne donnée par deux corrélations

trouvées dans la littérature, à savoir, la corrélation d'Ali [6] et celle d'Ito [7,8].

L'évaporateur est un échangeur à plaque brasée mais nous ne disposons pas de données sur sa géométrie ; le fabricant a recommandé de considérer une perte de charge de 0,4 m, conformément aux tests menés dans les conditions nominales. Bien que l'huile utilisée par le fabricant ne soit pas la même que celles considérées dans cette étude, nous avons choisi de conserver la même perte de charge pour toutes les huiles. En effet, la contribution de l'évaporateur aux pertes de charge totales est très faible et n'affecte pas les puissances demandées. Les pertes de charge singulières ont également été calculées. Un rendement de 0,5 a été adopté comme valeur raisonnable pour les pompes qui fonctionnent à haute température. Les pompes P1 et P2 (fig. 1) sont celles qui sont impliquées dans la circulation des caloporteurs. Leurs hauteurs géométriques sont respectivement de 15 m et 2 m.

2.2. PERTES THERMIQUES DANS LES RÉSERVOIRS DE STOCKAGE

Les pertes thermiques au niveau des réservoirs de stockage ont été évaluées à partir d'un modèle spécifique. Les pertes à travers les parois en contact avec le liquide (paroi latérale et paroi de fond) mais la partie vapeur a été négligée. Le liquide dans le réservoir est considéré comme homogène. Le modèle considère le caractère transitoire des pertes thermiques : variation de la température ambiante et celle de l'huile de même que la variation de la masse d'huile dans le réservoir. Les températures ambiantes sont les valeurs mesurées sur le site Kamboinsé de 2iE. Des simulations ont été effectuées pour chaque jour de l'année et la masse d'huile utile dans les réservoirs a été calculée de manière à fournir 90 kWh au bloc de conversion électrique. Les pertes thermiques sont calculées sur 24 h à partir de la fin de la journée de fonctionnement. On vérifie que la température de l'huile fournie au bloc de conversion électrique pendant la période de production électrique (10 :30 à 13 :30) est d'environ 200 °C, qui est la température d'entrée nominal de ce bloc.

2.3. PUISSANCE NETTE GÉNÉRÉE

Lorsque la puissance thermique Q_{ev} fournie à l'évaporateur est connue, la puissance électrique nette générée par la centrale est obtenue par \mathcal{P}_{el} :

$$\mathcal{P}_{el} = \eta_{el} \cdot Q_{ev} - \mathcal{P}_{aux} \quad (3)$$

où η_{el} le rendement du bloc de conversion électrique et \mathcal{P}_{aux} est la consommation des auxiliaires, qui est limitée à celle des pompes dans le cas présent. Pour obtenir la production énergétique annuelle ε_{el} , cette puissance est multipliée par le temps annuel de production de la centrale (547.5 h par an).

2.4. AUTRES ASPECTS NON COUVERTS EN DÉTAIL

Les pertes thermiques le long des tubes qui relient les composants du système ne sont pas considérées ici. En effet, comme montré au paragraphe 4.2, les pertes thermiques dans les réservoirs sont peu significatives en 24 h ; on peut alors raisonnablement supposer que les pertes thermiques le long des tubes sont également peu significatives et que les différences entre ces pertes d'une huile à l'autre ne jouent pas un rôle dans l'analyse économique.

D'autres aspects peuvent impacter les coûts du système qui ne sont pas étudiés ici en détail, par exemple les pressions de vapeurs des huiles dans les conditions opératoires. L'un des avantages du choix des huiles thermiques est le fonctionnement en système non-pressurisé : les systèmes à vapeur d'eau fonctionnent sous-pression et nécessitent de fait des équipements de sécurité et de régulation inhérents au fonctionnement sous-pression, ce qui peut induire des coûts supplémentaires comme les réservoirs adaptés pour fonctionner sous-pression, des mesures de sécurité et de contrôle régulier. Cependant, certaines huiles, comme le Therminol VP-1, fonctionnent à haute température, ce qui induit des mesures supplémentaires de sécurité. Une plus grande pression de vaporisation signifie également plus de volatilité, et de fait, une vaporisation plus rapide et un remplacement plus fréquent de l'huile dans le système. On peut également devoir prendre en compte des coûts de maintenance liée à la corrosion, à l'encrassement, etc. de même que les coûts liés aux arrêts de la centrale pour effectuer les remplacements dans le cas où ceci ne peut être fait à des heures où la centrale ne fonctionne pas habituellement.

2.5. ASPECTS ÉCONOMIQUES

Le coût total associé à chaque l'huile, que nous appelons coût global de l'huile, est l'ensemble des dépenses impactées par l'huile pendant la durée de vie de la centrale. Il prend en compte l'investissement initial I_0 , les coûts de remplacement de l'huile et les coûts divers liés au choix spécifique de l'huile. La valeur actuelle nette de ces coûts peut être exprimée par l'équation (4) :

$$C_{tot} = I_0 + \sum_{k=1}^K \frac{R_k}{(1+r)^{kp}} + \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+r)^t} \quad (4)$$

où p est la périodicité de remplacement et K le nombre total de remplacement sur la durée de vie de la centrale, et correspondant au plus grand entier naturel tel que $K \cdot p < n$. V_t correspond aux coûts divers pendant l'année t et R_k est le coût du $k^{\text{ième}}$ remplacement. Par exemple si les remplacements ont lieu chaque 3,5 ans, il y aura 5 remplacements donc $p = 3,5$ et $K = 5$.

Le principal coût initial utilisé ici est le coût d'acquisition de l'huile. Dans le cas où les coûts de certains composants seraient différents en passant d'une huile à une autre (p. ex. les réservoirs de stockage et les pompes), ils devraient être pris en compte dans le coût initial. Dans le cas présent, les volumes utiles nécessaires pour les deux huiles est pratiquement le même ; il en va de même pour les hauteurs manométriques des pompes. Les coûts des réservoirs et des pompes n'ont donc pas été pris en compte dans l'analyse comparative puisqu'ils sont les mêmes pour les deux huiles.

Le coût de remplacement comprend le coût d'achat de l'huile, le coût de son transport local, le coût de vidage et de remplissage des réservoirs de stockage et le coût d'élimination (disposal). Le coût d'achat est celui présenté dans le

Tableau 1. Le coût de vidage et de remplissage a été estimé à 15 €, qui correspondent au salaire journalier de deux manœuvres. Si le volume d'huile à vider était significativement différent d'une huile à l'autre, le coût de vidage/remplissage pourrait être indexé sur le volume. Le coût d'élimination n'est pas pris en compte ici. En pratique, tout le volume de l'huile n'est pas remplacé en une seule fois et environ 5% à 10% de l'huile est remplacé régulièrement. La démarche adoptée ici suppose un

remplacement du volume tout entier ; elle est cependant compatible avec la pratique en ce sens qu'un certain nombre de remplacement partiels correspondent à un remplacement complet. La difficulté qui pourrait apparaître parfois avec cette approche est la situation où le remplacement nécessiterait une logistique importante. Ceci n'est cependant pas pertinent pour des opérations manuelles de vidage/remplissage.

Pour obtenir le coût de remplacement sur toute la durée de vie de la centrale, il est nécessaire de connaître le nombre total de remplacement. Ce nombre total est fonction de la vitesse de dégradation de chaque huile dans la plage de température de fonctionnement. Bien que parfois fournie par les fabricants, c'est une donnée peu disponible. Nous avons alors procédé à une analyse de sensibilité sur la fréquence de remplacement c'est-à-dire le nombre de remplacement sur la durée de vie de la centrale. En supposant un nombre de remplacement pour le Xceltherm 600 sur la durée de vie de la centrale, on calcule le nombre de remplacement de JaCCO qui conduirait à une équivalence du point de vue économique. Ceci donne le nombre minimal de remplacement de JaCCO à partir duquel JaCCO serait économiquement moins attractif que Xceltherm 600.

Les coûts divers correspondent à ceux décrits au paragraphe 2.4 et la dépense associée correspond à la facture électrique liée à l'huile, en particulier, la consommation électrique des pompes. Or, pour des procédés produisant de l'énergie électrique comme c'est le cas pour une centrale électrique, il peut s'avérer peu pertinent de tenir compte de la dépense correspondant à la consommation électrique des pompes. La comparaison peut être faite en se basant sur le coût spécifique de l'huile, définie comme le rapport du coût total de l'huile à la production nette d'électricité sur la durée de vie de la centrale telle que définie par l'équation (5) :

$$C_{sp} = \frac{I_0 + \sum_{k=1}^K \frac{R_k}{(1+r)^{kp}} + \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+r)^t}}{\sum_{t=1}^n \frac{\xi_{el}}{(1+r)^t}} \quad (5)$$

La valeur de l'électricité produite est également actualisée, comme dans le cas du LCOE, pour tenir compte du fait que la production électrique correspond implicitement à des gains provenant de la vente de cette énergie.

Pour la comparaison des deux huiles, nous avons considéré deux études de cas.

Cas 1. Il n'y a pas de stockage thermique et les huiles sont utilisées uniquement comme fluide de transfert thermique. Dans ce cas, la μ -CSP fonctionne uniquement pendant 3 h par jour (10 :30 à 13 :30) avec une puissance thermique de 70 kW_{th} puisqu'il n'y a pas de stockage pour fournir les 30 kW_{th} manquants. En supposant que le rendement du bloc de conversion électrique ne change pas pour le même régime de température (les débits sont ajustés pour conserver les mêmes variations de températures), la puissance électrique produite vaut 6.02 kW_e. La quantité totale d'huile dans le système correspond au volume des tuyauteries et des échangeurs de chaleur, qui a été estimé à 64,7 L.

Cas 2. La μ -CSP fonctionne comme décrit au paragraphe 2 : l'huile est utilisée comme fluide caloporteur et fluide de stockage.

Pour cette étude, une durée de vie de 20 ans a été adoptée pour la μ -CSP, ce qui est dans l'ordre de grandeur habituellement utilisé pour les analyses économiques des CSP (15 à 25 ans) [9]. Nous avons aussi adopté un taux

d'actualisation réel de 8%, qui est commun dans les analyses de projets d'énergie renouvelable au Burkina Faso. Étant donné que la centrale produit de l'énergie électrique, d'une part il n'y a pas de coût d'électricité à prendre en compte c'est-à-dire qu'il n'y a pas de coût divers et le coût spécifique de l'huile s'avère plus approprié pour l'analyse économique.

4. RÉSULTATS

4.1. CAS 1. UTILISATION DE L'HUILE UNIQUEMENT COMME FLUIDE CALOPORTEUR

La consommation électrique des pompes est présentée dans le Tableau 3.

Tableau 3. Points de comparaison des deux huiles lorsqu'elles sont utilisées uniquement comme fluides de transfert thermique.

	JaCCO	Xceltherm 600
Puissance électrique totale des pompes [W]	351	342
Consommation électrique journalière des pompes [kWh]	1.053	1.026
Production électrique journalière nette [kWh]	17.0	17.0
Masse d'huile dans le système [kg]	52	49
Coût d'acquisition de l'huile dans le système [€]	43	301

Il apparaît que la puissance électrique nécessaire pour la circulation des fluides ne change pas significativement (3%) lorsqu'on passe du JaCCO (351 W) au Xceltherm 600 (342 W). En effet, les capacités de stockage thermique du JaCCO et du Xceltherm 600 sont similaires (Tableau 1) et la viscosité dynamique reste du même ordre de grandeur à haute température.

La fig.2 présente le coût spécifique des deux huiles en fonction du nombre de remplacements sur la durée de vie de la microcentrale.

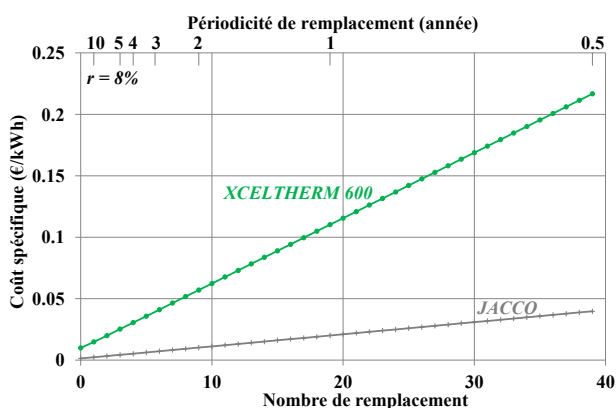


Fig. 2. Coût spécifique des huiles dans le cas où les huiles sont utilisées comme fluides caloporteurs uniquement

Pour un même nombre de remplacement donné, le coût spécifique du Xceltherm 600 est au moins 5 fois plus élevé que celui du JaCCO, sur la plage de nombre de remplacement considérée ici.

Le seuil d'équivalence économique des deux huiles est présenté à la fig.3.

Par exemple, les deux huiles sont économiquement équivalentes si on doit remplacer 19 fois le JaCCO (c.-à-d. chaque année) et 2 fois le Xceltherm 600 (c.-à-d. chaque ~6,6 année). En d'autres termes, Xceltherm 600 doit être 9,5 fois plus stable que JaCCO pour être économiquement plus attractif.

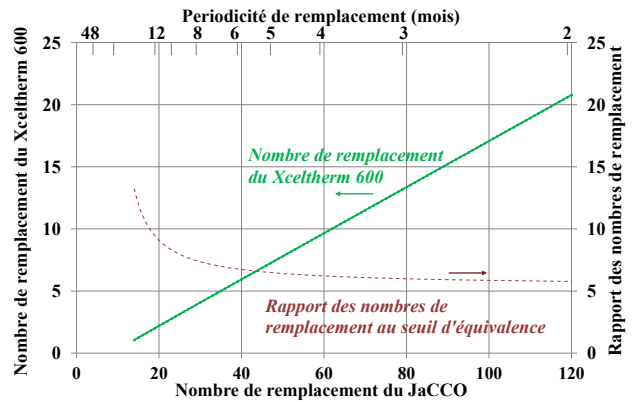


Fig. 3. Seuil d'équivalence économique des huiles dans le cas où les huiles sont utilisées comme fluides caloporteurs uniquement

4.2. CAS 2. UTILISATION DE L'HUILE COMME FLUIDE CALOPORTEUR ET DE STOCKAGE THERMIQUE

La consommation électrique des pompes est présentée dans le Tableau 4. La conclusion est la même que dans le cas 1.

Tableau 4. Points de comparaison des deux huiles lorsqu'elles sont utilisées uniquement comme fluide de transfert thermique.

	JaCCO	Xceltherm 600
Consommation électrique journalière des pompes [kWh]	1.495	1.457
Production électrique journalière nette [kWh]	24.3	24.3
Perte thermique journalière moyenne du stockage [kWh]	10.6	11.1
Masse d'huile dans le système [kg]	2605	2615
Coût d'acquisition de l'huile dans le système [€]	2175	16058

Les pertes thermiques journalières dans les réservoirs de stockage sont également similaires. Vu le niveau d'incertitude des corrélations de convection qui permettent de les établir, on peut raisonnablement considérer qu'elles sont les mêmes.

La fig.4 présente le coût spécifique des deux huiles en fonction du nombre de remplacements sur la durée de vie de la microcentrale pour le cas où les huiles servent à la fois de fluides caloporteurs et de fluides de stockage thermique.

Pour un même nombre de remplacement donné, le coût spécifique du Xceltherm 600 est au moins 8 fois plus élevé que celui du JaCCO, sur la plage de nombre de remplacement considérée ici.

Ce second cas est donc plus favorable au JaCCO que le premier (fig.3) (paragraphe 4.1). Cette différence est liée au fait que dans le cas d'utilisation comme fluide caloporteur uniquement, la quantité d'huile dans le système est déterminée par le volume des circuits alors

que dans le cas d'utilisation comme fluide caloporteur et fluide de stockage thermique, la quantité d'huile est surtout déterminée par le stockage qui dépend de la densité de stockage énergétique de l'huile ($\rho \cdot C_p$).

Le seuil d'équivalence économique des deux huiles est présenté à la fig.5.

Ainsi, JaCCO est économiquement plus attractif que Xceltherm 600 tant que sa vitesse de dégradation ne dépasse pas 7 fois celle du Xceltherm 600.

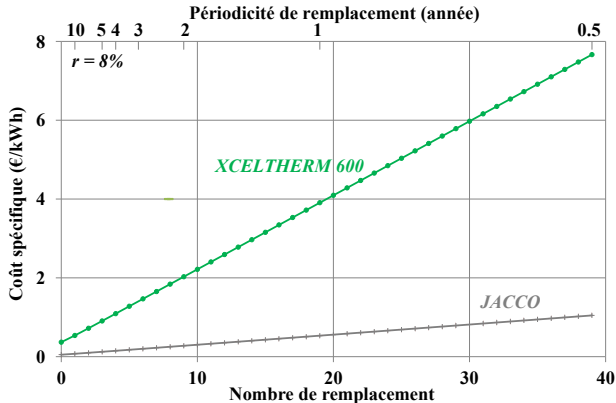


Fig. 4. Coût spécifique des huiles dans le cas où les huiles sont utilisées comme fluides caloporteurs et fluides de stockage thermique

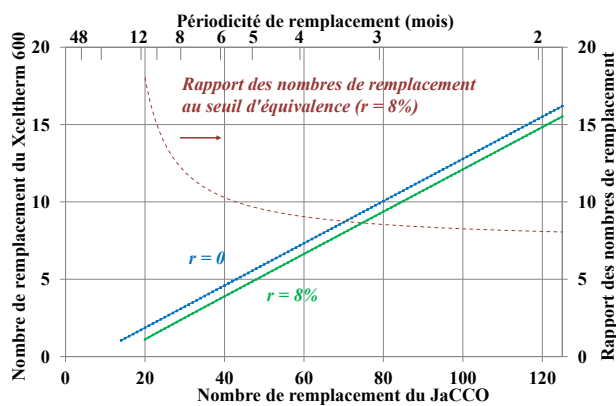


Fig. 5. Seuil d'équivalence économique des huiles dans le cas où les huiles sont utilisées comme fluides caloporteurs et fluides de stockage thermique

5. CONCLUSION

Dans cet article, nous avons présenté une méthodologie pour la sélection technico-économique d'un fluide caloporteur et de stockage. Cette méthode a été appliquée à la μ -CSP CSP4Africa en considérant deux huiles : JaCCO et Xceltherm 600. Il apparaît que les pertes thermiques ainsi que les pertes de charge pour le système utilisant l'une ou l'autre de ces deux huiles est la même. De ce fait, JaCCO est économiquement plus attractif que le Xceltherm 600 tant que sa fréquence de remplacement est 5 fois à 13 fois moins élevée que celle du Xceltherm 600, selon le nombre de remplacement, sur la plage de nombre de remplacement considérée pour le cas où les huiles sont envisagées uniquement comme fluides caloporteurs. Dans le cas où elles sont envisagées à la fois comme fluides caloporteurs et fluides de stockage thermique, JaCCO est économiquement plus attractif que le Xceltherm 600 tant que sa fréquence de remplacement

est 8 fois à 18 fois moins élevée que celle du Xceltherm 600, selon le nombre de remplacement, sur la plage de nombre de remplacement considérée.

Des données sur les vitesses de dégradation de ces huiles ne sont pas disponibles dans la littérature et c'est le cas pour la plupart des huiles commerciales. Cette étude indique que ces données sont indispensables pour une sélection pertinente d'un fluide caloporteur ou de stockage thermique.

REMERCIEMENTS

Nous remercions la Commission de l'Union Européenne et la Commission de l'Union Africaine pour leur soutien financier du projet « CSP4Africa » dans le cadre du Programme de Subvention de la Recherche de l'Union Africaine (Grant Contract n° AURG/163/2012-CRSI n° 2012/289-007). Les auteurs remercient Mesdames Elsa OUALI et Ariane Mélodie N. OUEDRAOGO pour la relecture.

RÉFÉRENCES

- [1] N'Tsoukpoe KE, Azoumah KY, Ramde E, Fiagbe AKY, Neveu P, Py X, Gaye M, Jourdan A. Integrated design and construction of a micro central tower power plant. *Energy for Sustainable Development* 2016;31:1–13
- [2] Kenda ES, N'Tsoukpoe KE, Ouédraogo IWK, Coulibaly Y, Py X, Ouédraogo FMAW. Jatropha curcas crude oil as heat transfer fluid or thermal energy storage material for concentrating solar power plants. *Energy for Sustainable Development* 2017;40:59–67
- [3] National Renewable Energy Laboratory. Concentrating Solar Power projects: Holaniku at Keahole Point. [cited 2017 July 20 Available from: www.nrel.gov/csp/solarpaces/project_detail.cfm/projectID=71]
- [4] Canada S, Cohen G, R. Cable, Brosseau D, H. Price H. Parabolic Trough Organic Rankine Cycle Solar Power Plant. Presented at the 2004 DOE Solar Energy Technologies Program Review Meeting October 25-28, 2004, Denver, Colorado
- [5] Ouali YE. Dimensionnement d'un stockage thermique de gestion pour une centrale solaire à concentration: cas de CSP4Africa. Mémoire de master, Ouagadougou, Burkina Faso: Institut International d'Ingénierie de l'Eau et de l'Environnement; 2014
- [6] Ali S, Pressure drop correlations for flow through regular helical coil tubes. *Fluid Dynamics Research* 2001;28:295–310
- [7] Ito H. Friction factor for turbulent flow in curved pipes. *Transactions of the ASME – Journal of Basic Engineering* 1959;81:123–34
- [8] Di Piazza I, Ciofalo M. Numerical prediction of turbulent flow and heat transfer in helically coiled pipes. *International Journal of Thermal Sciences* 2010;49:653–63
- [9] Meyer R, Schlecht M, Chhatbar K. In: Lovegrove K, Stein W, editors. 3 — Solar resources for concentrating solar power (CSP) systems. *Concentrating Solar Power Technology*, Woodhead Publishing; 2012. p. 68–90

ÉCOULEMENT GRAVITAIRE DE GOUTTES DE CONDENSATION SUR SUBSTRAT RUGUEUX

Joachim TROSSEILLE^{a,*}, Anne MONGRUEL^a, Laurent ROYON^b, Marie-Gabrielle MEDICI^c, Daniel BEYSENS^a

^aPhysique et Mécanique des Milieux Hétérogènes, CNRS PSL-ESPCI – Sorbonne Université – Sorbonne Paris Cité, 10 rue Vauquelin, 75005, Paris

^bLaboratoire des Energies de De Demain, Sorbonne Paris Cité, UMR 8236CNRS, 75013, Paris

^cInstitut de Physique de Nice, CNRS Université de Nice Sophia Antipolis, Parc Valrose, 06108 Nice, France,

RÉSUMÉ

La collecte des petites gouttes par gravité est le phénomène principal qui limite la collecte d'eau de condensation de rosée en vue de son utilisation comme source alternative d'eau. Il est montré ici qu'un traitement de surface simple (sablage), en augmentant les sites de nucléation des gouttes, permet un meilleur rendement qu'un substrat lisse, à condition cependant que le sablage n'augmente pas considérablement la rugosité de surface. Les bords du substrat, où les gouttes grossissent plus rapidement, permettent aussi d'augmenter la collecte d'eau, le décrochage précoce des gouttes de bord faisant que celles-ci agissent sur la surface comme des essuie-glaces naturels. Sablage et effets de bord augmentent substantiellement le rendement de collecte d'un substrat, des gains de 30% pouvant être couramment obtenus par rapport à un substrat lisse sans effets de bords.

Mots Clés : Condensation, Rosée, Écoulement gravitaire, Substrat rugueux

NOMENCLATURE

Symboles :

Lettres latines :

dh/dt	Taux de condensation, $mm \cdot s^{-1}$
g	Accélération de la pesanteur, $m \cdot s^{-2}$
H_c	Hauteur d'eau collectée, mm
HR	Humidité relative, %
k	Facteur de forme
l_c	Longueur capillaire, m
R_a	Rugosité arithmétique, μm
R_c	Rayon critique, m
R_{ce}	Rayon critique expérimental, m
t	Temps, s
t_c	Temps de collecte, s

T_a Température de l'air, K

Lettres grecques :

α	Angle d'inclinaison, $^\circ$
λ	Conductivité thermique, $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
ε^2	Taux de couverture
ρ	Masse volumique, $kg \cdot m^{-3}$
σ	Tension superficielle eau-air, $N \cdot m^{-1}$
θ_r	Angle de reculée, $^\circ$
θ_a	Angle d'avancée, $^\circ$
θ_{exp}	Angle de contact expérimental, $^\circ$
θ	Angle de contact, $^\circ$

1. INTRODUCTION

Dans beaucoup de régions du monde, l'eau de rosée pourrait être utilisée comme source d'eau complémentaire, en supplément de la collecte d'eau de pluie ou de brouillard [1,2]. Cela peut être particulièrement utile lorsque les précipitations sont faibles ou inexistantes. Les filets à brouillard sont conçus spécialement pour récupérer les gouttelettes d'eau liquide contenues dans l'air. Les condenseurs de rosée permettent, par un échange radiatif de chaleur avec

l'atmosphère, le refroidissement d'une surface. Lorsque le point de rosée est atteint, l'humidité de l'air se condense sous forme de gouttes, la condensation en film ne pouvant se maintenir à cause des pollutions atmosphériques. Cependant, la quantité d'eau actuellement récoltée (en moyenne 0,3 L par m^2 et par nuit [3,4]), est limitée par le ruissellement des gouttes, qui peuvent rester accrochées sur la surface et s'évaporer au lever du jour. Pour réduire cette limite, il est possible de modifier la texture de la surface de condensation de manière à favoriser la mobilité des gouttes sous l'effet de la gravité, ces dernières étant alors récupérées de manière passive. Une technique

* auteur correspondant

Adresse électronique : joachim.trosseille@espci.fr

simple et bon marché, le sablage, est proposée pour la première fois dans cette étude pour obtenir des surfaces micro-structurées qui permettent une récupération plus efficace des gouttes condensées. Une étude expérimentale sur des substrats préparés avec un tel traitement de surface est présentée.

2. MATERIELS ET METHODES

Dans le présent travail les expériences de condensation sont effectuées dans une chambre climatique où humidité et température sont contrôlées, à pression ambiante. Un schéma représentant le montage est présenté dans la figure 1. Ce dernier est installé dans une chambre climatique maintenue à une température $T_a = 30^\circ\text{C}$ et à une humidité relative $HR = 70\%$. Le substrat à étudier est collé sur un support conductif carré (173x173 mm) en contact avec un élément Peltier, le contact thermique étant renforcé par une fine couche de pâte thermique (conductivité thermique $\lambda = 0,84 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$). La température du substrat, uniforme à l'exception des bords, est mesurée par un thermocouple collé au centre de la surface de condensation et relié à un logiciel d'acquisition de données. Le substrat est en position verticale, l'eau s'écoulant alors par gravité est récoltée par un tampon en tissu de 7.2 cm de long placé à une distance sub-millimétrique au bas de la surface et pesée grâce à une balance (précision de l'ordre du mg).

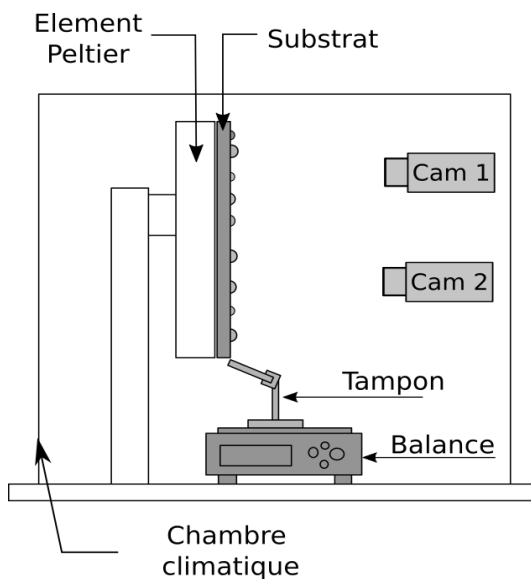


Fig. 1. Dispositif expérimental, vue de profil.

Deux caméras sont présentes dans la chambre de condensation. La première (Pixelink) enregistre une vue d'ensemble pour étudier les mouvements des gouttes à grande échelle. La deuxième caméra (Theimagingsource) observe avec un fort grossissement la dynamique de croissance des gouttes sur une surface de référence subissant les mêmes conditions thermiques que le substrat étudié. On détermine par la croissance des gouttes sur ce dernier substrat le taux de condensation de l'expérience. Le calcul est effectué en post-traitement grâce à un code de traitement d'image.

2.1. SUBSTRATS ETUDIÉS

Les substrats utilisés sont des plaques de Duralumin de même dimensions que le support de refroidissement, c.à.d. 173x173x2 mm. Leur conductivité thermique est (Duralumin) $\lambda = 240 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$. Deux plaques de rugosité différentes sont utilisées. La première plaque, considérée comme « lisse », est une simple plaque de Duralumin sans traitement spécifique tandis que la seconde plaque, dite « rugueuse », est texturée par sablage. Cette technique consiste à impacter la surface avec un flux de grains de sable. En effet, les grains, dirigés perpendiculairement à la surface, explosent à l'impact et forment un cratère circulaire dont la largeur dépend de la pression appliquée. La rugosité est ici caractérisée par la rugosité arithmétique R_a [5] et est mesurée grâce à un profilomètre optique, comme le montre la figure 2. Pour cette expérience la plaque est traitée avec des grains de sable de $25 \mu\text{m}$ de diamètre et une pression de 2 bars est appliquée durant le sablage. La rugosité arithmétique qui en résulte est de $R_a = 2 \mu\text{m}$, à comparer avec la rugosité naturelle $R_a = 0,46 \mu\text{m}$ de la plaque lisse. Les avantages de cette technique sont (i) la possibilité de créer une rugosité aléatoire et (ii) la simplicité de la méthode pour traiter de grandes surfaces.

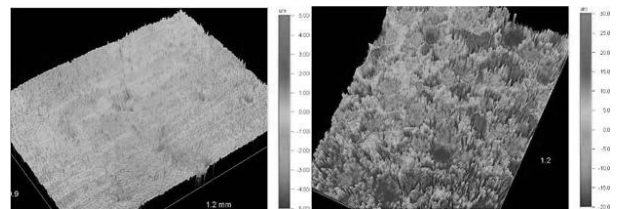


Fig. 2. Rugosité vue par un profilomètre optique. A gauche : surface lisse ($R_a = 0,46 \mu\text{m}$). A droite : surface rugueuse ($R_a = 2 \mu\text{m}$). Taille de l'échantillon : 1,2x0,9 mm.

2.2. ANGLES DE CONTACT ET RAYONS CRITIQUES

Le tableau 1 présente les angles d'avancée θ_a et de reculée θ_r , des gouttes sur les substrats lisses et rugueux ainsi que les hystérésis d'angles de contact mesurées par la quantité $\cos\theta_r - \cos\theta_a$. Il montre aussi l'angle de contact expérimental θ_{exp} . Celui-ci est un angle de contact moyenné sur l'ensemble des gouttes. Il est calculé à partir de la fraction de surface couverte par les gouttes (ε^2) par la relation $\varepsilon^2 = 1 - \theta_{exp}/180$ [7]. Cet angle est plus faible que l'angle d'avancée et plus grand que l'angle de reculée car il résulte de la compétition entre l'incorporation de molécules dans les gouttes, tendant à augmenter l'angle de contact et la coalescence des gouttes, tendant à diminuer cet angle. Les angles d'avancée et de reculée sont mesurés en utilisant la méthode de la seringue. Cette méthode consiste à injecter ou à soustraire du liquide d'une goutte posée jusqu'à ce que sa ligne de contact se déplace. Les angles formés par la goutte juste avant décrochage correspondent respectivement à l'angle d'avancée et à l'angle de reculée. L'hystérésis d'angle de contact est le principal paramètre influant sur l'accrochage des gouttes sur une surface. Il montre très peu de différences entre le substrat rugueux et le substrat lisse, ce qui signifie que le sablage a peu d'impact sur l'accrochage des gouttes sur le substrat. Une goutte commence à glisser sur une surface inclinée lorsque son poids excède les forces d'accrochage de la ligne triple. Le rayon critique de la

ligne triple R_c correspondant au décrochage, est calculé grâce à l'équation (1) proposée par ElSherbini et al. [6].

$$R_c = l_c \frac{k}{\pi f(\theta)}^{1/2} \frac{\cos\theta_r - \cos\theta_a}{\sin\alpha}^{1/2} \quad (1)$$

Ici $l_c = \frac{\sigma}{\rho g}$ est la longueur capillaire de l'eau avec σ la tension superficielle eau-air ($\rho = 995 \text{ kg.m}^{-3}$ à 30°C [8]), α l'angle d'inclinaison de la surface et k un facteur de forme. Le volume V d'une calotte sphérique de rayon de base R s'exprime par $V = \pi f(\theta) R^3$ avec

$$f(\theta) = \frac{2-3\cos\theta + \cos^3\theta}{3\sin^3\theta} \quad (2)$$

Tableau 1. Angles de contact pour différents substrats et leur hystérésis associée. θ_r et θ_a sont les angles de reculée et d'avancée, θ_{exp} l'angle de contact expérimental et R_c le rayon critique théorique (Equation (1)).

	Lisse	Rugueux
θ_a	$97,5 \pm 3,7^\circ$	$94,5 \pm 3,1^\circ$
θ_r	$27,7 \pm 1,0^\circ$	$20,1 \pm 1,8^\circ$
$\cos\theta_r - \cos\theta_a$	$1,016 \pm 0,072$	$1,018 \pm 0,066$
θ_{exp}	$52^\circ - 66^\circ$	45°
R_c (mm)	$3,16 - 3,74$	$4,10$

2.3. TAUX DE CONDENSATION

Une surface de référence soumise aux mêmes conditions thermiques que le substrat étudié est collée à côté de la zone de collecte de façon à déterminer le taux de condensation sur le substrat. Cette surface est un fin film de PVC autocollant lisse et hydrophobe pour lequel les angles de contact sont déterminés expérimentalement par la même méthode qu'exposée dans la section 2.2. La condensation sur la surface de référence est ensuite enregistrée par une caméra, puis les images sont traitées par un programme de détection des contours de gouttes. Le taux de condensation, qui est le volume d'eau condensé par unité de temps et de surface, est obtenu à partir du nombre de gouttes et de l'évolution de leur taille au cours du temps.

3. RESULTATS ET DISCUSSIONS

3.1. EFFETS DE LA RUGOSITE

Dans cette section sont présentés les résultats de l'expérience sur la surface de Duralumin lisse ($R_a = 0,46 \mu\text{m}$) et sur la surface de Duralumin rugueux ($R_a = 2 \mu\text{m}$). La figure 3 illustre la différence de comportement des gouttes au temps $t = 3200\text{s}$ sur les deux surfaces soumises aux mêmes conditions expérimentales depuis $t=0\text{s}$. Les gouttes sur la surface lisse sont toujours accrochées alors que dans le cas du substrat rugueux la surface a déjà été balayée par le ruissellement des gouttes.

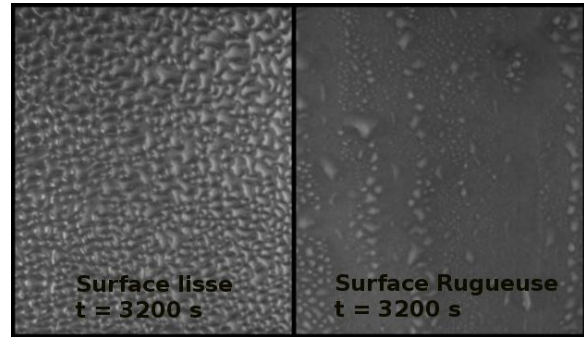


Fig.3. Duralumin lisse et rugueux à $t=3200\text{s}$. $dh/dt = 4,82 \cdot 10^{-5} \text{ mm.s}^{-1}$. Taille de la portion : $50 \times 60 \text{ mm}$.

A partir de la masse d'eau collectée par la balance ($\rho_{eau \text{ } 30^\circ\text{C}} = 995 \text{ kg.m}^{-3}$ [8]), le volume collecté par unité de surface est une hauteur d'eau H_c exprimée en $\text{mm} (\text{L.mm}^{-2})$. La surface qui intervient ici est la surface de substrat étudiée. Les figures 4 et 5 montrent l'évolution du volume d'eau par unité de surface collectée par la balance durant 6000 s à un rythme d'une mesure par seconde pour les surfaces respectivement lisse et rugueuse.

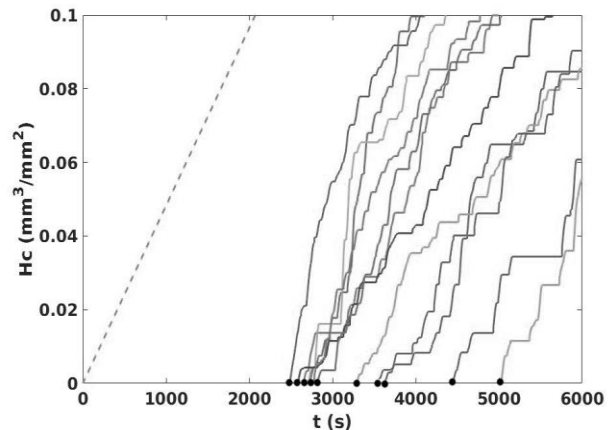


Fig.4. Evolution de la hauteur d'eau collectée en fonction du temps sur le Duralumin lisse. $R_a = 0,46 \mu\text{m}$, $T_a = 30^\circ\text{C}$, $HR = 70 \%$. Pointillés : taux de condensation $dh/dt = (4,82 \pm 0,5) \cdot 10^{-5} \text{ mm.s}^{-1}$.

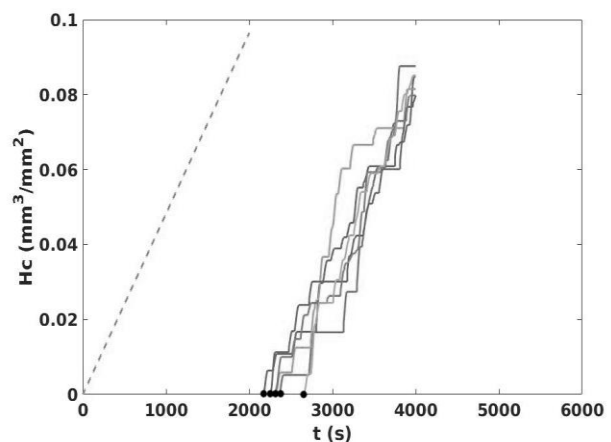


Fig.5. Evolution de la hauteur d'eau collectée sur le Duralumin rugueux. $R_a = 2 \mu\text{m}$, $T_a = 30^\circ\text{C}$, $HR = 70 \%$. Pointillés : taux de condensation $dh/dt = 4,82 \pm 0,5) \cdot 10^{-5} \text{ mm.s}^{-1}$.

Le taux de condensation dh/dt mesuré sur la surface de référence est exprimé en $mm.s^{-1}$, en accord avec la modélisation d'un film équivalent de condensation [9]. La droite en pointillés représente ce taux de condensation en montrant l'évolution temporelle du volume d'eau par unité de surface calculé à partir des relevés de la surface de référence. Cette évolution est linéaire avec le temps et la pente de cette droite correspond au taux de condensation. Il est trouvé égal à $dh/dt = (4,82 \pm 0,5) \cdot 10^{-5} mm.s^{-1}$ pour les deux d'expériences, ce qui confirme que les conditions thermiques expérimentales sont les mêmes. Pour chaque expérience, on définit le temps de collecte t_c comme le temps auquel la première goutte se décrochant est enregistrée par la balance. Ce temps correspond aux points noirs sur l'axe des abscisses.

Les temps de collecte varient sur une plage assez large de $t_c = 2500$ s à $t_c = 5000$ s pour le substrat lisse. Cela est dû à la nucléation sur les défauts aléatoires de surface provenant des contaminations grasses et dépôts de poussières provenant de l'air ambiant. Au contraire, sur la surface rugueuse, les défauts de surfaces créés par le sablage et sur lesquels nucléent les gouttes sont plus homogènes et stables au cours du temps. Les temps de collecte restent compris dans un intervalle plus restreint, allant de $t_c=2100$ s à $t_c=2700$ s. Il est à noter que, contrairement au taux de condensation, l'évolution de la masse collectée au cours du temps n'est pas continue. Elle augmente par paliers de différentes hauteurs, chaque pas correspondant à la chute d'une goutte enregistrée par la balance.

3.2. RAYON CRITIQUE

Il est difficile de déterminer un rayon critique de glissement exact à partir des vidéos. En effet, la dynamique de croissance des gouttes s'accompagne d'un phénomène de coalescence entre gouttes, un processus qui s'effectue en quelques millisecondes [10] et qui n'est détecté par la caméra que par hasard. Comme la chute d'une goutte survient toujours suite à une coalescence qui la fait grossir brutalement, il n'est donc pas possible de connaître son rayon avec précision. Une estimation du rayon de cette goutte est cependant possible en considérant la largeur de la trace laissée par l'écoulement, comme le montre la figure 6, où une photo a été prise à l'instant suivant le ruissellement d'une goutte ayant atteint la taille critique.

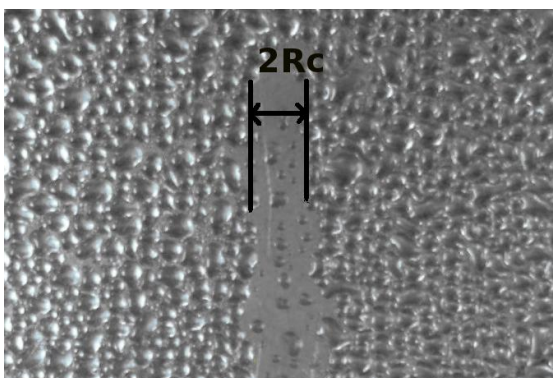


Fig.6. Premier décrochage de goutte. Surface lisse, $t=4470s$, $dh/dt = (4,82 \pm 0,5) \cdot 10^{-5} mm.s^{-1}$.

Cette estimation permet d'établir le tableau 2 qui présente les rayons critiques expérimentaux R_{ce} pour des expériences menées sur substrat lisse et rugueux, ainsi que les temps de collecte associés. On peut constater à partir du tableau 2 que le rayon critique sur le substrat rugueux est toujours plus grand que le rayon critique sur le substrat lisse. Néanmoins, les temps de collecte du rugueux sont plus courts que ceux du lisse. En d'autres termes, il est clair que les gouttes sur substrat rugueux atteignent plus rapidement leur rayon critique. Cela peut être expliqué par le fait que le sablage crée une grande concentration de sites de nucléation, facilitant ainsi la formation des gouttes et leur coalescence.

Tableau 2. Rayons critiques expérimentaux et temps de collecte pour différentes expériences.

Lisse		Rugueux	
t_c (s)	R_{ce} (mm)	t_c (s)	R_{ce} (mm)
2460	1,65	2145	3,15
2625	1,95	2228	2,95
2709	1,8	2284	3,05
2805	1,95	2297	3,05
3556	2,25	2335	3,15
4421	3,0	2636	3,15

Le rayon critique expérimental peut être comparé au rayon critique théorique. Le tableau 1 montre que le rayon critique théorique surestime de 30 à 40% le rayon critique expérimental (tableau 2). Cela peut être dû au fait que la ligne de contact entre les gouttes et le substrat est perturbée par les événements de coalescence. En effet, le modèle menant à l'Eq. (2) repose sur un équilibre statique des forces sur la goutte [6]. Or dans le cas de la condensation sur une surface inclinée, les expériences montrent que le décrochage s'effectue toujours à la faveur d'un événement de coalescence, donc durant un phénomène dynamique. Lorsque les gouttes se réarrangent pour atteindre l'équilibre après coalescence, la ligne de contact triple bouge, ce qui diminue les forces d'accrochage. Gao et al. [11] ont mis en évidence le fait que, comme dans le cas d'une friction solide-solide, les forces d'adhésion d'une goutte sur un solide sont toujours plus faibles lorsque la goutte est mise en mouvement que lorsqu'elle est statique, sauf si les défauts de surface sont de grande échelle et bien distincts, ce qui n'est pas le cas ici. Nos résultats montrent que les coalescences ont un impact important sur le décrochage des gouttes lors de la condensation.

3.3. EFFETS DE BORD

Les bords de substrat sont susceptibles de jouer un rôle important dans la condensation et dans la collecte d'eau de rosée [9]. Il a été montré, sur un substrat horizontal, que les gouttes de bord, qui ont un angle solide de collection de vapeur plus grand que sur la surface, croissent plus rapidement que les gouttes situées loin du bord. En effet la figure 7 montre la différence de taille entre les gouttes du bord supérieur et les gouttes situées juste en dessous pour une expérience où aucune précaution n'est prise pour limiter ces effets de bords.

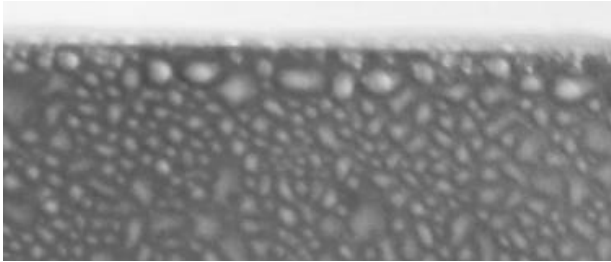


Fig. 7. Effets de bord sur le haut d'une plaque. $t=1710$ s. $dh/dt = (4,82 \pm 0,5) \cdot 10^{-5} \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$.

Les gouttes du bord peuvent avoir une croissance de 2 à 5 fois plus rapide que les autres, ce qui leur permet de se décrocher plus tôt. Etant situées en haut de la plaque, elles collectent lors de leur ruissellement toutes les gouttes se trouvant sur leur passage. Ces gouttes agissent comme de véritables essuie-glaces naturels et permettent donc d'abaisser le temps de collecte et d'augmenter la quantité d'eau récupérée.

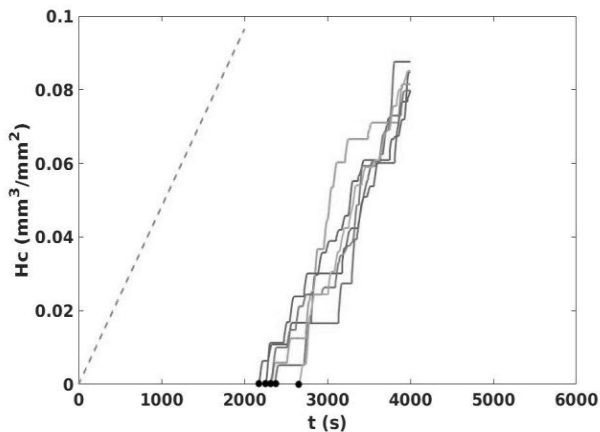


Fig. 8. Effets de bord sur substrat rugueux. $R_a = 2 \mu\text{m}$, $T_a = 30^\circ\text{C}$, $HR = 70\%$, Lignes pleines : avec effets de bord. Pointillés : sans effets de bord. $dh/dt = (4,82 \pm 0,5) \cdot 10^{-5} \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$.

De manière à contrôler les effets de bords, un tampon absorbant est positionné sur l'arête supérieure du substrat. La figure 8 montre l'évolution de la masse collectée par la balance pour des expériences avec effets de bord (lignes pleines) et sans effets de bords (lignes pointillés). Le temps de collecte sans effets de bord est retardé d'environ 500s par rapport au temps de collecte avec effets de bord. Ce décalage a une incidence sur la quantité totale d'eau collectée avec et sans effets de bords. Au bout de 4000s, 0,11 mm est collecté avec effets de bord, alors que, sans effets de bord, ce n'est seulement que 0,083 mm qui est récupéré, représentant une perte de 30% environ.

5. CONCLUSION

La quantité d'eau de condensation collectée sous forme de gouttes sur un substrat rendu rugueux par sablage est donc plus grande que celle mesurée pour le même substrat lisse – si cependant le sablage ne modifie pas substantiellement les angles de contact des gouttes. Ce meilleur rendement est essentiellement dû à la création par sablage de nombreux sites de nucléation. Il est à

noter que les évènements de coalescence entre gouttes favorisent le décrochage des gouttes ;

En faisant bouger leur ligne de contact ils permettent de diminuer les forces d'adhésion. Les gouttes du bord supérieur du substrat, qui grossissent plus vite et se décrochent plus tôt, permettent aussi d'augmenter le rendement en faisant office d'essuie-glace naturels. Sablage et effets de bord augmentent ainsi substantiellement le rendement d'un substrat. Des gains en collecte d'eau supérieurs à 30% par rapport à une surface lisse peuvent être ainsi obtenus par des techniques simples à mettre en œuvre.

REFERENCES

- [1] V.Nikolayev, D.Beysens, Water recovery from dew, J.Hydrology 182, 19-35 (1996).
- [2] D.Beysens, I.Milimouk, "Pour des ressources alternatives en eau", Sécheresse 11, pp. 281-288 (2000)
- [3] G.Sharan, Harvesting Dew Xith Radiation Cooled Condensers to Supplement Drinking Water Supply in Semi-arid Coastal Northwest India, Int. J. Service Learning in Engineering, 6, vol. 1, 130-150 (2011)
- [4] G. Sharan, O.Clus, S.Singh, M.Muselli, D.Beysens, A very large dew and rain ridge collector in the Kutch aerea (Gujarat, India), J of Hydrology 405, 171-181, (2011).
- [5] David Whitehouse, Surfaces And their measurement (2004)
- [6] A.I. ElSherbini, A.M. Jacobi, Retention forces and contact angles for critical liquid drops on non-horizontal surfaces, J. Colloid Interface Sci 299, 841-849 (2006).
- [7] H.Zhao, D.Beysens, From Droplets Growth to Film Growth on a Heterogeneous Surface : Condensation Associated with a Wettability Gradient, Langmuir, 11, 627-364, (1995).
- [8] Techniques de l'ingénieur, Propriétés des Fluides, TBA2510 V2 (2016).
- [9] M-G Medici, A. Mongruel, L.Royon, D.Beysens, Edge effect on water droplet condensation, Phys. Rev. E 90, 062403 (2014).
- [10] R.Narhe, D.Beysens, Contact Line Dynamics in Drop Coalescence and Spreading, Langmuir 20, 1213-1221, (2004).
- [11] N.Gao, F.Geyer, D.W.Pilat, S.Wooh, D.Vollmer, H-J.Butt, R.Berger, How drops start sliding over solid surfaces, Nature Physics, DOI:10.1038/NPHYS4305(2017).

INFLUENCE DES DIMENSIONS D'AILETTES D'UN CHAUFFE-EAU SOLAIRE COMPACT A ABSORBEUR MUNI D'AILETTES FONCTIONNANT EN THERMOSIPHON SUR LE RENDEMENT THERMIQUE

ADIHOU Coffi Wilfrid ^a, **ANJORIN** Malahimi ^a, **HOUNGAN** C. Aristide ^b, **AWANTO** Christophe ^a,
SANYA A. Emile ^a, **VIANOU** Antoine ^a

^a Laboratoire d'Energétique et de Mécanique Appliquée (LEMA), Ecole Polytechnique d'Abomey-Calavi (EPAC), Université d'Abomey-Calavi (UAC),
Abomey-Calavi, Bénin

^b Département de Mécanique et d'Energétique, Institut Universitaire de Technologie (IUT),

Lokossa, Bénin

RÉSUMÉ

Le concept de disposer des ailettes sur l'absorbeur et sous l'absorbeur d'un chauffe-eau solaire a pour but d'améliorer la performance de ce dernier. Pour que cet objectif soit atteint, il faut bien définir les dimensions de ces ailettes. C'est pourquoi le présent travail a pour objectif d'étudier l'influence des dimensions d'ailettes d'un chauffe-eau solaire compact à absorbeur muni d'ailettes fonctionnant en thermosiphon sur le rendement thermique. Les résultats des études effectuées révèlent que le pas des ailettes sur l'absorbeur doit être le plus faible possible, le pas des ailettes dans l'eau le plus grand possible et la hauteur des ailettes dans l'eau égale à 0.007 m.

Mots Clés : ailettes, absorbeur, chauffe-eau solaire, rendement, thermosiphon.

NOMENCLATURE

Symboles :

Lettres latines :

S	surface d'un élément, m ²
T	température, K
D_h	diamètre hydraulique (m)
G	rayonnement global (W/m ²)
Ra	nombre de Rayleigh
Ra^* / Ra'	nombre de Rayleigh modifié
Nu	nombre de Nusselt
i	Inclination du capteur solaire par rapport à l'horizontal (°)
h	Coefficient de d'échange de chaleur (W/m ² .K)
h_p	coefficient global de perte de chaleur du capteur (W/m ² .K)
q_u	flux utile (W)
q_{abs}	flux absorbé
F'	facteur d'efficacité de l'absorbeur
η	rendement
U	vitesse (m/s)

C_f	coefficient de frottement
P	pression (Pa)
P^*	pression dynamique (Pa)
ρ	masse volumique (kg/m ³) / coefficient de réflexion
λ	conductivité thermique (W/m.K)
ε	coefficient d'émission
α	coefficient d'absorption
τ	coefficient de transmission

Indices / Exposants :

abs	absorbeur
v	vitre
a	ambient
air	air
c	convection
f	fluide
out	sortie
in	entrée
m	moyenne
r	rayonnement

1. INTRODUCTION

Les capteurs solaires thermiques qui ont pour fonction principale de capter l'énergie solaire et de les transformer en énergie calorifique transmise au fluide caloporteur sont le siège du transfert de chaleur. La performance des capteurs solaires thermiques dépendent non seulement de la capacité d'absorption des rayons solaires de l'absorbeur mais aussi de la qualité du transfert de chaleur entre ce dernier et le fluide caloporteur. Cette performance est conditionnée par trois aspects principaux à savoir : la puissance du rayonnement solaire capté par la surface absorbante exposée au soleil, le flux de chaleur cédé au fluide caloporteur, les pertes de chaleur par convection-conduction-rayonnement entre l'absorbeur et l'environnement extérieur, les pertes de chaleur par conduction à travers l'absorbeur ainsi que les pertes de charges du aux frottements entre le fluide caloporteur et l'absorbeur. Ces différents aspects peuvent être résumés en deux grands groupes tels que les aspects liés aux transferts de chaleur et ceux liés aux pertes de charge. Il urge alors d'améliorer la qualité des échanges thermiques au sein du capteur solaire pour élever leur performance. L'optimisation des échanges de chaleur dans un capteur solaire thermique permet non seulement d'améliorer la performance du capteur mais aussi de diminuer la taille et le poids du capteur [Springer Paint]. Le rendement thermique du capteur solaire tient seulement compte des aspects thermiques qui conditionnent la performance du capteur. Dans le monde scientifique, des études ont été menées dans le but d'améliorer le rendement des capteurs solaires thermiques. Ces études consistent entre autres à doubler ou tripler les vitres transparentes [1-2], à adjoindre deux miroirs aux capteurs solaires. Ces miroirs ont pour rôle de réfléchir des rayons solaires supplémentaires sur l'absorbeur [3-10]. Certains auteurs prévoient des ailettes dans le chemin du fluide caloporteur [11-15]. Dans le présent travail, il est question de placer des ailettes sur l'absorbeur dans le chemin du fluide caloporteur et à l'extérieur du fluide caloporteur en face de la vitre transparente (figure 1).

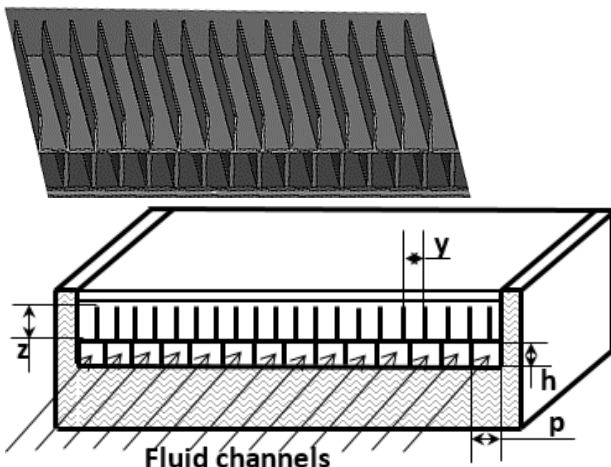


Fig. 1. Modèle physique : haut : absorbeur avec ailettes et bas : collecteur solaire sectionné.

L'objectif de ce travail est de déterminer le pas et la hauteur optimum des ailettes dans le fluide caloporteur, et le pas optimal des ailettes sur l'absorbeur en face de la vitre transparente dans un système de chauffe – eau solaire en fonctionnement thermosyphon.

2. MODELE MATHEMATIQUE

Le rendement thermique est le rapport de la puissance utile par la puissance thermique parvenue au capteur solaire. Il s'exprime par la relation suivante [16-19]:

$$\eta = \frac{q_u}{S \times G} \quad (1)$$

Où G représente le rayonnement solaire global en W/m².

Le flux utile q_u est en W. S est la surface en m². Le flux utile est calculé par :

$$q_u = F' S [q_{abs} - h_p (T_{mf} - T_a)] \quad (2)$$

Il peut aussi être calculé par :

$$q_u = \dot{m}_f \cdot c_p (T_{out} - T_{in}) \quad (2a)$$

q_{abs} est le flux solaire absorbé par absorbeur (W/m²). Il est déterminé pour ce modèle d'absorbeur par [20] :

$$q_{abs} = G \cdot \tau_v \quad (3)$$

T_{mf} et T_a sont respectivement la température moyenne de l'eau chaude dans le capteur et la température ambiante en (K). h_p est le coefficient global de perte de chaleur du capteur vers l'extérieur. F' le facteur d'efficacité de la plaque absorbante. Il s'exprime par la relation suivante :

$$F' = \frac{1}{1 + \frac{h_p}{h_{abs-f} + \frac{1}{\frac{1}{h_{abs-f}} + \frac{1}{h_{r,abs-b}}}}} \quad (4)$$

h_{abs-f} est le coefficient de transfert de chaleur par convection entre l'absorbeur et le fluide caloporteur et $h_{r,abs-b}$ est le coefficient d'échange par rayonnement entre la plaque absorbante et la plaque du bas.

En négligeant $h_{r,abs-b}$, le terme

$\frac{1}{\frac{1}{h_{abs-f}} + \frac{1}{h_{r,abs-b}}}$ tend vers zéro. Le facteur F' devient :

$$F' = \frac{h_{abs-f}}{h_{abs-f} - h_p} \quad (5)$$

$$h_{abs-f} = Nu_f \cdot \frac{\lambda_f}{D_h} \quad (6)$$

Nu_f est le nombre de Nusselt qui dépend de la nature de la convection. Pour la convection naturelle, Bar-Cohen et Rohsenow ont obtenu les corrélations du nombre de Nusselt si le flux de chaleur est imposé au niveau des plaques parallèles verticales. Ces corrélations sont sous la forme [21]:

$$Nu = \left[\frac{C_1}{Ra_A^* \cdot A / L} + \frac{C_2}{(Ra_A^* \cdot A / L)^{2/5}} \right]^{-1/2} \quad (7)$$

$$Ra_A^* = \frac{g \cdot \beta \cdot q_A \cdot A^4}{\lambda_f \cdot \nu \cdot \alpha} \quad (8)$$

A est la distance séparant les deux plaques. Les constantes C_1 et C_2 dépendent des conditions aux limites fixées. Lorsque le flux imposé est uniforme sur les deux plaques, $C_1 = 48$ et $C_2 = 2.51$. Lorsque l'une des plaques est adiabatique, $C_1 = 24$ et $C_2 = 2.51$.

Dans le cadre de ce travail où le canal d'écoulement du fluide caloporteur a une section rectangulaire et donc quatre plaques deux à deux parallèles, le nombre de Nusselt sera alors déterminé de la façon suivante, en se basant sur la corrélation de Bar-Cohen et Rohsenow:

- les coefficients de transfert de chaleur par convection h_{f1} et h_{f2} respectivement entre les deux plaques séparées par le pas p et les deux plaques séparées par la hauteur h ont pour expression :

$$h_{f1} = \frac{Nu_p \cdot \lambda_f}{p} \quad (9)$$

$$h_{f2} = \frac{Nu_h \cdot \lambda_f}{h} \quad (10)$$

Avec

$$Nu_p = \left[\frac{48}{Ra_p^* \cdot p / L} + \frac{2.51}{(Ra_p^* \cdot p / L)^{2/5}} \right]^{-1/2} \quad (11)$$

$$Nu_h = \left[\frac{24}{Ra_h^* \cdot h / L} + \frac{2.51}{(Ra_h^* \cdot h / L)^{2/5}} \right]^{-1/2} \quad (12)$$

Pour une orientation inclinée d'un angle γ par rapport à la verticale, la même expression sera utilisée en remplaçant le terme g dans l'expression de Ra_A^* par $g \cdot \cos \gamma$ [22].

La température moyenne du fluide caloporteur T_{mf} est calculée par la relation :

$$T_{mf} = \frac{T_{out} + T_{in}}{2} \quad (13)$$

Où T_{out} désigne la température de sortie de l'eau.

En considérant les équations (2), (2a) et (13), la température moyenne T_{mf} peut être déterminée par la formule ci-dessous :

$$T_{mf} = \frac{q_{abs} \cdot S \cdot F' + S \cdot F' \cdot h_p \cdot T_a + 2 \dot{m}_f \cdot c_p \cdot T_{in}}{2 \dot{m}_f \cdot c_p + S \cdot F' \cdot h_p} \quad (14)$$

Si la surface $S = 1 \text{ m}^2$, la relation (14) devient :

$$T_{mf} = \frac{q_{abs} \cdot F' + F' \cdot h_p \cdot T_a + 2 \dot{m}_f \cdot c_p \cdot T_{in}}{2 \dot{m}_f \cdot c_p + F' \cdot h_p} \quad (14a)$$

Le débit massique \dot{m}_f est déterminé par :

$$\dot{m}_f = \rho_f \cdot Sc \cdot U_f \quad (15)$$

En convection naturelle, la vitesse du fluide ne peut être imposée comme en convection forcée. Elle est gouvernée par l'effet de dilatation du fluide.

En considérant que l'écoulement est établi dans le capteur, dans la conduite d'eau chaude et dans la conduite d'eau froide et que la vitesse dans le ballon de stockage est nulle, on applique l'équation de Bernoulli aux différents tronçons du circuit du fluide caloporteur (voir figure 3.1)

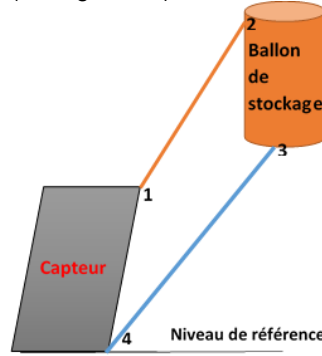


Fig. 2. Système simplifié de chauffe – eau solaire thermosyphon.

En négligeant les pertes de charges singulières sur un tronçon rectiligne 1-2, on a :

$$P_1^* = P_2^* + 4C_f \frac{L}{D} \rho \frac{U_f^2}{2} \quad (16)$$

Avec

$$P^* = P + \rho g Z \quad (17)$$

C_f est le coefficient de frottement moyen, P est la pression à l'altitude Z , U_f est la vitesse du fluide.

En appliquant cette relation successivement aux différents tronçons, on a:

Tronçon 1-2

$$P_1 + \rho g Z_1 = P_2 + \rho g Z_2 + 4C_f \frac{L_1}{D_1} \rho \frac{U_f^2}{2} \quad (18)$$

Tronçon 2-3

$$P_2 + \rho_m g Z_2 = P_3 + \rho_m g Z_3 \quad (19)$$

Tronçon 3-4

$$P_3 + \rho_0 g Z_3 = P_4 + \rho_0 g Z_4 + 4C_f \frac{L_3}{D_3} \rho_0 \frac{U_f^2}{2} \quad (20)$$

Tronçon 4-1

$$P_4 + \rho_m g Z_4 = P_1 + \rho_m g Z_1 + 4C_f \frac{L_4}{D_4} \rho \frac{U_f^2}{2} \quad (21)$$

ρ_m est la masse volumique moyenne dans le capteur et dans le ballon de stockage car dans ces deux éléments la température du fluide n'est pas constante. Dans la conduite d'eau chaude et d'eau froide, la température du fluide est supposée constante car ces conduites sont bien calorifugées. Les conduites sont choisies de telle sorte que les diamètres hydrauliques $D_1 = D_2 = D_4 = D_h$. En faisant la somme successive et membre à membre des équations, on a, après réduction :

$$gZ_{12}(\rho_0 - \rho) = \frac{4U_f^2 C_f}{2D_h} [(\rho_0 - \rho)L_1 + \rho_m L_4] \quad (22)$$

Or

$$\rho_m \approx \frac{\rho_0 - \rho}{2} \Rightarrow \rho_0 + \rho \approx 2\rho_m \quad (23)$$

$$\rho_0 - \rho = \rho_0 \beta (T_f - T_0) \quad (24)$$

$$Z_{12} = L_1 \sin \gamma \quad (25)$$

$$C_f = \frac{16\nu}{U_f D_h} \quad (26)$$

La vitesse est déterminée alors par l'expression suivante:

$$U_f = \frac{g \cdot \beta L_1 D_h^2 \cdot \sin \gamma}{32 \cdot \nu \cdot (2L_1 + L_4)} (T_f - T_0) \quad (27)$$

Le diamètre hydraulique $D_h = \frac{2 \cdot p \cdot h}{p + h}$ et la longueur $L_4 = L$.

Le facteur h_p est le coefficient global de perte de chaleur du capteur solaire. Il se détermine par la relation suivante :

$$h_p = \frac{1}{\frac{1}{h_{c,abs-v} + h_{r,abs-v}} + \frac{1}{h_{c,v-a} + h_{r,v-a}} + \frac{e_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{1}{h_{wind}}} \quad (28)$$

Où le 1^{er} thème à droite est le coefficient de perte de chaleur par le haut et 2^{ème} thème à droite est le coefficient de perte de chaleur par le bas.

Le coefficient d'échange par convection entre la vitre et l'ambiance $h_{c,v-a}$ et le coefficient de convection

h_{wind} entre le bas du capteur et l'ambiance est donné par l'équation de Mc Adams [23] :

$$h_{c,v-a} = h_{wind} = 5.7 + 3.8U_{wind} \quad (29)$$

Où U_{wind} est la vitesse moyenne du vent.

Le coefficient de convection entre la vitre et l'absorbeur s'exprime par :

$$h_{c,abs-v} = Nu \cdot \frac{\lambda_{air}}{y} \quad (30)$$

Selon les études de Anjorin M. et al [20], la hauteur des ailettes est proportionnelle au pas y . Même si le pas y prend une grande valeur, la hauteur z des ailettes côté absorbeur est toujours plus importante et la dimension caractéristique serait toujours le pas y . Pour une inclinaison i du capteur par rapport à l'horizontal le nombre de Nusselt est donné par [2] :

$$Nu = Nu_i = \frac{90-i}{90} \cdot Nu_0 + \frac{i}{90} \cdot Nu_{90} \quad (31)$$

Nu_{90} et Nu_0 sont respectivement les nombres de Nusselt pour $i = 90^\circ$ et pour $i = 0^\circ$.

Nu_0 est donné par la relation de Jones et Smith [21] :

$$Nu_0 = \left[\left(\frac{1500}{Ra_y} \right)^2 + \left(0.081 Ra_y^{0.39} \right)^{-2} \right]^{-\frac{1}{2}} \quad (32)$$

$$Ra_y = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{abs} - T_v) y^3}{\nu \cdot \Lambda} \quad (33)$$

$$\Lambda = \frac{\lambda_{air}}{\rho_{air} c p_{air}} \quad (34)$$

Nu_{90} est donné par la relation de Bar-Cohen et Rohsenow [21] :

$$Nu_{90} = \left[\frac{576}{(Ra')^2} + \frac{2.873}{\sqrt{Ra'}} \right]^{-\frac{1}{2}} \quad (35)$$

$$Ra' = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{abs} - T_v) y^4}{\nu \cdot \Lambda \cdot x} \quad (36)$$

Les coefficients d'échange par rayonnement entre la vitre et l'ambiance $h_{r,v-a}$ et entre l'absorbeur et la vitre

$h_{r,abs-v}$ sont donnés par les équations :

$$h_{r,v-a} = \sigma \varepsilon_v (T_v^2 + T_a^2) (T_v + T_a) \quad (37)$$

$$h_{r,abs-v} = \sigma \frac{(T_{abs}^2 - T_v^2) (T_{abs} + T_v)}{\frac{1}{\varepsilon_{abs}} + \frac{1}{\varepsilon_v} - 1} \quad (38)$$

3. MATERIELS ET METHODE

Les modèles mathématiques sont programmés sous le logiciel Matlab. Les courbes de la variation du rendement sont tracées en fonction du pas « y » des ailettes sur l'absorbeur, du pas « p » et de la hauteur « h » des ailettes dans l'eau pour différentes valeurs de la vitesse de l'eau. Pour tracer la courbe de la variation du rendement en fonction de l'un de ces paramètres, c'est-à-dire « y », « p » ou « h », on fixe les deux autres. Par exemple, pour tracer la courbe en fonction du pas « y », nous fixons premièrement « h » à 0.02 m et nous considérons trois valeurs pour le pas « p » ($p = h$, $p = 2h$, $p = 4h$). Ensuite « p » est fixé à 0,08 m et nous considérons trois valeurs pour « h » ($h = p$, $h = p/2$, $h = p/4$). Pour chaque valeur de « p » dans le premier cas comme chaque valeur de « h » dans le second cas, nous considérons trois valeurs pour la différence entre la température de l'absorbeur et celle de la vitre. Les différentes courbes montrant la variation du rendement en fonction des dimensions des ailettes sont présentées ci-dessous.

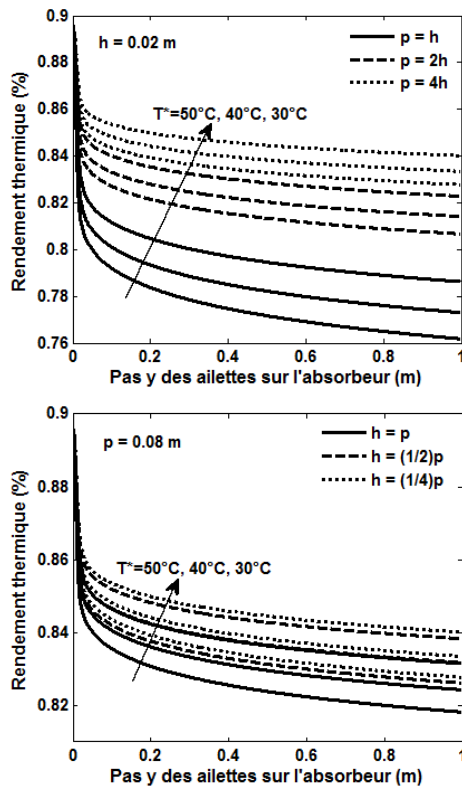


Fig. 3. Variation du Rendement en fonction du pas y des ailettes sur l'absorbeur en convection naturelle.

Les courbes révèlent que la valeur du rendement le plus élevé se trouve au niveau du pas « y » tendant vers zéro. Le rendement chute rapidement lorsque le pas y est compris entre 0 et 0,04 m et diminue faiblement pour les pas « y » supérieurs à 0,04 m. Cela montre que l'effet des ailettes est négligeable si le pas « y » est supérieur à 0,04 m. Le rendement est maximal pour le pas le plus faible. Pour le pas « y » le plus élevé, le rendement est faible. Cela peut s'expliquer par le fait que les pertes de chaleur sont élevées lorsque le pas y sur l'absorbeur est grand car cela se rapproche d'un absorbeur plan classique. Par ailleurs on observe une grande influence de la différence de température entre la température de l'absorbeur et celle de la vitre (ΔT) sur le rendement. Plus ΔT est faible plus le rendement est élevé et plus ΔT est élevé, le rendement est faible.

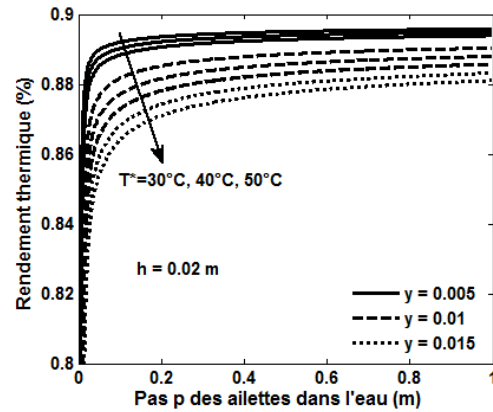
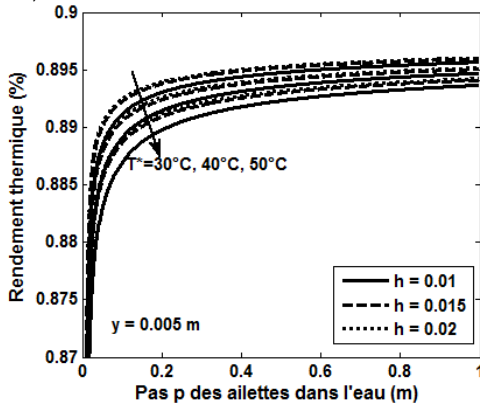


Fig. 4. Variation du Rendement en fonction du pas p des ailettes dans l'eau en convection naturelle.

En convection naturelle, le rendement croit en fonction du pas p des ailettes dans l'eau. Cette croissance présente deux zones principales à savoir une zone de brusque croissance pour les valeurs du pas p compris entre 0 m et 0,2 m et une zone de croissance très lente pour les valeurs du pas p compris entre 0,2 m et 1 m. on aperçoit que le rendement est faible lorsque le pas p est faible et il est élevé lorsque le pas p est élevé. En fait, lorsque le pas p est faible, une partie du flux de chaleur est absorbée par la matière qui constitue l'épaisseur des ailettes et réduit la quantité de chaleur absorbée par l'eau. Dans ces conditions, la quantité d'eau chauffée est faible car plus le pas est faible, plus il y a de matière et moins il y a de volume d'eau et par conséquent il y a plus de perte. Ces courbes montrent que le pas p des ailettes dans l'eau doit être supérieur à 0,2 m et être le plus grand possible.

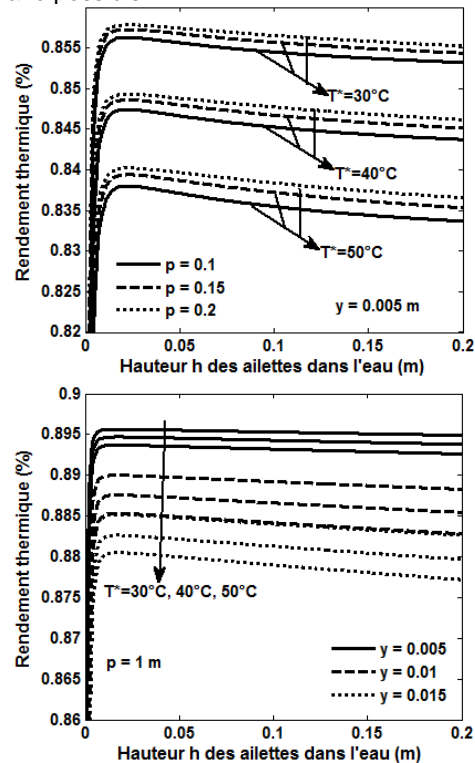


Fig. 4. Variation du Rendement en fonction de la hauteur h des ailettes dans l'eau en convection naturelle.

Les courbes de la figure 3.24 montrent qu'en convection naturelle, le rendement, dans un premier temps, croit rapidement en fonction de la hauteur des ailettes dans

l'eau jusqu'à atteindre sa valeur maximale pour h égale à 0.007 m. Dans un second temps, il décroît légèrement pour des valeurs de h supérieures à 0.007 m. pour des valeurs de h très faibles, la quantité d'eau qui sort du capteur est faible et possède une température élevée. Dans ce cas, la température de l'absorbeur est aussi élevée ; ce qui augmente la perte de chaleur vers la vitre et réduit alors le rendement. La hauteur h des ailettes dans l'eau donnant un meilleur rendement est égale à 0.007 m.

3. CONCLUSION

Les courbe d'évolution du rendement thermique en fonction du pas des ailettes sur l'absorbeur, du pas et de la hauteur des ailettes dans l'eau, ont ainsi permis de comprendre que :

- La pose des ailettes sur l'absorbeur d'un capteur solaire thermique est un grand atout pour améliorer le rendement du capteur solaire
- Ces paramètres d'ailettes (pas sur l'absorbeur, pas et la hauteur dans l'eau) ont une grande influence sur le rendement des capteurs solaires thermiques dont les absorbeurs sont muni d'ailettes.
- Le pas p des ailettes dans l'eau donnant le rendement thermique optimal est le plus grand possible tandis que la valeur de la hauteur h optimale du canal est de 0.007 m. Il est alors préférable de ne pas avoir des ailettes dans l'eau.
- Le pas y des ailettes sur l'absorbeur donnant un rendement optimal est le pas le plus faible possible.

REFERENCES

- [1] Chii D. H, Wang R. C., Chen T. C. Double-Pass Flat-Plate Solar Air Heaters with External Recycle. Proceedings ECCE-6, Copenhagen, 2007.
- [2] Benkhelifa A. Optimisation d'un Capteur Solaire Plan, Rev. Energ. Ren. : Physique Energétique, 1998.
- [3] Arata A. A., Geddes R. W. Combined collector-reflector systems. Energy, 2(6), 1986.
- [4] Chong K.K., Chay K.G., Chin K.H. Study of a solar water heater using stationary V-trough collector. Renewable Energy, 39, 2012.
- [5] Joseph W. B., Richard D. W. Modeling the solar irradiation on flat plate collectors augmented with planar reflectors. Solar Energy, 55(5), 1995.
- [6] Chiam H. F. Stationary reflector-augmented flat-plate collectors. Solar Energy, 29(1), 1982.
- [7] Aman D. (). Collector, collector-reflector systems, an analytical and practical study. Energy Convers. Mgmt , 26(1), 1986.
- [8] Hussein H.M.S., Ahmad G.E., Mohamad M.A. Optimization of operational and design parameters of plane reflector-tilted flat plate solar collector systems. Energy, 25, 2000.
- [9] Ljiljana T. K., Zoran T. P. (). Optimal position of flat plate reflectors of solar thermal collector. Energy and Buildings 45, 2012.
- [10] Mcdaniels D. K., Lowndes D. H., Mathew H., Reynolds J., Gray R. Enhanced solar energy collection using reflector-solar thermal collector combinations. Solar Energy, 17, 1975.
- [11] Chii D. H., Chen T. C. Collector Efficiency of Double-Pass Sheet-and-Tube Solar Water Heaters with Internal Fins Attached. Tamkang Journal of Science and Engineering, 10(4), 2007.
- [12] Gerardo D. Experimental characterization of an aluminum-based minichannel solar water heater. Proceedings of the ASME 2013 Summer Heat Transfer Conference. Minneapolis, USA, 2013.
- [13] Khana M.M.A., Maleka A.B.M. A., Mithua M.A.H., Dasb D.K. Design, fabrication and performance evaluation of natural circulation rectangular box-type solar domestic water heating system. International Journal of Sustainable Energy, 29(3), 2010.
- [14] Sivakumar R., Sivaramakrishnan V., Vivekenandan M. CFD Study of an Integrated Collector – Storage Type Flat Plate Solar Water Heater Without and with Fins, Dimples and V-grooves in Absorber Surface. International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering (IJMME-IJENS), 15(2), 2015.
- [15] Sethuraman R., Pakkirisamy B. (January). Thermal Performance Analysis of the Solar Water Heater with Circular and Rectangular Absorber Fins. IJSET - International Journal of Innovative Science, Engineering & Technology, 2(1), 2015.
- [16] Rabl A. Active solar collectors and they Applications, Oxford: University Press, 1985
- [17] Beghi G. Performance of solar energy converters: thermal collectors and photovoltaic cells, Dordrecht, Holland: D. Reidel publishing company, 1981.
- [18] Duffie J. A., Beckman W. A., Solar Engineering of Thermal Processes, New York: John Wiley and Sons, 2006.
- [19] Dagueuet M. les séchoirs solaires: théorie et pratique, Paris : UNESCO, 1985
- [20] Anjorin M., Adihou C. W., Awanto C., Houngan C. A., Vianou A., Use the thermal efficiency criterion to optimize the fins dimensions for the absorber with fins on a compact solar collector, International Journal of Innovative Science, Engineering and Technology, 4(6), 2017.
- [21] Kreith F., Manglik R. M., Bohn M. S., Principles of Heat Transfer, USA: Cengage learning, Inc, 2011
- [22] Battaglia J. L., Kusiak A., Puiggali J. R., Introduction aux transferts thermiques: Cours et exercices corrigés, Paris: DUNOD, 2010.
- [23] Yves JANNOT, Thermique Solaire, Mars 2011.

MODELISATION DYNAMIQUE, CONCEPTION ET ETAT D'AVANCEMENT DE LA REALISATION D'UN MOTEUR ERICSSON A AIR CHAUD A CYCLE DE JOULE ET A PISTONS LIQUIDES

Max NDAME NGANGUE^a, Luc DANDO^b, Pascal STOUFFS^{c,*}

^a Univ Pau & Pays Adour, Laboratoire de Thermique, Energétique et Procédés-IPRA, EA1932, 64000 Pau, France, max.ndame@univ-pau.fr

^b Ingénieur Conseil, Salbaget route de Montredon, 09 240 ALZEN, luc-dando@orange.fr

^c Univ Pau & Pays Adour, Laboratoire de Thermique, Energétique et Procédés-IPRA, EA1932, 64000 Pau, France, pascal.stouffs@univ-pau.fr

RÉSUMÉ

Une configuration originale de « moteur à air chaud » est proposée, basée sur des pistons liquides. Cette conception est considérée comme bien adaptée pour la production d'électricité de petite puissance (< 5 kW environ) par conversion d'énergie solaire, valorisation énergétique de la biomasse ou récupération d'énergie sur des effluents gazeux. Une attention particulière est apportée sur la conception innovante des clapets automatiques du cylindre de compression. Du fait de l'importante masse d'eau présente dans le système, il est important de prendre en compte la dynamique des colonnes de liquide. Quelques résultats de modélisation sont exposés. Le modèle permet de prédire les performances énergétiques d'un premier prototype en cours de construction, et dont la conception et l'état d'avancement sont présentés.

Mots Clés : moteur Ericsson, moteur à air chaud, cycle de Joule, clapets, pistons liquides

1. INTRODUCTION

Les 'moteurs à air chaud' sont définis comme des moteurs alternatifs à apport de chaleur externe, à cylindres de compression et de détente distincts, avec ou sans échangeur récupérateur ou régénérateur, et à fluide de travail monophasique gazeux. Les moteurs à air chaud ont connu un important succès commercial durant le XIXe siècle, mais sont tombés en désuétude au début du XXe siècle et ont été remplacés par des moteurs à combustion interne ou des moteurs électriques. La famille des moteurs à air chaud est divisée en deux sous groupes : les moteurs Stirling, inventés en 1816, n'ont ni soupapes ni clapets, alors que les moteurs Ericsson, inventés en 1833, possèdent des organes d'isolement autour des cylindres [1]. Un grand avantage de ces moteurs est que les échangeurs de chaleur ne sont pas des volumes morts, alors que le concepteur d'un moteur Stirling doit faire face au difficile compromis entre maximisation des surfaces d'échange et minimisation des volumes des échangeurs de chaleur [2]. Il y a un intérêt renouvelé pour les moteurs Ericsson, du fait que différentes études ont montré qu'il pouvait avoir des performances énergétiques élevées, similaires à celles des moteurs Stirling, mais pour des niveaux de pression interne moindre [3-4]. Les moteurs Ericsson sont adaptés à la production d'énergie électrique à petite échelle, à partir de ressources énergétique renouvelables comme la biomasse [4-6] ou l'énergie solaire [6-8]. Nous présentons une configuration originale à pistons liquides [9,10] qui

permet de s'affranchir du problème d'étanchéité autour des pistons et qui est mécaniquement très simple.

2. CONFIGURATION ETUDIEE

2.1. DESCRIPTION GENERALE

Le moteur à air chaud à pistons liquides (figure 1) est composé : d'un cylindre de compression C constitué d'un tube en forme de U ; d'un cylindre de détente E constitué d'un tube en forme de U ; d'un échangeur récupérateur de chaleur à contre-courant R ; d'un échangeur réchauffeur H ; d'un réservoir d'air R.A ; d'un volant moteur V.

Les colonnes de liquide étant en opposition de phase, la descente du piston dans l'une des enceintes correspond à la montée du piston dans l'autre, et vice versa. L'air entre dans les enceintes de compression à la température T_k et à la pression atmosphérique, et en ressort comprimé à la température T_{cr} pour être préchauffé dans l'échangeur récupérateur de chaleur R jusqu'à l'état T_h . Il passe ensuite dans le réchauffeur H où il est chauffé au moyen d'une source de chaleur externe. Le réservoir assure le stockage tampon de l'air au cours du processus.

Cette conception est considérée comme bien adaptée pour la production d'électricité de petite puissance pour des applications stationnaires (< 5 kW environ) par conversion d'énergie solaire, valorisation énergétique de la biomasse ou récupération d'énergie sur des effluents gazeux.

* auteur correspondant

Adresse électronique : pascal.stouffs@univ-pau.fr

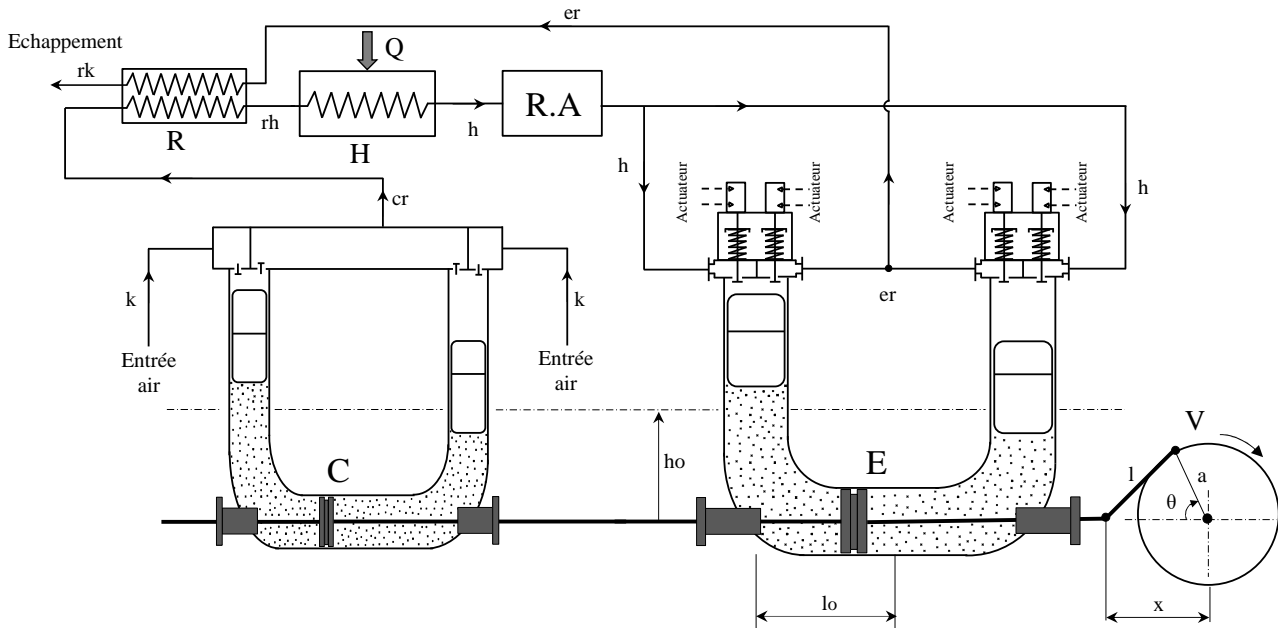


Fig. 1. Schéma de principe du moteur à air chaud à pistons liquides

2.2. CONCEPTION DES CLAPETS

2.2.1. Espaces de compression

Le cylindre de compression d'un premier prototype de moteur Ericsson développé au sein du LaTEP est équipé de clapets pilotés par des cames [11]. Bien que ces clapets donnent satisfaction, nous souhaitons tester sur le projet Ericsson à pistons liquides, une solution plus simple de clapets automatiques, manœuvrés par le seul différentiel de pression amont/aval. Une conception originale des clapets fluidiques isolant les espaces de compression a été imaginée par Luc Dando. N'ayant pas trouvé d'équivalent aux premières consultations d'antériorité, nous souhaitons, par cette publication mettre dans le domaine public ce principe de clapet. Cette conception peut s'appliquer aussi bien à des applications pour des liquides que pour des gaz. Elle a été testée avec succès sur une pompe alimentant une presse hydraulique de 30 tonnes. Les clapets d'aspiration et de refoulement se sont révélés capables d'être à la fois étanche à très basse pression ($< 0,1$ bar) aussi bien qu'à 300 bar sans se détériorer.

Cette solution (figure 2) se présente sous forme d'un pointeau mobile, guidé soit à l'extérieur par le trou où il est logé, soit par une pièce spécifique de guidage, éventuellement à l'intérieur du pointeau.



Fig. 2. Pointeau mobile des clapets d'aspiration et de refoulement

Un joint torique est placé dans sa partie conique. Ce joint d'étanchéité peut être réalisé en divers matériaux à partir du moment où le clapet permet d'atteindre le niveau d'étanchéité attendu. Il peut aussi être remplacé par le pointeau lui-même qui sera alors réalisé dans un matériau approprié et dont la portée sur le cône femelle peut éventuellement être à génératrices courbes afin d'obtenir une étanchéité par écrasement d'une faible surface en contact.

Ce pointeau est maintenu plaqué dans son empreinte conique femelle par une pièce élastique, ressort ou autre, ou par le simple différentiel de pression amont / aval. La géométrie des pièces constituant le clapet : pointeau et son logement est conçue de sorte que le flux en position ouverte soit au minimum perturbé afin de limiter les pertes de charge (figure 3).

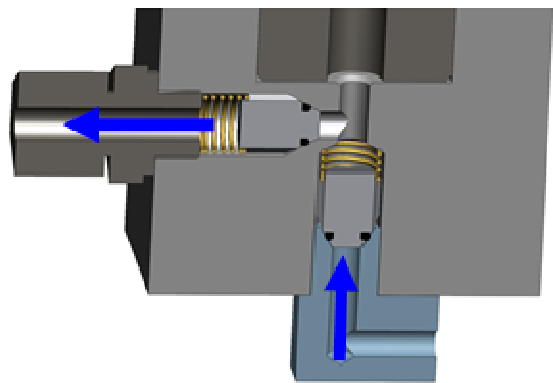


Fig. 3. Clapets d'aspiration et de refoulement insérés dans une pompe hydraulique manuelle

Notons que dans la version pour compresseur à gaz, le pointeau sera réalisé léger, éventuellement dans un matériau polymère pour avoir un temps d'ouverture plus court, que l'effort de maintien fermé sera minimisé pour s'ouvrir sous faible gradient de pression et que la course ainsi que la géométrie en position ouverte sera optimisée pour occasionner un minimum de pertes de charges. Ces

considérations soulignent que le principe s'applique à tout type de fluide, de fréquence, de débit ou de pression.

Cette conception présente différents avantages.

La présence d'un joint souple permet d'assurer une excellente étanchéité à faible pression. La géométrie conique permet, quant à elle, d'empêcher l'extrusion du joint à pression élevée car il n'y a plus aucun jeu permettant l'extrusion du joint lorsque les deux cônes sont serrés l'un contre l'autre (figure 4).

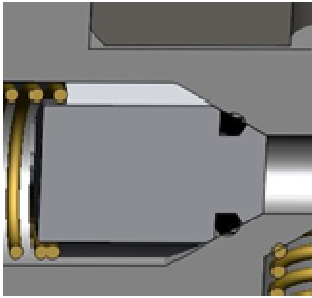


Fig. 4. Ecrasement et maintien en place du joint souple

Cette conception est également d'une très grande simplicité et d'un faible coût. Dans la version expérimentée sur la presse hydraulique, seulement 3 pièces (éventuellement deux) suffisent à réaliser la fonction clapet, qu'il soit d'aspiration ou de refoulement : le pointeau, le ressort et éventuellement le joint.

Un autre avantage est constitué par la polyvalence des pièces : quel que soit le sens d'utilisation ; aspiration ou refoulement les pièces sont identiques. Seul le cône femelle recevant le pointeau est soit usiné en fond de logement pour le clapet de refoulement, soit dans la pièce de fermeture pour l'aspiration, qui peut éventuellement être le raccord lui-même, comme c'est le cas sur la figure 3.

Enfin, ce principe peut s'appliquer à tous fluides, y compris gazeux et à des fréquences relativement élevées car la seule pièce en mouvement peut être très légère et pourra donc être fortement accélérée. Ceci est indispensable pour des temps d'ouverture très courts comme dans le cas d'utilisation sur des compresseurs de gaz. Dans ce type d'application, le pointeau pourra être évidé et recevoir le ressort à l'intérieur.

2.2.2. Espaces de détente

Dans un premier temps, les espaces de détente du prototype de moteurs à pistons liquides en cours de développement seront munis de soupapes commandées par voie pneumatique. A terme, pour rendre la conception plus simple et la réalisation de ce type de moteurs appropriable localement, une configuration de type « UNIFLOW » sera réalisée. Cette configuration conduit à des rendements moindres et des volumes de machines plus importants à puissance égale [9], mais elle a le mérite d'être mécaniquement simple, l'ouverture et la fermeture des soupapes d'admission et de refoulement étant commandées par le piston lui-même. La figure 5 présente le schéma de principe des espaces de détente dans la configuration UNIFLOW. Lorsque le piston d'un espace de compression arrive à son point mort haut, le téton placé sur le flotteur commande l'ouverture de la soupape d'admission de cet espace, et l'ouverture de la soupape d'échappement de l'espace adjacent, en opposition de phase.

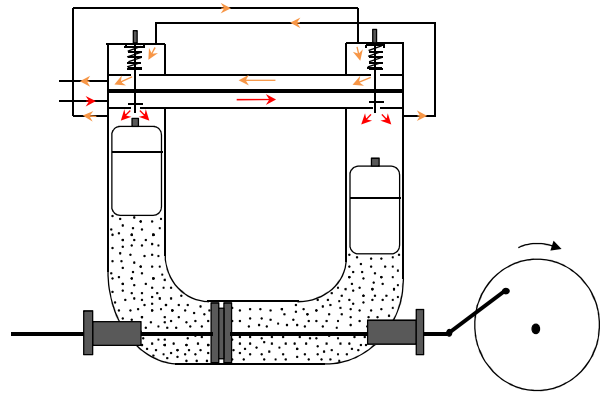


Fig. 5. Cylindres de détente du moteur Ericsson à piston liquide dans la configuration Uniflow

3. MODELISATION DYNAMIQUE

Du fait de l'importante masse d'eau dans le système, une modélisation dynamique tenant compte de l'inertie des colonnes de liquide a été développée. Cette modélisation, dite « intracycle » expriment toutes les variables en fonction de la valeur instantanée de l'angle θ du vilebrequin.

Il est considéré qu'un flotteur, d'une hauteur au moins égale à la course de la colonne de liquide, est positionné au-dessus de chaque colonne. De la sorte, tout transfert de masse ou de chaleur entre le fluide de travail (l'air) et les pistons liquides, peuvent être négligés. L'air est considéré comme un gaz parfait à chaleur massique dépendant de la température. Les pertes par frottements fluides visqueux sont négligées et les transformations thermodynamiques dans les espaces de compression et de détente sont considérées comme adiabatiques. L'ensemble des équations du modèle peut être retrouvé dans la référence [10].

Les données considérées sont reprises dans le tableau 1. Le volume balayé par le piston liquide est de 4 litres dans chaque partie du tube en U du côté de la compression, et de 6 litres du côté de la détente. Le réglage des soupapes est conçu pour approcher un cycle de Joule (version initiale du prototype) et non pour modéliser une version UNIFLOW.

Les figures 6 et 7 présentent les diagrammes indiqués (pression, volume) des espaces de compression et de détente.

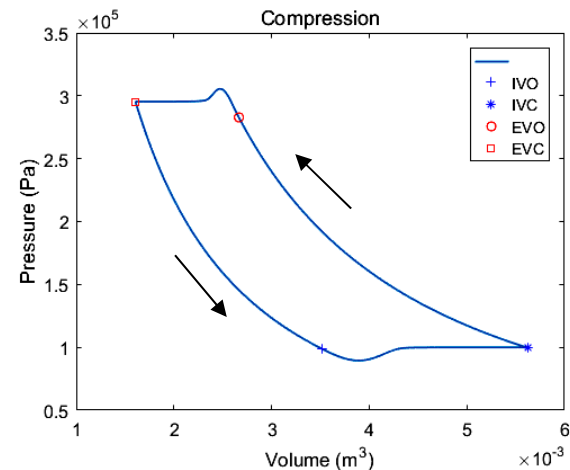


Fig. 6. Diagramme indiqués d'un espace de compression

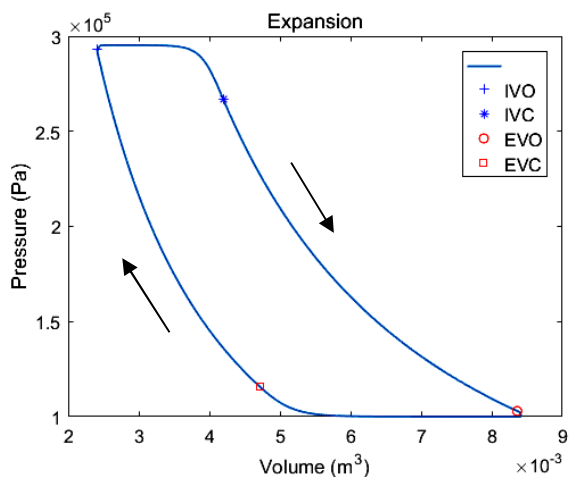


Fig. 7 Diagramme indiquant d'un espace de détente

Tableau 1. Caractéristiques principales considérées

Données géométriques	
Rayon de la manivelle	0,125 m
Longueur de la bielle	0,5 m
Diamètre du tube, côté compression	0,143 m
Diamètre du tube, côté détente	0,175 m
Volume mort relatif, côté compression	0,4
Volume mort relatif, côté détente	0,4
Hauteur d'équilibre de la colonne, comp.	0,225 m
Longueur horizontale du tube, côté comp.	0,4 m
Hauteur d'équilibre de la colonne, détente	0,225 m
Longueur horizontale du tube, détente	0,4 m
Données opérationnelles	
Fluide de travail	air
Fluide des pistons liquides	eau
Efficacité du récupérateur de chaleur R	0,85
Température d'admission compresseur	300 K
Température d'admission détente	633,15 K
Pression d'admission compresseur	10^5 Pa
Pression de refoulement détente	10^5 Pa
Réglage des soupapes côté compression	
Ouverture soupape d'admission (IVO)	80°
Fermeture soupape d'admission (IVC)	180°
Ouverture soupape échappement (EVC)	304°
Fermeture soupape échappement (EVC)	362°
Réglage des soupapes côté détente	
Ouverture soupape d'admission (IVO)	1°
Fermeture soupape d'admission (IVC)	60°
Ouverture soupape échappement (EVC)	167°
Fermeture soupape échappement (EVC)	290°

Le tableau 2 présente les performances d'un moteur élémentaire (1 espace de compression et 1 espace de détente) pour une fréquence d'oscillation des colonnes de 0,63 Hz, correspondant à une vitesse de rotation de

37,8 tours par minute. Les valeurs de puissance du moteur complet doivent être multipliées par un facteur 2.

Tableau 2. Performances d'un moteur élémentaire

Puissance indiquée de compression	174,3 W
Puissance indiquée de détente	260,5 W
Puissance indiquée nette	86,2 W
Puissance au réchauffeur H	274,8 W
Débit massique d'air	1,542 g/s
Rendement thermodynamique	0,3137

La figure 8 présente le couple généré sur le vilebrequin par les pistons solides situés à la base des colonnes liquide en U dans les espaces de compression et de détente. Cette figure a été obtenue pour une fréquence d'oscillation des colonnes de liquide de 0,63 Hz, qui correspond à la fréquence naturelle d'oscillation des colonnes, en l'absence du forçage dû aux forces de pression. On constate que le couple est toujours positif (couple moteur) et qu'il varie de zéro à sa valeur maximum deux fois par cycle.

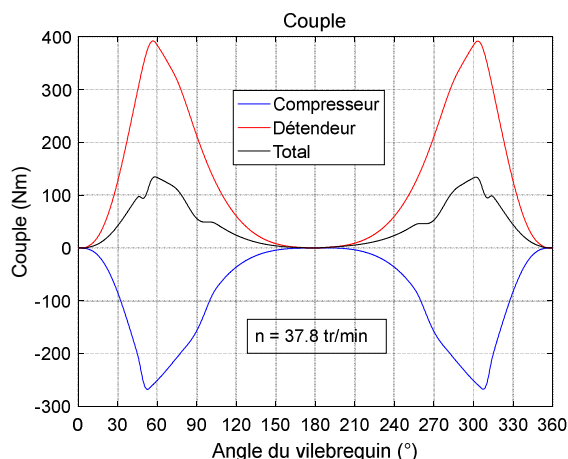


Fig. 8. Couple généré sur le vilebrequin par les pistons solides de compression et de détente à une vitesse de rotation de 37,8 tr/min.

La figure 9 présente le couple généré sur le vilebrequin par les pistons solides pour une vitesse de rotation deux fois plus importante, soit 75,7 tr/min. On remarque que, du fait de l'importance grandissante des forces d'inertie, le couple devient négatif (couple résistant) deux fois par cycle.

La figure 10 présente le couple pour une vitesse de rotation 5 fois plus élevée que la fréquence naturelle d'oscillation des colonnes de liquide, c'est-à-dire pour une vitesse de rotation de 189,2 tr/min. On constate que les forces d'inertie génèrent des valeurs très fortes de couples négatifs (couples résistifs) deux fois par cycle, ce qui n'est technologiquement pas acceptable.

Le tableau 3 présente les valeurs des couples dus au compresseur, au détendeur et le couple résultant, moyennés sur un cycle. On remarque que le couple résultant diminue lorsque la vitesse de rotation croît. La puissance indiquée et la puissance à l'arbre sont également renseignées. La différence entre ces deux grandeurs correspond à la puissance dissipée par les frottements des colonnes d'eau sur les parois des tubes. Cette dernière est négligeable à basse fréquence, mais

atteint 4 % de la puissance indiquée pour une fréquence 5 fois supérieure à la fréquence naturelle d'oscillation.

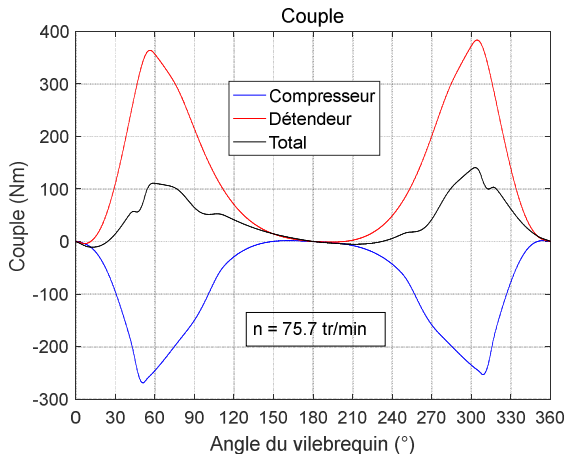


Fig. 9. Couple généré sur le vilebrequin par les pistons solides de compression et de détente à une vitesse de rotation de 75,7 tr/min.

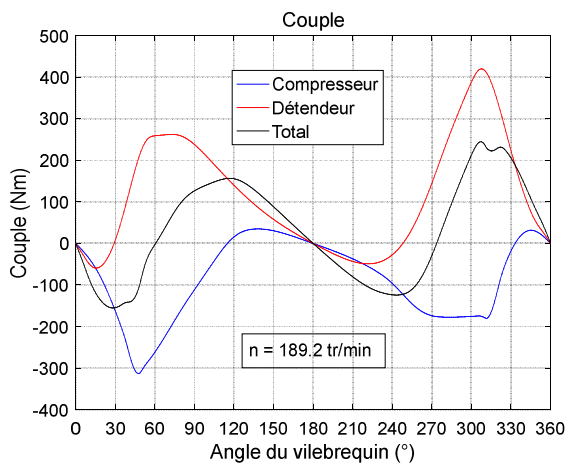


Fig. 10. Couple généré sur le vilebrequin par les pistons solides de compression et de détente à une vitesse de rotation de 189,2 tr/min.

Tableau 3. Couples et puissances moyennés sur le cycle

Vitesse rotation (tr/min)	37,83	75,67	189,2
Couple compresseur (Nm)	-88.00	-87.57	-85.36
Couple détenteur (Nm)	131.5	127.4	116.0
Couple résultant (Nm)	43.46	39.81	30.65
Puissance indiquée (W)	172.4	317.4	634.0
Puissance à l'arbre (W)	172.2	315.4	607.0

4. ETAT D'AVANCEMENT DU PROTOTYPE

Dans un premier temps, seule la partie « détente » sera testée. Elle sera alimentée par un compresseur extérieur, et l'air comprimé introduit dans les espaces de détente sera chauffé préalablement par une cartouche chauffante électrique. La partie inférieure de la colonne en U de

détente est réalisée en PVC pression PN 10 haute résistance. Pour permettre la visualisation du mouvement des pistons liquides, les parties verticales des colonnes sont réalisées en PYREX, et assemblées par brides sur la base en PVC dans la partie inférieure, et sur les culasses dans leurs parties supérieures. Dans une version plus avancée du système, les colonnes pourront plus facilement et plus économiquement être réalisées en matériau métallique.

Comme mentionné précédemment, pour des raisons de facilité de conception et de réalisation d'une part, et pour permettre plus de souplesse notamment dans l'étude expérimentale de différentes lois de distribution d'autre part, des culasses commerciales de moteur de motos YAMAHA XT500 seront utilisées pour fermer les espaces de détente. Les soupapes de ces culasses seront raccordées à des vérins pneumatiques commandés par un système de contrôle extérieur, sur base de la mesure de la position du vilebrequin réalisée par un codeur angulaire. L'emplacement initialement prévu pour la bougie d'allumage sur ces culasses nous permettra d'implanter un capteur de pression instantanée.

La figure 11 présente différents éléments du système en cours d'assemblage. A l'avant plan, sur la paillasse, on aperçoit la cartouche chauffante électrique, qui joue le rôle du réchauffeur H de la figure 1. Cette cartouche est montée sur le réservoir de tranquillisation (RA sur la figure 1). Déposé sur la paillasse, on peut voir le débitmètre massique, qui attend d'être raccordé à la cartouche. Ce débitmètre ne supportant pas l'humidité, l'air comprimé sera préalablement séché par le sécheur (au sol, en bleu sur la figure 11) avant d'être conduit vers le débitmètre puis la cartouche chauffante. On voit au mur le tableau électrique et le système de contrôle de la température de l'air délivré par la cartouche chauffante électrique.



Fig. 11. Différents éléments du système en cours d'assemblage.

La figure 12 présente la partie inférieure qui sert de base aux colonnes des pistons liquides des espaces de détente. Comme mentionné précédemment, elle est constituée d'éléments commerciaux (tubes, brides, ...) en PVC, assemblés par collage. On aperçoit dans la partie droite le dispositif de guidage et d'étanchéité permettant la sortie de la tige du piston solide pour son accouplement avec le vilebrequin. La figure 13 présente ce dispositif démonté. On y voit clairement la douille de guidage en polymère polyacétal POM.



Fig. 12. Base des colonnes des pistons liquides de la partie détente.

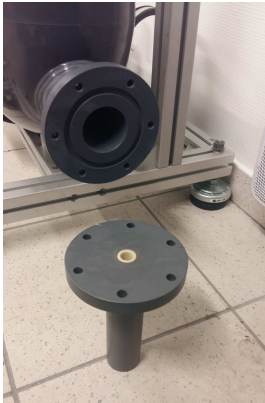


Fig. 13. Dispositif de guidage et d'étanchéité pour la sortie de la tige du piston solide.

La figure 14 présente à nouveau la partie inférieure qui sert de base aux colonnes des pistons liquides des espaces de détente, mais cette fois la partie droite a été démontée. On y voit la tige du piston solide dans un de ses deux guidages internes. Ceux-ci ont été réalisés en matériau polymère polylactique PLA grâce à une imprimante 3D. Ils contiennent également une douille de guidage en leur centre.

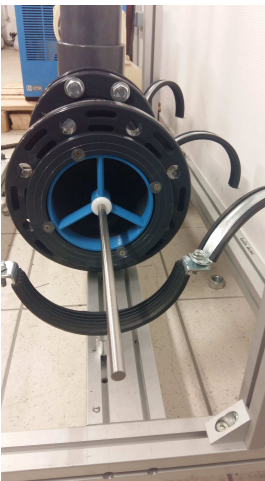


Fig. 14. Tige du piston solide et son dispositif de guidage interne.

La figure 15 présente le piston solide monté sur sa tige. Le piston est simplement constitué d'un disque en PVC d'épaisseur 2 cm. Le diamètre de ce disque est déterminé de telle sorte qu'il y ait un léger jeu entre le piston et le tube.

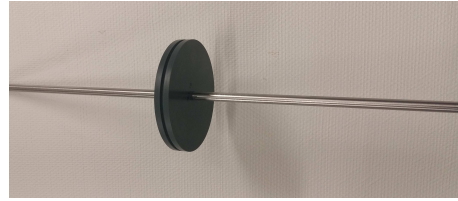


Fig. 15. Piston solide et sa tige.

5. CONCLUSION

Une configuration innovante de moteur Ericsson à pistons liquides a été présentée. Celle-ci est considérée comme plus facile et plus économique à construire que les moteurs mécaniques traditionnels, et comme particulièrement adaptée à la conversion d'énergie renouvelable comme la biomasse ou le soleil. Une attention particulière est accordée à un dessin original des clapets du compresseur. Quelques résultats d'un modèle dynamique sont présentés qui permettent d'évaluer les performances énergétiques de ce moteur et montrent la limitation en fréquence de fonctionnement. L'état d'avancement d'un premier prototype en cours de réalisation dans notre laboratoire est présenté.

REFERENCES

- [1] Finkelstein Th, Organ AJ. Air engines. London: Professional Engineering Publishing Ltd; 2001.
- [2] Stouffs P. Hot Air Engines. *Journal of Applied Fluid Mechanics* 2011;4:1–8.
- [3] Creyx M, Delacourt E, Morin C, Desmet B, Peultier P. Energetic optimization of the performances of a hot air engine for micro-CHP systems working with a Joule or an Ericsson cycle. *Energy* 2013;49:229–239.
- [4] Touré A., Stouffs P., Modeling of the Ericsson engine, *Energy*, Volume 76, 1 November 2014, p. 445-452.
- [5] Bonnet S, Alaphilippe M, Stouffs P. Energy, exergy and cost analysis of a micro-cogeneration system based on an Ericsson engine. *Int J Therm Sci* 2005; 44/12:1161–8.
- [6] Touré A. Etude théorique et expérimentale d'un moteur Ericsson destiné à la microcogénération. Thèse de doctorat, UPPA; 2010.
- [7] Alaphilippe M., Bonnet S., Stouffs P., Low power thermodynamic solar energy conversion: coupling of a parabolic trough concentrator and an Ericsson engine, *Int. J. of Thermodynamics*, N° 10, p. 37-45, 2007.
- [8] Le Roux WG, Bello-Ochende T, Meyer JP. A review on the thermodynamic optimisation and modeling of the solar thermal Brayton cycle. *Renewable and sustainable energy reviews* 2013;28:677–690.
- [9] Ndamé Nangué M., Stouffs P., Modelling of a Uniflow hot air engine, *Proceedings of the 17th International Stirling Engine Conference (ISEC) Newcastle, Northumbria University, (24-26 août, 2016)*.
- [10] Ndamé Nangué M., Stouffs P., Dynamic simulation of an original Joule cycle liquid pistons hot air Ericsson engine, 31st International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems ECOS 2018, 17-22 juin 2018, Guimarães, Portugal, soumis.
- [11] Fula Rojas M A, Modélisation Thermique, Thermodynamique et Expérimentation d'un moteur Ericsson à air chaud à cycle de Joule, thèse de doctorat, UPPA; 2015.

CONTRIBUTION A L'ETUDE D'UN SYSTEME DE REFRIGERATION A ABSORPTION SIMPLE EFFET, UTILISANT LE COUPLE AMMONIAC / THIOCYANATE DE SODIUM (NH₃/NaSCN), ET FONCTIONNANT AVEC UN DETENDEUR MECANIQUE

Roméo Gilbert **NGOCK**^{a,*}, Jean Gaston **TAMBA**^a, Salomé **NDJAKOMO**^a

^a *Laboratoire des Technologies et des Sciences Appliquées, Institut Universitaire de Technologie, Université de Douala*

RÉSUMÉ

Dans ce papier, l'analyse énergétique et exergétique d'un système à absorption du couple ammoniac /thiocyanate de sodium simple effet, fonctionnant avec un détendeur mécanique, est présentée. Un des points importants de cette étude, consiste à exploiter la chute de pression, causée par un détendeur. Un modèle mathématique a été développé, pour étudier les performances du système. Des équations obtenues à partir, des propriétés thermodynamiques du couple ammoniac /thiocyanate de sodium, ont été implémentées sous Matlab. L'analyse consiste, à déterminer les effets, de la température du générateur, sur les performances énergétiques et exergétiques de ce système. Les paramètres de performance calculés sont : le rapport de circulation, le coefficient de performance, et l'efficacité exergétique. Les résultats indiquent que, le coefficient de performance, varie entre 0,6 et 0,7 avec l'augmentation, de la température du générateur. Entre 60°C et 70°C, le rendement exergétique décroît à partir de 0,5 jusqu'à atteindre 0,41.

Mots Clés : énergie, exergie, ammoniac /thiocyanate de sodium, simple effet, détendeur mécanique.

NOMENCLATURE

Symboles :

Lettres latines :

\dot{m}	Débit massique, kg/s
x	Concentration NH ₃ liquide, kg NH ₃ /kg solution
\dot{Q}	Puissance transférée, kw
h	Enthalpie spécifique, kj/kg
w	Puissance mécanique, W
P	Pression absolue, kPa
T	Température, K
COP	Coefficient de performance
ECOP	Efficacité exergétique
eff	Efficacité de l'échangeur de chaleur

Lettres grecques :

ρ densité, kg/m⁻³

Indices / Exposants :

e	entrant
s	sortant
l	liquide
v	vapeur
i	exposant
E	évaporateur
G	générateur
A	absorbeur
C	condenseur
0	absolu

1. INTRODUCTION

Au fur et à mesure que le temps évolue, Les systèmes de réfrigération à absorption deviennent de plus en plus intéressants, à cause de leur respect, aux normes environnementales. De plus, la chaleur perdue par ces systèmes, permet d'assurer une partie du besoin en eau chaude sanitaire, le chauffage des bâtiments, et le séchage des produits alimentaires [1].

Parmi les travaux de recherche portant sur l'analyse des systèmes de réfrigération à absorption simple effet, on mentionne les travaux de Sun [2], qui a montré qu'en

choisissant l'un ou l'autre des couples NH₃-LiNO₃ ou NH₃-NaSCN comparativement au couple NH₃-H₂O, on parvient à améliorer le COP d'un système de réfrigération à absorption simple effet, avec échangeur de chaleur récupérateur.

Talbi et al. [3] ont fait une analyse exergétique d'une machine de réfrigération à absorption simple effet, utilisant le couple NH₃-LiBr, permettant de déterminer l'exergie perdue dans chaque composant, et ainsi que l'exergie globale perdue par le système. Les résultats ont montré que, l'absorbeur possède la plus grande perte d'énergie de 15,498 kj/kg. Cette perte est causée par la différence de température entre l'absorbeur et l'environnement. Le deuxième composant de perte

* auteur correspondant

Adresse électronique : romgock@yahoo.fr

énergétique, est le générateur avec une perte de 7,0900 kJ/kg. Cette perte est due, à la différence de température, entre la source et le réfrigérant. Le troisième élément est l'évaporateur, perte causée par la différence de température, entre la température d'évaporation et celle de l'environnement. Ces trois pertes peuvent respectivement être diminuées en augmentant la surface de l'absorbeur, ce qui entraîne une conséquence d'un coût élevé de l'absorbeur ; en prenant toutes les dispositions permettant d'éliminer les pertes, entre la chaleur et les fluides mis en jeu. Par contre, les irréversibilités produites à l'évaporateur, sont celles ne pouvant pas être prouvées.

Zhu et Gu [4] ont fait une analyse des performances, du système à absorption en utilisant le NH₃ comme réfrigérant, et le NaSCN comme absorbant. Cette étude a permis de déterminer le COP et l'efficacité exergétique en mode réfrigération puis, en mode chauffage. De plus l'exergie perdue dans chaque pièce et l'exergie totale perdue, pour chaque fonctionnement (frigorifique et thermique) ont été calculées. Dans le cas de la machine frigorifique, il en résulte que, le COP frigorifique évolue dans le générateur et dans l'évaporation puis décroît dans le condensateur et l'absorbeur. Par contre, ces remarques ne sont pas similaires pour l'efficacité exergétique frigorifique.

Ceroso et al.[5] ont fait une étude portant sur l'échangeur de chaleur récupérateur, d'une machine à absorption simple effet. Cette étude avait prouvé que, les couples binaires NH₃-LiNO₃ et NH₃-NaSCN, présentent les meilleurs profils de température et de viscosité par rapport au couple NH₃-H₂O.

Acuna et al. [6] ont fait une analyse énergétique, d'une machine à absorption diffusion. Le but de cette étude, était de déterminer, le meilleur COP obtenu à partir de trois solvants LiNO₃ ; NaCSN ; H₂O et utilisant NH₃ comme frigorigène, et H₂ comme gaz inerte. Cette étude montre que, les combinaisons formées à base des solvants LiNO₃ et NaCSN présente un meilleur COP.

En 2014, Sunyoung et Boulama [7] ont développé une plateforme de simulation, basée sur l'analyse exergétique avancée, d'un système à absorption simple effet. Les résultats obtenus confirment que, le générateur et l'absorbeur présentent, plus de perte d'énergie, comparativement à l'évaporateur et le condensateur.

En 2016, Xu et al. [8] ont montré l'influence de la température, sur le COP et le débit massique dans les cycles de réfrigération à absorption simple effet.

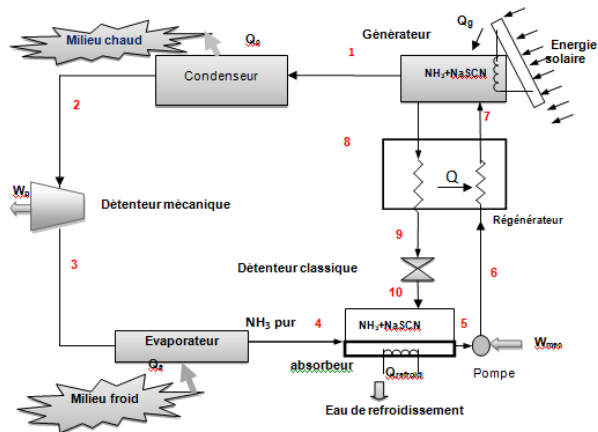
Une analyse expérimentale intéressante, destinée à déterminer le COP d'une machine à absorption simple effet, a été faite par Cai et al. [9]. Ils avaient conclu que, la température du générateur augmente en fonction du temps et que, la pression augmente dans l'évaporateur au fur et à mesure que, le temps évolue.

2. METHODOLOGIE ET DONNEES

Dans cette partie, nous allons écrire les équations du fonctionnement du système, puis élaborer un modèle de simulation, permettant d'obtenir les résultats, à partir des données d'entrées décrites. Avant tout, commençons à décrire, le fonctionnement de notre système.

2.1. DESCRIPTION DU SYSTEME

FIGURE 1: Schéma simple effet a détenteur mécanique du couple NH₃/ NaSCN [1]



La figure 1 ci-dessus montre les différents composants du système étudié. Le réfrigérant liquide à haute pression (2) venant du condenseur, passe dans l'évaporateur à basse pression, après avoir subi une chute de pression, par un détenteur mécanique. L'ammoniaque liquide, s'évaporise en absorbant la chaleur du milieu à réfrigérer. Cette vapeur d'ammoniac (4) passe dans l'absorbeur, où il subit une absorption par la solution pauvre (10), venant du générateur, à travers un échangeur de chaleur puis, forme une solution riche dans l'absorbeur. La solution riche est pompée dans l'échangeur de chaleur, et arrive dans le générateur afin d'être chauffée, en subissant une désorption. La solution pauvre obtenue par désorption à haute pression (8), retourne dans l'absorbeur à basse pression à travers un détenteur. La vapeur d'ammoniac obtenue par désorption (1), se dirige dans le condenseur, en se liquéfiant et le cycle recommence.

2.2. MODELISATION DE LA CONFIGURATION

La modélisation est la représentation mathématique, d'une partie de vérité d'un système. Dans cette partie, nous allons appliquer, les lois de la thermodynamique, pour l'analyse du système. Les principales équations sont les suivantes:

2.2.1. Conservation de masse et d'espèce chimiques

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (1)$$

$$\sum \dot{m}_e X_e = \sum \dot{m}_s X_s \quad (2)$$

2.2.2. Conservation d'énergie

$$\sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_s h_s + \sum (\dot{Q}_e - \dot{Q}_s) + W = 0 \quad (3)$$

2.2.3 Propriétés des fluides

Réfrigérant NH₃

La relation qui lie la pression et la température de l'ammoniac dans les deux phases est [10]

$$P(T) = 10^3 \sum_{i=0}^6 a_i (T - 273,15)^i \quad (4)$$

La relation qui lie l'enthalpie et la température du liquide saturé d'ammoniac est:

$$h_l(T) = 10^3 \sum_{i=0}^6 b_i (T - 273,15)^i \quad (5)$$

La relation qui lie l'enthalpie et la température de la vapeur saturé d'ammoniac est :

$$h_v(T) = 10^3 \sum_{i=0}^6 b_i (T - 273,15)^i \quad (6)$$

Les coefficients a, b et c sont indiqués dans le tableau 1 ci-dessous

Tableau 1. Coefficients polynomiale des équations 4, 5 et 6

i	a, équation (4)	b, équation (5)	c, équation (6)
0	4,2871 e-1	1,9879 e2	1,4633 e3
1	1,6001 e-2	4,4644 e0	1,2839 e0
2	2,3652 e-4	6,2790 e-3	-1,1501 e-2
3	1,6132 e-6	1,4591 e-4	-2,1523 e-4
4	2,4303 e-9	-1,5262 e-6	1,9055 e-6
5	-1,2494 e-13	-1,8069 e-8	2,5608 e-8
6	1,2741e-13	-1,9054 e-10	-2,5964 e-10
Erreur standard	1,6e-3	8,5626 e0	1,059 e1
Déviaton moyenne	1,252e-2	5,566 e-3	3,679 e-3

La solution de NH₃-NaSCN

La relation entre la pression de saturation et la température de la solution NH₃-NaSCN est donnée par la formule [10].

$$\ln P = A + \frac{B}{T} \quad (7)$$

$$A = 15,7266 - 0,298628X \quad (8)$$

$$B = -2548,6 - 2621,92(1 - X)^3 \quad (9)$$

La relation entre l'enthalpie, la température, et la concentration massique est donnée par [10]

$$h(T,X) = A + B(T-273,15) + C(T-273,15)^2 + D(T-273,15)^3 \quad (10)$$

$$A = 79,72 - 1072X + 1287,9X^2 - 3,5137X^3 \quad (11)$$

$$B = 2,4081 - 2,2814X + 7,9291X^2 - 3,5137X^3 \quad (12)$$

$$C = 10^{-2}(1,255X - 3X^2 + 3,06X^3) \quad (13)$$

$$D = 10^{-5}(-3,33X + 10X^2 - 3,33X^3) \quad (14)$$

La densité est donnée par la relation

$$\rho(T,X) = A + B(T-273,15) + C(T-273,15)^2 \quad (15)$$

$$A = 1707,519 - 2400,4248X + 2256,5083X^2 - 930,063X^3 \quad (16)$$

$$B = 3,6341X + 5,4552 X^2 - 3,164 X^3 \quad (17)$$

$$C = 10^{-3}(5,1X - 3,6X^2 + 5,4X^3) \quad (18)$$

L'analyse des performances par la première loi, est caractérisée par, le coefficient de performance :

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{Q}_G + W} \quad (19)$$

Les performances, en utilisant la deuxième loi sont caractérisée par, l'efficacité exergetique :

$$ECOP = \frac{\dot{Q}_E \left| 1 - \frac{T_0}{T_E} \right|}{\dot{Q}_G \left(1 - \frac{T_0}{T_G} \right) + W} \quad (20)$$

2.2.4. Hypothèses

L'analyse est basée sur les hypothèses suivantes :

- Les pertes de chaleurs des composants du système sont négligeables.
- Les solutions quittant de l'absorbeur et du générateur son supposées être saturées dans les conditions respective de température et de concentration.
- Le réfrigérant dans le condenseur et l'évaporateur est saturé.
- La vapeur d'ammoniac issue du générateur est supposée être surchauffée
- La chute de pression du détenteur mécanique, et celle du détenteur classique, sont égales.

2.3. RESULTATS ET DISCUSSION

Un programme a été développé à l'aide du logiciel Matlab, pour résoudre les équations du présent système simple effet, afin d'analyser ses performances. Les propriétés thermodynamiques du couple NH₃/NaSCN, ont également été calculées, à partir de leurs équations polynomiales.

Les données d'entrées de la simulation sont :

- T_G = 100 °C, température du générateur
- T_C = 30 °C, température du condenseur
- T_A = 25 °C, température de l'absorbeur
- T_E = -5 °C, température du condenseur
- eff = 0,8, efficacité de l'échangeur de chaleur
- m₇ = 5,35 kg/s, débit massique au point 7.

2.3.1. Variation de l'enthalpie spécifique

La figure 2 ci-dessous, montre l'évolution de l'enthalpie spécifique, en fonction de la température du générateur, pour une valeur fixe, de la concentration d'ammoniac liquide.

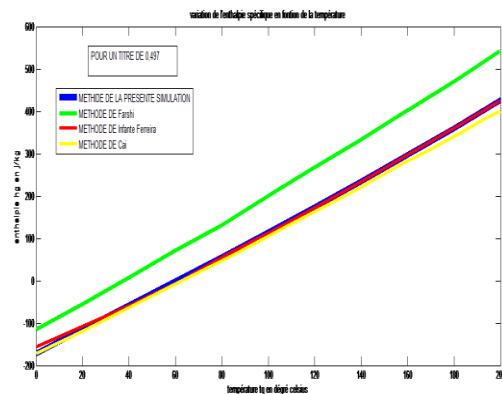


FIGURE 2 : Variation de l'enthalpie spécifique en fonction de la température du générateur, pour une valeur fixe de la concentration d'ammoniac liquide X_{NH3}=0,497

La figure 2 montre que, pour une valeur fixe de la concentration d'ammoniac, l'enthalpie évolue linéairement au fur et à mesure que la température du

générateur croit. Ce résultat est à bon accord avec ceux déjà obtenus par Farshi, Infante Ferreira et Cai.

2.3.2. Variation du COP en fonction de la température du générateur

Pour obtenir le profil du coefficient de performance, nous fixons les températures T_C , T_A et T_E puis, nous faisons varier T_G . Le tableau 2, montre les résultats obtenus. Ces résultats sont validés en faisant une comparaison avec ceux obtenus par Sun

Tableau 2 : Validation des résultats de simulation

Puissance thermique	Résultats de simulation	Résultats de simulation de Sun	Erreur
générateur	29,0302 kW	29,0292 kW	0,003
Condenseur	18,4048 kW	18,4611kW	0,305
Evaporateur	18,5408 kW	18,5974 kW	0,304
Absorbeur	29,1661kW	29,2425 kW	0,260
Pompe	0,0769 kW	0,0770 kW	0,129
Echangeur de chaleur	11,2093 kW	11,2151 kW	0,052
COP	0,6370	0,6390	0,313

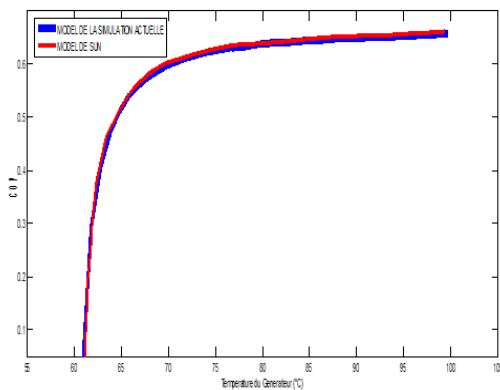


FIGURE 3 : Variation du COP en fonction de T_G

On constate que le COP augmente initialement avec l'augmentation de la température du générateur, et tend à se stabiliser plutôt que de continuer à augmenter, et avec une augmentation supplémentaire de la température du générateur, il atteint une valeur finale de 0,6629 (fig.3). Cette augmentation de la température du générateur, entraîne une augmentation de la température du fluide frigorigène, et de la solution sortante du générateur vers l'absorbeur. Ainsi, on observe une augmentation de la température moyenne du condenseur et de l'absorbeur, ce qui explique l'augmentation irréversible de ces composants. Ainsi, l'effet positif de l'augmentation du COP en raison de l'augmentation de la température du générateur, est compensé par la dégradation du COP, en raison de l'augmentation des températures du condenseur et de l'absorbeur par conséquent, le niveau de chaleur du générateur s'arrête et la courbe du COP devient presque constante, ce qui montre une baisse marginale du COP.

2.3.3. Facteur de circulation

Le facteur de circulation est aussi, un élément indispensable pour l'étude de la performance d'un système.

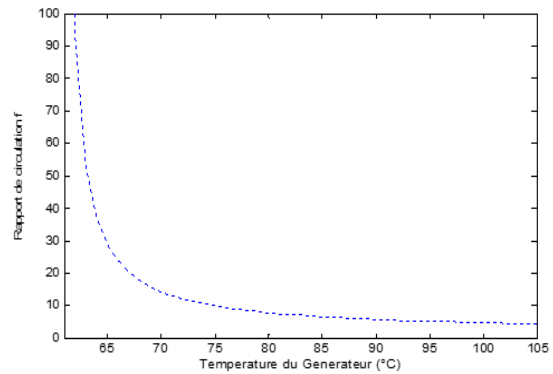


FIGURE 4 : Variation du facteur de circulation en fonction de la température du générateur

L'augmentation de la température du générateur entraîne une diminution du taux de circulation de la solution et par conséquent, les fonctions de chauffage dans le générateur, le condenseur et de l'absorbeur. Ainsi, pour une charge de refroidissement constante, la réduction du taux de chaleur du générateur entraîne une augmentation initiale de la COP. À des températures de générateur plus élevées, la vitesse de réduction du taux de circulation de la solution diminue, mais la différence de température produisant le générateur et la solution augmente, entraînant une diminution de l'irréversibilité du générateur.

2.3.4. Efficacité exergetique

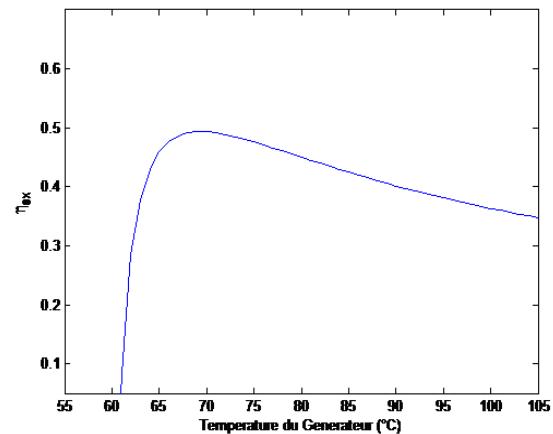


FIGURE 5 : Variation de l'efficacité exergetique en fonction de la température du générateur

La figure 5 montre que, l'efficacité exergetique du système augmente d'abord considérablement, et diminue de façon continue au fur et à mesure que la température du générateur augmente. La raison déjà discutée ci-dessus pour les variations de la courbe du COP, peut être attribuée pour un tel comportement.

2.3.5. Variation simultanée du COP et d'ECOP

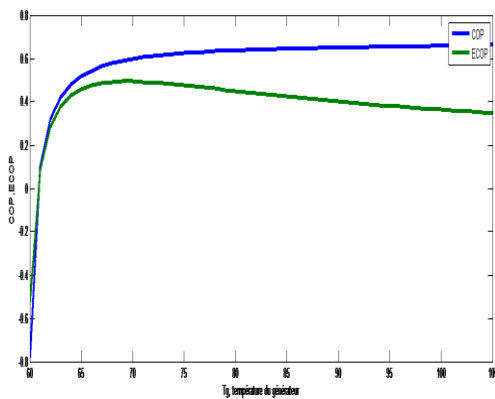


FIGURE 6 : Variation simultanée du COP d'ECOP dans le but, de la recherche de la température optimale du générateur

Pour des températures comprises entre 60 et 71 °C, le coefficient de performance et l'efficacité exergétique croissent considérablement. Au-delà des températures supérieures à 71°C, le coefficient de performance continue à croître vers sa valeur finale, tandis que l'efficacité exergétique commence à décroître. Ainsi, le système commence à avoir plus de pertes d'énergie pour des températures supérieures à 71°C. Ces pertes sont causées par la différence de température entre l'absorbeur et l'environnement, la différence de température entre la source et le réfrigérant, et afin par la différence de température, entre la température d'évaporation et l'environnement. Ainsi nous pouvons choisir des températures du générateur à plus ou moins 5% de 71°C, pour maintenir un fonctionnement plus acceptable.

3. CONCLUSION

Un programme sur ordinateur, a été développé, pour prédire les performances d'un système simple effet à détenteur mécanique. Les effets des paramètres ont été présentés. Il est observé que, l'évolution de la température du générateur augmente simultanément, le coefficient de performance, et l'efficacité exergétique. Et à partir de 71°C, l'ECOP commence à décroître, pendant que le COP continue à croître jusqu'à atteindre sa valeur finale. En d'autres termes, le système est efficace, mais n'est pas économique. On peut rendre ce système plus performant en dimensionnant l'absorbeur, et en réduisant les pertes de différence de température. Par ailleurs, la chute de pression obtenue au niveau du détenteur peut être exploitée pour la production de l'énergie, ce qui rend d'avantage notre système important.

REMERCIEMENTS

Nous remercions tous les participants au 4^{ème} Colloque International Francophone d'Energétique et Mécanique, et espérons que vous apprécierez le séjour au Bénin

REFERENCES

- [1] Thermodynamique : Une approche pragmatique. Yunus A. Cengel. A. Boles Traduction et adaptation de Marcel Lacroix.
- [2] Sun D.W. Comparaison of performances of NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃, NH₃-NaSCN. Energy Conversion and Management 1998;39:357-368.
- [3] Talbi M.M., Agnew B. Exergy analysis : an absorption refrigerator using lithium bromide and water as the working fluids. Applied Thermal Engineering 2000;20:20619-630.
- [4] Linghui Zhu, Junjie Gu. Second law-based thermodynamic analysis of ammonia/sodium thiocyanate absorption system. Renewable Energy xxx (2010) 1-7.
- [5] Cereso J, Best R., Romero R. J. A study of a bubble absorber using a plate exchanger with NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃ and NH₃-NaSCN. Applied Thermal Engineering 2011;31:1869-1876.
- [6] Acuna A, Velaquez N, Cereso J. Energy analysis of diffusion absorption cooling system using lithium ammonia, sodium thiocyanate and water as absorbent substances and ammonia as the refrigerant. Applied Thermal Engineering 2013;51:1273-1281.
- [7] Sunyoung Gong, Kiari Goni Boulama. Parametric study of an absorption refrigeration machine using advanced exergy analysis. Energy 2014;76:453-467.
- [8] Yingjie Xu, Ning Jiang, Qin Wang, Guangming Chen, Comparative study on the energy performance of two different absorption-compression refrigeration cycles driven by low-grade heat.
- [9] Dehua Cai, Jingkai Jiang, Guogeng He, Keqiao Li, Lijuan Niu, Ruxi Xiao. Experimental evaluation on thermal performance of an air-cooled absorption refrigeration cycle with NH₃-LiNO₃ and NH₃-NaSCN refrigerant solutions. Energy Conversion and Management 2016;120: 32-43.
- [10] ASHRAE, ASHRAE handbook, Fundamentals, chapitre 17, p.17.45 et p.17.81. ASHRAE, 1791 Tullie Circle, N.E, Atlanta, GA 30329, 1993.

ETUDE D'UN CHAUFFE-EAU THERMODYNAMIQUE AU PROPANE

Paul **BYRNE**^{a,*}, Frédéric **BAZANTAY**^b, Redouane **GHOUBALI**^a

^a Laboratoire Génie Civil Génie Mécanique - Université de Rennes, France

^b Pôle Cristal, Dinan, France

RÉSUMÉ

Les hydrocarbures sont largement utilisés comme fluides frigorigènes. Cependant, à cause de leur inflammabilité, ces fluides sont soumis à des normes très contraignantes. La charge est limitée à 150 g dans les locaux occupés par des personnes. Cette communication présente les normes appliquées aux hydrocarbures et des pistes de réduction de la charge dans l'application chauffe-eau thermodynamique. En utilisant la même base de circuit frigorifique, trois types de condenseurs ont été testés : un tube avec une section en forme de D enroulé autour de la cuve, un roll-bond et un échangeur à microcanaux. Le roll-bond présente les meilleures performances avec une charge de 224 g pour un chauffe-eau de 200 l avec un COP moyen de 3,17 et un temps de chauffe du ballon, de 10 à 53 °C, de 7 h. La limite de 150 g n'étant pas atteinte, un modèle numérique complet de chauffe-eau thermodynamique incluant des modèles détaillés de ballon et de machine thermodynamique est en cours de développement pour mener de futures études de simulation.

Mots Clés : chauffe-eau thermodynamique, fluides frigorigènes, propane, modélisation, essais

NOMENCLATURE

Symboles :

Lettres latines :

A	surface, m ²
COP	coefficient de performance
Cp	capacité thermique massique, J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
E	énergie, J
h	hauteur, m
HFC	hydrofluorocarbure
HR	humidité relative, %
LIE	limite inférieure d'explosivité, kg.m ⁻³
m	masse, kg
P	périmètre, m
\dot{Q}	puissance calorifique, W
T	température, K

U	coefficient de transfert global, W.m ⁻² .K ⁻¹
u	vitesse, m.s ⁻¹
V	volume, m ³
\dot{W}	puissance électrique, W

Lettres grecques :

α, ε	diffusivité, m ² .s ⁻¹
ρ	masse volumique, kg.m ⁻³

Indices / Exposants :

0	de l'équipement
c	cuve
cd	condenseur
eff	effective
H	turbulente
min	minimale

1. INTRODUCTION

Les chauffe-eau thermodynamiques sont des pompes à chaleur pour la production d'eau chaude sanitaire associées à un ballon de stockage pour une application majoritairement résidentielle individuelle. Les pompes à chaleur transfèrent de l'énergie d'une source froide vers une source chaude à l'aide d'un fluide frigorigène qui s'évapore par échange thermique avec la source froide et condense par échange thermique avec la source chaude. La figure 1 présente le circuit frigorifique d'un chauffe-eau thermodynamique individuel. La puissance calorifique est d'environ 2 kW pour un ballon de 200 l. Le chauffe-eau est généralement placé dans un local technique ou un garage. Le circuit frigorifique est composé :

- d'un évaporateur qui puise la chaleur dans l'air d'une pièce ou dans l'air extérieur par l'intermédiaire d'un gainage,

- d'un compresseur permettant d'élever la pression et la température de changement d'état du fluide frigorigène,
- d'un condenseur enroulé autour du ballon,
- d'un détendeur permettant de réduire la pression après condensation et avant le retour à l'évaporateur pour récupérer à nouveau de l'énergie à la source froide,
- d'une vanne 4-voies permettant d'inverser les fonctions évaporateur et condenseur des deux échangeurs pour effectuer un dégivrage. De la chaleur est alors puisée dans le ballon de stockage pour faire fondre la couche de givre qui peut se former sur la batterie à ailettes par faibles températures d'air.

* auteur correspondant

Adresse électronique : paul.byrne@univ-rennes1.fr

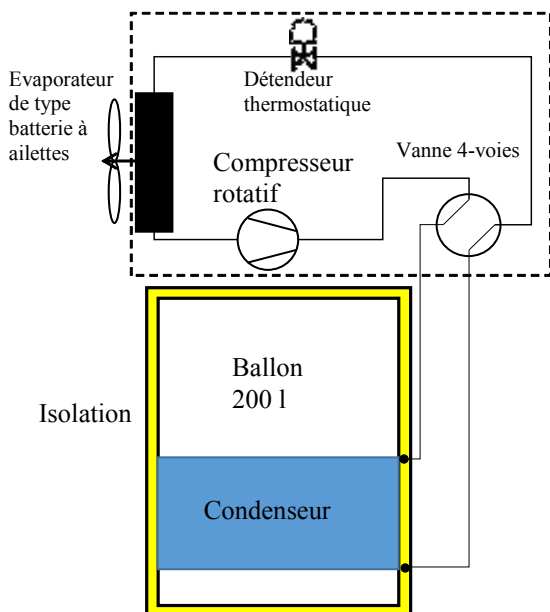


Fig. 1. Schéma d'un chauffe-eau thermodynamique

Les fluides frigorigènes sont soumis au règlement (UE) n°517/2014 relatif aux gaz à effet de serre fluorés (appelé communément F-Gas) qui est entré en vigueur le 1^{er} janvier 2015 dans l'ensemble de l'union européenne [1]. Ce texte, abrogeant l'ancien règlement 842/2006, introduit un programme de réduction des émissions de gaz à effet de serre jusqu'en 2030 et avec en ligne de mire une diminution drastique des quantités de HFC (hydrofluorocarbures) dès 2015 (phase-down).

D'autre part, la norme EN 378-1 [2], intitulée « Systèmes de réfrigération et pompes à chaleur, Exigences de sécurité et d'environnement - Partie 1 : Exigences de base, définitions, classification et critères de choix », impose pour les fluides inflammables une limitation à 150 g de charge dans les locaux de faible surface. Si la charge est supérieure à 150 g, la surface au sol doit respecter une valeur minimale définie par l'équation (1).

$$A_{min} = \left(\frac{m}{2.5 \cdot 10^5 / 4 \cdot h_0} \right)^2 \quad (1)$$

Dans ce contexte, le retour aux fluides frigorigènes « naturels » devient une alternative prometteuse. Ces fluides offrent des performances thermodynamiques intéressantes mais leur développement à grande échelle reste limité. Plusieurs types d'hydrocarbures (HC) ont été utilisés comme fluides frigorigènes. Le propane (R290) et l'isobutane (R600a) étaient parmi ceux utilisés avant 1930. La grande majorité des installations où l'utilisation des hydrocarbures est potentiellement intéressante sont des installations domestiques (réfrigérateurs, climatiseurs) ou commerciales. L'isobutane (R600a) est l'hydrocarbure le plus fréquemment utilisé dans les réfrigérateurs. Le propane (R290) commence à être utilisé par des fabricants de pompes à chaleur et de chauffe-eau thermodynamiques. Il est également employé dans les climatiseurs et les systèmes de réfrigération commerciale. Le Tableau 1 fournit une indication sur les domaines d'application des hydrocarbures les plus utilisés et leurs équivalents en HFC par secteur d'application.

Tableau 1. Domaines d'application des hydrocarbures

Fluide frigorigène	Domaine d'application	Niveau de température	Fluides synthétiques équivalents
R600a (isobutane)	applications domestiques	Haute / moyenne température	R12, R134a
R290 (propane)	commerciales, industrielles, congélateurs, climatisation, PAC	Haute / moyenne / basse température	R22, R404A, R407C, R507A
R1270 (propylène)	réfrigération industrielle, climatisation, pompes à chaleur, tertiaire, industrielles	Haute / moyenne / basse température	R22, R404A, R407C, R507A

L'objectif de cet article est de présenter l'étude d'un chauffe-eau thermodynamique au propane, d'expliquer le choix du propane comme fluide frigorigène, de comparer expérimentalement différentes configurations de machines en tentant de réduire la charge en fluide frigorigène à la valeur seuil de 150 g et enfin, de présenter un modèle numérique qui permettra de dégager des pistes d'études complémentaires.

2. COMPARAISON DES PROPRIETES THERMOPHYSIQUES DES FLUIDES

Quelques caractéristiques thermophysiques des principaux hydrocarbures et de l'hydrochlorofluorocarbure (HCFC) R22 et de l'hydrofluorocarbure R134a sont présentées dans le tableau 2. Les hydrocarbures sont des molécules plus simples et donc avec une masse molaire plus faible. Le propane (R290) et le propylène (R1270) ont une température critique proche de celles du R22 et du R134a. Les chaleurs latentes de changement d'état des hydrocarbures sont les plus élevées. L'hydrocarbure choisi d'après ses caractéristiques est le propane. Le propane est un alcane linéaire de formule chimique C₃H₈. Sa référence en tant que fluide frigorigène est le R290. Il est classé A3, soit fortement inflammable et non toxique d'après l'EN 378 et la norme ISO817 harmonisées [3], l'ASHRAE (American Society of Heating Refrigeration and Air-conditioning Engineers) suit cette classification dans son Standard 34. Cette organisation est également en charge de l'enregistrement et de la nomenclature (R290) [4].

Les figures 2 et 3 présentent les évolutions en fonction de la température des masses volumiques en phases liquide et vapeur à saturation, du propane et du R134a. La masse volumique plus faible du propane indique que la charge en ligne liquide (après le condenseur) sera plus faible. Cette caractéristique est un atout pour la démarche de réduction de charge dans la machine. En phase vapeur, moins de masse de fluide sera aspirée pour le même volume balayé au compresseur. Cependant, comme la chaleur latente de vaporisation est plus importante pour le propane (tableau 2), les capacités frigorifiques volumiques, définies comme étant les produits des chaleurs latentes de vaporisation par les masses volumiques, sont proches pour le propane et le R134a (figure 4). Les mêmes compresseurs peuvent donc être utilisés, avec l'avantage d'une capacité

frigorigène légèrement améliorée pour le propane. De plus, ce fluide étant moins visqueux en phases liquide et vapeur (tableau 2), on peut s'attendre à de plus faibles pertes de charge et globalement, à une légère hausse des performances de la machine.

Tableau 2. Caractéristiques physico-chimiques d'hydrocarbures, du R22 et du R134a

	HC			HCFC	HFC
	R600a	R290	R1270	R22	R134a
GWP (kg_{CO2})	3			1810	1430
Masse molaire (g.mol⁻¹)	58,12	44,09	42,08	86,46	102,03
Température critique (°C)	134,98	96,6	92,42	96,15	100,95
Pression critique (bar)	36,4	42,5	46,65	49,7	40,6
Viscosité dynamique liquide à 50 °C (kg.m⁻¹.s⁻¹)	11.10 ⁻⁵	7.10 ⁻⁵	8.10 ⁻⁵	13.10 ⁻⁵	14.10 ⁻⁵
Viscosité dynamique vapeur à 0 °C (kg.m⁻¹.s⁻¹)	7.10 ⁻⁷	8.10 ⁻⁷	8.10 ⁻⁷	12.10 ⁻⁷	11.10 ⁻⁷
Chaleur latente de vaporisation à 50°C (kJ.kg⁻¹)	289,5	284,3	278,4	154,1	151,8
Chaleur latente de vaporisation à -11°C (kJ.kg⁻¹)	365,3	389,5	393,9	213,7	206,7

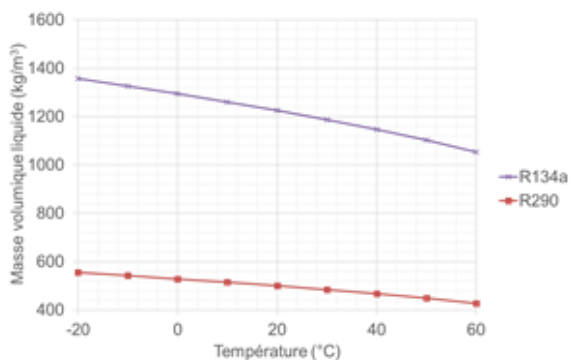


Fig. 2. Evolution de la masse volumique en liquide à saturation

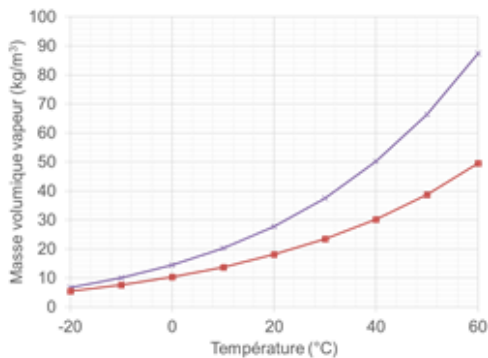


Fig. 3. Evolution de la masse volumique en vapeur à saturation

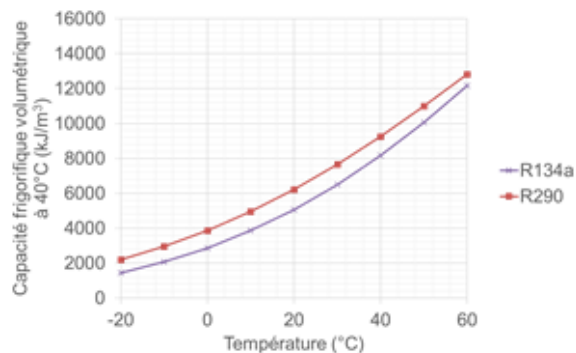


Fig. 4. Evolution de la capacité frigorigène volumétrique en fonction de la température d'évaporation

Le propane s'avère donc un choix intéressant sur des critères de performance énergétique et d'impact environnemental. Le risque lié à son inflammabilité devra être limitée par une charge réduite au minimum, si possible inférieure à 150 g, pour s'affranchir des contraintes définies par la norme EN 378-1 [2].

3. ETUDE EXPERIMENTALE

3.1 CONDITIONS EXPERIMENTALES

Les essais expérimentaux se sont déroulés dans deux cellules climatiques adjacentes du laboratoire du Pôle Cristal à Dinan. Ces équipements expérimentaux assurent un contrôle des ambiances en température et en humidité, des débits et des températures des flux d'air et d'eau alimentant le chauffe-eau thermodynamique. Une première cellule climatise l'air qui est aspiré et soufflé à travers la batterie du chauffe-eau. Le chauffe-eau est placé dans une deuxième cellule à ambiance contrôlée. Les caractéristiques du compresseur et de l'évaporateur communs à tous les essais sont données dans les tableaux 3 et 4.

Tableau 3. Caractéristiques du compresseur

Type	Compresseur rotatif
Volume balayé (cm ³ tour ⁻¹)	8,9
Type d'huile	Minérale (NM100PM)
Quantité d'huile (cm ³)	250
Solubilité (%)	10 %

Tableau 4. Caractéristiques de l'évaporateur

Type	Batterie à ailettes
Volume (cm ³)	119
Matériau des tubes	cuiivre
Longueur des tubes (mm)	350
Diamètre extérieur (mm)	5
Diamètre intérieur (mm)	3
Espacement entre tubes selon la hauteur (mm)	19,05
Espacement entre tubes selon la profondeur (mm)	12,7
Nombre de rangées de tubes	3
Nombre de tubes	48

La figure 5 montre les trois types de condenseurs testés :

- Tube en forme de D enroulé
- Roll-bond avec une face plate
- Microcanaux

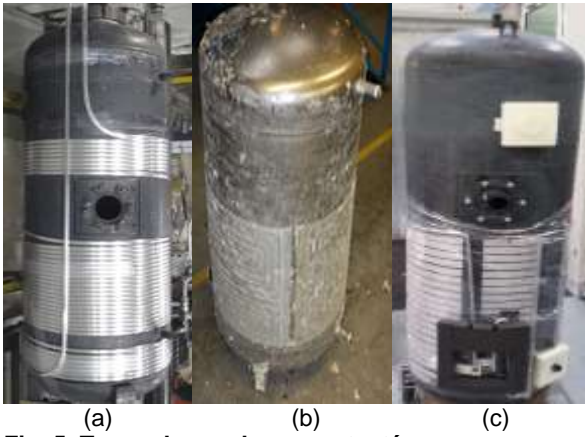


Fig. 5. Types de condenseurs testés

Les capteurs de mesure mis en place et les incertitudes associées sont présentés dans le tableau 5. La température d'entrée d'air est contrôlée à $7\text{ °C} \pm 1\text{ K}$ sur toute la durée de l'essai. L'humidité relative est fixée à 93 %, soit une température humide de 6 °C . Les essais consistent à chauffer le ballon de 10 à 53 °C . La température de l'eau du ballon est mesurée dans le doigt de gant qui accueille la sonde de régulation.

Tableau 5. Capteurs et incertitudes de mesure

Nom du capteur	Capteur utilisé	Précision du capteur
T entrée air	PT100	$\pm 0,1\text{ K}$
HR entrée air	Hygromètre capacitif	$\pm 1\%$
Puissance électrique \dot{W}	Wattmètre	$\pm 2\%$
T doigt de gant régulation	Thermocouple type K	$\pm 1\text{ K}$

Plusieurs essais de chauffe ont été menés avec différentes quantités de charge en fluide frigorigène. L'énergie de chauffage est calculée par l'équation (2) sur la plage de température moyenne de l'essai de chauffe. Sur cette même plage de température, l'énergie électrique absorbée est comptabilisée par la somme du produit du pas de temps par la puissance électrique totale du chauffe-eau qui comprend les puissances du compresseur, du ventilateur et du système de régulation (équation (3)). Le COP ainsi calculé par l'équation (4), appelé « COP lancé », correspond à la performance moyenne du chauffe-eau en excluant les conditions les plus favorables en début de chauffe et les plus défavorables en fin de chauffe.

$$E_{chauffage} = \rho \cdot V_t \cdot Cp \cdot (38 - 28) \quad (2)$$

$$E_{électrique\ absorbée} = \sum_{T=28\text{°C}}^{T=38\text{°C}} \dot{W} \cdot \Delta t \quad (3)$$

$$COP_{lancé} = \frac{E_{chauffage}}{E_{électrique\ absorbée}} \quad (4)$$

3.2 RESULTATS D'ESSAIS

Les résultats d'essais sont présentés sur les figures 6 et 7. Le meilleur COP est obtenu avec un échangeur microcanaux mais pour une charge égale à 300 g . Cette valeur de charge est très importante et largement supérieure au critère de 150 g . Une charge encore plus importante n'a pas été testée. Le temps de chauffe minimal serait aussi obtenu par le condenseur à microcanaux si l'interpolation polynomiale était prolongée pour des charges plus importantes. Comme l'indique le

tableau 6, une grande part du volume interne se situe dans les distributeurs ou collecteurs permettant de récolter le fluide frigorigène après la condensation.

Le condenseur roll-bond dispose d'une grande surface d'échange malgré un volume interne limité. La surface d'échange calculée comprend également des zones de l'échangeur qui ne contiennent pas de fluide frigorigène mais qui transfèrent la chaleur par conduction à la manière d'une ailette dans l'aluminium de l'échangeur puis à travers la cuve et par convection à l'eau du ballon.

Un COP maximal de $3,17$ et un temps de chauffe inférieur à 7 h seraient obtenus pour l'échangeur roll-bond avec une charge de 224 g d'après l'interpolation polynomiale. Avec cette charge, la surface au sol minimale de la pièce dans laquelle serait placé l'équipement serait de 57 m^2 d'après l'équation (1) de la norme EN378-1.

Avec une charge de 150 g , le chauffe-eau équipé d'un condenseur roll-bond présente des performances plus faibles mais néanmoins acceptables avec un COP lancé de $2,76$ et un temps de chauffe de 9 h et 7 min .

Un autre enseignement de cette campagne d'essais est le suivant. Plus on charge le condenseur, plus la zone de sous-refroidissement est haute dans le condenseur, plus la zone accueillant la condensation, avec des coefficients d'échange plus importants, se situe proche de la sonde de régulation et plus le temps de chauffe est faible. Cependant, plus de charge correspond à une stratification plus importante du ballon et une plus faible quantité totale de chaleur dans le ballon.

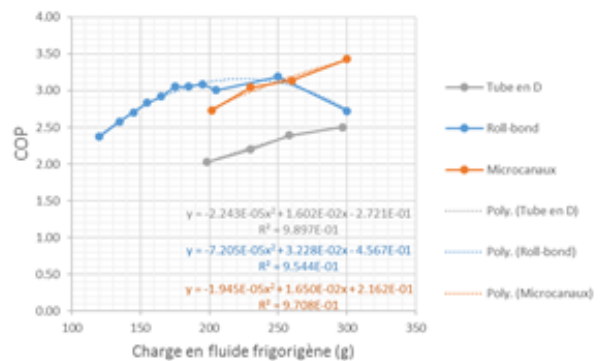


Fig. 6. COP lancé en fonction de la charge en fluide frigorigène pour les trois types de condenseur

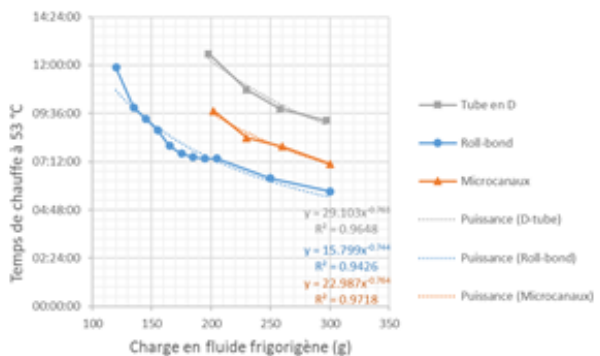


Fig. 7. Temps de chauffe en fonction de la charge en fluide frigorigène pour les trois types de condenseur

Tableau 6. Dimensions des condenseurs

Type de condenseur	Section interne des canaux (cm ²)	Surface d'échange (m ²)	Volume interne (cm ³)	Volume de la ligne liquide (cm ³)
Tube en D	0,465	0.24	730	92
Roll-bond	0,08	0.66	223	62
Microcanaux	0,0036	0.784	441	118

4. ETUDE SIMULEE

Afin de compléter l'étude expérimentale comparative, un modèle numérique a été développé pour de futures simulations prospectives.

4.1 MODELE NUMERIQUE

Plusieurs modèles numériques sont disponibles dans la littérature. Les modèles CFD (computational fluid dynamics) consistent à résoudre les équations de Navier-Stokes dans un volume discrétisé. L'approche est ainsi plus réaliste mais la finesse de la modélisation entraîne une augmentation des puissances de calcul nécessaires à la résolution des équations [5]. Les modèles zonaux permettent de simplifier le calcul en discrétisant le système en volumes dans le sens de la hauteur du ballon et dans le sens radial [6]. De bons résultats sont aussi obtenus grâce aux modèles multicouches du même type que celui de TRNSYS [7] pour des temps de modélisation et de calcul plus faibles. Le choix du modèle numérique s'est porté sur celui d'un modèle à 16 couches (figure 8). Le logiciel de modélisation-simulation est EES (Engineering Equation Solver) [8]. Ce logiciel dispose de bibliothèques de fonctions pour le calcul d'échangeurs utilisés pour l'évaporateur. Le modèle de compresseur se sert des équations polynomiales fournies par le fabricant du compresseur.

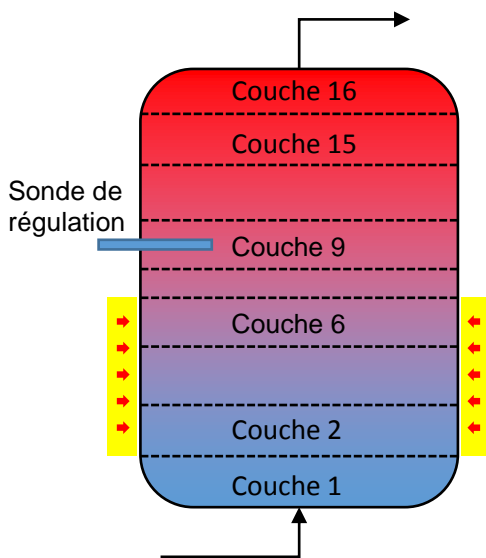


Fig. 8. Schéma du modèle de ballon

Les équations principales mises en jeu sont décrites dans la thèse de Blandin [9] (équations (5) et (6)). Elles utilisent le concept de diffusivité effective qui associe la diffusivité thermique α et la diffusivité turbulente massique ε_H . La diffusivité turbulente apparaît lorsqu'une couche inférieure est à une température plus élevée qu'une couche supérieure. Cette notion permet de considérer les forces d'Archimède qui s'appliquent dans ce cas. Avec une

diffusivité turbulente de l'ordre de 10000 m².s⁻¹, les couches les plus chaudes vont diffuser en partie haute du ballon.

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} = \alpha \varepsilon_{eff} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{UP}{A_c \rho C_p} (T_{air} - T) + \frac{\dot{Q}}{\rho V C_p} \quad (5)$$

$$\varepsilon_{eff} = \frac{\alpha + \varepsilon_H}{\alpha} \quad (6)$$

4.1 CONDITIONS DE SIMULATION

La simulation concerne une chauffe du ballon de 10 à 53 °C par une puissance calorifique uniformément apportée aux couches 2 à 6. La sonde de régulation se situe dans la couche 9. Les pertes du ballon vers l'ambiance sont calculées avec un coefficient de transfert UA égal à 2,55 W.K⁻¹.

4.3 RESULTATS DE SIMULATION

Les conditions de simulation sont celles d'un chauffe-eau optimisé. Un prototype a été réalisé par le Pôle Cristal et testé en chambre climatique dans les mêmes conditions que celles de la partie 3. Après diminution du diamètre des conduites, notamment dans la batterie à air et un réarrangement du circuit du condenseur roll-bond, une charge de 150 g a permis d'obtenir de meilleurs résultats.

À partir de 2 heures de fonctionnement, la figure 9 montre une bonne concordance du COP chaud entre les résultats de mesure et les résultats de simulation. Avant cela, une phase transitoire est observée en expérimental. En effet, au démarrage de l'installation, tout le système est à une température de 7 °C. Une certaine inertie est donc observée. Les valeurs des puissances ne sont pas tout à fait concordantes du fait de ce comportement dynamique.

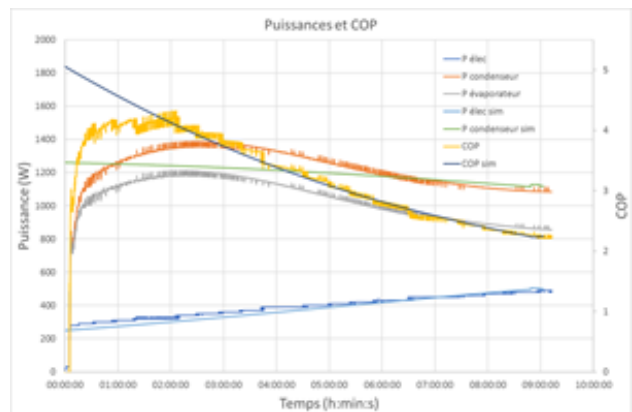


Fig. 9. Evolution des puissances et du COP lors de la chauffe

Les températures expérimentales et simulées à l'intérieur du ballon sont observées sur la figure 10. Une canne de mesure des températures a été mise en place lors des essais. Les températures sont très proches jusqu'à 6 h de fonctionnement. Après ce moment, les températures simulées progressent plus rapidement que les températures expérimentales. Les pertes de chaleur du système frigorifique, au compresseur et au condenseur, qui augmentent également au fur et à mesure que le ballon chauffe, sont probablement sous-estimées dans la simulation. Une amélioration du modèle numérique est envisagée dans de futurs travaux.

Le tableau 7 détaille les performances expérimentales et simulées de ce chauffe-eau optimisé ainsi que les écarts observés. Les valeurs de COP sont effectivement très proches sur l'intervalle entre 28 et 38 °C et sur l'ensemble de la simulation. En revanche, le temps de chauffe présente un écart de plus de 44 minutes.

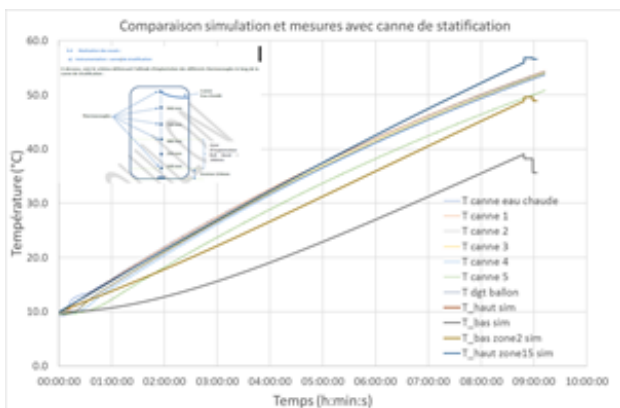


Fig. 10. Evolution des températures expérimentales et simulées lors de la chauffe

Tableau 7. Comparaison des résultats expérimentaux et numériques lors d'une chauffe avec un système optimisé

Résultat	Expérimental	Simulation	Ecart relatif
Energie produite totale (kWh)	11,19	10,58	-5,5%
Energie absorbée totale (kWh)	3,59	3,27	-9,0%
COP moyen chauffe	3,12	3,23	3,8%
Temps de chauffe à 53 °C	08:53:25	08:09:10	-8,3%
Energie produite 28-38 (kWh)	2,63	2,31	-12,4%
Energie absorbée 28-38 (kWh)	0,78	0,69	-12,0%
COP lancé 28-38	3,35	3,34	-0,4%

5. CONCLUSION

Dans le contexte actuel de réduction des émissions de gaz à effet de serre par l'utilisation des fluides frigorigènes, les chauffe-eau thermodynamiques au propane sont des pistes intéressantes. Une charge de 150 g, limite autorisée sans restriction par la norme EN 378-1, peut suffire dans le circuit frigorifique d'un chauffe-eau de 200 l.

D'après les résultats des essais comparatifs réalisés au Pôle Cristal, la configuration de machine avec un échangeur roll-bond semble être la plus appropriée dans l'état actuel des équipements disponibles sur le marché.

L'échangeur à microcanaux nécessite de nouveaux développements pour minimiser son volume interne.

Les résultats de simulation montrent un comportement proche de celui d'une machine réelle. Les résultats de calcul de COP sont intéressants et doivent aider à dégager des tendances dans des études prospectives avec modifications de données d'entrée ou de paramètres. Cependant, le bon résultat de COP cache une compensation des erreurs numériques sur les calculs des puissances. De plus, ces erreurs ne sont pas corrigées pour le calcul du temps de chauffe. Dans de futurs travaux, une prise en compte du comportement dynamique du système et une meilleure évaluation des pertes de chaleur au compresseur et au condenseur pourra permettre de corriger ces faiblesses du modèle.

REMERCIEMENTS

Les auteurs souhaitent remercier GFC Industries et le Pôle Cristal, centre technique froid et climatisation.

REFERENCES

- [1] Règlement (UE) n ° 517/2014 du Parlement européen et du Conseil du 16 avril 2014 relatif aux gaz à effet de serre fluorés et abrogeant le règlement (CE) n ° 842/2006 Texte présentant de l'intérêt pour l'EEE, 2014.
- [2] European Commission. EN 378-1-2008: Refrigerating systems and heat pumps - Safety and environmental requirements - Part 1: Basic requirements, definitions, classification and selection criteria, 2008.
- [3] Norme ISO817 : Fluides frigorigènes — Désignation et classification de sécurité, 2014.
- [4] ASHRAE 34. Safety Standard for Refrigeration Systems and Designation and Classification of Refrigerants (ANSI Approved). American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2016.
- [5] Shah LJ, Furbo S. Correlation of experimental and theoretical heat transfer in mantle tanks used in low flow sdhw systems. Solar Energy 64, 1998, pp. 245-256.
- [6] Kenjo L, Caccavelli D, Inard C. A model of a low flow solar domestic hot water system. Building Simulation, 2003, pp. 635-640.
- [7] Klein SA et al. TRNSYS 17: A transient system simulation program, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison, USA; 2010.
- [8] Klein SA, Alvarado FL. EES – Engineering Equation Solver, F-Chart software, Wisconsin, USA; 2000.
- [9] Blandin D. Modélisation et validation expérimentale de nouveaux concepts de ballons solaires à forte stratification. Thèse de doctorat, CETHIL (Centre de Thermique de Lyon, UMR 5008) et CSTB, Sophia-Antipolis, 2010.

ETUDE THERMODYNAMIQUE D'UN STIRLING DUPLEX

Georges HEYIHIN ^{a,*}, Christophe AWANTO ^a, Malahimi ANJORIN ^a, Aristide HOUNGAN ^a,
François LANZETTA ^b

^a Laboratoire d'Energétique et de Mécanique Appliquée (LEMA), Université d'Abomey-Calavi (UAC)-Bénin

^b FEMTO-ST, Univ. Bourgogne Franche-Comté, CNRS Département Energie, Belfort, France

RÉSUMÉ

Le concept du Stirling Duplex dans lequel un moteur Stirling entraîne un Stirling pompe à chaleur présente de nombreux avantages tant sur le plan énergétique que celui environnemental. Cette machine est essentiellement composée de trois éléments mobiles, un piston de travail et deux déplaceurs, dans une même enceinte, avec deux circuits de fluide de travail non polluant, dans les deux parties, moteur et réfrigérateur. La compatibilité de la machine Stirling à tout type d'énergie thermique en tant que machine à apport de chaleur externe contribue à des intérêts industriels et dans la recherche scientifique. Dans ce document, il est présenté une étude d'estimation de la puissance thermique à fournir et la quantité de froid produite pour des températures de fonctionnement données.

Mots Clés : Stirling Duplex, modèle isotherme, moteur, refroidisseur

NOMENCLATURE

Symboles :

Lettres latines :

V	volume, m ³
V _{sw}	volume balayé, m ³
T	température, K
m	masse, kg
p	pression, MPa
P	puissance, W
W	travail échangé, J
Q	chaleur échangée, J
COP	coefficient de performance

Lettres grecques :

φ	angle de position, rad
α	angle de déphasage, rad

Indices / Exposants :

i	interne
M	moteur
F	refroidisseur
H	pompe à chaleur
e	détente
c	compression
i	interne
k	échangeur-refroidisseur
h	échangeur-réchauffeur
r	régénérateur

1. INTRODUCTION

Les besoins sans cesse croissants en énergie et les problèmes environnementaux qui en découlent ont intensifié les recherches sur les énergies renouvelables et les nouveaux moteurs moins polluants et limitant la production de gaz à effet de serre. Le fonctionnement des machines Stirling est en accord avec l'utilisation efficiente de l'énergie et la protection de l'environnement, et par conséquent elles sont devenues de principaux axes de récentes recherches scientifiques et industrielles. De nombreux instituts scientifiques ou compagnies commerciales ont investi pour contribuer au développement des machines Stirling ([1]–[5]). Le moteur Stirling fut inventé par Robert Stirling en Septembre 1876, et était utilisé pour entraîner des wagons dans les mines de charbon et comme système de pompage d'eau dans les mines de charbon [6].

En raison du manque de matériaux et du coût élevé, supérieur à ceux de ses concurrents, le moteur Stirling n'a pas eu beaucoup de succès industriels. Mais la raréfaction des énergies fossiles et le recours aux énergies renouvelables ont permis de relancer les recherches autour des machines Stirling. Le moteur Stirling est un système de conversion d'énergie à haut rendement, simple, silencieux et très fiable, non polluant, et nécessitant peu de maintenance [7]. Sa compatibilité à tout type d'énergie thermique en tant que machine à apport de chaleur externe (combustion, valorisation de rejets industriels, soleil) contribue à des intérêts scientifique et industriel. La réversibilité du cycle Stirling est utilisée pour la génération du froid. Entraînée par un moteur, la machine devient une machine frigorifique ou une pompe à chaleur. La machine Duplex, utilisée comme pompe à chaleur ou refroidisseur, est essentiellement constituée de deux

machines Stirling à pistons libres partageant un piston commun et un volume sous-pression. Lorsque la quantité de chaleur à haute température est fournie au réchauffeur, la partie « moteur », produit de l'énergie mécanique qui est utilisée par la pompe à chaleur pour extraire de la chaleur de la source froide vers le puits chaud [7].

Le marché du froid domestique et du conditionnement d'air est actuellement dominé par les machines frigorifiques à compression de fluide frigorigène contenant des chlorofluorocarbones (CFC) qui représentent des destructeurs de la couche d'ozone[8]. En effet, les CFC libérés dans l'atmosphère ont un important pouvoir de transformations chimiques de la couche d'ozone, protectrice de la terre contre les rayons ultra-violet. Le Stirling refroidisseur serait donc une solution environnementale contre l'utilisation des machines à compression de gaz réfrigérants chlorés. L'utilisation du Stirling Duplex permettra de résoudre simultanément deux problèmes du siècle :

- Solution énergétique : l'utilisation des énergies renouvelables telles que le solaire, les biomasses, etc., comme énergie thermique en entrée du moteur, au détriment des énergies fossiles;

- Protection de l'environnement : la diminution des réfrigérants destructeurs de la couche d'ozone.

Dans ce article, les caractéristiques de fonctionnement du Stirling Duplex telles que le volume, la pression, les chaleurs et travaux sont estimés. Les COP du Stirling Duplex tel une pompe à chaleur ou une machine frigorifique sont étudiés.

2. DESCRIPTION DU STIRLING DUPLEX

2.1. PRESENTATION DE LA MACHINE

La machine Stirling Duplex est le type de machine à cycles combinés dont le cycle Stirling moteur et entraîne le cycle Stirling inverse. Ce dispositif utilisé comme outil frigorifique est essentiellement composé de deux machines Stirling à pistons libres disposé back-to-back (dos à dos), liées entre elles par un piston commun et partageant un même volume de carter. Un ensemble de déplaceur et piston fonctionnant en moteur, entraîne un autre ensemble, qui à son tour fonctionne en extracteur de chaleur. Dans les deux parties, le déplaceur est entraîné par le différentiel de pression entre les volumes de compression et détente se trouvant de part et d'autre du déplaceur. Chaque section du Stirling Duplex (moteur ou refroidisseur) renferme tous les principaux éléments

d'une machine Stirling tels que le réchauffeur, le régénérateur, le refroidisseur, le déplaceur et le piston.

L'unicité du design vient du fait que les deux machines Stirling possèdent le même piston, résultant de la configuration de trois composants en mouvement (Fig.1). Lorsque la quantité de chaleur à haute température est fournie au réchauffeur, la partie « moteur », produit de l'énergie mécanique qui est utilisée par la pompe à chaleur pour extraire de la chaleur de la source froide vers le puits chaud. Le système issu de ces trois composants est une pompe à chaleur potentiellement efficace, simple et durable, avec, bien sûr, tous les avantages associés aux moteurs Stirling à pistons libres. Le concept du moteur Stirling Duplex à piston libre trouve son origine dans l'histoire des machines thermiques à pistons libres. Les machines Stirling actuelles telles que les réfrigérateurs ou les pompes à chaleur sont construites par la société SUNPOWER, et utilisées partout à travers le monde depuis 1979[7].

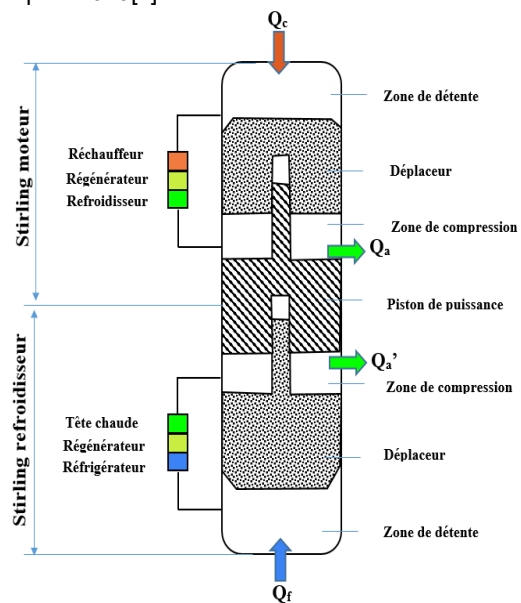


Fig.1 : Représentation de la machine Stirling Duplex

2.2. CYCLE DE FONCTIONNEMENT

Le cycle Stirling idéal est un cycle thermodynamique réversible, comportant deux transformations isothermes et deux transformations isochores. Les deux parties du Stirling Duplex fonctionnant avec des fluides de travail séparés, le cycle décrit par la machine Stirling Duplex est double : le cycle moteur et le cycle refroidisseur (Fig.2).

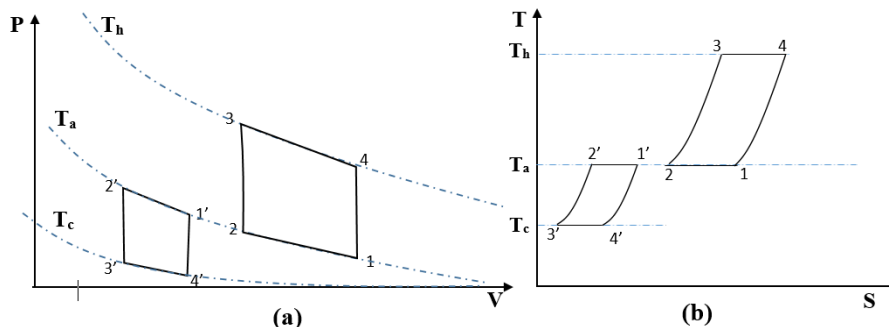


Fig.2 : Cycle de fonctionnement de la machine Stirling Duplex

- **Compression isotherme** (moteur :1-2 ; refroidisseur :1'-2') : Durant ce processus, le piston de puissance se déplace, réduisant ainsi le volume de la zone de compression, alors que le déplaceur reste stationnaire. Le fluide de travail est donc comprimé dans la zone de compression et la pression augmente. La température intermédiaire est maintenue constante du fait de l'échange de chaleur à travers l'échangeur de chaleur (le puits chaud). Au niveau du refroidisseur, du travail est reçu.

- **Chauffage isochore** (moteur : 2-3 ; refroidisseur : 2'-3') : les deux pistons se meuvent dans le même sens, maintenant le volume inter-piston constant. Le fluide de travail est donc transvasé de la zone de compression vers celle de détente à travers le régénérateur. Au niveau du moteur, la température du fluide augmente par absorption de chaleur au niveau de régénérateur, augmentant aussi la pression. Au niveau du refroidisseur, la température du fluide diminue par perte de chaleur.

- **Détente isotherme** (moteur : 3-4 ; refroidisseur : 3'-4') : dans cette phase, le déplaceur continue de se mouvoir tandis que le piston reste immobile. Comme toute détente, la pression du fluide chute face à la l'augmentation du volume de la chambre de détente. La température reste constante par l'apport de chaleur externe qui compense le refroidissement. Au niveau du moteur, du travail est fourni et au niveau du refroidisseur de la chaleur est absorbée du milieu à refroidir.

- **Refroidissement isochore** : (moteur : 4-1 ; refroidisseur 4'-1'). Durant cette phase, les deux pistons se déplacent simultanément transvasant ainsi le fluide travail de l'espace de détente vers celui de compression à travers le régénérateur, sans variation de volume. Durant ce transfert de fluide, de la chaleur est transférée au régénérateur réduisant ainsi la température du gaz. Au niveau du refroidisseur, la quantité de chaleur est transférée du régénérateur au fluide, permettant alors d'augmenter sa température du fluide.

3. EQUATIONS THERMODYNAMIQUES

Cette partie décrit le modèle idéal isotherme proposé par W. Martini [9] , où chacune des deux parties de la machine est schématisée en cinq compartiments regroupés en trois par uniformité de température(Fig.3).

- Compartiment chaud (C): réchauffeur(h) + zone de détente(e) ;
- Régénérateur (r) ;
- Compartiment froid (F) : refroidisseur (k) + zone de compression (c)

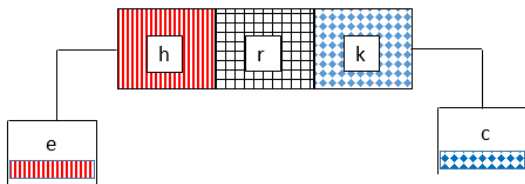


Fig.3 : Schéma de principe du moteur Stirling

Cette étude est basée sur les hypothèses suivantes :

- le fluide de travail est assimilé à un gaz parfait ;
- la pression instantanée est uniforme dans chacune des deux parties de la machine duplex ;
- les parois du réchauffeur et refroidisseurs sont maintenues isothermes ;

- les compressions et détentes sont maintenues isothermes ;
- le régénérateur est supposé parfait.

3.1. MASSE ET PRESSION MOYENNE DU GAZ

Les deux sections de la machine Duplex sont à fluides séparés et fonctionnent individuellement suivant le cycle Stirling. La masse de fluide de travail dans chaque section est la somme des masses des cinq compartiments constituant la section.

$$m = m_c + m_k + m_r + m_h + m_e \quad (1)$$

En utilisant l'équation de Clapeyron $pV=mrT$ appliquée aux espaces isothermes, chambre de compression +échangeur refroidisseur, chambre de détente + échangeur réchauffeur, la pression moyenne dans le moteur Stirling, est donnée par [10].

$$p = \frac{mr}{\frac{V_c + V_k}{T_c} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h + V_e}{T_f}} \quad (2)$$

Les puissances mécaniques absorbée dans la section-moteur, et transmise dans la section-refroidisseur par le piston de puissance sont données l'équation(3) [7]: Ces puissances sont fonction de la phase (α) du mouvement du déplaceur par rapport au mouvement du piston de puissance.

$$\begin{aligned} P_m &= p_m A X \pi f \sin \alpha_M \\ P_f &= p_f A X \pi f \sin \alpha_F \end{aligned} \quad (3)$$

Comme toute machine à cycles combinés, le travail indiqué en sortie de la section-moteur est égal à celui de la pompe à chaleur [11] Cela permet d'écrire la relation suivante, entre les pressions moyennes dans le Stirling-moteur et le Stirling refroidisseur:

$$P_f = P_m \frac{\sin \alpha_M}{\sin \alpha_F} \quad (4)$$

3.2. TEMPERATURE DU REGENERATEUR

La température du fluide de travail dans le régénérateur est dépendante des températures du réchauffeur(T_h) et du refroidisseur (T_k), elle s'exprime par [12]:

$$T_r = \frac{T_h - T_k}{\ln\left(\frac{T_h}{T_k}\right)} \quad (5)$$

3.3. VARIATIONS DES VOLUMES

La machine Duplex est similaire à une combinaison de deux (2) machines Stirling de type beta associées « dos à dos » ; les paramètres géométriques de chaque section du Duplex sont donc ceux du Stirling beta. Les volumes des chambres de compression et de détente en fonction du mouvement harmonique du piston, sont donnés par les formules suivantes [13] :

$$V_c = \frac{V_{swe}}{2} (1 - \cos \varphi) + \frac{V_{swc}}{2} (1 - \cos(\varphi - \alpha)) \quad (6)$$

$$V_e = \frac{V_{swe}}{2} (1 - \cos \varphi)$$

Le volume total de chaque section est la somme des volumes des compartiments le constituant.

$$V_T = V_c + V_k + V_e + V_h + V_r \quad (7)$$

3.4. QUANTITE DE CHALEURS ET TRAVAUX ECHANGES

Le différentiel des travaux fourni ou reçu dans chaque compartiment de la machine est exprimé en fonction de la pression et de la variation du volume du compartiment :

$$\begin{aligned} dW_c &= pdV_c \\ dW_e &= pdV_e \end{aligned} \quad (8)$$

Le travail en sortie du moteur ou du refroidisseur Stirling est la somme des travaux de compression et de détente de la machine.

$$W = W_e + W_c \quad (9)$$

3.5. COEFFICIENTS DE PERFORMANCE

Deux coefficients de performance peuvent être considérés pour la machine Stirling Duplex : il s'agit du COP_H lorsqu'elle est utilisée comme pompe à chaleur, et le COP comme une machine frigorifique.

$$\begin{aligned} COP_H &= \frac{W_{cm} + W_{cf}}{W_e} \\ COP &= \frac{W_{ef}}{W_{em}} \end{aligned} \quad (10)$$

4. SIMULATION , RESULTATS ET DISCUSSION

Le modèle isotherme du Stirling Duplex est analysé et simulé pour évaluer ses performances et paramètres de fonctionnement. Les paramètres de base et conditions de simulation sont présentés dans le Tableau 1. Les dimensions géométriques sont celles d'un moteur Stirling utilisées par A. Asnaghy et al dans leurs travaux en 2012 [12].

Tableau 1 : paramètres de base du Stirling Duplex

Volume balayé dans l'espace de détente	160 cm ³
Volume balayé dans l'espace de compression	160 cm ³
Volume mort dans l'espace de compression	30 cm ³
Volume mort dans l'espace de détente	30 cm ³
Volume du régénérateur du refroidisseur	30 cm ³
Température du fluide à la source chaude	600 K
Température du fluide à la source froide (intermédiaire)	300 K
Angle de déphasage entre les déplaceurs	$\pi/4$ rad

4.1. PARAMETRES DE LA MACHINE STIRLING DUPLEX

La Fig.4 présente le diagramme de Clapeyron P-V de la machine Duplex. Les deux courbes obtenues permettent de déterminer les travaux nets fourni et reçu après un cycle de fonctionnement. Ces travaux, représentés numériquement par les aires courbes dans le diagramme P-V, sont appelés travaux indiqués de la machine. Le tableau 2 présente les caractéristiques et performances de la machine Stirling pour un cycle de fonctionnement.

Les travaux indiqués obtenus sont égaux : le travail fourni par le moteur est donc égal à celui reçu par le refroidisseur Stirling.

Tableau 2. Caractéristiques et performances de la machine

Fluide de travail	Hélium
Pression moyenne (MPa)	Moteur : 5,0 Refroidisseur : 7,5
Travaux indiqués (J)	194,1
Energie frigorifique (J)	199,2
Quantité de chaleur fournie (J)	597,2
COP (machine frigorifique)	0,5
COP _H (pompe à chaleur)	1,5

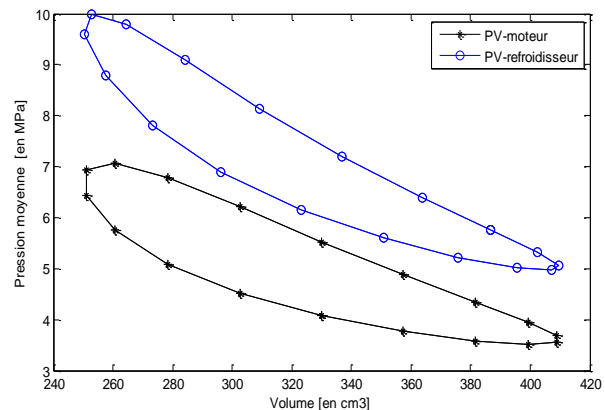


Fig.4 : Diagramme Pression-Volume (PV)

4.1.1. Variation des volumes

Les Fig.5 et Fig.6 présentent les variations de volumes respectivement les sections moteur-Stirling et refroidisseur-Stirling. La variation du volume total de chaque section Stirling dépend quasiment de la variation du volume de l'espace de compression. Ceci s'explique par la forme de la machine Duplex composée de deux Stirling beta où le volume instantané de l'espace de compression est la somme des volumes « balayés » par le déplaceur d'une part et par le piston de puissance d'autre part.

Au niveau des Fig.7 et Fig.8 illustrant les volumes dans respectivement les espaces de compression et de détente, les variations des volumes de compression sont en phase tandis que celles des volumes de détente sont déphasées de $\Delta\theta = \pi/4$; ceci est la différence des phases des déplaceurs par rapport au piston [7]

4.1.2. Variation des pressions moyennes

La Fig.9 présente la variation des pressions moyennes dans les deux sections de la machine. Les pressions ont la même allure du fait qu'elles soient liées par l'évolution périodique en phase du gaz dans les deux sections (éq(4)).

4.1.3. Bilan thermique et COP

La machine Stirling Duplex peut être utilisée comme, une machine frigorifique ou une pompe à chaleur. La Fig.10 montre les variations des quantités de chaleurs, fournie en entrée de la machine, produite comme pompe à chaleur et extraite comme machine frigorifique. Il ressort que le Stirling Duplex est plus performant en tant que pompe à chaleur qu'en tant que machine frigorifique. Le **Erreur ! Source du renvoi introuvable.**, présente ainsi les différents COP de la machine Duplex.

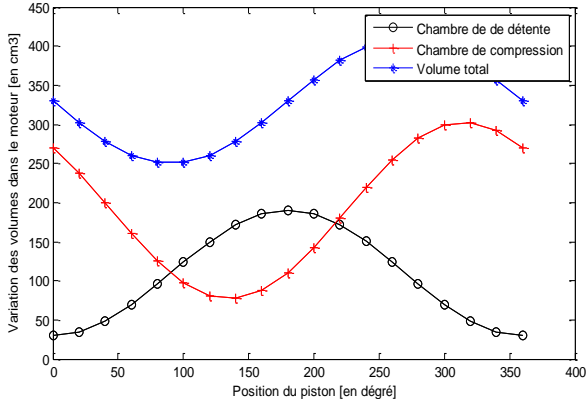


Fig.5 : Variation des volumes dans le moteur

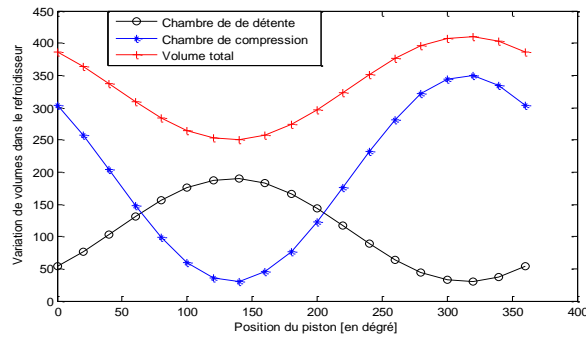


Fig.6 : Variation des volumes dans le refroidisseur

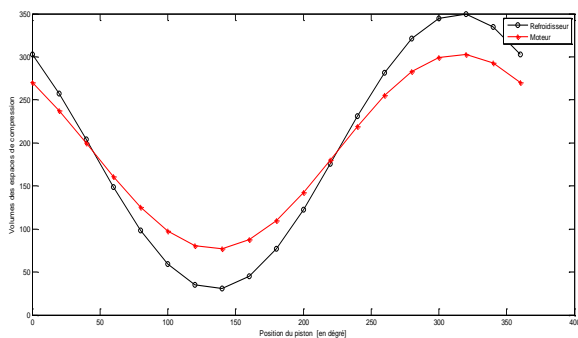


Fig.7 : variation des volumes dans les espaces de compression

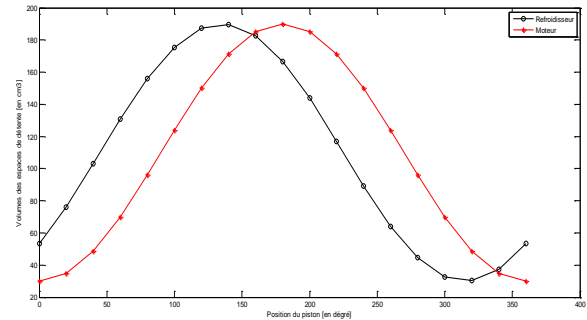


Fig.8 : variation des volumes dans les espaces de détente

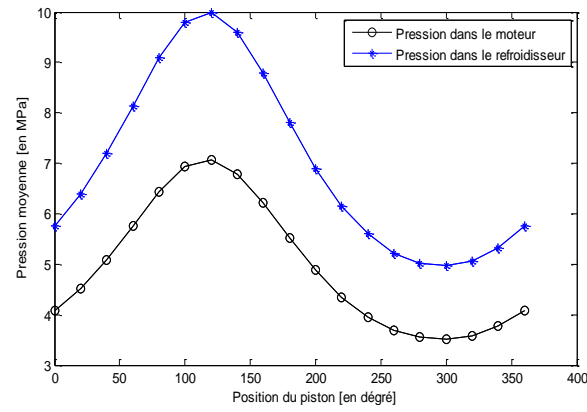


Fig.9 : Variation de la pression moyenne dans le moteur et dans refroidisseur

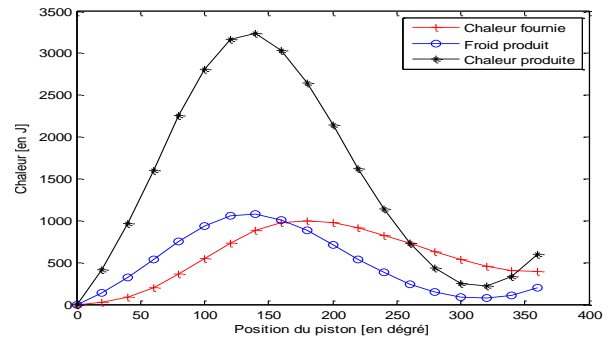


Fig.10 : Variation des quantités de chaleur échangées et reçues

4.2. VARIATION DES COP EN FONCTION DES TEMPERATURES

Les COP frigorifique et thermique sont déterminés pour différentes températures du fluide de travail, au niveau de l'échangeur de la source chaude d'une part (Fig.11) et au niveau de l'échangeur de température intermédiaire (puits chaud) (Fig.12). Il ressort de ces évolutions que la machine Stirling Duplex est moins performante pour une haute température élevée de source chaude, et plus performante lorsque la température intermédiaire augmente.

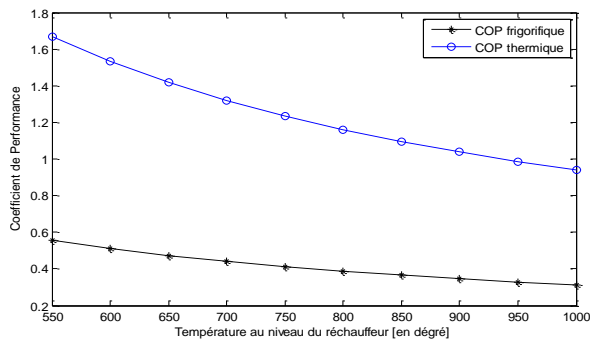


Fig.11 : Evolution des COP en fonction de la haute température des source chaude pour une température intermédiaire de $T_c = 300$ K

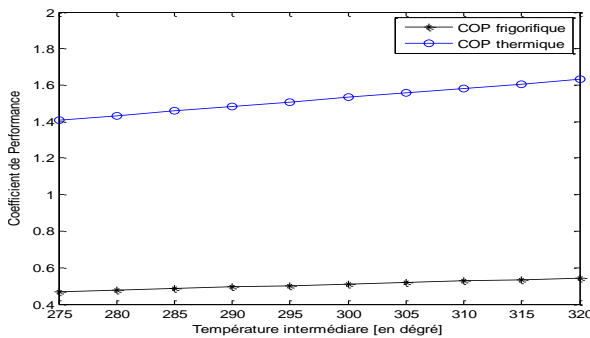


Fig.12 : Evolution des COP en fonction de la température intermédiaire pour une haute température de $T_h = 600$ K

5. CONCLUSION

Dans cette étude, plusieurs paramètres de la machine Stirling Duplex sont abordés. Le fluide de travail considéré est de l'hélium pour ses caractéristiques thermiques (forte capacité de transmission de la chaleur) et chimiques (stabilité) [12]. Le modèle isotherme utilisé est basé sur les travaux de W. Martini [9] et de L. Penswick [7], a permis de mettre en exergue ces paramètres étudiés, tels que les pressions moyennes dans les deux sections de la machine, les différents volumes en fonction de la position du piston de puissance, les quantités de chaleurs et travaux fournis et reçus, les coefficients de performance de la machine utilisée comme machine frigorifique et comme pompe à chaleur.

REMERCIEMENTS

Nous remercions tous les participants au Colloque International Francophone d'Energétique et Mécanique, et espérons que vous apprécierez votre séjour au Bénin.

REFERENCES

- [1] G. Walker, R. Fauvel, S. Srinivasan, R. Gustafson, and J. Van Benthem, "Future coal-burning Stirling engines," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part Power Process Eng.*, vol. 197, no. 1, pp. 37–44, 1983.
- [2] C. M. Hargreaves, *The Philips Stirling engine*. Amsterdam; New York: New York, NY, U.S.A: Elsevier; Distributors for the U.S. and Canada, Elsevier Science Pub. Co, 1991.
- [3] G. Walker, M. Weiss, R. Fauvel, and G. Reader, "Microcomputer simulation of Stirling cryocoolers," *Cryogenics*, vol. 29, no. 8, pp. 846–849, 1989.
- [4] H. Karabulut, H. S. Yücesu, and C. Çinar, "Nodal analysis of a Stirling engine with concentric piston and displacer," *Renew. Energy*, vol. 31, no. 13, pp. 2188–2197, Oct. 2006.
- [5] D.G. Thombare, S.K. Verma, Technological development in the Stirling cycle engines, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 12, Issue 1, January 2008, pp. 1-38
- [6] W. Beale and D. M. Berchowitz, *Understanding Stirling engines*. Volunteers in Technical Assistance, 1984.
- [7] "Duplex-Stirling-Machines.pdf." .
- [8] "Doc0048-Thermally-Actuated-Duplex-Free-Piston-Stirling-System.pdf." .
- [9] W.R. Martini, *Stirling Design Engine Manual*, University Press of the Pacific, 2004.
- [10] J. Awrejcewicz *et al.*, Eds., *Dynamical systems: control and stability*. Łódź: Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, 2016.
- [11] N. Kagawa, *Regenerative Thermal Machines (Stirling and Vuilleumier Cycle Machines) for Heating and Cooling*, IIF-IIR, 2000.
- [12] A. Asnaghi, S. M. Ladjevardi, P. Saleh Izadkhast, and A. H. Kashani, "Thermodynamics Performance Analysis of Solar Stirling Engines," *ISRN Renew. Energy*, vol. 2012, pp. 1–14, 2012.
- [13] J. A. Araoz Ramos, *Thermodynamic analysis of Stirling engine systems applications for combined heat and power*. Stockholm: Industrial Engineering and Management, KTH Royal Institute of Technology, 2015.

UTILISATION DU R290 ET DU R1234YF DANS UNE THERMOFRIGOPOMPE POUR LA PRODUCTION DE FROID ET LE DESSALEMENT

Ahmadou Tidiane **DIABY**^{a, b, *}, Paul **BYRNE**^a, Patrick **LOULERGUE**^c, Béatrice **BALANNEC**^c,
Anthony **SZYMCZYK**^c, Thierry **MARE**^a, Ousmane **SOW**^b

^a Laboratoire Génie Civil Génie Mécanique - Université de Rennes, France

^b Laboratoire d'Energétique Appliquée, Ecole Supérieure Polytechnique de Dakar, Université Cheikh Anta Diop, Dakar, Sénégal

^c Institut des Sciences Chimiques de Rennes (UMR CNRS 6226), Université de Rennes, France

RÉSUMÉ

La chaleur rejetée au condenseur d'une machine frigorifique peut être valorisée pour chauffer de l'eau de mer. Cette machine est alors une thermofrigopompe car les productions de chaleur et de froid sont utiles. Celle-ci peut fonctionner avec différents fluides frigorigènes aux propriétés thermodynamiques intéressantes tels que le propane (R290) et le HFO-1234yf. La technique de dessalement retenue est l'AGMD (air gap membrane distillation) pour ses températures de fonctionnement compatibles avec la température de condensation des machines frigorifiques classiques. Une étude de simulation réalisée à l'aide du logiciel EES compare les performances de ces fluides frigorigènes. D'après les résultats de simulation d'un système de rafraîchissement de 2 kW environ, ce couplage présente un GOR maximal de 10 pour des températures élevées d'alimentation du fluide chaud. Le GOR diminue lorsque le débit d'eau augmente car la température d'eau chaude diminue. Cependant, à l'inverse, l'EER du réfrigérateur augmente.

Mots Clés : Thermofrigopompe, production de froid, dessalement, R290, R1234yf

NOMENCLATURE

Insérer ici la liste des variables utilisées en précisant leur dénomination et leur unité sur 2 colonnes. Dans la mesure du possible, les 2 colonnes seront d'égale longueur. Les symboles utilisés doivent obéir aux règles internationales.

Symboles :

Lettres latines :

COP coefficient de performance
Cp chaleur spécifique, (J.kg⁻¹K⁻¹)
Dva diffusivité massique de la vapeur dans l'air, m/s²
EER efficacité énergétique de refroidissement
EES engineering Equation Solver
GOR gained output ratio
GWP Global Warming Potential , kgCO₂ sur 100 ans
h enthalpie, (kJ.kg⁻¹)
J flux de vapeur, kg.m⁻².s⁻¹
 \dot{m} débit masse, kg.s⁻¹
P pression, Pa
 \dot{Q} puissance thermique, W
U coefficient de transfert de chaleur, W.S⁻¹K⁻¹
S Surface, m²
T température, °C
Vb volume de balayé, m³ h⁻¹
 \dot{W} puissance électrique, W
X fraction molaire
Lettres grecques :
 ϕ densité de flux, W.m⁻²

Etc...

α Coefficient d'activité
 β fraction molaire de l'eau
 Δ écart
 δ épaisseur, m
 ϵ porosité, %
 ϵ efficacité, %
 η rendement, %
 μ viscosité, kg.m⁻¹.s⁻¹)
 ρ masse volumique, kg m⁻³
 τ tortuosité

Indices / Exposants :

a air
amb ambiante
cd condensation
cm interface solution chaude – membrane
comp compresseur
e entrée
eccentrée canal chaud
ecf entrée canal froid
éch échangeur
elec électrique
ev évaporateur
f froid
ff fluide frigorigène
i initiale
is isentropique

* auteur correspondant

Adresse électronique : tigediaby@gmail.com

m moyenne
res réservoir
s sortie
scs sortie canal chaud

scf sortie canal froid
v vapeur
vol volumétrique

1. INTRODUCTION

Après avoir utilisé majoritairement des chlorofluorocarbures (CFC) et des hydrochlorofluorocarbures (HCFC), les machines frigorifiques et les pompes à chaleur fonctionnent aujourd'hui principalement avec des hydrofluorocarbures (HFC). La législation F-gas (Règlement (UE) n ° 517/2014) vise à limiter l'emploi des gaz ayant un fort potentiel de réchauffement global ou Global Warming Potential (GWP) [1]. Or, les HFC ont en général un GWP supérieur à 1000 kgCO₂.

Les hydrocarbures ont un très faible GWP. Ils sont habituellement utilisés comme fluides frigorigènes pour de petites installations frigorifiques. Le cyclopropane RC270, le propane R290, le butane R600, l'isobutane R600a et le propylène R1270 sont les hydrocarbures les plus utilisés dans le domaine de la production de froid. Ils sont classés A3, fortement inflammables et non toxiques, d'après l'ASHRAE [2].

Les hydrofluorooléfines (HFO) sont des composés avec des molécules fluorées à double liaison éthylénique. Cette double liaison amène une destruction rapide de molécules fluorées dans l'atmosphère par le radical hydroxyle -OH, ce qui entraîne une durée de vie courte [3]. Cette courte durée de vie correspond à un faible GWP, égal à 4 pour le R1234yf. Brown et al. [4] ont montré que le HFO-1234yf et le R134a ont des propriétés physico-chimiques très semblables. D'autre part, Motta [5] a effectué une analyse du HFO1234yf pour les petites applications de réfrigération. Il a montré que sa performance, comparables à celle du R134a, peuvent être réalisées sans modification importante du matériel.

Les équipements frigorifiques consomment de l'énergie pour la production de froid. Ils participent à la dégradation de l'environnement par l'émission de fluides frigorigènes principalement sous la forme de fuites en fonctionnement ou en fin de vie. En effet, le froid et le conditionnement d'air représentent 15 % de la consommation électrique mondiale et 4,5 % des émissions globales de gaz à effet de serre (GES) [6].

La performance des machines frigorifiques ou des pompes à chaleur dépend fortement des propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes.

Par ailleurs, l'eau potable est consommée quotidiennement à de nombreuses fins. Les trois plus grands secteurs de consommation à travers le monde sont l'agriculture (70%), l'industrie (19%) et l'usage domestique (11%) [7]. Le rapport sur les perspectives de l'environnement à l'horizon 2050 de l'OCDE prévoit une augmentation de l'utilisation de l'eau douce d'environ 3500 à 5500 km³ par an entre l'année 2000 et l'année 2500 [8].

Ce papier propose une réponse à cette problématique par le couplage d'un climatiseur avec un système de dessalement en utilisant la chaleur rejetée au condenseur comme source d'énergie gratuite. Parmi les procédés de dessalement (membranaires et thermiques), la distillation membranaire est la plus propice au couplage avec une thermofrigopompe [9]. La distillation membranaire à lame d'air (AGMD : air gap membrane distillation) est à la fois un procédé membranaire et thermique utilisé notamment pour dessaler l'eau de mer ou l'eau saumâtre. Elle peut produire de l'eau pure de haute qualité en utilisant une membrane hydrophobe poreuse pour séparer un compartiment d'alimentation d'eau de mer et un compartiment de perméat.

2. MODELISATION DU SYSTEME

Une thermofrigopompe (TFP) est utilisée pour produire simultanément du froid et de la chaleur. La chaleur produite par la TFP est utilisée pour alimenter l'unité de l'AGMD (Fig. 1). Le circuit d'eau du prototype dispose d'un réservoir d'eau salée. Une pompe y puise la solution et alimente successivement le canal froid du distillateur AGMD, un échangeur de récupération de chaleur, le condenseur modifié du réfrigérateur puis le canal chaud du distillateur. Le flux d'eau de mer s'y divise entre perméat produit et saumure légèrement plus concentrée en sels. Le flux de saumure poursuit dans l'autre côté de l'échangeur de récupération avant d'être rejeté dans le réservoir. Au fur et à mesure du fonctionnement, le volume d'eau de mer dans le réservoir diminue et sa concentration en sels augmente.

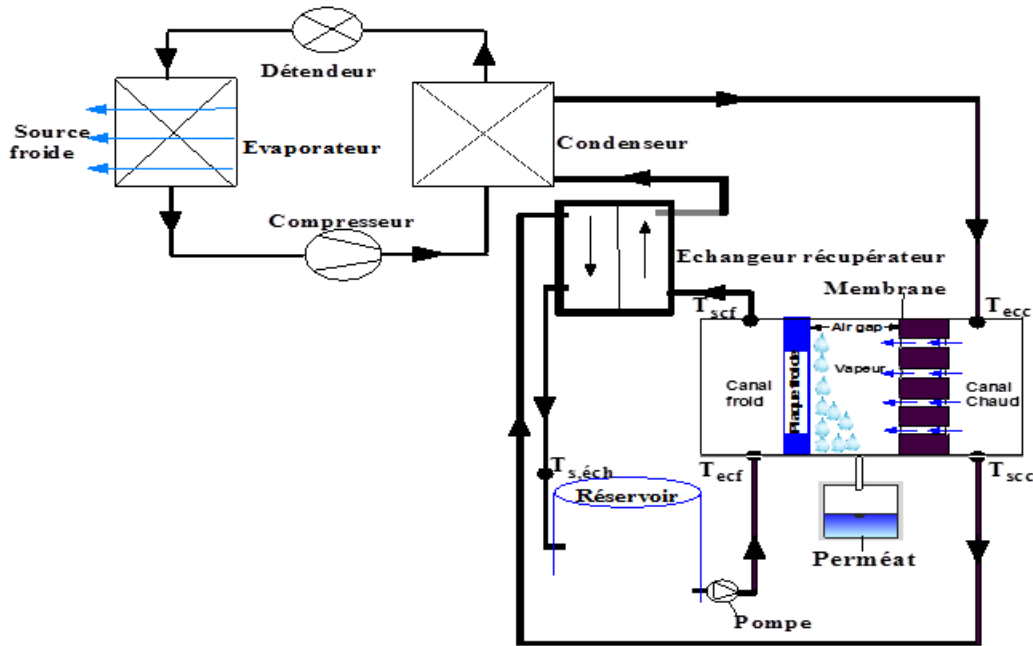


Fig. 1 : Schéma du climatiseur couplé à l'unité AGMD avec échangeur de chaleur

2.1. MODELE DE COMPRESSEUR

Le modèle de compresseur est construit à l'aide de tableaux de données fournis par le fabricant pour déterminer le COP, la puissance de refroidissement et la consommation d'énergie électrique en fonction des pressions d'évaporation et de condensation. Ce modèle permet de calculer le débit masse du fluide frigorigène et la puissance du compresseur à partir du volume balayé, la température d'évaporation T_{ev} et la température de condensation T_{cd} . Le débit masse du fluide frigorigène du modèle est fonction de la masse volumique ρ , du rendement volumétrique η_{vol} et du volume de balayé V_b (Equation (1)). L'Equation (2) détermine la puissance mécanique idéale selon une compression isentropique à partir du débit masse du fluide frigorigène et la différence d'enthalpie entre la sortie et l'entrée du compresseur. L'Equation 3 est utilisée pour calculer la puissance électrique absorbée grâce à la puissance isentropique de compression (Equation (4)) et au rendement isentropique du compresseur (Equation (5)). Les coefficients de régressions des rendements isentropique et volumétrique sont donnés dans le tableau 1.

$$\dot{m}_{ff} = \rho \cdot \eta_{vol} \cdot V_b \quad (1)$$

$$W_{is} = \dot{m}_{ff} \Delta h_{comp} \quad (2)$$

$$W_{comp} = \frac{W_{is}}{\eta_{is}} \quad (3)$$

$$\eta_{is} = I_0 \sigma^4 + I_1 \sigma^3 + I_2 \sigma^2 + I_3 \sigma + I_4 T_{ev} + I_5 T_{cd} + I_6 \quad (4)$$

$$\eta_{vol} = V_0 \sigma^Y + V_1 Y + V_2 \sigma + V_3 \quad (5)$$

2.2. MODELE DES ECHANGEURS

La méthode du nombre d'unités de transfert et efficacité (ϵ -NTU) est pratiquée pour l'analyse du transfert de chaleur dans les échangeurs thermiques. Elle permet de calculer les coefficients de transfert de chaleur dans toutes les parties des échangeurs, en améliorant par analogie physique la précision de la simulation.

L'efficacité d'un échangeur de chaleur (ϵ) est définie comme le rapport du transfert de chaleur réel Q au

transfert de chaleur théorique maximal Q_{max} (Equation 6).

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (6)$$

Le transfert de chaleur théorique maximal peut être calculé par l'Equation 7 en fonction du débit de capacité calorifique minimal C_{min} et de la différence de température d'entrée des deux fluides. On en déduit le transfert de chaleur réel donné par l'Equation 8.

$$Q_{max} = C_{min} (T_{ec} - T_{ef}) \quad (7)$$

$$Q = \epsilon C_{min} (T_{ec} - T_{ef}) \quad (8)$$

L'efficacité globale peut être exprimée par l'équation en fonction du nombre d'unités de transfert NUT (Equation 9). Ce dernier est lui-même est une combinaison des coefficients globaux de transfert de chaleur U , de la surface d'échange S et du débit de capacité calorifique minimal (Equation 10).

$$\epsilon = 1 - e^{-NUT} \quad (9)$$

$$NUT = \frac{US}{C_{min}} \quad (10)$$

L'efficacité énergétique de refroidissement (EER) correspond au rapport de la puissance frigorifique Q_{ev} sur la puissance électrique absorbée par le compresseur W_{comp} (Equation 11).

$$EER = \frac{Q_{ev}}{W_{comp}} \quad (11)$$

2.3. MODELISATION DE LA CELLULE DE DISTILLATION MEMBRANAIRE

Le principe de l'AGMD repose sur l'utilisation d'une membrane microporeuse et hydrophobe afin de séparer un compartiment d'alimentation et un compartiment de perméat (air gap). A l'intérieur du module de la configuration d'AGMD, deux phénomènes interviennent simultanément : les transferts de chaleur et de masse. Les hypothèses de modélisation sont : dimension 1 (1D) et régime stationnaire.

Tableau 1 : Coefficients de régressions des rendements isentropique et volumétrique des compresseurs sélectionnés

Compresseur	DSM180V1UDZ R290	PJ215G1C-4FT R1234YF
l_0	-0,0009	-0,0007
l_1	0,0162	0,0146
l_2	-0,1142	-0,1268
l_3	0,4231	0,5775
l_4	0,0088	-0,0089
l_5	-0,0055	0,0168
l_6	0,3686	0,0503
V_0	0,2256	0,1974
V_1	-3,5687	1,4670
V_2	-0,4185	-0,3069
V_3	5,5004	-0,7545

La convection et la conduction sont les deux modes de transfert de chaleur généralement à l'intérieur d'un module d'AGMD [9, 10]. Le transfert de chaleur par rayonnement est le plus souvent négligé. Le transfert de masse à travers la membrane dépend de la différence de pression de vapeur entre les deux côtés de la membrane. La relation entre le transfert de masse, la différence de pression de vapeur et l'effet de la concentration en sels dans la solution est donnée par l'Equation 12, où P_{cm} et P_p sont les pressions de vapeur à l'interface entre la membrane et l'eau de mer dans le canal chaud et dans l'air gap à la surface de la plaque froide. α est le coefficient d'activité et β est la fraction d'eau de la solution. Les pressions P_{cm} et P_p peuvent être évaluées en utilisant l'équation d'Antoine (Equation 13). Le coefficient d'activité α d'une solution aqueuse peut être calculé par l'Equation 14.

$$J_v = B (\alpha \beta P_{cm} - P_p) \quad (12)$$

$$P = \exp \left(23,1964 - \frac{3816,44}{T-46,13} \right) \quad (13)$$

$$\alpha = 1 - 0,5 X_{NaCl} - 10 X_{NaCl}^2 \quad (14)$$

La perméabilité de la membrane ou le coefficient de transfert de masse B de l'Equation 15 est donnée dans l'équation III.18. M , R^* , T_m et P sont respectivement la masse molaire de l'eau, la constante des gaz parfaits, la température moyenne absolue de la membrane en Kelvin et la pression totale à l'intérieur des pores. D_{va} est la diffusivité massique de la vapeur d'eau dans l'air et τ est la tortuosité de la membrane. La pression partielle d'air dans les pores est calculée comme étant la moyenne logarithmique de la pression partielle à la surface de la membrane du côté de l'alimentation chaude et du condensat côté air gap $|P_a|_{in,a}$.

$$B = \frac{\epsilon M P D_{va}}{R^* T_m (\delta_m \tau + \delta_g) |P_a|_{in,a}} \quad (15)$$

Le bilan de masse du module AGMD est donné par l'Equation 16, où \dot{m}_e , \dot{m}_s et \dot{m}_p sont respectivement les débits masse d'entrée et de sortie de la solution d'alimentation et du perméat collecté.

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s + \dot{m}_p \quad (16)$$

Le GOR (Gained Output Ratio) correspond au rapport de la quantité d'énergie nécessaire pour vaporiser le flux de perméat divisée par la consommation de chaleur. Il peut être décrit par l'Equation 17 [11].

$$GOR = \frac{\dot{m}_p \cdot \Delta h_v}{\dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{ce} - T_{cs})} \quad (17)$$

2.4. MODELISATION DU RESERVOIR D'ALIMENTATION D'EAU DE MER

Les mécanismes des transferts de chaleur et de masse dépendent fortement de la masse initiale $m_{i,res}$ et de la température initiale d'eau du réservoir. L'évolution de ces quantités est fonction du temps pour le système étudié. La masse du réservoir m_{res} est calculée comme suit:

$$m_{res} = m_{i,res} - \int_0^t \dot{m}_p dt \quad (18)$$

L'évolution de la température du réservoir peut être calculée par l'Equation 19. $T_{i,res}$ correspond à la température initiale de la solution d'alimentation dans le réservoir.

$$T_{res} = T_{i,res} + \int_0^t \frac{\Delta T}{\delta t} dt \quad (19)$$

Le transfert de chaleur dans le réservoir d'équilibrage contenant l'alimentation est estimé par l'Equation 20. La valeur du coefficient US_{res} est de 0,2 kW.K⁻¹. Elle correspond au produit d'un coefficient d'échange de chaleur et d'une surface évaluant les pertes de chaleur du réservoir.

$$C_{p,res} \cdot \Delta T \cdot \frac{dm_{res}}{dt} = - \dot{m}_{s,éch} \cdot C_{p,s,éch} \cdot T_{s,éch} + \dot{m}_{ecf} \cdot C_{p,ecf} \cdot T_{ecf} - U \cdot S_{res} \cdot (T_{res} - T_{amb}) \quad (20)$$

3. RESULTATS DE SIMULATION

Les deux machines frigorifiques ont été dimensionnées de sorte que l'évaporateur et le condenseur ont les mêmes dimensions. Les hypothèses de simulation sont les suivantes : une surchauffe de 5 K à l'évaporateur, un sous-refroidissement de 2 K, une température de source froide de 25 °C et les pertes de charge et les pertes thermiques dans les échangeurs sont négligées.

Dans un premier temps, une capacité de réservoir de 100 kg est choisie pour s'attendre à dessaler une partie substantielle de la consommation d'eau d'une personne par jour. La salinité initiale de l'eau d'alimentation dans le réservoir est de 35 g/kg, correspondant à la salinité moyenne de l'océan Atlantique, avec une température initiale de 15 °C, d'un débit d'alimentation d'eau de 2 l/min et un air gap de 1 mm. Dans ces conditions de simulation, l'évolution de la température d'entrée du canal chaud et celle du réservoir sont représentées sur la Fig. 2 pour une durée de 420 minutes de fonctionnement. La TFP au R290 a de meilleures performances que celle au R1234yf.

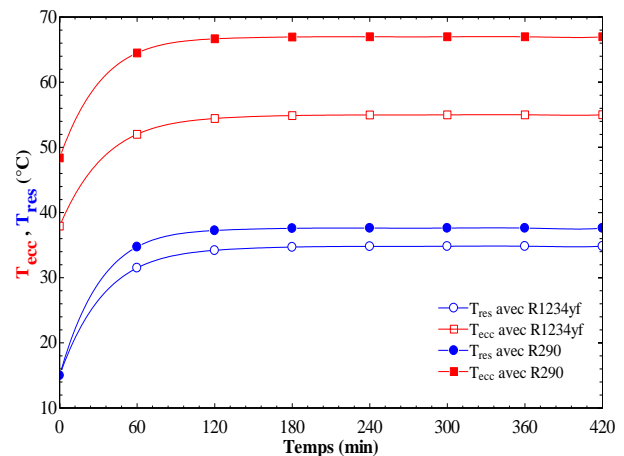


Fig.2 : Evolution des températures d'entrée du canal chaud et du réservoir

Les Fig. 3 et 4 présentent respectivement le flux de perméat et le GOR du climatiseur au R290 et au R1234yf en fonction du temps et de la masse du réservoir. Cette dernière est simulée à 100 et 200 kg, pour un débit d'alimentation de 2 l / min et 25 °C de température de la source froide. On remarque que le système au R290 produit plus de flux de perméat et présente un meilleur GOR que celui fonctionnant au R1234yf. Pour des temps de fonctionnement inférieurs à 240 min, on voit clairement que le flux de perméat et le GOR sont élevés lorsque la masse initiale dans le réservoir est égale à 100 kg dans les deux cas. Pour une durée de fonctionnement supérieure à 240 min, une masse initiale dans le réservoir égale à 200 kg donne une production d'eau douce et un GOR meilleurs.

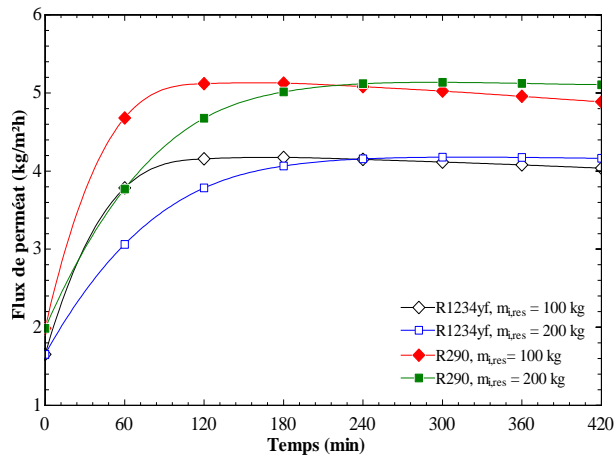


Fig. 3 : Flux de perméat en fonction du fluide frigorigène et de la masse initiale dans le réservoir

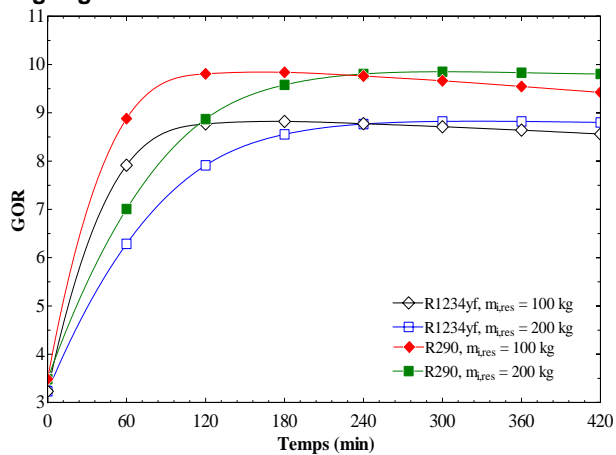


Fig. 4 : GOR en fonction du fluide frigorigène et de la masse initiale dans le réservoir

Le Tableau 2 montre l'évolution de la température du réservoir (T_{res}), la différence de température d'air (ΔT_{air}), les puissances de condensation ($\dot{Q}_{c,d}$), d'évaporation ($\dot{Q}_{e,v}$) et électrique (W_{comp}) pour une masse initiale du réservoir de 200 kg. Comme attendu, on peut remarquer que la différence de température d'air et les puissances de condensation et d'évaporation diminuent avec l'augmentation de la température du réservoir pour les deux fluides frigorigènes. En effet, une augmentation de la température du réservoir augmente la température de condensation du fluide frigorigène.

Ces deux phénomènes sont à l'origine de la diminution des valeurs de ΔT , $\dot{Q}_{c,d}$ et $\dot{Q}_{e,v}$. Cependant, la puissance absorbée par le compresseur W_{comp} augmente avec les températures élevées de T_{res} . En comparant les valeurs

de ΔT , T_{res} , $\dot{Q}_{c,d}$ et $\dot{Q}_{e,v}$ des deux fluides, le système couplé au propane présente les meilleures propriétés de refroidissement et de chauffage.

Tableau 2 : Comparaison des températures et puissances des TFP au R290 et au R1234yf

Fluide	T_{res} (°C)	ΔT_{air} (°C)	$\dot{Q}_{c,d}$ (kW)	$\dot{Q}_{e,v}$ (kW)	W_{comp} (kW)
R290	15	4,147	2,777	1,98	0,797
	28,9	3,576	2,574	1,708	0,8658
	33,79	3,372	2,5	1,611	0,8891
	36,23	3,271	2,463	1,562	0,9004
R1234yf	15	3,497	2,447	1,67	0,7771
	27,79	2,932	2,256	1,401	0,8553
	32,36	2,716	2,181	1,297	0,8842
	34,7	2,603	2,142	1,243	0,899

La variation l'efficacité énergétique de refroidissement en fonction du temps et de la masse initiale du réservoir pour les fluides sélectionnés est illustrée sur la Fig. 5. Contrairement à la variation du flux de perméat au cours du temps, une masse initiale de 100 kg d'eau dans le réservoir améliore l'EER pendant 180 min de fonctionnement. Au-delà de ce temps, on observe que le coefficient de performance est le même pour les deux capacités de réservoir utilisées et devient stable. Comme le montre la Fig. 2, la température du réservoir augmente en fonction du temps de fonctionnement des climatiseurs. Cette évolution de la température du réservoir diminue la puissance calorifique et élève la puissance absorbée du compresseur, ce qui explique la diminution de l'EER.

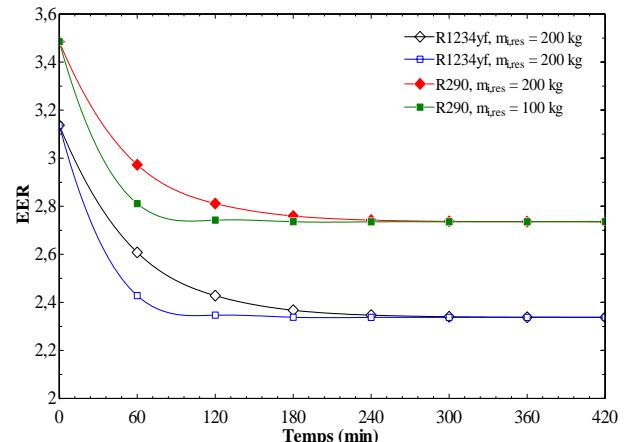


Fig. 5 : EER en fonction du fluide frigorigène et de la masse initiale dans le réservoir

4. CONCLUSIONS

Les exigences réglementaires et les pressions du marché impliquent que l'arrivée de nouveaux fluides frigorigènes (fluides à faible GWP) est imminente pour le fonctionnement des pompes à chaleur ou des machines frigorifiques. Un modèle de l'AGDM a été couplé à un modèle de climatiseur. Les fluides étudiés sont le propane (R290) et l'hydrofluorooléfine HFO-1234yf. Les modèles au R290 et au HFO-1234yf ont été comparés pour deux masses initiales d'eau de mer dans le réservoir, 100 et 200 kg. La TFP au R290 produit plus de flux de perméat et présente un meilleur GOR que celui fonctionnant au R1234yf. L'EER de la TFP au propane est aussi plus élevé. Les petites applications de TFP à

faible GWP pour le froid et le dessalement peuvent donc fonctionner avec du R1234yf ou de manière plus performante avec du propane en limitant la charge en fluide.

REMERCIEMENTS

Les auteurs remercient la Région Bretagne et une bourse de la fondation BPO pour leur soutien financier.

REFERENCES

- [1] European Commission, 2014. Regulation (EU) No 517/2014: On fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006. Off. J. Eur. Union.
- [2] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, ANSI/ASHRAE Standard 34, Designation and Safety Classification of Refrigerants, (2004).
- [3] Clodic Denis. Je suis un complet agnostique en matière de fluides! Chaud Froid Performance N°775, Février 2014
- [4] Brown J. S., Ph. D., P. E., New, low global warming potential refrigerants. ASHRAE Journal (2009) 22-29.

- [5] Motta Y., Samuel F., Bercerra V., Elizabet D.; and Spatz M. W. Analysis of LGWP Alternatives for Small Refrigeration (Plugin) Applications. International Refrigeration and Air Conditioning Conference (2010) paper 1149.
- [6] Borlein C. Économie d'énergie dans les centrales frigorifiques: La basse pression flottante. Aout 2011/White paper
- [7] Ang W.L., Mohammad A.W., Hilal N., Leo C.P., A review on the applicability of integrated/hybrid membrane processes in water treatment and desalination plants. Desalination (2014)
- [8] Perspectives de l'environnement de l'OCDE à l'horizon 2050 : Les conséquences de l'inaction. ISBN 978-92-64-122161 © OECD 2012.
- [9] Diaby A.T., Byrne P., Loulergue P., Balanec B., Szymczyk A., Maré T., Sow O. Design study of the coupling of an air gap membrane distillation unit to an air conditioner. Desalination 420 (2017) 308–317
- [10] Alklaibi A.M., Lior N. Transport analysis of air-gap membrane distillation. Journal of Membrane Science 255 (2005) 239–253
- [11] Khalifa A., Ahmad H., Antar M., Laoui T., Khayet M., Experimental and theoretical investigations on water desalination using direct contact membrane distillation, Desalination 404 (2017) 22–34.

ANALYSE EXERGETIQUE DES CONVERTISSEURS D'ENERGIE SOLAIRE CONCENTREE

Pierre NEVEU^{a,*}, Antoine GROSJEAN^{a,b}, Laurent THOMAS^{a,b}, Audrey SOUM-GLAUDE^b

^a Université de Perpignan Via Domitia, 52, av. P. Alduy, 66860 Perpignan cedex, France

^b PROMES-CNRS, PROMES-CNRS, 7, rue du Four Solaire, 66120 Font Romeu Odeillo, France

RÉSUMÉ

La conversion de l'énergie solaire concentrée passe nécessairement par des processus de surface, assurant la captation, la concentration, l'absorption puis la conversion de l'énergie radiative en énergie thermique ou électrique. L'analyse exergetique de ces deux derniers processus permet de définir les rendements de conversion solaire idéaux de trois types de convertisseur, photovoltaïque, thermodynamique ou hybride, tout en s'affranchissant de la définition d'un état mort pour l'exergie radiative. La détermination des rendements idéaux pour des surfaces noires, grises ou sélectives montre i) qu'une cellule PV fonctionnant à une température proche de l'environnement offre le potentiel de conversion le plus élevé, ii) qu'une surface sélective permet d'obtenir, pour un convertisseur thermodynamique, un rendement idéal plus élevé qu'une surface noire.

Mots Clés : Thermodynamique, Exergie, Energie solaire concentrée

NOMENCLATURE

Symboles

Lettres latines :

B	irradiance exergetique, $W.m^{-2}$
c	vitesse de la lumière, $c=2,9979 \cdot 10^8 \text{ m.s}^{-1}$
C	taux de concentration
ex_d	destruction d'exergie par unité de surface, $W.m^{-2}$
f	facteur de forme
H	irradiance énergétique monochromatique, $W.m^{-3}$
h	constante de Planck, $6,62607 \cdot 10^{-34} \text{ J.s}$
I	irradiance entropique monochromatique, $W.K^{-1}.m^{-3}$
j	densité de flux, $W.m^{-2}$
K	luminance énergétique monochromatique, $W.m^{-3}.sr^{-1}$
k	constante de Boltzmann, $1,38064852 \cdot 10^{-23} \text{ J.K}^{-1}$
l	luminance entropique monochromatique, $W.K^{-1}.m^{-3}.sr^{-1}$
\dot{q}	puissance thermique, W
T	température, K
\dot{w}	puissance mécanique ou électrique, W

Lettres grecques :

ε	émissivité
η	rendement
λ	longueur d'onde, m

θ	facteur de Carnot
$\tilde{\theta}$	facteur de Carnot modifié
ρ	réflectivité
σ_B	constante de Stefan-Boltzmann, $5,6704 \text{ W.m}^{-2}.K^{-4}$
σ_{irr}	production d'entropie par unité de surface, $W.K^{-1}.m^{-2}$
Ω	angle solide, sr

Indices / Exposants :

0	environnement
1	égalité entre flux nets d'exergie et d'énergie
2	stagnation
a	surface absorbante
c	coupure
e	net énergétique
ex	net exergetique
max	maximum
s	net entropique
sun	soleil
w,T	thermomécanique
w,V	photovoltaïque
*	idéal (réversible)

1. INTRODUCTION

Plusieurs auteurs ont étudié le rendement de conversion optimal des convertisseurs d'énergie solaire en considérant la détente réversible d'un gaz de photons dans un système cylindre/piston, entre un état initial à la température du soleil T_s et un état final à la température de l'environnement T_0 [1]. Ces études conduisent à trois expressions différentes, rappelées dans le Bien que toutes amènent des valeurs proches (calculées ici avec $T_0 = 300 \text{ K}$ et $T_s = 5800 \text{ K}$), et par suite, puissent être utilisées

* auteur correspondant

Adresse électronique : neveu@univ-perp.fr

indifféremment pour des études d'ingénierie, ces expressions diffèrent dans la définition de l'exergie associée au rayonnement.

Tableau 1, du rendement maximum de conversion solaire défini par :

$$\eta_{sun} = \frac{|\dot{w}|}{\dot{q}_{sun}} \quad (1)$$

Avec

w : puissance mécanique produite (W)

\dot{q}_{sun} : puissance radiative solaire incidente (W)

Bien que toutes amènent des valeurs proches (calculées ici avec $T_0 = 300$ K et $T_s = 5800$ K), et par suite, puissent être utilisées indifféremment pour des études d'ingénierie, ces expressions diffèrent dans la définition de l'exergie associée au rayonnement.

Tableau 1 : Rendement de conversion maximum selon les différents auteurs.

Petela [2]	Jeter [3]	Spanner [4]
$1 - \frac{4T_0}{3T_s} + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T_s} \right)^4$	$1 - \frac{T_0}{T_s}$	$1 - \frac{4T_0}{3T_s}$
$\eta_{Petela} = 93,1\%$	$\eta_{Jeter} = 94,8\%$	$\eta_{Spanner} = 93,1\%$

Bejan [1] a résolu la controverse qui a suivi en montrant que ces différences provenaient des définitions du travail valorisable par l'utilisateur, toutes acceptables. Pour les études concernant l'énergie solaire concentrée, les chercheurs utilisent soit la définition de Petela (Wright et al [5]), soit celle de Jeter (Steinfeld et al [6]). Remarquons toutefois qu'A. Bejan limite son champ d'étude par le titre qu'il choisit, qui mentionne explicitement : *Enclosed Radiation* [1]. On peut se demander, à la suite de Wright [5], si ces résultats sont applicables aux systèmes de concentration/absorption existants. En effet, la conversion de l'énergie solaire passe par plusieurs processus : captation, concentration et absorption, phénomènes essentiellement de surface ; et non de volume comme décrits dans les approches citées précédemment.

L'objectif de cette étude est de clarifier la notion d'exergie associée au rayonnement solaire concentré et de définir rigoureusement le rendement de conversion maximal que l'on peut attendre des convertisseurs d'énergie solaire concentrée, qu'ils soient photo-thermodynamiques (PT), photovoltaïques (PV), ou hybrides (PVT).

2. GRANDEURS THERMODYNAMIQUES LIEES AUX FLUX RADIATIFS

L'exergie associée à l'énergie radiative nécessite de calculer l'énergie et l'entropie transportées par un rayonnement électromagnétique. Ces notions, développées initialement par Planck [7], sont rappelées dans cette section.

Les luminances monochromatiques sont, par définition, les flux d'énergie ou d'entropie émis par un élément de surface dS , par unité d'angle solide $d\Omega$ pour les longueurs d'onde comprises entre λ et $\lambda + d\lambda$.

Pour les surfaces lambertiennes (ou orthotropes), les luminances monochromatiques s'écrivent :

$$K_{\Omega\lambda}(\lambda, T) = \frac{2hc^2}{\lambda^5} \frac{\varepsilon(\lambda, T)}{e^{\frac{hc}{\lambda kT}} - 1} \quad (2)$$

$$L_{\Omega\lambda}(\lambda, T) = \frac{2kc^2}{\lambda^4} \left\{ \begin{array}{l} [1 + X(\lambda, T)] \text{Ln}[1 + X(\lambda, T)] \\ - X(\lambda, T) \text{Ln}[X(\lambda, T)] \end{array} \right\} \quad (3)$$

avec :

$$X(\lambda, T) = \frac{\lambda^5 K_{\Omega\lambda}(\lambda, T)}{2hc^2} = \frac{\varepsilon(\lambda, T)}{e^{\frac{hc}{\lambda kT}} - 1} \quad (4)$$

Les irradiances monochromatiques s'obtiennent en intégrant les luminances monochromatiques dans toutes les directions de l'hémisphère dans lesquelles rayonne la surface émettrice. On obtient la loi de Lambert pour l'énergie :

$$H_\lambda(\lambda, T) = \iint K_{\Omega\lambda}(\lambda, T) d^2\Omega = \pi K_{\Omega\lambda}(\lambda, T) \quad (5)$$

Pour l'entropie, on a de façon analogue :

$$I_\lambda(\lambda, T) = \iint_{\frac{1}{2} \text{sphère}} K_{\Omega\lambda}(\lambda, T) d^2\Omega = \pi L_{\Omega\lambda}(\lambda, T) \quad (6)$$

Enfin, l'intégration des irradiances monochromatiques sur la totalité du spectre donne les densités de flux (ou irradiances) émises par l'élément de surface dS :

$$j_{e,dS} = \int_0^{+\infty} H_\lambda(\lambda, T) d\lambda \quad (7)$$

$$j_{s,dS} = \int_0^{+\infty} I_\lambda(\lambda, T) d\lambda \quad (8)$$

Pour les corps noirs ($\varepsilon = 1$) ou gris ($\varepsilon(T) = \text{constante} < 1$), l'intégrale apparaissant dans l'équation (7) est une intégrale définie égale à $(\pi^4/15)$, et l'on obtient une expression explicite de l'irradiance énergétique. C'est la loi de Stefan- Boltzmann.

$$j_{e,dS} = \varepsilon(T) \sigma_B T^4 \quad (9)$$

Avec $\sigma_B = \frac{2\pi^5 k^4}{15h^3 c^2}$: constante de Stefan-Boltzmann (W.m⁻².K⁻⁴)

Pour l'irradiance entropique, seule l'hypothèse du corps noir amène une expression analytique :

$$j_{s,dS} = \frac{4}{3} \sigma_B T^3 \quad (10)$$

Dans tous les autres cas, la détermination des irradiances entropiques (Equ. (8)) requiert une intégration numérique.

3. ANALYSE THERMODYNAMIQUE DES CONVERTISSEURS SOLAIRES

3.1. DESCRIPTION DU SYSTEME

Nous reprenons le système défini par De Vos [8], schématisé Figure 1, et utilisé par la majorité des auteurs travaillant sur l'analyse thermodynamique de l'énergie solaire concentrée.

L'élément de surface reçoit une densité de flux énergétique $j_{e,sun}$ et entropique $j_{s,sun}$ provenant du concentrateur. Ces densités de flux sont proportionnelles au facteur de forme du concentrateur perçu par la surface. Ce facteur de forme (f_{sun}) est une fonction du taux de concentration C et de l'angle solide du soleil Ω_s , ou du demi-angle solaire α_s :

$$f_{sun} = \frac{C\Omega_s}{\pi} \text{ ou } f_{sun} = C \sin^2(\alpha_s) \quad (11)$$

avec $\alpha_s \approx 16'$, $\Omega_s = 6,7905 \cdot 10^{-5}$ sr

L'élément de surface reçoit également les densités de flux énergétique $j_{e,0}$ et entropique $j_{s,0}$ de l'environnement. La densité de flux reçue est proportionnelle à l'angle solide sous lequel l'élément de surface perçoit l'environnement. Le facteur de forme de l'environnement est noté f_0 .

$$f_0 = \frac{\pi - C\Omega_{sun}}{\pi} = 1 - f_{sun} \quad (12)$$

L'élément de surface réfléchit les densités de flux énergétique et entropique j_p , fraction des deux flux incidents j_{sun} et j_0 , et émet, de façon isotrope (surface supposée lambertienne) les densités de flux énergétique $j_{e,a}$ et entropique $j_{s,a}$ dans l'environnement sur la totalité de l'hémisphère.

Cet élément de surface appartient à la surface irradiée d'un système convertissant l'énergie radiative en puissance électrique et/ou thermique. Le convertisseur

échange donc les densités de flux j_w et j_q avec le milieu extérieur, représentant les puissances thermique et électrique produites par m^2 de surface irradiée.

Remarque : On peut également exprimer f_{sun} en fonction du taux de concentration maximum C_{max} , correspondant à $f = 1$. Ce taux de concentration théorique serait obtenu avec un immense miroir elliptique dont le soleil et l'élément de surface dS occuperaient chacun l'un des foyers [8]. D'après l'équation (11) :

$$C_{max} = \sin^{-2}(\alpha_s) \approx 46260 \quad (13)$$

et f_{sun} s'écrit :

$$f_{sun} = C/C_{max} \quad (14)$$

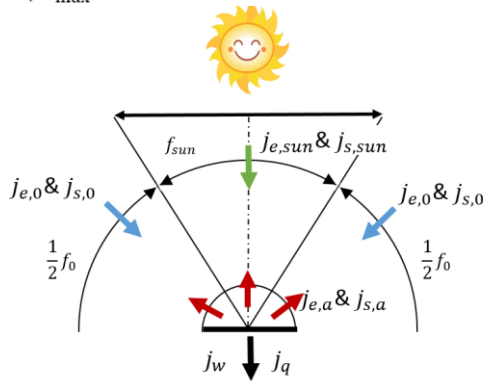


Figure 1 : Bilan thermodynamique d'une surface à température constante.

3.2. DENSITES DE FLUX NETS RADIATIFS

Nous pouvons exprimer l'ensemble des densités de flux reçus, réfléchis ou émis par l'élément de surface dS , en fonction des irradiances monochromatiques du Soleil (H_{sun} , I_{sun}), de l'environnement (H_0 , I_0) et de l'élément de surface absorbante (H_a , I_a). Ces expressions sont détaillées dans le Tableau 2.

Tableau 2 : Densités de flux radiatif interagissant avec l'élément de surface dS .

	Energie	Entropie
k	$j_{e,k} (W.m^{-2})$	$j_{s,k} (W.K^{-1}.m^{-2})$
sun	$f_{sun} \int_0^{+\infty} H_{sun}(\lambda) d\lambda$	$f_{sun} \int_0^{+\infty} I_{sun}(\lambda) d\lambda$
0	$f_0 \int_0^{+\infty} H_0(\lambda) d\lambda$	$f_0 \int_0^{+\infty} I_0(\lambda) d\lambda$
ρ	$\int_0^{+\infty} \rho(\lambda) \left[\frac{f_{sun} H_{sun}(\lambda)}{f_0 H_0(\lambda)} \right] d\lambda$	$\int_0^{+\infty} \rho(\lambda) \left[\frac{f_{sun} I_{sun}(\lambda)}{f_0 I_0(\lambda)} \right] d\lambda$
a	$\int_0^{+\infty} H_a(\lambda, T_a) d\lambda$	$\int_0^{+\infty} I_a(\lambda, T_a) d\lambda$

Les irradiances monochromatiques du Soleil (H_{sun}) et de l'environnement (H_0) sont accessibles par mesures au sol, ou par modélisation de l'atmosphère. On peut en déduire les irradiances monochromatiques entropiques (I_{sun} et I_0) d'après les équations (3), (4) et (6) [9].

Pour l'élément de surface, les irradiances monochromatiques énergétiques (H_a) et entropiques (I_a) peuvent être calculées d'après les équations (2) à (4) et ne nécessitent que la connaissance de l'émissivité de la surface $\varepsilon(T,\lambda) = \alpha(T,\lambda) = 1 - \rho(T,\lambda)$, avec ε , α et ρ

respectivement l'émissivité, l'absorptivité et la réflectivité monochromatiques de la surface (loi de Kirchhoff).

Ces intégrales peuvent donc être déterminées numériquement, ici par la méthode de Gauss-Kronrod disponible dans Scilab [10].

3.3. BILAN D'ENERGIE, D'ENTROPIE ET D'EXERGIE

Les bilans énergétique et entropique appliqués au convertisseur, système supposé fermé, et opérant en régime stationnaire s'écrivent :

$$j_{e,sun} + j_{e,0} - j_{e,p} - j_{e,a} - j_q - j_w = 0 \quad (15)$$

$$j_{s,sun} + j_{s,0} - j_{e,s} - j_{s,a} - j_q/T_a + \sigma_{irr} = 0 \quad (16)$$

Avec σ_{irr} : production d'entropie par unité de surface ($W.K^{-1}.m^{-2}$).

Il vient, en faisant apparaître les flux radiatifs nets pour l'énergie j_e et pour l'entropie j_s :

$$j_e - j_q - j_w = 0 \quad (17)$$

$$j_s - j_q/T_a + \sigma_{irr} = 0 \quad (18)$$

$$\text{avec } j_e = j_{e,sun} - j_{e,0} - j_{e,p} - j_{e,a}$$

$$j_s = j_{s,sun} - j_{s,0} - j_{e,s} - j_{s,a}$$

Les flux nets d'énergie et d'entropie s'écrivent, d'après les expressions du Tableau 2 :

$$j_e = \int_0^{+\infty} \left\{ [1 - \rho(\lambda)] \left[\frac{f_{sun} H_{sun}(\lambda)}{(1 - f_{sun}) H_0(\lambda)} \right] - H_a(\lambda, T_a) \right\} d\lambda \quad (19)$$

$$j_s = \int_0^{+\infty} \left\{ [1 - \rho(\lambda)] \left[\frac{f_{sun} I_{sun}(\lambda)}{(1 - f_{sun}) I_0(\lambda)} \right] - I_a(\lambda, T_a) \right\} d\lambda \quad (20)$$

Pour un environnement donné et un dispositif de concentration donné, ils ne dépendent que de la température de l'absorbeur T_a . Dans le système d'équations (17)-(18), le second principe peut être remplacé par la combinaison linéaire (17) - T_0 (18), définissant le bilan exergetique, avec T_0 la température de l'environnement :

$$j_q \theta_a + j_w + j_{ex}(T_a) = ex_d \quad (21)$$

avec $j_{ex} = j_e - T_0 j_s$: densité de flux net d'exergie ($W.m^{-2}$).

ex_d : destruction d'énergie, par unité d'aire ($W.m^{-2}$).

$\theta_a = 1 - T_0/T_a$: facteur de Carnot associé à la température T_a (-).

La densité de flux net exergetique s'écrit, d'après (19) et (20) :

$$j_{ex}(T_a) = \int_0^{+\infty} \left\{ [1 - \rho(\lambda)] \left[\frac{f_{sun} B_{sun}(\lambda)}{(1 - f_{sun}) B_0(\lambda)} \right] - B_a(\lambda, T_a) \right\} d\lambda \quad (22)$$

où nous avons défini l'irradiance monochromatique exergetique B_k ($W.m^{-3}$) pour chaque émetteur k : le soleil ($k = sun$), l'environnement ($k = 0$) et l'absorbeur ($k = a$).

$$B_k = H_k - T_0 I_k \quad (23)$$

3.4. RENDEMENT SOLAIRE DES CONVERTISSEURS RADIATIFS

Considérons un convertisseur d'énergie solaire concentrée, constitué par l'association :

- d'un élément de surface irradiée, supposée à température uniforme T_a , et produisant la puissance¹ électrique $j_{w,v}$ et la puissance thermique $j_{q,a}$ à la température de l'absorbeur T_a .
- d'un procédé thermomécanique, convertissant la puissance thermique $j_{q,a}$ disponible en face arrière de l'élément absorbant en puissance mécanique $j_{w,T}$.

Ce convertisseur d'énergie radiative peut représenter trois types de technologie représentés Figure 2 :

¹ Dans cette section, le vocable 'puissance' doit être compris comme puissance surfacique, en $W.m^{-2}$.

- un système de conversion hybride Photovoltaïque-Thermique (PVT),
- un système de conversion Photovoltaïque (PV)
- un système de conversion Thermodynamique (PT)

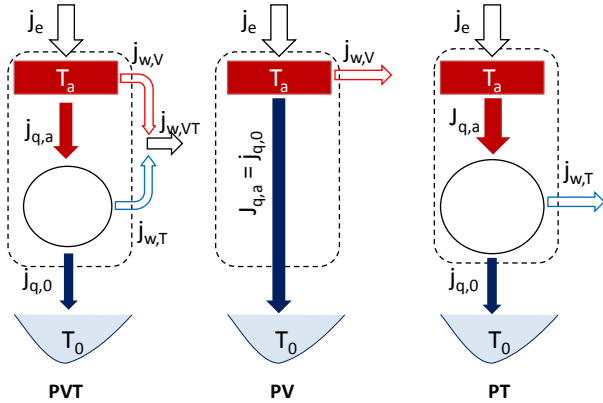


Figure 2 : Définition des systèmes (-----) pour les trois types de convertisseurs étudiés : hybride (PVT), photovoltaïque (PV) et thermodynamique (T).

3.4.1. Convertisseur PVT

Un convertisseur hybride Photovoltaïque-Thermique (PVT) convertit les puissances nettes radiatives énergétique j_e et exergetique j_{ex} , en puissance utile électrique ($j_{w,V}$) et en puissance mécanique ($j_{w,T}$). Ce système échange avec l'environnement la puissance thermique $j_{q,0}$ issue du convertisseur thermomécanique à la température T_0 . Les bilans d'énergie et d'exergie s'écrivent,

- sur le système total PVT :

$$j_e - j_{q,0} - j_{w,V} - j_{w,T} = 0 \quad (24)$$

$$j_{ex} - j_{q,0} \theta_0 - j_{w,V} - j_{w,T} = ex_{d,PVT} > 0 \quad (25)$$

- sur le convertisseur PV :

$$j_e - j_{q,a} - j_{w,V} = 0 \quad (26)$$

$$j_{ex} - j_{q,a} \theta_a - j_{w,V} = ex_{d,V} > 0 \quad (27)$$

- sur le convertisseur T :

$$j_{q,a} - j_{q,0} - j_{w,T} = 0 \quad (28)$$

$$j_{q,a} \theta_a - j_{q,0} \theta_0 - j_{w,T} = ex_{d,T} > 0 \quad (29)$$

Le facteur de Carnot θ_0 étant nul (la puissance thermique $j_{q,0}$ est échangée avec l'environnement à T_0), on déduit de (25) et (29) :

$$j_{ex} - (j_{w,V} + j_{w,T}) = ex_{d,PVT} \quad (30)$$

$$j_{q,a} \theta_a - j_{w,T} = ex_{d,T} \quad (31)$$

Les bilans (26) et (27) relatifs au sous-système PV permettent d'exprimer la puissance thermique échangée en face arrière de la cellule et la puissance électrique $j_{w,V}$.

$$j_{w,V} = \frac{j_{ex}(T_a) - j_e(T_a)\theta_a - ex_{d,V}}{1 - \theta_a} \quad (32)$$

$$j_{q,a} = j_e - j_{w,V} \quad (33)$$

La Figure 3 présente, pour des convertisseurs réversibles ($ex_{d,a} = ex_{d,T} = 0$), l'évolution de ces différentes densités de flux, adimensionnalisées par rapport au flux incident $j_{e,sun}$. Nous constaterons par la suite que, quels que soient les paramètres concentration C , émissivité de la surface $\varepsilon(T)$ et rendements des convertisseurs PV et T (qui restent à définir), les densités de flux j_k présentent toujours une évolution analogue.

- $T_a < T_0$, où $j_{w,T}$ est négatif et $j_{q,a}$ positif. Le convertisseur thermodynamique est une machine frigorifique, produisant la puissance frigorifique $j_{q,a}$ à T_a et consommant la puissance mécanique $j_{w,T}$
- $T_0 < T_a < T_1$, où T_1 est la température conduisant à l'égalité des flux énergétique et exergetique. La puissance mécanique $j_{w,T}$ est positive. Le convertisseur

thermomécanique est donc un moteur thermique consommant la puissance thermique $j_{q,a} > 0$ à T_a et produisant la puissance mécanique $j_{w,T}$

- $T_a > T_1$, où $j_{w,T}$ redevient négatif. Le convertisseur thermodynamique est une pompe à chaleur, consommant la puissance mécanique $j_{w,T}$ et produisant la puissance thermique $j_{q,a}$ à T_a . Le convertisseur PV convertit les puissances j_e et $j_{q,a}$ en puissance électrique $j_{w,V}$. De tels convertisseurs n'existent pas à notre connaissance, mais la Figure 3 montre qu'il n'y a aucun intérêt à les développer, puisque le rendement global $j_{w,V,T}/j_{e,sun}$ diminue alors rapidement.

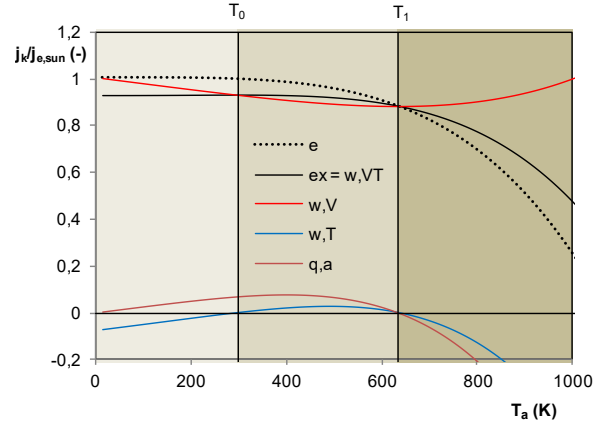


Figure 3 : Puissances électrique, mécanique et thermique échangées par un convertisseur PVT idéal ($ex_a = 0$). Tous les corps se comportent comme des corps noirs à $T_{sun} = 5800$ K et $T_0 = 300$ K. $C = 50$.

Remarquons tout d'abord que le flux $j_{w,V}$ est toujours positif, c'est-à-dire que l'expression $j_{ex} - j_e \theta_a$ reste toujours strictement positive. D'après (30), on peut donc mettre $j_{w,V}$ sous la forme :

$$j_{w,V} = \frac{j_{ex} - j_e \theta_a}{1 - \theta_a} \left(1 - \frac{ex_{d,V}}{j_{ex}(T_a) - j_e(T_a)\theta_a} \right) \quad (34)$$

soit

$$j_{w,V} = j_{w,V}^* \cdot \eta_{ex,V} \quad (35)$$

avec $j_{w,V}^* = \frac{j_{ex} - j_e \theta_a}{(1 - \theta_a)}$, rendement exergetique du convertisseur PV, compris entre 0 et 1.

Pour le convertisseur thermodynamique, deux cas sont à considérer :

- $T_a < T_0$ ou $T_a > T_1$. Dans ces deux cas, le produit ($j_{q,a} \theta_a$) est négatif. D'après (31) $j_{w,T}$ est donc forcément négatif, et sa valeur absolue est supérieure à $|j_{q,a} \theta_a|$. On peut écrire, d'après (31),

$$j_{q,T} \theta_a = j_{w,T} \left(1 - \frac{ex_{d,T}}{|j_{w,T}|} \right),$$

soit

$$j_{w,T} = \frac{j_{q,T} \theta_a}{\eta_{ex,T}} = \frac{j_{q,V} \theta_a}{\eta_{ex,T}} \quad (36)$$

avec $\eta_{ex,T}$: rendement exergetique de la machine frigorifique ou de la PAC, compris entre 0 et 1.

- $T_0 < T_a < T_1$. Dans ce cas, le produit ($j_{q,a} \theta_a$) est positif ($j_{q,a} > 0$ et $\theta_a > 0$) et l'on peut écrire, d'après (31) :

$$j_{w,T} = j_{q,a} \theta_a \left(1 - \frac{ex_{d,T}}{j_{q,a} \theta_a} \right)$$

soit

$$j_{w,T} = j_{q,a} \theta_a \cdot \eta_{ex,M} \quad (37)$$

avec $\eta_{ex,T}$: rendement exergetique du moteur, compris entre 0 et 1.

En utilisant (33), le flux $j_{w,T}$ s'écrit, suivant le cas,

$$j_{w,T} = (j_e - j_{w,V})\theta_a \cdot \eta_{ex,T} \quad T_0 > T_a > T_1 \quad (38)$$

$$j_{w,T} = (j_e - j_{w,V})\theta_a / \eta_{ex,T} \quad T_a < T_0 \text{ ou } T_a > T_1 \quad (39)$$

Le rendement de conversion du convertisseur hybride PVT s'exprime alors par :

$$\eta_{w,PVT} = \frac{j_{w,V} + j_{w,T}}{j_{e,sun}} = \frac{j_{w,V}}{j_{e,sun}} \quad (40)$$

Or, d'après (35), (38) et (39), on a :

- pour $T_a < T_0$ ou $T_a > T_1$:

$$j_{w,V} = j_{w,V}^* \cdot \eta_{ex,V} (1 - \theta_a / \eta_{ex,T}) + j_e \theta_a / \eta_{ex,T} \quad (41)$$

- pour $T_0 < T_a < T_1$:

$$j_{w,V} = j_{w,V}^* \cdot \eta_{ex,V} (1 - \theta_a \cdot \eta_{ex,T}) + j_e \cdot \theta_a \cdot \eta_{ex,T} \quad (42)$$

Pour un fonctionnement réversible ($\eta_{ex,V} = \eta_{ex,T} \rightarrow 1$), ces deux expressions convergent vers la même valeur, correspondant au rendement maximum d'un convertisseur PVT :

$$\eta_{PVT}^* = \frac{j_{w,V}^*}{j_{e,sun}} (1 - \theta_a) + \frac{j_e}{j_{e,sun}} \cdot \theta_a$$

soit, d'après (35),

$$\eta_{PVT}^* = \frac{j_{ex}}{j_{e,sun}} \quad (43)$$

expression que l'on peut également retrouver à partir du bilan exergetique du système PVT (30).

Pour les convertisseurs réels, le rendement de conversion dépend des deux rendements de conversion $\eta_{ex,V}$ et $\eta_{ex,T}$. D'après (41) et (42), il peut s'exprimer sous la forme suivante :

$$\eta_{PVT} = \frac{j_{w,V}}{j_{e,sun}} \cdot \eta_{ex,V} (1 - \tilde{\theta}_a) + \frac{j_e}{j_{e,sun}} \tilde{\theta}_a \quad (44)$$

$$\text{avec} \quad \tilde{\theta}_a = \theta_a \cdot \eta_{ex,T} \quad \text{pour } T_0 < T_a < T_1, \\ \tilde{\theta}_a = \theta_a / \eta_{ex,T} \quad \text{pour } T_a < T_0 \text{ ou } T_a > T_1.$$

3.4.2. Convertisseurs photovoltaïques

Pour les convertisseurs photovoltaïques (PV), la puissance thermique $j_{q,a}$ n'est pas valorisée ($j_{w,T} = 0$), mais transférée directement à l'environnement ($j_{q,0} = j_{q,a} - 0$). L'expression (34) reste valide, de même que l'expression (42) avec $\eta_{ex,T} = 0$. Pour le système thermique, le bilan exergetique (31) impose $j_{q,a} \theta_a > 0$:

$$j_{q,a} \theta_a = ex_{d,T} \geq 0 \quad (45)$$

En conséquence, un tel fonctionnement est logiquement impossible pour $T_a < T_0$ puisque dans ce cas, $j_{q,a} > 0$ (cf. Figure 3) et $\theta_a < 0$.

Pour $T_0 < T_a < T_1$, la condition (45) est toujours vérifiée, et le rendement maximum est déduit de (35) :

$$\eta_{PV}^* = \frac{j_{ex} - j_e \theta_a}{j_{sun} (1 - \theta_a)} \quad (46)$$

Pour $T_a > T_1$, la condition (45) s'écrit, d'après (33) et (35) :

$$\left(j_e - \frac{j_{ex} - j_e \theta_a}{1 - \theta_a} \cdot \eta_{ex,V} \right) \cdot \theta_a \geq 0 \quad (47)$$

$$\eta_{ex,V} \leq \frac{j_e (1 - \theta_a)}{j_{ex} - j_e \theta_a} \quad (48)$$

Dans ces conditions, on déduit de (35) et (48) que le rendement de conversion est limité par :

$$\eta_{PV} \leq \frac{j_e}{j_{e,sun}} \quad (49)$$

Cette valeur limite correspond à un fonctionnement irréversible adiabatique, comme le montre l'expression (33) :

$$j_{q,a} = j_e - \underbrace{\left(\frac{j_{ex} - j_e \theta_a}{1 - \theta_a} \right)}_{j_{w,V}} \underbrace{\left(\frac{j_e (1 - \theta_a)}{j_{ex} - j_e \theta_a} \right)}_{\eta_{ex,V}} = 0 \quad (50)$$

Pour les convertisseurs PV, le rendement maximal s'écrit finalement :

$$\eta_{PV}^* = \min \left(\frac{j_{ex} - j_e \theta_a}{1 - \theta_a}, j_e \right), \quad \text{avec } T_a > T_0 \quad (51)$$

3.4.3. Convertisseurs thermodynamiques

Pour les convertisseurs thermodynamiques, la puissance électrique $j_{w,V}$ est nulle. Le bilan énergétique appliqué à l'élément de surface (26) devient :

$$j_q = j_e (T_a) \quad (52)$$

La puissance mécanique ($j_{w,T}$) produite est une fraction de la puissance nette énergétique de la surface absorbante, positive pour $T_0 < T_a < T_2$, avec T_2 température de stagnation. Pour ces conditions, le produit ($j_{q,a} \theta_a$) est positif, et la puissance mécanique est donc donnée par l'équation (37). On en déduit :

$$j_{w,T} = j_e \theta_a \eta_{ex,T} \quad (53)$$

Par suite, le rendement solaire du convertisseur thermomécanique s'exprime par :

$$\eta_T = \frac{j_e \theta_a}{j_{sun}} \cdot \eta_{ex,T} \quad (54)$$

et amène, pour le rendement maximum de conversion :

$$\eta_{PT}^* = \frac{j_e \theta_a}{j_{e,sun}} \quad \text{avec } T_0 > T_a > T_2 \quad (55)$$

4. PERFORMANCES MAXIMALES DES CONVERTISSEURS SOLAIRES

Les expressions développées ci-dessous sont très générales, puisqu'elles s'appliquent d'une part aux spectres solaires et environnementaux réels ($H_{sun}(\lambda)$ et $H_0(\lambda)$) et aux propriétés radiatives réelles des surfaces ($\varepsilon(T, \lambda)$). Nous nous limiterons dans un premier temps aux surfaces noires, permettant de comparer nos résultats avec la bibliographie, puis appliquerons le modèle développé aux surfaces grises et sélectives.

4.1. SURFACES NOIRES

Tous les émetteurs sont considérés comme des corps noirs. Les équations (9) et (10) permettent d'exprimer les différents rendements solaires maximaux en fonction des trois températures T_{sun} , T_0 et T_a sous la forme :

$$\eta_{PVT}^* = 1 - \frac{4 T_0}{3 T_{sun}} - \frac{1 - f_{sun}}{3 f_{sun}} \frac{T_0^4}{T_{sun}^4} - \frac{1}{f_{sun}} \frac{T_a^4}{T_{sun}^4} \left(1 - \frac{4 T_0}{3 T_a} \right) \quad (56)$$

$$\eta_{PV}^* = \frac{T_0}{T_a} - \frac{4 T_0}{3 T_{sun}} + \frac{1 - f_{sun}}{f_{sun}} \frac{T_0^4}{T_{sun}^4} \left(-\frac{4}{3} + \frac{T_0}{T_a} \right) + \frac{1}{3 f_{sun}} \frac{T_a^4}{T_{sun}^4} \left(\frac{T_0}{T_a} \right) \quad (57)$$

$$\eta_T^* = \left[1 + \frac{1 - f_{sun}}{f_{sun}} \frac{T_0^4}{T_{sun}^4} - \frac{1}{f_{sun}} \frac{T_a^4}{T_{sun}^4} \right] \left(1 - \frac{T_0}{T_a} \right) \quad (58)$$

La température optimale de fonctionnement est obtenue pour :

$$\partial \eta^* / \partial T_a = 0 \quad (59)$$

Pour les convertisseurs PVT et PV, on trouve $T_a = T_0$. Dans ce cas, les expressions (56) et (57) montrent que les deux rendements η_{PVT} et η_{PV} sont égaux à celui de Petela [2]:

$$\lim_{T_a \rightarrow T_0} (\eta_{PVT}^*) = 1 - \frac{4 T_0}{3 T_{sun}} + \frac{1}{3} \frac{T_0^4}{T_{sun}^4} = \eta_{Petela} \quad (60)$$

Il correspond au rendement idéal d'un système PV puisque la puissance thermique $j_{q,a} = j_{q,0}$ ne peut pas être valorisée ($\theta_a = 0$).

Pour les convertisseurs thermodynamiques, l'équation (59) n'a pas de solution analytique (équation polynomiale de degré 5), mais peut être résolue facilement par un solveur numérique. Nous pouvons également remarquer

que le rendement solaire η^*_T tend vers l'expression proposée par Steinfeld [6], lorsque f_{sun} est petit. En effet,

$$\lim_{f \rightarrow 0}(\eta^*_T) = \left[1 - \frac{T_a^4 - T_0^4}{f_{sun} T_{sun}^4} \right] \left(1 - \frac{T_0}{T_a} \right). \quad (61)$$

qui peut s'écrire, en remarquant que le produit C DNI = $f_{sun} \sigma_B (T_{sun})^4$:

$$\lim_{f \rightarrow 0}(\eta^*_T) = \left[1 - \frac{\sigma_B (T_a^4 - T_0^4)}{C DNI} \right] \left(1 - \frac{T_0}{T_a} \right) = \eta_{Steinfeld} \quad (62)$$

4.2. SURFACES GRISSES ET SELECTIVES

La Figure 4 permet de comparer l'évolution des rendements solaires idéaux pour une surface noire et une surface grise ($\varepsilon = 0,9$).

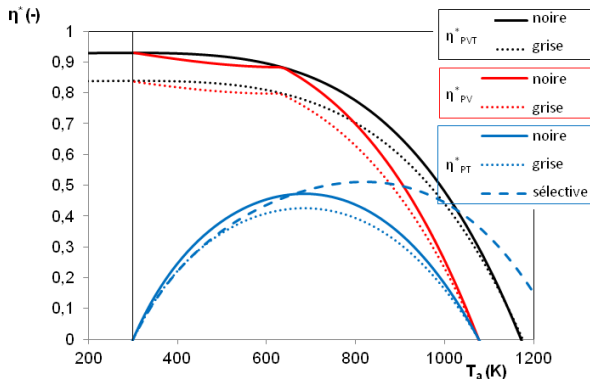


Figure 4 : Rendement solaires des convertisseurs d'énergie solaire idéale en fonction de la température de l'absorbeur. Le soleil et l'environnement sont considérés comme des corps noirs à $T_{sun} = 5800$ K, $T_0 = 300$ K. $C = 50$.

Pour les convertisseurs PV et PVT gris, le rendement idéal reste maximum pour $T_a = T_0$, mais reste toujours inférieur à celui d'une surface noire.

Pour le convertisseur PT, une émissivité inférieure à 1 ne modifie pas la température optimale de fonctionnement. Celle-ci étant supérieure à T_0 , il peut être intéressant d'utiliser des revêtements sélectifs permettant de minimiser l'émission de la surface. La surface sélective peut être modélisée par une courbe d'émissivité caractérisée par une longueur d'onde de coupure λ_c : $\varepsilon(\lambda) = 0,9$ pour $\lambda < \lambda_c$, $\varepsilon(\lambda) = 0,1$ pour $\lambda > \lambda_c$.

On peut alors chercher la longueur d'onde de coupure optimale λ^*_c de façon à maximiser η^*_{PT} . Une telle optimisation a été menée pour $C = 50$. L'évolution du rendement η^*_{PT} qui en résulte est également représentée Figure 4, et montre qu'un traitement sélectif peut conduire à un rendement idéal supérieur à celui qui serait obtenu par une surface noire.

5. CONCLUSION

L'analyse exergetique proposée permet tout d'abord de s'affranchir de la définition d'un état mort pour déterminer l'exergie associée à un rayonnement électromagnétique. Quelle que soit la référence choisie pour l'enthalpie et l'entropie, et par suite, pour l'exergie (ici, $B_k = 0$ pour $T = 0$ K), l'expression des rendements idéaux restent identiques. On peut remarquer que la définition de l'irradiance exergetique proposée par Petela :

$B_k = (H_k - H_0) - T_0 (I_k - I_0)$, conduirait aux mêmes résultats (cf. Eqs. (22) et (23)), quelle que soit la référence choisie comme état mort.

D'autre part, l'évolution des rendements solaires idéaux en fonction de la température de l'absorbeur montre qu'une cellule PV fonctionnant à des températures proches de l'environnement offre le potentiel de conversion le plus élevé pour des surfaces grises ou noires. L'extension à des surfaces réelles est en cours.

Pour les convertisseurs thermodynamiques, les traitements de surface sélectifs permettent d'obtenir un rendement de conversion idéal supérieur à celui obtenu pour une surface noire.

L'expression de ces rendement idéaux montre en outre que les convertisseurs n'ont pas accès à la même ressource exergetique : j_{ex} pour les procédés PVT, $j_e \theta_a$ pour les procédés PT, $j_{ex} - j_e \theta_a$ pour les procédés PV. Pour l'optimisation des systèmes optiques de captation, concentration et absorption, ceci conduit à des stratégies différentes : il s'agira de maximiser le flux radiatif net valorisable par le procédé : j_{ex} , $j_e \theta_a$, ou $(j_{ex} - j_e \theta_a)$ suivant la technologie envisagée.

L'étude des rendements solaires réels est en cours. La prise en compte des rendements exergetiques $\eta_{ex,V}$ et $\eta_{ex,T}$ usuellement observés industriellement montre en particulier i) qu'il n'y a aucun intérêt à refroidir de façon active une cellule PV en dessous de la température de l'environnement, ii) que les convertisseurs PVT constituent une alternative intéressante s'ils peuvent fonctionner à des températures suffisamment élevées avec un bon rendement exergetique.

REMERCIEMENTS

Ce travail a été soutenu par le programme "Investissements d'Avenir" géré par l'Agence Nationale de la Recherche (ANR) dans le cadre du contrat ANR-10-LABX-22-01-SOLSTICE.

REFERENCES

- [1] A. Bejan, "Unification of Three Different Theories Concerning the Ideal Conversion of Enclosed Radiation," J. Sol. Energy Eng 109(1), 46-51, 1987
- [2] R. Petela, Exergy of Heat Radiation, J. Heat Transfer 86(2), 187-192, 1964
- [3] S. J. Jeter, "Maximum conversion efficiency for the utilization of direct solar radiation," Sol. Energy, vol. 26, no. 231-236, 1981.
- [4] D. C. Spanner, Introduction to Thermodynamics, 1th ed. London: London and New York: Academic Press, 1964.
- [5] S. E. Wright, M. A. Rosen, D. S. Scott, and J. B. Haddow, "The exergy flux of radiative heat transfer for the special case of blackbody radiation," Exergy 2(1), 24-33, 2002.
- [6] A. Steinfeld and M. Schubnell, "Optimum aperture size and operating temperature of a solar cavity-receiver," Sol. Energy, vol. 50, no. 1, pp. 19-25, 1993.
- [7] M. Planck, The theory of heat radiation. New York: Dover Publication, INC, 1914.
- [8] A. De Vos, Thermodynamics of Solar Energy Conversion, Wiley, Wiley-VCH, 2008.
- [9] S. X. Chu and L. H. Liu, "Analysis of terrestrial solar radiation exergy," Sol. Energy, vol. 83, no. 8, pp. 1390-1404, 2009.
- [10] Scilab, <http://www.scilab.org/>, consulté le 29/03/18

ÉVALUATION EXPERIMENTALE DE LA DEGRADATION DES PERFORMANCES D'UNE CENTRALE SOLAIRE PV FONCTIONNANT DANS UN CLIMAT DESERTIQUE MARITIME

Daha **HASSAN DAHER**^{a,*}, Léon **GAILLARD**^b, Christophe **MENEZO**^b

^a Centre d'Etudes et de Recherche de Djibouti, Laboratoire des Energies Nouvelles et Renouvelables, Djibouti

^b Université Savoie Mont Blanc, CNRS, Polytech'Annecy-Chambéry, LOCIÉ UMR 5271, F-73376, Le Bourget-du-Lac, France

RÉSUMÉ

L'objectif de ce travail est de fournir de nouvelles données pour les centrales photovoltaïques connectées au réseau opérant dans une région maritime désertique en Afrique de l'Est, caractérisée notamment par une température ambiante élevée et un environnement salin et poussiéreux. À cette fin, un champ de 302,4 kWc composé de modules de silicium multicristallin a été surveillé au cours des 5 premières années de sa mise en fonction, à Djibouti. Les données recueillies ont été prétraitées pour éliminer tous les intervalles correspondant aux états anormaux tels que les pannes du réseau électrique (délestage), les pannes d'instrumentation, les périodes de maintenance et autres interruptions involontaires. Le rapport de performance (PR), le rendement (η) et la puissance nominale "PhotoVoltaics for Utility-Scale Applications" (PVUSA) ont été calculés pour un niveau d'irradiation supérieur à 500 W/m² et à 800 W/m², dans chaque cas, la composante linéaire de la courbe de dégradation a été estimée par une analyse de régression. Divers taux de dégradations ont été obtenus de $-1,01 \pm 0,38$ %/an et $0,085 \pm 0,68$ %/an respectivement pour PR et PVUSA.

Mots Clés : Centrale solaire PV, dégradation, performances, PVUSA, désert maritime, PTC

NOMENCLATURE

Symboles :

Lettres latines :

A_a	surface des rangées PV, m ²
$E_{DC/AC}$	énergie totale générée en DC ou AC, kWh
I_0	irradiation globale, kW/m ²
I_{POA}	quantité d'irradiation reçue, kWh/m ²

P_0	puissance nominale, kW
PR	rapport de performance, %
R_D	taux de dégradation, %/an
T_{amb}	température ambiante, K
W_s	vitesse du vent, m/s
Lettres grecques :	
η	rendement, %

1. INTRODUCTION

La dégradation d'un module PV est la détérioration progressive des caractéristiques d'un composant qui le constitue et qui peut affecter sa capacité à fonctionner dans les limites des critères d'acceptabilité et qui est causée par les conditions d'exploitation du site sur lequel il est installé. L'identification des modes de dégradation ou de défaillance du module PV et leur fiabilité sur le terrain est un sujet de recherche important. Les facteurs affectant la stabilité à long terme du module PV pendant l'essai sur le terrain (la délamination, le bullage aux points de soudure, la dégradation de la soudure, la génération de points chauds "hotspot", le brunissement de l'encapsulant et la dégradation des cellules PV, etc.) ont été rapportés par par de nombreuses études [1-3]. La dégradation est la raison principale de la perte de performance du module au fil du temps. A part les pertes par salissure, par

* auteur correspondant

Adresse électronique : daha.enea@gmail.com

l'ombrage et le câblage, les pertes sont souvent associées aux modes de dégradation cités précédemment.

Au cours des dernières années, un certain nombre d'études sur la dégradation ont été effectuées et des pertes de 1 à 2 pourcent par an (%/an) ont été trouvées dans des systèmes testés sur une période de dix ans à partir du milieu des années 80 [4]. Des études réalisées par Sandia National Laboratories (SNL) sur des modules photovoltaïques à silicium poly-cristallin pendant huit ans ont montré des pertes de performance d'environ 0,5 %/an [5]. D'autres études réalisées au NREL, ont mesuré des dégradations d'environ 0,7 %/an pour les modules mono et poly-cristallins [2].

Dans une étude récente, dans laquelle Phinikarides et al. [6] ont mis en revue plusieurs travaux portant sur l'analyse du taux de dégradation de différentes technologies PV. La moyenne et la médiane sont respectivement de 1.1 %/an et de 0.99 %/an pour toutes les technologies PV citées. Individuellement pour chaque technologie, les taux de dégradations moyens

recensés dans cette étude étaient de 0,89 %/an pour mono-Si, de 0,81 %/an pour le p-Si, de 1,34 %/an pour a-Si, de 1,86 %/an pour le CIGS, de 1,70 %/an pour CdTe et pour d'autres technologies en couche mince.

Jordan et al. [7] ont classé les taux de dégradation de différentes installations solaires PV par méthodologies d'évaluation. Les méthodologies appliquées pour l'évaluation des taux de dégradations sont les mesures de courant-tension (I-V) en conditions contrôlées et en conditions réelles d'exploitation, le rapport de performance et la méthode de régression linéaire PVUSA. La distribution est orientée vers des taux élevés de dégradation avec une moyenne de 0,8 %/an et une médiane de 0,5 %/an. La majorité de ces taux déclarés, 78% de toutes les données, sont inférieures à 1 %/an. Les taux de dégradations relevés dans cette étude représentent les pays les plus avancées. L'Afrique est très peu représentée par manque de données. Car dans le contexte actuel les centrales solaires sont très peu voire inexistantes en Afrique Sub-saharienne et en Afrique de l'Est. En sus, les types de climat de l'Afrique subsaharienne ne sont pas représentés. D'où l'intérêt de notre étude qui va contribuer à l'évaluation du taux de dégradations en zone climatique désertique maritime.

Dans étude très récente datant de 2017 [8], il a été rapporté que des taux d'échec élevés sont enregistrés pour les installations PV montées en toiture dans le climat chaud et humide. Par translation aux conditions environnementales mixtes (désertique, chaud et humide) dans lesquels évolue la centrale solaire PV installée au CERD. On peut s'attendre à des taux de dégradations compris entre 0.1 et 1 %/an.

Dans ce travail, nous nous intéressons à déterminer le taux de dégradations des performances d'une centrale solaire en utilisant les méthodologies telles que PVUSA et PR.

2. ANALYSE DES DEGRADATIONS DES MODULES PV IN-SITU

Dans cette partie, nous nous intéressons à l'observation in-situ des dégradations des modules PV. Pour cela, nous avons effectué, des inspections visuelles des panneaux solaires du champ PV et des thermographies infrarouges sur certains panneaux présentant des défaillances visuelles.

Pendant les différentes inspections visuelles, nous avons choisi 4 panneaux présentant des caractéristiques de dégradation similaires ou endommagés par une intervention externe (fig. 1).

P1 : correspond à un panneau dont le verre est fissuré.

P2: correspond à un panneau fonctionnant normalement et ne présentant aucun problème visible.

P3 et P4: sont des panneaux endommagés par une intervention externe "jet de pierre". On observe des chocs bien distincts sur les photos qui ont causé la fissure des panneaux.

Pour le cas des modules PV, il est impossible de détecter les causes des fissures sur le vitrage à l'œil nu. La détection peut se faire en utilisant des méthodes optiques. Pour ce travail, nous avons choisi la thermographie infrarouge. Sur la fig. 1, on représente une imagerie mixte entre les photographies réelles et la thermographie infrarouge des modules PV (P1ir, P2ir, P3ir et P4ir).

Avec cette imagerie IR, nous avons pu déceler que la cause du craquement ou de fissure du panneau fig.1 (P1ir) n'est autre que ces deux cellules qui sont en hot spot avec des températures supérieures à 60°C et un écart température de 10°C à 15°C avec les autres cellules du même module. Nous observons une température assez uniforme pour (P2ir), aucune dégradation n'a été observée sur ce panneau. Pour (P3ir) et (P4ir), l'emplacement des chocs des températures légèrement supérieures au reste du panneau. La non-transparence du verre brisé provoque des températures supérieures sur le lieu du choc par rapport aux autres endroits du module PV. L'écart de température observé étant de 3°C entre le lieu du choc et le reste du panneau, on ne peut dans ce cas parler de hot spot.

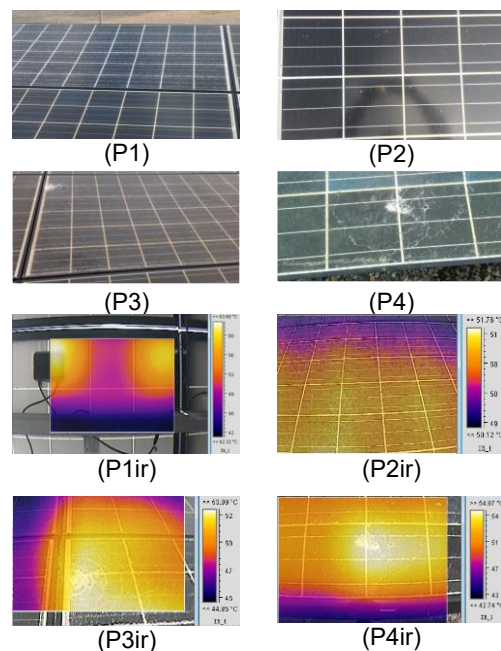


Fig. 1. Thermographie infrarouge des panneaux

3. METHODOLOGIE

3.1. RENDEMENT : η

Le rendement du champ photovoltaïque est le rapport de l'énergie totale générée par les rangées PV(DC) ou le système PV (AC) ($E_{DC/AC}$) au produit de la quantité d'irradiation sur le plan des panneaux et de la surface globale du champ photovoltaïque.

$$\eta = \frac{E_{DC/AC}}{I_{POA} \times A_a} \times 100\% \quad (1)$$

3.2 RAPPORT DE PERFORMANCE : PR

Le rapport de performance PR indique l'effet global des pertes sur la production énergétique des rangées d'un système PV. Les valeurs de PR indiquent à quel point un système PV approche les performances idéales dans des conditions réelles d'exploitation. PR est défini par le ratio entre le rendement final ($E_{DC/AC}/P_0$) et le rendement de référence (I_{POA}/I_0).

$$PR = \frac{E_{DC/AC}/P_0}{I_{POA}/I_0} \times 100\% \quad (2)$$

3.3. METHODE PVUSA

PVUSA est une méthode de transposition aux conditions de référence pour l'évaluation des performances d'un système PV. Cette méthode utilise des données météo du site (irradiation, température et vitesse de vent) pour l'évaluation de la puissance aux conditions test (PTC= " PVUSA Test Conditions" en anglais ou "Conditions Test d'utilisation de PVUSA"). PTC est défini par une irradiation de 1000 W/m² sur le plan des panneaux solaires, une température de 20°C et une vitesse du vent de 1 m/s.

$$P = I_{POA} \times (A + B \cdot I_{POA} + C \cdot T_{amb} + D \cdot Ws) \quad (3)$$

A, B, C et D sont les coefficients de régression.

Tableau 1. Conditions Test PVUSA (PTC)

Irradiation	Température	Vitesse de vent
1000 W/m ²	20°C	1m/s

3.4. CALCUL DU TAUX DE DEGRADATION

La méthode de régression linéaire a été utilisée pour générer des droites de tendance de séries temporelles décrites par l'équation (4) à partir des moyennes mensuelles des puissances.

$$P_t = x_1 \cdot t + x_2 \quad (4)$$

Avec x_1 et x_2 correspondant à l'ordonnée à l'origine et la pente de la droite de tendance ; x_1 , x_2 ainsi que $T_{regress}$ (=12 pour les mois, 52 pour les semaines) sont utilisés dans l'équation (5) pour donner le taux de dégradation.

$$R_D \left(\frac{\%}{an} \right) = \left(\frac{x_1 \cdot T_{regress}}{x_2} \right) \cdot 100\% \quad (5)$$

R_D désigne le taux de réduction de performance maximale dans le temps d'un système PV. Il est communément exprimé en %/an et est effectivement donné en $R_D \pm \Delta R_D$. L'équation des sommes des carrés est utilisée pour déterminer ΔR_D :

$$\Delta R_D = \sqrt{\left(\frac{\partial R_D}{\partial x_2} \right)^2 (\Delta x_2)^2 + \left(\frac{\partial R_D}{\partial x_1} \right)^2 (\Delta x_1)^2} \approx \left(\frac{T_{regress}}{x_2} \right) (\Delta x_1) \quad (6)$$

Le terme avec Δx_2 a un effet minimal sur ΔR_D et peut donc être négligé. La contribution principale provient de l'incertitude de la pente, Δx_1 .

4. RESULTATS ET DISCUSSIONS

Les figures 2 et 3 représentent l'évolution du rapport de performance (PR) et du rendement (η) respectivement des rangées des panneaux solaires PV (DC) et du système solaire PV (AC) pour des quantités d'irradiations supérieures à 500 W/m² et à 800 W/m². Les résultats présentés dans ces figures sont un exemple d'utilisation de PR et η pour mesurer les variations de performance au cours du temps. Une baisse des performances au fur et à mesure des années est observée pour les deux paramètres de performances étudiés dans cette section. PR_{AC_500} varie de 87% en 2012 à 83,6% en 2016, ce qui fait un écart de 3,4% pour ces 5 années d'exploitation de la centrale. Cet écart est de 2,6% pour PR_{AC_800} entre 2012 et 2016. Également, η_{AC_500} varie de 12,23% en 2012 à 11,82%

en 2016. Des écarts de 0,41% et de 0,32% sont observés respectivement pour η_{AC_500} et η_{AC_800} entre 2012 et 2016. Nous observons une diminution des écarts entre la première et la dernière année d'exploitation de la centrale solaire PV en augmentant le seuil de filtrage des quantités d'irradiations. Par ailleurs, nous observons des courbes plus lisses pour les performances calculées pour un seuil d'irradiation supérieur à 500 W/m² que pour un seuil de 800 W/m², dues aux nombres de données avec lesquelles s'effectue l'évaluation des performances. Étant normalisés par rapport à la quantité d'irradiation, l'analyse de ces paramètres de performances montre qu'ils sont affectés par la variation de la température et l'empoussièrement des panneaux PV que la centrale subie pendant la période d'été la plus rude de juin à août. Ce qui explique les baisses de performances durant ces périodes.

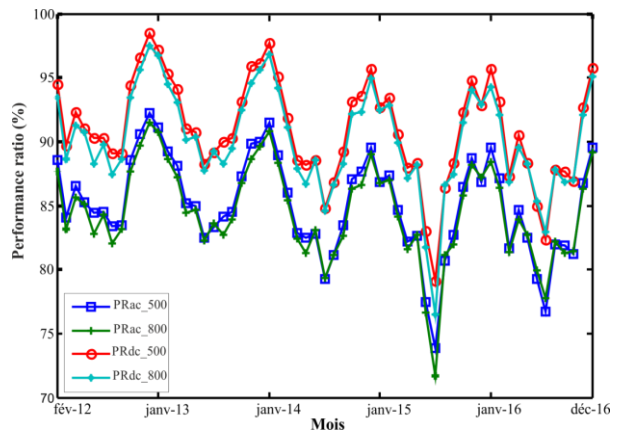


Fig. 2. Évolution du rapport de performance, DC et AC pour $I_{POA} > 500 \text{ W/m}^2$ et $I_{POA} > 800 \text{ W/m}^2$

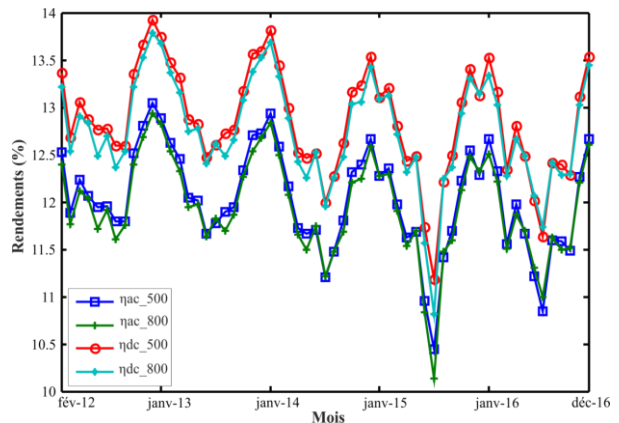


Fig. 3. Évolution du rendement, DC et AC pour $I_{POA} > 500 \text{ W/m}^2$ et $I_{POA} > 800 \text{ W/m}^2$

D'après les figures 2 et 3, nous constatons que ces deux paramètres de performances sont similaires dans leur évolution au cours du temps. Malgré que les conditions climatiques n'aient pas évolué durant ces cinq années d'exploitation de la centrale, la décroissance des valeurs annuelles indiquent une perte et/ou une dégradation des performances au cours de ces années.

La puissance de sortie d'un système PV est très sensible à différents facteurs climatiques tels que l'ensoleillement, la température ambiante, la vitesse du vent, etc. Par conséquent, il est important d'établir un ensemble cohérent de conditions de référence pour évaluer la puissance du système solaire PV (tableau 1). Il est tout d'abord nécessaire de réaliser un prétraitement des données collectées avant la mise en œuvre de la méthode. La fig. 4 représente pour chaque mois les valeurs de la puissance PVUSA de sortie dans les conditions PTC ainsi que les incertitudes associées. Nous observons sur cette figure des puissances fluctuantes autour d'une moyenne de $274,50 \pm 4,12$ kW_{AC}. Le mois de novembre 2014 présente la puissance PVUSA la plus élevée avec $326,43 \pm 4,71$ kW_{AC}. Le mois de mars 2015 présente la valeur la moins élevée de PVUSA de $237,25 \pm 5,61$ kW_{AC}. Pour la plupart, les résultats semblent plus importants que ce qui est attendu : la température moyenne d'un champ PV bien ventilé aux conditions STC est typiquement d'environ 50°C, donc 25°C supérieur aux conditions STC. Supposant un coefficient de température de 0,5%/k, la puissance PVUSA de la centrale à Djibouti devrait être vers 260 kW. La fluctuation (fig. 4) constatée est certainement due en partie au fait que les conditions du modèle ne correspondent pas aux conditions réelles d'exploitation de la centrale. En outre, le problème est que le modèle PVUSA est une approximation, et si on extrapole aux conditions plus éloignées des conditions réelles, les erreurs liées avec cette approximation devraient augmenter. En sus, ces variations des puissances PVUSA peuvent être attribuées à la gamme de données sur lesquelles la régression est effectuée, aux non-linéarités dans les performances des modules photovoltaïques et aux variations du spectre solaire.

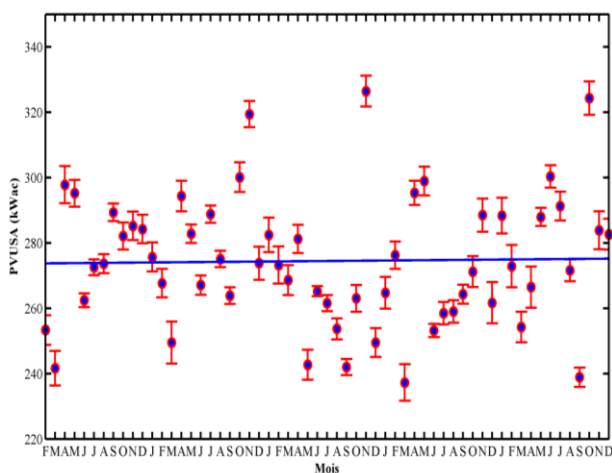


Fig. 4. Moyenne mensuelle des puissances dans les conditions PTC

En outre, on constate sur les figures 2 et 3 que PR et η sont fortement influencés par la variation saisonnière de la température. Par comparaison, les puissances PVUSA (fig.4) sont les moins influencées parce que la méthode effectuée la régression en utilisant le rayonnement solaire et la température ambiante. L'évaluation de la dégradation de performance à long terme sur la période de février 2012 à décembre 2016 en filtrant les irradiances sous un seuil de 500 W/m^2 et

800 W/m^2 , montre des taux de dégradation différents suivant la méthode utilisée et le filtre appliqué. Le tableau 2 résume les taux de dégradation (R_D) en pourcentage par an (%/an) pour les différentes méthodes utilisées dans ce travail. Des taux de dégradations similaires sont observés pour les méthodes utilisant le rendement (η) et le rapport de performance (PR). Pour les quantités d'irradiations supérieures à 500 W/m^2 , les taux sont de $-0,96 \pm 0,37$ %/an et $-1,01 \pm 0,38$ %/an respectivement pour la partie DC et la partie AC du système solaire photovoltaïque. Pour les quantités d'irradiations supérieures à 800 W/m^2 , ces taux sont de $-0,84 \pm 0,38$ %/an et $-0,86 \pm 0,38$ %/an. Le filtrage des données dans les deux gammes d'irradiation supérieures à (500 W/m^2 et 800 W/m^2) donne différentes taux de dégradation pour PR et η . Une différence moyenne de 0,12%/an et de 0,15%/an est observée dans PR_{DC} et PR_{AC}. Les résultats de la puissance PVUSA dans les conditions PTC indiquent que ce système PV n'a subi aucune dégradation au cours de la période de surveillance et qu'il a enregistré une augmentation de $0,057 \pm 0,68$ %/an pour PUSA_{DC} et de $0,085 \pm 0,68$ %/an pour PUSA_{AC}. Par comparaison des méthodologies appliquées, les taux de dégradation définis à partir de la méthodologie PVUSA montre des incertitudes et des écart-types plus élevés que les méthodologies utilisant le rapport de performance et le rendement. Cela montre une forte dispersion des puissances utilisant la méthodologie PVUSA. Ce qui est certainement associé aux conditions transposition PTC qui ne correspondent pas aux conditions du site de la centrale solaire PV. Par conséquent, il s'avère nécessaire de pouvoir mettre en place des nouvelles conditions proche des conditions du site. Pour cela, différentes conditions seront élaborées en faisant varier la température et l'irradiation. En outre, une évaluation statistique permettra de définir les conditions tests adéquates du site mais également dans la région côtière de l'Afrique de l'est.

5. CONCLUSION

Dans ce travail, il était question de pouvoir effectuer un bilan de l'évolution de la centrale solaire durant les cinq années de fonctionnement et de pouvoir évaluer les premières dégradations sous les conditions climatiques désert maritime.

Différentes méthodologies sont utilisées pour l'analyse de l'évolution des performances dans le temps. La méthode de régression linéaire a été utilisée pour l'évaluation des taux de dégradation. Ces derniers varient suivant la méthodologie appliquée. Avec la méthode PVUSA dans les conditions PTC, on n'observe aucune dégradation. Alors que les taux de dégradation sont de $-0,96 \pm 0,37$ et $-1,01 \pm 0,38$ %/an respectivement pour PR_{DC/AC} et $\eta_{DC/AC}$. Ces taux de dégradations obtenus sont comparables à ceux cités précédemment [7-8]. Ce qui montre que les conditions climatiques désertiques maritimes ne sont pénalisantes.

En perspective de ce travail, nous comptons élaborer des études statistiques permettant de corréler les dégradations des modules PV aux dégradations de performances électriques au cours du temps. En sus, nous mettrons en place des nouvelles conditions test pour la méthode PVUSA utilisable dans les régions côtières de la corne de l'Afrique.

Tableau 2 : Taux de dégradation annuelle

	Taux de dégradation R_D (%/an)					
	η_{DC}	η_{AC}	PR_{DC}	PR_{AC}	$PVUSA_{DC}$	$PVUSA_{AC}$
$I_{POA} > 500 \text{ W/m}^2$ (écart-type)	$-0,96 \pm 0,37$ (0,57)	$-1,01 \pm 0,38$ (0,54)	$-0,96 \pm 0,37$ (4,02)	$-1,01 \pm 0,38$ (3,83)	$0,057 \pm 0,68$ (21,34)	$0,085 \pm 0,68$ (20,06)
$I_{POA} > 800 \text{ W/m}^2$ (écart-type)	$-0,84 \pm 0,38$ (0,56)	$-0,86 \pm 0,38$ (0,53)	$-0,84 \pm 0,38$ (3,97)	$-0,86 \pm 0,38$ (3,74)	—	—

REFERENCES

[1] Quintana, M. A., King, D. L., Hosking, F. M., Kratochvil, J. A., Johnson, R. W., Hansen, B. R., ... & Pandit, M. B. (2000). Diagnostic analysis of silicon photovoltaic modules after 20-year field exposure. In *Photovoltaic Specialists Conference, 2000. Conference Record of the Twenty-Eighth IEEE* (pp. 1420-1423). IEEE.

[2] Osterwald, C. R., Anderberg, A., Rummel, S., & Ottoson, L. (2002, May). Degradation analysis of weathered crystalline-silicon PV modules. In *Photovoltaic Specialists Conference, 2002. Conference Record of the Twenty-Ninth IEEE* (pp. 1392-1395). IEEE.

[3] Schaur G. Long term stability of PV-modules, damage cases and damage analyses. In: 16th European photovoltaic solar energy conference and exhibition; May 2000.

[4] Thomas, M. G., Durand, S. J., & Rosenthal, A. L. (1994, September). A ten-year review of performance of photovoltaic systems. In *Proc. NREL Photovoltaic Performance and Reliability Workshop, NREL/CP-411-7414* (pp. 279-285).

[5] King, D., Quintana, M. A., Kratochvil, J. A., Ellibee, D. E., & Hansen, B. R. PV Module performance and durability following long-term field exposure. *Sandia National Laboratories Albuquerque, NM, 87185-0752*.

[6] Phinikarides, A., Kindyni, N., Makrides, G., & Georghiou, G. E. (2014). Review of photovoltaic degradation rate methodologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews, 40*, 143-152.

[7] Jordan, D. C., & Kurtz, S. R. (2014). The dark horse of evaluating long-term field performance—Data filtering. *IEEE Journal of Photovoltaics, 4*(1), 317-323.

[8] Jordan, D. C., Silverman, T. J., Wohlgemuth, J. H., Kurtz, S. R., & VanSant, K. T. (2017). Photovoltaic failure and degradation modes. *Progress in Photovoltaics: Research and Applications, 25*(4), 318-326.

DIMENSIONNEMENT OPTIMAL DE LA GENERATRICE SYNCHRONNE A AIMANTS PERMANENTS A CONCENTRATION DE FLUX POUR LE PETIT EOLIEN

Jacques **AREDJODOUN** ^{a,*}, Sossou **HOUNDEDAKO** ^a, Karimou **CHABI-SIKKA** ^a,
Christophe **ESPANET** ^b, Antoine **VIANOU** ^a

^a Laboratoire d'Electrotechnique, de Télécommunication et d'Informatique Appliquée (LETIA),

Ecole Polytechnique d'Abomey-calavi, Université d'Abomey-Calavi 01 BP 2009 Cotonou, Bénin.

^b FEMTO-ST Département Energie, Université de Franche-Comté, France.2, Avenue Jean moulin 90000 Belfort, France.

RÉSUMÉ

Cet article traite de la problématique de conception optimale d'une éolienne dont l'élément principal est la machine électrique. Il s'agit donc d'optimiser la génératrice synchrone à aimants permanents enterrés à concentration de flux afin de la rendre plus attractive et plus sensible à la conversion de l'énergie du vent. On s'intéresse à la maximisation du couple électromagnétique qui contribue à l'amélioration de la puissance en sortie tout en minimisant le coût total de la partie active de la génératrice. La finalité de ce travail est de trouver un meilleur compromis entre le couple électromagnétique et le coût actif de la machine. On mènera une démarche par optimisation biobjectif à l'aide de l'algorithme génétique. Les résultats obtenus par simulation sont largement analysés et quelques configurations extraites du front optimal sont étudiées.

Mots Clés : Dimensionnement optimal, Génératrice synchrone, Aimant permanent, Concentration de flux, éolien.

NOMENCLATURE

Symboles :

Lettres latines :

B_r	aimantation rémanente de l'aimant, T
C_{em}	couple électromagnétique, N.m
C_{stator}	coût de l'acier statorique, euro
C_{cuivre}	coût du cuivre, euro
C_{rotor}	coût de l'acier rotorique, euro
C_{aim}	coût des aimants permanents, euro
C_{actif}	coût actif de la génératrice, euro
d_{bec}	distance entre deux becs, m
D	diamètre d'alésage de l'entrefer, m
D_{es}	diamètre du fond d'encoques, m
D_{ext}	diamètre extérieur, m
D_r	diamètre périphérique du rotor, m
D_{int}	diamètre intérieur du rotor, m
e_a	épaisseur de l'entrefer, m
e_{bec}	épaisseur du bec, m
e_{culs}	épaisseur du culasse statorique, m
E	force magnétomotrice
h_d	hauteur d'une dent, m
I_s	courant efficace de phase, A
K_c	coefficient de Carter
K_r	coefficient de remplissage du cuivre
K_b	coefficient de bobinage
K_R	coefficient de remplissage des encoches
k_{fd}	facteur de forme d'axe direct
k_{fq}	facteur de forme d'axe quadratique
l_a	largeur des aimants, m
L_{aa}	longueur radiale des aimants, m

L	longueur active de la machine, m
L_d	inductance d'axe direct, H
L_q	inductance d'axe quadratique, H
$L_{tête}$	longueur des têtes de bobines, m
L_c	inductance cyclique de la machine, H
m	nombre de phase
M_{stator}	masse de l'acier statorique, kg
M_{cuivre}	masse du cuivre, kg
M_{rotor}	masse de l'acier rotorique, kg
M_{aim}	masse des aimants permanents, kg
M_g	masse totale de la génératrice, kg
N_{epp}	nombre d'encoques par pôle par phase
N_{enco}	nombre d'encoques
N_{ce}	nombre de conducteur par encoche
p	nombre de paires de pôles
P_{acier}	prix de l'acier, euro / kg
P_{cuivre}	prix du cuivre, euro / kg
P_{aim}	prix des aimants permanents, euro / kg
V_{cs}	volume du culasse statorique, m ⁻³
V_{pdent}	volume des pieds des dents, m ⁻³
V_{hdent}	volume des dents hors isthme, m ⁻³
V_{stator}	volume de l'acier statorique, m ⁻³
V_{rotor}	volume de l'acier rotorique, m ⁻³
V_{cuivre}	volume du cuivre, m ⁻³
V_{cu_enc}	volume de cuivre dans les encoches, m ⁻³
$V_{cu_tête}$	volume des têtes de bobines, m ⁻³
V_{cr}	volume du culasse rotorique, m ⁻³
V_{aim}	volume des aimants permanents, m ⁻³
V_{arb}	volume d'arbre, m ⁻³

Lettres grecques :

β	pas d'ouverture des pôles, rad
θ_{dent}	largeur angulaire d'une dent, rad
θ_{enco}	largeur angulaire d'une encoche, rad
θ_{ep}	épanouissement angulaire du pied de dent, rad
φ_v	valeur efficace du flux à vide dans l'entrefer, Wb

φ_{vm}	flux à vide par spire maximal, Wb
ψ	angle de calage entre I_s et E , rad
ρ_{acier}	masse volumique de l'acier, $kg.m^{-3}$
ρ_{cuivre}	masse volumique du cuivre, $kg.m^{-3}$
ρ_{aim}	masse volumique de l'aimant, $kg.m^{-3}$
λ_{enco}	coefficient spécifique d'une encoche

1. INTRODUCTION

Les besoins énergétiques du monde d'aujourd'hui s'accroissent de façon régulière à cause de la surpopulation sur l'ensemble de la planète. Aussi, l'augmentation de la pollution qu'entraîne l'industrialisation croissante de la majorité des pays, contraint le développement des énergies renouvelables propres et sans danger [1].

Ainsi, les efforts s'orientent beaucoup plus vers le développement de la production d'énergie solaire et éolienne soit à caractère local, soit pour la production à grande échelle. Du fait de l'abondance de ces ressources (soleil et vent) et de leur caractère écologique (aucune émission de gaz à effet de serre et déchets), elles sont considérées comme étant les énergies de l'avenir. Dans ce contexte, notre travail va s'intéresser à la filière éolienne et aux outils de son exploitation et de son développement.

Les éoliennes convertissent l'énergie cinétique du vent en énergie mécanique, puis en électricité. Les pales du rotor éolien captent une partie de l'énergie contenue dans le vent et la transfèrent au moyeu qui est fixe sur l'arbre de l'éolienne. Celui-ci transmet ensuite l'énergie mécanique au générateur électrique qui transforme cette dernière en énergie électrique. Donc, la génératrice se révèle comme un élément principal d'une chaîne éolienne dont les chercheurs et les industriels explorent des solutions permettant d'optimiser sa performance tout en tenant compte du coût de fabrication.

Lors de la conception d'un entraînement électrique, il est intéressant d'appliquer des méthodes d'optimisation pour déterminer les valeurs optimales des variables de dimensionnement en fonction des contraintes du cahier des charges [2]. Ainsi, notre travail s'intéresse à la maximisation du couple électromagnétique qui contribue à l'amélioration de la puissance en sortie tout en minimisant le coût total de la partie active de la génératrice. L'objectif principal est de trouver un meilleur compromis entre le couple électromagnétique et le coût actif de la machine. On mènera une démarche par optimisation multi-objectif à l'aide de l'algorithme génétique NSGA II. Les résultats obtenus par simulation sont largement analysés et quelques configurations extraites du front optimal de Pareto sont étudiées.

2. CONTENU

2.1. METHODOLOGIE

2.1.1. Dimensions géométriques de la génératrice

Notre étude se porte sur la structure de Générateur Synchrone à Aimants Permanents Enterrés (GSAPE) à concentration de flux. Le principe de cette structure est d'augmenter l'induction magnétique dans l'entrefer par rapport à l'induction rémanente des aimants. Les

paramètres géométriques des deux parties essentielles (le stator et le rotor) sont regroupés sur les figures 1 et 2.

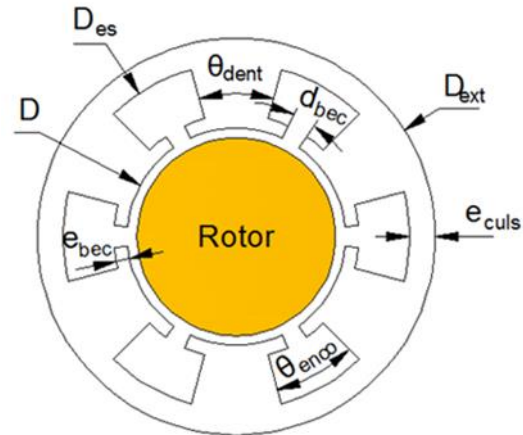


Fig. 1. Stator de la GSAPE à concentration de flux.

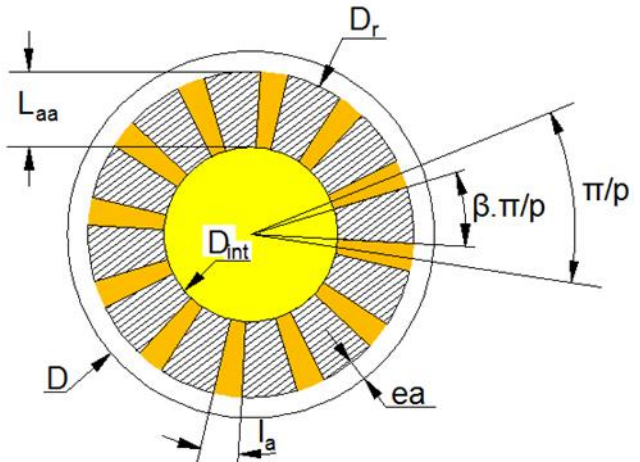


Fig. 2. Rotor de la GSAPE à concentration de flux.

Les paramètres géométriques de la GSAPE sont regroupés dans le tableau 1.

Tableau 1. Dimensions géométriques de la GSAPE

Désignations	Symboles
Diamètre d'alésage de l'entrefer	D
Diamètre du fond d'encoches	D_{es}
Diamètre extérieur	D_{ext}
Diamètre périphérique du rotor	D_r
Diamètre intérieur du rotor	D_{int}
Largeur des aimants	l_a
Longueur radiale des aimants	L_{aa}
Épaisseur de l'entrefer	ea
Pas d'ouverture des pôles	β
Largeur angulaire d'une dent	θ_{dent}
Largeur angulaire d'une encoche	θ_{enco}
Épaisseur du bec	e_{bec}
Distance entre deux becs	d_{bec}
Longueur active de la machine	L

2.1.2. Couple électromagnétique de la machine

Une machine électrique transforme l'énergie mécanique en énergie électrique et vice versa. Le couple dans une machine est proportionnel au volume de rotor et aussi à la valeur du courant [3]. Dans le cas général, on doit tenir compte de la saillance de la machine, avec des inductances d'axe d et d'axe q. On sait que la variation d'inductance a une influence sur le couple électromagnétique de la machine avec l'existence du couple de réluctance par la saillance. Alors, une expression du couple qui s'applique à toutes les machines synchrones classiques ou à saillance inversée lorsqu'elles fonctionnent en linéaire avec des courants sinusoïdaux est donnée par [2]:

$$C_{em} = m.p \left[\varphi_v I_s \cos \psi - \frac{1}{2} (L_d - L_q) I_s^2 \sin 2\psi \right] \quad (1)$$

Où m est le nombre de phase, p est le nombre de paires de pôles, φ_v est la valeur efficace du flux à vide dans l'entrefer, I_s est la valeur efficace du courant de phase et ψ est l'angle de calage entre les vecteurs du courant I_s et de la force magnétomotrice E .

Dans le cas des machines synchrones à aimants permanents, où $L_d < L_q$, le couple de réluctance peut s'ajouter au couple synchrone pour augmenter la valeur du couple résultant si le signe de $\sin 2\psi$ est positif.

2.1.2.1 Flux efficace à vide

Pour le cas de la génératrice synchrone à aimants permanents enterrés à concentration de flux, lorsqu'on considère que les tôles magnétiques ont une perméabilité infiniment grande et que l'on néglige les fuites magnétiques, le flux à vide par spire maximal peut s'exprimer analytiquement par [4]:

$$\varphi_{vm} = \frac{2pLB_r l_a}{\frac{6e_a}{D\theta_{dent}} + \frac{l_a}{L_{aa}}} \quad (2)$$

Où p est le nombre de paires de pôles et B_r l'aimantation rémanente de l'aimant.

Le flux à vide efficace φ_v est donné par :

$$\varphi_v = \frac{\varphi_{vm}}{\sqrt{2}} \quad (3)$$

Le flux à vide dépend donc des paramètres principaux d'encombrement, des dimensions de l'aimant et celle de la dent statorique.

2.1.2.2 Inductances L_d et L_q

On calcule seulement l'inductance cyclique d'une machine équivalente à pôles lisses [2]. La valeur d'une inductance sur un axe dépend de la géométrie du rotor de la machine, plus exactement de la saillance de la machine. Pour tenir compte de la saillance du rotor, on définit des facteurs de forme k_{fd} et k_{fq} sur les deux axes. Les inductances sur les deux axes s'obtiennent avec les équations suivantes :

$$L_d = L_c k_{fd} \quad (4)$$

$$L_q = L_c k_{fq} \quad (5)$$

Où L_c est l'inductance cyclique de la machine donnée par la relation :

$$L_c = \mu_0 L N_{ep} N_{ce}^2 \left(\frac{3DN_{ep}K_b^2}{\pi(K_c e_a + l_a)} + 2p\lambda_{enco} \right) \quad (6)$$

Avec λ_{enco} le coefficient spécifique de l'encoche défini par [7] [8]:

$$\lambda_{enco} = \frac{2h_1}{3(b_1 + b_3)} + \frac{2h_2}{b_2 + b_3} + \frac{h_3}{b_2} \quad (7)$$

et

$$\begin{cases} h_1 = 4(D_{es} - D)K_r/7 \\ h_2 = D_{es}\theta_{enco}/16 \\ h_3 = 0,01D \\ b_1 = D_{es}\theta_{enco}/2 \\ b_2 = D_{es}\theta_{enco}/4 \\ b_3 = 3D_{es}\theta_{enco}/8 \end{cases} \quad (8)$$

où h_1 , h_2 , h_3 , b_1 , b_2 et b_3 sont les dimensions d'une encoche trapézoïdale comme indiqué sur la figure 3.

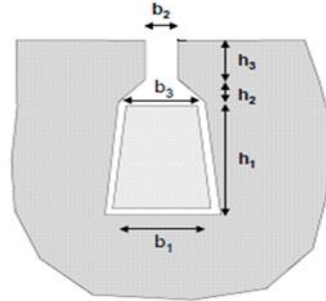


Fig. 3. Dimensions d'une encoche trapézoïdale [7]

Les facteurs de forme k_{fd} et k_{fq} sur les deux axes sont donnés par [9] [10]:

$$\begin{cases} k_{fd} = \frac{1}{\pi} \left[\frac{cg}{1 - cg^2} \sin \left((1 + cg) \frac{\pi}{2} \right) \right] \\ k_{fq} = \frac{4}{\pi} [cg\pi - \sin(cg\pi)] \\ cg = 1 - \beta \end{cases} \quad (9)$$

2.1.3. Masse et coût de la machine

Les masses des différentes parties de la machine sont des paramètres déterminants car elles définissent de façon proportionnelle le coût de fabrication de celle-ci. Elles s'expriment simplement en fonction du volume de la partie active considérée et de la masse volumique du matériau utilisé [5].

2.1.3.1 Masse du stator

Le stator est constitué d'un empilement de tôles ferromagnétiques composant la culasse d'épaisseur e_{culs} et les dents.

La culasse est assimilée à un cylindre creux de diamètres intérieur D_{es} et extérieur D_{ext} . Par suite, le volume de la culasse statorique V_{cs} est donné par :

$$V_{cs} = \pi L e_{culs} (D_{es} + e_{culs}) \quad (10)$$

Les dents sont droites, c'est-à-dire que la largeur d'une dent reste constante sur toute sa hauteur (hors isthme). La dent est alors définie par sa largeur angulaire hors isthme θ_{dent} et sa hauteur h_d . Le pied de dent ou l'isthme

est défini par son épanouissement angulaire θ_{ep} , sa largeur au centre de l'épanouissement h_2 et sa largeur au niveau de l'ouverture d'encoche $h_2 + h_3$. L'épanouissement angulaire du pied de dent est donné par :

$$\theta_{ep} = \frac{2\pi}{N_{enco}} - \frac{2b_2}{D} \quad (11)$$

Le volume des pieds de dents vaut :

$$V_{pdent} = N_{enco}DL\theta_{ep} \left(\frac{2h_2 + h_3}{4} \right) \quad (12)$$

Le volume des dents hors isthme est donné par :

$$V_{hdent} = \frac{\pi L}{2} [D(h_d - (h_2 + h_3)) + h_d^2 - (h_2 + h_3)^2] \quad (13)$$

Le volume total du stator est égal à :

$$V_{stator} = V_{cs} + V_{pdent} + V_{hdent} \quad (14)$$

La masse de l'acier statorique vaut alors :

$$M_{stator} = \rho_{acier} V_{stator} \quad (15)$$

2.1.3.2 Masse du cuivre

Nous évaluons la longueur d'une spire pour calculer la masse du bobinage. Chaque spire peut être décomposée en deux parties : deux conducteurs actifs dans les encoches et deux raccords extérieurs aux encoches qui forment les têtes de bobines.

En absence d'inclinaison des encoches, la longueur de la partie active est égale à la longueur du paquet de tôles. Le volume de cuivre occupant les encoches vaut :

$$V_{cu_enco} = \pi L h_d K_R \left(h_d + \frac{D}{4} \right) \quad (16)$$

Avec K_R définissant le coefficient de remplissage des encoches.

Le volume des têtes de bobines est calculé à partir de leur longueur et s'exprime par :

$$V_{cu_tête} = \pi L_{tête} h_d \frac{D_{es} \theta_{enco}}{2} N_{enco} K_R \quad (17)$$

Où N_{enco} représente le nombre d'encoches au stator.

Finalement le volume total du cuivre dans la machine est donnée par :

$$V_{cuivre} = V_{cu_enco} + V_{cu_tête} \quad (18)$$

La masse totale du cuivre vaut alors :

$$M_{cuivre} = \rho_{cuivre} V_{cuivre} \quad (19)$$

Où ρ_{cuivre} désigne la masse volumique du cuivre.

2.1.3.3 Masse du rotor

Par rapport au fonctionnement électromagnétique de la machine, le rotor n'a pas besoin d'être un cylindre plein. Il doit juste être d'une épaisseur suffisante pour assurer le rebouclage des lignes de champs sans dépasser un niveau d'induction donné dans le matériau.

Comme le montre la figure 1, le rotor à aimants enterrés à concentration de flux a une géométrie relativement complexe. La partie ferromagnétique est une culasse cylindrique de diamètre externe D_r et de diamètre intérieur D_{int} et d'épaisseur e_{culr} . Celle-ci est égale à la longueur des aimants.

En tenant compte de ces considérations, le volume du culasse rotorique est donné par :

$$V_{cr} = \frac{\pi L}{4} (D_r^2 - D_{int}^2) \quad (20)$$

Tous les aimants ont une forme parallélépipédique de longueur radiale L_{aa} , d'épaisseur périphérique l_a et de longueur axiale L . Le volume des aimants est déduit donc par la relation :

$$V_{aim} = 2p l_a L L_{aa} \quad (21)$$

Le volume d'arbre est donné par :

$$V_{arb} = \frac{\pi L D_{int}^2}{4} \quad (22)$$

Le volume rotorique total vaut alors :

$$V_{rotor} = V_{cr} - V_{aim} + V_{arb} \quad (23)$$

La masse de l'acier rotorique est donnée par :

$$M_{rotor} = \rho_{acier} (V_{cr} - V_{aim} + V_{arb}) \quad (24)$$

La masse des aimants permanents est donnée par :

$$M_{aim} = \rho_{aim} V_{aim} \quad (25)$$

Finalement, La masse totale de la génératrice est déduite par la relation :

$$M_g = M_{stator} + M_{cuivre} + M_{rotor} + M_{aim} \quad (26)$$

2.1.3.4 Coût actif de la génératrice

Les coûts des matériaux utilisés sont donnés par les expressions suivantes :

- le coût de l'acier statorique

$$C_{stator} = M_{stator} P_{acier} \quad (27)$$

- le coût du cuivre

$$C_{cuivre} = M_{cuivre} P_{cuivre} \quad (28)$$

- le coût de l'acier rotorique

$$C_{rotor} = M_{rotor} P_{acier} \quad (29)$$

- le coût des aimants permanents

$$C_{aim} = M_{aim} P_{aim} \quad (30)$$

Finalement, le coût actif de la génératrice est donné par :

$$C_{actif} = C_{stator} + C_{cuivre} + C_{rotor} + C_{aim} \quad (31)$$

Les masses volumiques et les prix des matériaux utilisés sont regroupés dans le tableau 2.

Tableau 2 : Masses volumiques et prix des matériaux [6]

Matériaux		Masse volumique (kg. m ⁻³)	Prix (euro / kg)
Acier		$\rho_{acier} = 7850$	$P_{acier} = 10$
Cuivre		$\rho_{cuivre} = 8920$	$P_{cuivre} = 6$
Aimants permanents	NdFeB	$\rho_{aim} = 7500$	$P_{aim} = 150$
	Ferrite	$\rho_{aim} = 5000$	$P_{aim} = 5$

2.2. PROBLEME D'OPTIMISATION

Dans un problème d'optimisation, trois notions doivent être définies. Il s'agit des paramètres d'entrée comprenant les différents paramètres d'entrée qui sont fixés durant le processus d'optimisation, les variables d'optimisation qui sont choisies en fonction de leur influence sur la fonction objectif et les contraintes d'optimisation.

La liste des variables d'optimisation est donnée par le tableau 3.

Tableau 3: Variables d'optimisation de la GSAPE

Variables	Dénominations	Bornes	
l_a	Largeur des aimants (mm)	3	10
L_{aa}	Longueur radiale des aimants (mm)	30	100
D	Diamètre d'alésage (mm)	200	600
L	Longueur active de la machine (mm)	150	350
θ_{dent}	Largeur angulaire des dents (rad)	$\pi/10$	$\pi/30$
e_a	Épaisseur de l'entrefer (mm)	1	3
p	Nombre de paires de pôle	3	10
N_{ce}	Nombre de conducteur par encoche	4	10
N_{enco}	Nombre d'encoches	10	30

En outre, la GSAPE doit être dimensionnée de manière à maximiser sa performance tout en réduisant le coût de fabrication. Il revient donc de maximiser le couple électromagnétique et minimiser le coût total de la partie active de la machine. Pour cette optimisation, deux contraintes de faisabilité sont explorées :

- la première contrainte d'égalité exprime la justesse des dimensions à l'intérieur du stator. Le diamètre d'alésage D doit correspondre à celui du diamètre intérieur, à la longueur radiale des aimants L_{aa} et à l'épaisseur de l'entrefer e_a .
- la deuxième contrainte d'inégalité permet d'avoir la largeur angulaire d'une dent inférieure à celle d'une encoche statorique.

Ainsi, on peut écrire le problème de conception optimale de la GSAPE sous forme d'un problème d'optimisation multicritères et sous contraintes :

$$\begin{cases} \text{minimiser}(C_{em}^{-1}, C_{actif}) \\ D - 2(L_{aa} + e_a) = 0,03 \\ \frac{\pi}{N_{enco}} - \theta_{enco} \leq 0 \end{cases} \quad (32)$$

2.3. RESULTATS ET DISCUSSION

Nous avons choisi d'appliquer l'algorithme génétique NSGA II pour la résolution du problème d'optimisation. Il propose un bon compromis entre l'exploitation et l'exploration de l'espace de recherche et est implanté dans l'environnement Matlab.

Les paramètres de l'algorithme génétique ont été fixés empiriquement. Ainsi, la population de départ est composée de 160 individus, la probabilité de croisement et celle de mutation sont fixées respectivement à 0,6 et 0,05. Nous avons aussi fixé à 400 le nombre maximum d'évaluation des fonctions objectifs comme critère d'arrêt.

Les figures 4 à 7 illustrent les fronts de Pareto des solutions optimales obtenues respectivement pour les aimants Ferrite et NdFeB et pour différents courants de phase dans le cas d'une optimisation à deux critères ; l'inverse du couple électromagnétique d'un côté, et le coût total des parties actives de la GSAPE de l'autre.

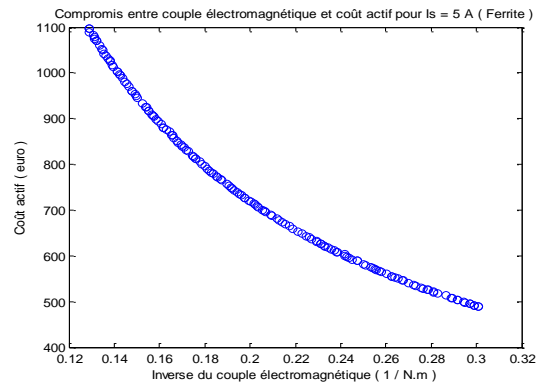


Fig. 4. Compromis entre couple électromagnétique et coût actif pour $I_s = 5$ A (Ferrite)

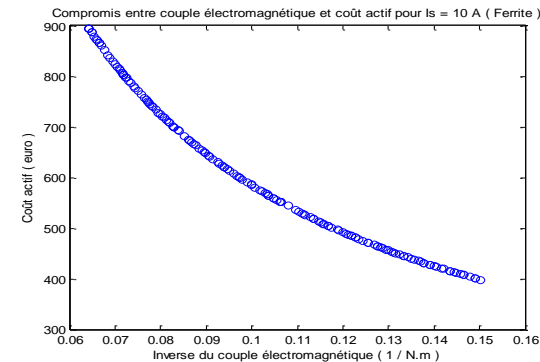


Fig. 5. Compromis entre couple électromagnétique et coût actif pour $I_s = 10$ A (Ferrite)

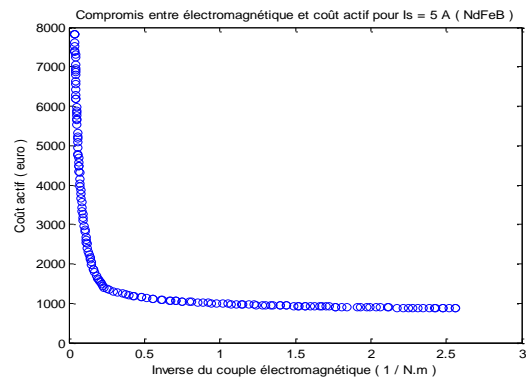


Fig. 6. Compromis entre couple électromagnétique et coût actif pour $I_s = 5$ A (NdFeB)

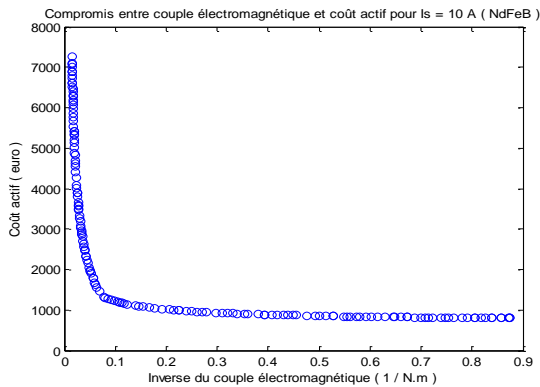


Fig. 7. Compromis entre couple électromagnétique et coût actif pour $I_s = 10$ A (NdFeB)

Il est intéressant d'observer les résultats d'optimisation en faisant varier le type d'aimant. Chaque point des courbes des figures 4 à 7 représente une solution optimisée avec des grandeurs géométriques et électriques bien définies. La connaissance de ces variables d'optimisation permet de déduire analytiquement les paramètres de performance du circuit électrique équivalent de la machine. Elle permet aussi d'évaluer les inductions magnétiques maximales dans tous les compartiments de la machines et qui ne doivent pas excéder une certaine valeur pour éviter le problème de saturation.

Ces courbes de Pareto permettent de déterminer les meilleurs compromis entre le couple électromagnétique et le coût actif. Elles permettent également au concepteur de choisir la meilleure solution, qui se trouve dans la plupart de cas dans le coude de la courbe.

On note aisément que le couple électromagnétique augmente avec le courant de phase pendant que le coût actif de la génératrice diminue. Le ferrite est le type d'aimant le mieux adapté à la structure de la génératrice choisie pour notre étude. Il permet d'obtenir un meilleur compromis entre la performance et le coût par rapport à l'aimant NdFeB qui est onéreux.

De plus, le principe de la structure de la GSAPE qui fait l'objet de notre travail étant d'augmenter l'induction magnétique dans l'entrefer, jusqu'à doubler parfois l'aimantation rémanente des aimants, le risque de saturation magnétique est très élevé pour le NdFeB. Par contre, la ferrite, par sa faible induction rémanente se révèle comme un meilleur candidat pour la GSAPE à concentration de flux.

3. CONCLUSION

Dans ce papier, l'outil de conception optimale a été utilisé pour le dimensionnement d'une génératrice synchrone à aimants permanents enterrés à concentration de flux. A partir de certaines variables d'optimisation, l'algorithme génétique NSGA-II a été appliqué avec succès pour l'obtention d'un front de Pareto des solutions optimales pour chaque type d'aimant, les critères étant le couple

électromagnétique et le coût total de la partie active de la machine.

La solution à retenir dépendra du client, donc du cahier de charge et doit toutefois présenter un meilleur compromis entre les deux objectifs. L'amélioration de l'un ne doit pas trop pénaliser l'autre. La faisabilité de toute solution choisie doit être prouvée par l'analyse stricte des paramètres de performance et l'étude de la saturation magnétique dans toutes les différentes parties de la génératrice.

REFERENCES

- [1] Khalf M.A. Conception optimale d'un alternateur de faible puissance pour le simulateur du groupe turbine-alternateur d'Hydro-Québec. Maîtrise en ingénierie, Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue, 289 p, 2013.
- [2] Radaorozandry L.E. Conception et optimisation des machines synchrones avec des modèles analytiques en tenant compte de la saturation magnétique. Maîtrise es-sciences, Université de Laval, Québec, 174 p, 2007.
- [3] Hamdi E.S. Design of small electrical machines. Wiley, 1994.
- [4] Vido L. Etude d'actionneurs électriques à double excitation destinés au transport. Dimensionnement de structures synchrones. Thèse de doctorat, Ecole Normale Supérieure de Cachan, 221 p, 2010.
- [5] Fodorean D, Miraoui A. Dimensionnement rapide des machines synchrones à aimants permanents (MSAP). Technique de l'Ingénieur, D 3554, 2009.
- [6] Estival P, Krebs G, Marchand C, Sehab R, Barbedette B. Pré-dimensionnement d'une machine synchrone à aimants permanents sous contrainte de masse. Symposium de Génie Electrique, Cachan, 2014.
- [7] Sareni B, Abdelli A, Roboam X, Tran D. Model simplification and optimization of a passive wind turbine generator. Renewable Energy, Elsevier, 2009, vol. 34, pp.2640-2650.
- [8] Abdelli A. Optimisation multicritère d'une chaîne éolienne passive, thèse de doctorat, Institut national polytechnique de Toulouse, 15 octobre 2007.
- [9] Aredjodoun J, Chabi-Sika K, Houndedako S, Espanet C, Vianou A. Preliminary comparative study of several structures of permanent-magnet synchronous generator used in wind energy system optimization. International Review of Electrical Engineering, vol. 12, N. 3, May-June 2017.
- [10] Fodorean D, Rura M, Szabo L., Miraoui A. Comparison of the main types of fault-tolerant electrical drives used in automobile applications. Proc. Of the IEEE International Symposium on Power Electronics, Electrical Drives Automation and Motion-SPEEDAM'08, Ischia, Italy, pp. 895-900, 11-13 juin 2008.

INFLUENCE DE L'HYSTERESIS HYGRIQUE SUR LES TRANSFERTS DE MASSE AU SEIN DE MATERIAUX DE CONSTRUCTION BIO-SOURCES

Geoffrey **PROMIS**^{a,*}, Lorena **FREITAS DUTRA**^a, Omar **DOUZANE**^a, Anh Dung **TRAN LE**^a,
Thierry **LANGLET**^a

^a Laboratoire des Technologies Innovantes, Université de Picardie Jules Verne, avenue du Thil – Le Bailly, 80025 Amiens Cedex

RÉSUMÉ

Les matériaux bio-sourcés sont de plus en plus présents dans la constitution de l'enveloppe des bâtiments au regard de leurs nombreux avantages. L'analyse des transferts hygriques de ces matériaux est nécessaire afin d'assurer leur efficacité et leur pérennité. Actuellement, la plupart des modèles de transferts hygriques néglige l'impact de l'hystérésis de sorption, invoquant sa faible contribution. Cet article est donc dédié à l'évaluation de l'influence de l'hystérésis de sorption au travers du développement d'un modèle numérique validé par une large campagne expérimentale. Différents essais de caractérisation du comportement thermo-hygrique de deux matériaux bio-sourcés (le béton de chanvre et le béton de colza) sont réalisés afin d'alimenter le modèle numérique. Des essais en chambre climatique montrent que l'effet de hystérésis de sorption ne peut être négligé lorsque i) un régime dynamique est ciblé, ii) la condensation capillaire est présente ou iii) l'analyse est basée sur l'évolution de la masse humide du matériau.

Mots Clés : Isotherme de sorption, Modèle numérique 3D, Validation expérimentale, Régime dynamique, Béton de chanvre et béton de colza

NOMENCLATURE

Symboles :

Lettres grecques :

δ	coefficient de perméabilité, kg/(m.s.Pa)
λ	conductivité thermique, W/(m.K)
ρ	masse volumique, kg/m ³
φ	humidité relative

Lettres latines :

C	coefficient en fonction de la chaleur molaire d'absorption
C _p	chaleur spécifique, J/(kg.K)
c _v	concentration en vapeur d'eau, kg/m ³
D	coefficient de transport
D _l	coefficient de diffusion liquide, m ² /s
D _v	coefficient de diffusion de la vapeur d'eau, m ² /s
g	flux massique, kg/(m ² .s)
h	enthalpie, J/m ³
h _c	coefficient d'échange de chaleur, W/(m ² .K)
h _m	coefficient d'échange de masse, W/(m ² .K)
h _v	enthalpie d'évaporation, J/kg
K	coefficient en fonction de la chaleur molaire latente de vaporisation

K _i	coefficient de conductivité par succion capillaire, kg/(m.s.Pa)
K _l *	coefficient de perméabilité liquide, kg/(m.s)
P	pression, Pa
P _{v,sat}	pression de vapeur d'eau à la saturation, Pa
S	saturation
T	température, K
t	temps, s
u	teneur en eau, kg/m ³
w	teneur en eau, kg/kg
w _f	saturation capillaire libre, kg/m ³
w _m	teneur en eau moléculaire, kg/m ³
Indices / Exposants :	
a	air
ads	adsorption
c	capillaire
d	dry
des	desorption
v	vapeur d'eau
w	eau liquide

1. INTRODUCTION

Les conséquences environnementales de l'acte de bâtir sont très importantes et représentent 43% de la consommation mondiale annuelle totale d'énergie. Pour la plupart des matériaux de construction, les impacts environnementaux majeurs se produisent au cours des deux premières étapes du processus de fabrication.

Pour toutes ces raisons, l'utilisation de matériaux de construction à base d'agro-ressources à hautes performances thermiques est encouragée par les politiques gouvernementales. Outre leurs faibles performances mécaniques, les matériaux de construction d'origine biologique présentent une très bonne capacité de régulation de l'humidité relative intérieure et participent activement à l'amélioration de la qualité de l'air intérieur et du confort humain [1,2,3,4].

Les phénomènes de transferts de chaleur et de masse au sein de ces matériaux sont complexes, interdépendants et ont un impact important sur les performances de l'enveloppe du bâtiment. L'identification et la connaissance de ces phénomènes sont donc essentielles pour assurer leur efficacité hygrothermique et leur pérennité. La performance énergétique d'un mur est régie par l'analyse du comportement hygrothermique de ces matériaux. Ainsi, un modèle de comportement hygrothermique est essentiel pour limiter la campagne de test expérimental et conduit à des données qualitatives et quantitatives pour prédire le comportement des enveloppes réelles complexes [5].

De nombreux études portent sur les modèles de transferts de chaleur et de masse au travers des matériaux de construction poreux sous sollicitations d'humidité relative et de température [5,6,7,8]. Ces modèles sont basés sur une isotherme de sorption principale du matériau pour décrire le phénomène de stockage de l'humidité. Cette propriété doit être établie expérimentalement grâce à des essais de sorption réalisés pendant plusieurs mois. Mais le stockage de l'humidité dépend de son état antérieur, et plus particulièrement s'il est en phase de désorption ou d'adsorption. Ce phénomène bien connu, appelé hystérésis d'humidité, nécessite un test expérimental plus long (jusqu'à 18 mois pour les bio-matériaux) et implique des modèles hygrothermiques plus complexes et plus coûteux.

Peu d'études ont tenté d'estimer la sensibilité des résultats et l'impact des effets d'hystérésis [9,10]. Grâce à une campagne d'essais réalisée sur deux matériaux de construction poreux et bio-sourcés (béton chanvre et béton de paille de colza), un modèle intégrant l'hystérésis de sorption a été mis en œuvre dans COMSOL Multiphysics. Un modèle 3D est présenté ici car il permettrait de modéliser le comportement hygrothermique d'un mur multi-matériaux composé d'une ossature porteuse en bois avec remplissage par un matériau bio-sourcé. Dans ce cas, l'approche 3D serait essentielle afin de prendre en compte l'ensemble du système de construction des murs. Une étude comparative entre le modèle d'hystérésis et le modèle sans hystérésis en régime permanent et en régime transitoire pourrait permettre l'établissement des limites d'application de chaque modèle.

2. MATERIAUX ET METHODE

2.1. MODELE DE CONSERVATION

Deux équations différentielles peuvent décrire le phénomène de transferts de chaleur et de masse au sein de matériaux poreux, si les conditions suivantes sont respectées :

- Le milieu est considéré homogène, isotropique, stabilisé (pas de réaction chimique) et non déformable (pas de retrait) à l'échelle macroscopique
- L'équilibre thermodynamique entre les phases liquide et solide est assumé
- Les coefficients de diffusion sont considérés isotropiques
- Les potentiels de transfert d'eau liquide et de vapeur d'eau sont dépendants des gradients de densité et de pression capillaire.

En fonction de ces hypothèses, les équations de conservations de masse et d'énergie sont les suivantes :

$$\frac{\partial h}{\partial T} \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial h}{\partial \varphi} \frac{\partial \varphi}{\partial t} + \nabla \cdot (-D_e^T \nabla T - D_e^\varphi \nabla \varphi) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial u}{\partial \varphi} \frac{\partial \varphi}{\partial t} + \nabla \cdot (-D_w^\varphi \nabla \varphi - D_w^T \nabla T) = 0 \quad (2)$$

Les coefficients de transport sont définis comme suit :

$$D_e^T = \lambda + (h_v + C_{p,v}T) \delta \cdot \varphi \frac{dP_v^{sat}}{dT} \quad (3)$$

$$D_e^\varphi = (h_v + C_{p,v}T) P_v^{sat} \cdot \delta \quad (4)$$

$$D_w^T = \varphi \cdot \delta \frac{dP_v^{sat}}{dT} \quad (5)$$

$$D_w^\varphi = P_v^{sat} \cdot \delta + K_l^* \quad (6)$$

Le module de résolution des équations différentielles de COMSOL Multiphysics est utilisé en 3 dimensions afin de résoudre ce système. La température et la concentration en vapeur d'eau sont les variables dépendantes quand la position et le temps sont les variables indépendantes.

$$c_v = \frac{\varphi P_v^{sat}}{RT} \quad (7)$$

La dérivation des coefficients de transport est réalisée pour résoudre les deux équations de conservation de masse et d'énergie. Une approche macroscopique est choisie ici, où les propriétés des deux matériaux sont présentées en Tableau 1.

Tableau 1. Propriétés physiques des deux matériaux bio-sourcés [3]

	Masse volumique sèche (kg/m ³)	Porosité ouverte (%)	Porosité totale (%)
Béton de chanvre	532 ± 7	49.9 ± 2	76.1 ± 0.1
Béton de colza	497 ± 6	54.9 ± 2	75.1 ± 0.7

2.1.1. Stockage d'humidité

A l'échelle du matériau, les isothermes de sorption représentent les courbes de rétention de l'eau. Ces isothermes définissent la relation entre la teneur en eau en fonction de l'humidité relative. Différents modèles sont disponibles afin d'exprimer mathématiquement cette relation et finalement, le modèle GAB est retenu pour ce travail en raison de sa capacité à modéliser le comportement hygrique sur l'intégralité de la plage 0-100 % d'humidité relative [11] :

$$u(\varphi) = \frac{w_m C K \varphi}{(1 - K \varphi) \times (1 - K \varphi + C K \varphi)} \quad (8)$$

Les courbes de sorption sont constituées d'une branche représentant l'adsorption et d'une branche modélisant la désorption. Les isothermes moyennes sont également représentées en Figure 1 afin de discuter de l'effet du phénomène d'hystérésis, correspondant à la différence entre adsorption et désorption [1,2]. L'influence de la température sur les isothermes de sorption sera négligée [6,7].

Par ailleurs, les saturations en eau libre sont estimées respectivement égales à 499 ± 20 kg/m³ et 549 ± 19 kg/m³ pour le béton de chanvre et le béton de paille de colza.

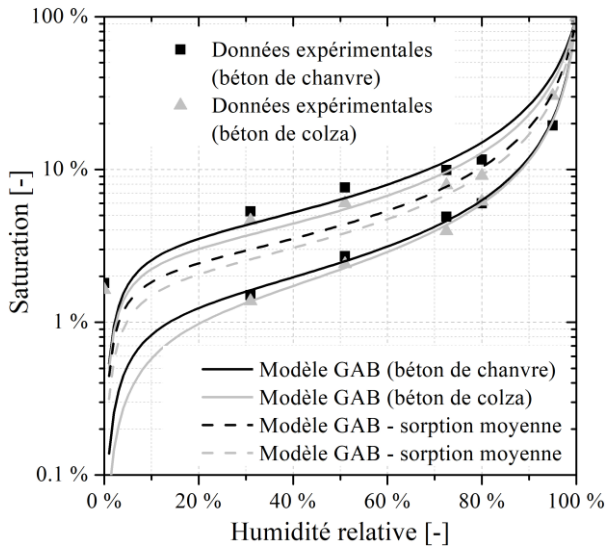


Fig. 1. Isothermes de sorption du béton de chanvre et du béton de paille de colza

2.1.2. Enthalpie

L'expression suivante permet de décrire l'enthalpie de stockage dans un élément de volume :

$$h = \rho_d C_{p,d} T - w \rho_a C_{p,a} T + w \rho_w C_{p,w} T + (w_f - w) (h_v + C_{p,v} T) \rho_v \quad (9)$$

La méthode fluxmétrique sur mono-échantillon conduit à une chaleur spécifique de 1080 J/(kg.K) et 1168 J/(kg.K) pour le béton de chanvre et le béton de colza, respectivement.

2.1.3. Transfert de masse

Les transferts de masse au sein d'un matériau poreux peuvent se classer en deux catégories : les phénomènes de transfert d'eau liquide et de vapeur d'eau. Le flux de diffusion de la vapeur d'eau est régi par la loi de Fick, basée sur la pression partielle de vapeur d'eau. En exprimant la pression partielle de vapeur d'eau en fonction de la pression de vapeur saturante, le flux de diffusion de vapeur peut s'exprimer par la relation suivant, dans les directions $j=[1,2,3]$:

$$g_{v,j} = -\varphi \cdot \delta \frac{dP_v^{sat}}{dT} \frac{\partial T}{\partial x_j} - P_v^{sat} \cdot \delta \frac{\partial \varphi}{\partial x_j} \quad (10)$$

Les transferts d'eau liquide, gouvernés par le phénomène de succion capillaire, peuvent s'exprimer grâce à la loi de Darcy :

$$g_{w,j} = -K_l \frac{\partial P_c}{\partial x_j} = -K_l \frac{\partial P_c}{\partial \varphi} \frac{\partial \varphi}{\partial x_j} = K_l^* \frac{\partial \varphi}{\partial x_j} \quad (11)$$

Ces deux expressions font apparaître les coefficients de perméabilité δ et K_l , qui s'expriment en fonction des coefficients de diffusion d'eau liquide et de vapeur d'eau :

$$\delta = \frac{D_v(u)}{P_v^{sat}} \frac{\partial u}{\partial \varphi} \quad (12)$$

$$K_l = \frac{D_l(u)}{P_v^{sat}} \frac{\partial u}{\partial \varphi} \quad (13)$$

Les coefficients de diffusion ont été déterminés par la méthode de la coupelle [1,2,3]. Les résultats sont présentés en Figure 2.

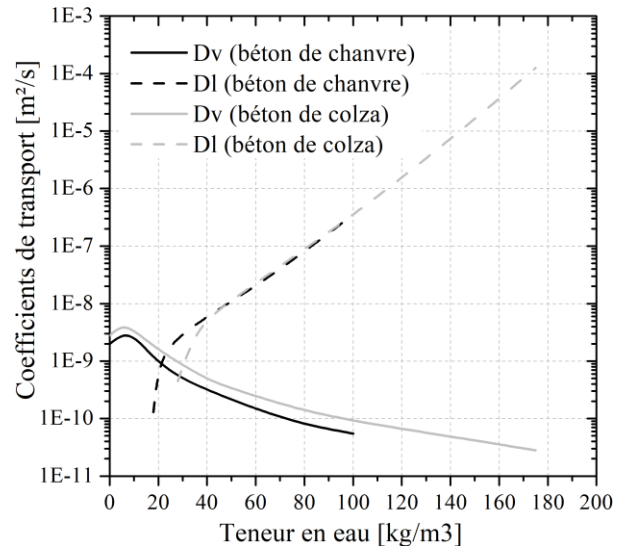


Fig. 2. Coefficients de diffusion de l'eau liquide et de la vapeur d'eau des bétons de chanvre et de colza

2.1.4. Transfert de chaleur

Le transfert de chaleur au travers d'un matériau poreux peut être décrit comme suit :

$$q_j = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} + (h_v + C_{p,v} T) g_{v,j} + C_{p,w} T \cdot g_{w,j} \quad (14)$$

Le flux enthalpique dû au transfert de masse est représenté par le second terme de l'expression. La conductivité thermique du matériau humide est fonction de la teneur en eau et de la température. Rahim propose une approche exponentielle pour fitter au mieux les résultats expérimentaux obtenus par la méthode de la plaque chaude gardée, à différentes teneur en eau [12].

$$\lambda = [\lambda_{d,0} + \alpha (T - T_0)] \exp(\beta w) \quad (15)$$

Les paramètres du modèle sont présentés dans le Tableau 2.

Tableau 2. Propriétés thermiques des bétons bio-sourcés

	$\lambda_{d,0}$ (W/(m.K))	α (-)	β (-)
Béton de chanvre	0.1216	0.0002	1.40
Béton de colza	0.0911	0.0002	1.68

2.2. IMPLEMENTATION D'UN MODELE D'HYSTERESIS

La réponse d'un matériau poreux à la répétition de cycles de séchage et d'humidification dépend de son comportement hygrique, représenté sous la forme des isothermes de sorption. Lors de l'humidification, une phase d'adsorption de surface débute, suivie de la superposition des molécules d'eau dans les pores (adsorption monocouche, puis multicouche). Sous forte humidité relative, la condensation capillaire est responsable de la forte augmentation du stockage de l'eau dans les pores [13].

Plusieurs modèles sont proposés dans la littérature afin de reproduire le phénomène d'hystérésis de sorption : le modèle empirique de Pedersen [9,14] fait apparaître deux coefficients expérimentaux, le modèle conceptuel de Preisach [15] présente des différences significatives avec les résultats expérimentaux, le modèle de

Frandsen [8] ne tient pas compte de l'histoire des sollicitations hygriques et enfin le modèle phénoménologique de Mualem [11,14,16] qui est retenu dans cette étude.

Le modèle de Mualem est basé sur l'évolution de la pression capillaire au sein du matériau poreux, et plus précisément sur deux fonctions cumulatives, $L(P_c)$ et $H(P_c)$, décrivant la distribution de l'eau dans les pores en fonction du rayon normalisé des pores et du réseau capillaire :

$$L(P_c) = S_{ads}(P_c) \quad (16)$$

$$H(P_c) = \frac{S_{des}(P_c) - S_{ads}(P_c)}{1 - S_{ads}(P_c)} \quad (17)$$

Lors du premier cycle d'humidification du matériau, en débutant d'un état d'équilibre hygrique de coordonnées $(S_{des}(P_c), P_{c,1})$, le degré de saturation en eau s'exprime comme suit :

$$S_{ads}(P_c) = S_{des}(P_{c,1}) + [L(P_c) - L(P_{c,1})] H(P_{c,1}) \quad (18)$$

Puis, lors d'un cycle de séchage de rang $N+1$, où $L(P_c) \geq L(P_{c,N-1})$:

$$S_{des}(P_c) = S_{ads}(P_{c,N}) - [L(P_{c,N}) - L(P_c)] \times [1 - H(P_c)] \quad (19)$$

Suivi de l'expression suivante représentant le cycle d'humidification de rang $N+2$, où $L(P_c) \leq L(P_{c,N-1})$:

$$S_{ads}(P_c) = S_{des}(P_{c,N}) - [L(P_c) - L(P_{c,N})] \times [1 - H(P_{c,N})] \quad (20)$$

avec $S(P_{c,N})$, $L(P_{c,N})$ et $H(P_{c,N})$ les valeurs correspondantes au début du cycle de sorption (adsorption ou désorption). Si $L(P_c) \leq L(P_{c,N-1})$ lors d'un cycle de séchage, il convient de remplacer $L(P_{c,N-1})$ par $L(P_{c,N-3})$, et de manière similaire en cycle d'humidification. Le modèle se base donc sur l'historique des sollicitations hygriques, qu'il convient de conserver lors du calcul différentiel temporel. Un développement en série facilite l'implantation de ce modèle d'hystérésis dans le cadre d'un calcul incrémental. Lors d'un cycle d'humidification, il convient donc d'utiliser l'expression suivante :

$$S_t - S_{t-1} = [L(P_{c,t}) - L(P_{c,t-1})] + H(P_{c,1}) \times [L(P_{c,t-1}) - L(P_{c,t})] \quad (21)$$

Et lors d'un cycle de séchage :

$$S_t - S_{t-1} = L(P_{c,t}) \times [1 - H(P_{c,t})] - L(P_{c,t-1}) \times [1 - H(P_{c,t-1})] + L(P_{c,1}) \times [H(P_{c,t}) - H(P_{c,t-1})] \quad (22)$$

Finalement, la détection du changement de nature des sollicitations (humidification ou séchage) est réalisée mathématiquement par le changement de signe de la dérivée première de l'évolution de la concentration en vapeur d'eau :

$$\left. \frac{dc_v}{dt} \right|_{t-1} \times \left. \frac{dc_v}{dt} \right|_t \quad (23)$$

Si l'Equation 23 est positive, le cycle en cours se poursuit, quand un résultat négatif montre une inversion de la sollicitation hygrique (par exemple, passage d'un cycle d'humidification à un cycle de séchage, ou inversement). La dérivée seconde de la concentration en vapeur d'eau (d^2c_v/dt^2) donne davantage de précision sur la nature du cycle de sollicitations. Une dérivée seconde positive sera obtenue pour un cycle

d'humidification quand un cycle de séchage engendrera une dérivée seconde négative.

2.3. PROTOCOLE EXPERIMENTAL ET CONDITIONS AUX LIMITES

Des échantillons de béton de chanvre et de béton de paille de colza sont découpés aux dimensions $100 \times 100 \times 50$ mm³. La face inférieure est recouverte d'aluminium afin de bloquer les échanges hygriques. Les échantillons sont séchés dans une étuve à 70°C jusqu'à stabilisation de la masse.

Les échantillons sont ensuite placés sur des balances analytiques de précision (0.001g), dans une enceinte climatique. L'acquisition de l'évolution de la masse de chaque échantillon est réalisée grâce à un data logger, à une fréquence de 1.67×10^{-3} Hz. Les échantillons sont maintenus à une température constante de 23°C et une humidité relative de 40%. Après stabilisation de la masse de chaque échantillon, des cycles de sollicitations hygriques sont appliqués (Figure 3). Les trois premiers cycles sont destinés à étudier l'impact de l'hystérésis de sorption en régime transitoire dynamique, les cycles suivants visent le régime établi. Les essais sont arrêtés lorsque le régime établi est atteint, et exploitable.

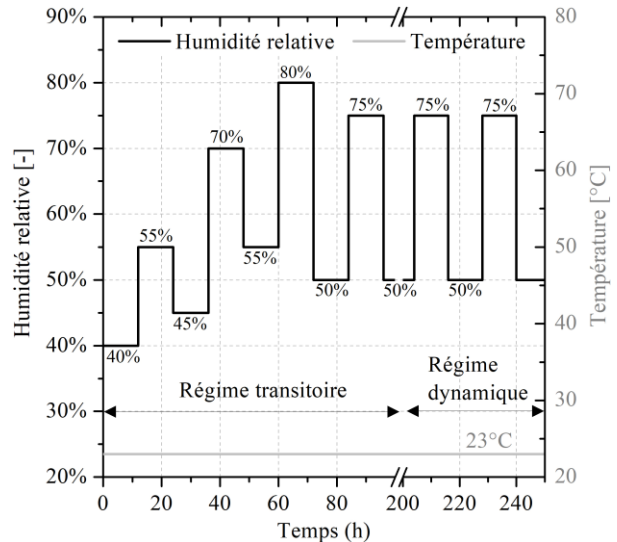


Fig. 3. Protocole expérimental - sollicitations hygriques

Les conditions initiales et limites doivent être sectionnées et combinées consciencieusement afin de réduire le temps et le coût de calcul. Ainsi, la température et la teneur en eau initiales sont considérées identiques en tout point du matériau poreux. La température est maintenue constante sur les six faces des échantillons quand la sollicitation hygrique est appliquée sur cinq faces seulement, la dernière face étant au contact de la balance analytique. Le coefficient d'échange de chaleur est estimé égal à $7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ au regard de la vélocité de l'air dans l'enceinte climatique. Le coefficient d'échange de masse est déterminé en fonction du coefficient d'échange de chaleur :

$$h_m = \frac{h_c}{\rho_a \cdot C_{p,a}} \quad (24)$$

3. RESULTATS ET DISCUSSIONS

3.1. EN REGIME ETABLI

Les résultats numériques des modèles avec et sans prise en considération de l'hystérésis de sorption sont très proches des valeurs expérimentales. En régime établi, la comparaison des modèles valide les conclusions issues de la littérature, à savoir que l'influence de l'hystérésis de sorption est négligeable. Il convient néanmoins de souligner que cette observation est justifiée uniquement en terme de variation de la teneur en eau par rapport au début d'un cycle en régime établi. En effet, la variation de teneur en eau débute à 0g à 300 h sur la Figure 4, correspond au début d'un cycle dans le régime établi.

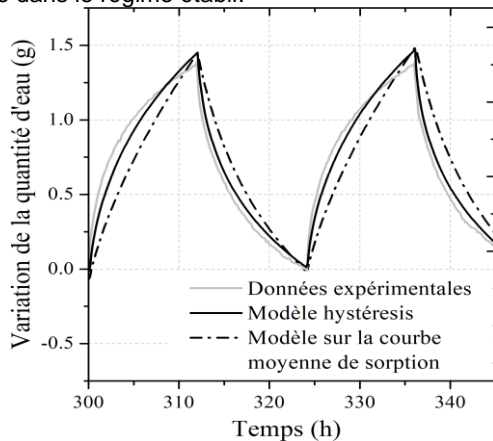


Fig. 4. Variation de la teneur en eau au sein du béton de chanvre, en régime établi

3.2. EN REGIME TRANSITOIRE

La Figure 5 montre la variation de la teneur en eau du béton de chanvre sur les huit premiers cycles de sorption. De la même manière que précédemment, la variation de la teneur en eau est calculée à partir de la quantité d'eau initialement présente dans le matériau poreux (à 40% d'humidité relative). Les résultats montrent que le modèle sans hystérésis surestime la quantité d'eau stockée lors du régime établi. En effet, le modèle sans hystérésis se base sur la courbe moyenne de sorption, qui attribue, en phase d'adsorption une quantité d'eau stockée plus importante que réellement (voir Figure 1).

Le modèle avec hystérésis de sorption présente une adsorption d'eau plus proche de la branche principale

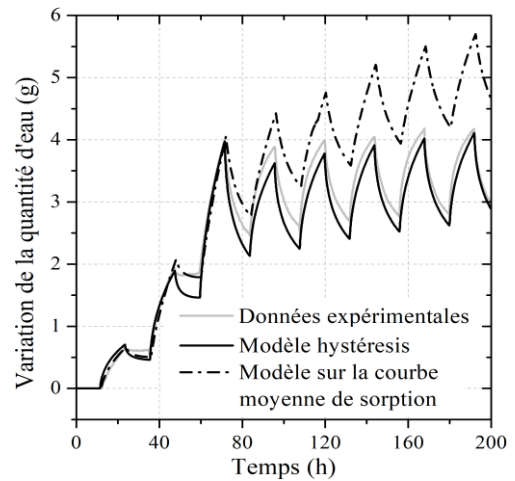


Fig. 5. Variation de la teneur en eau au sein du béton de chanvre, en régime transitoire

d'adsorption car les humidités relatives en jeu ne font pas apparaître de phase de condensation capillaire. Pour une humidité relative plus importante (supérieure à 80%), la condensation capillaire augmentera significativement la teneur en eau et les cycles d'humidification / séchage seront plus proches de l'isotherme moyenne de sorption. Mais dans ce cas, le phénomène d'hystérésis serait significativement plus prononcé et l'erreur commise probablement non négligeable (fonction de la précision recherchée).

3.3. COMPORTEMENT HYGRIQUE GLOBAL

La Figure 6 montre l'évolution de la masse humide du béton de chanvre sur l'intégralité de l'essai. Le modèle sans hystérésis montre une forte surestimation de la masse humide de l'échantillon. A l'état initial (40% d'humidité relative), l'isotherme moyenne de sorption surestime à nouveau la quantité d'eau stockée au sein du matériau poreux (Figure 1). Le modèle avec hystérésis suit parfaitement la branche d'adsorption et entraîne une estimation efficace de la quantité d'eau, en adsorption comme en désorption, malgré quelques différences peu significatives lors des premiers cycles. Le modèle avec hystérésis conduira dans tous les cas à des résultats plus fins, mais si la condensation capillaire n'est pas atteinte, un modèle basé sur la branche principale d'adsorption peut être suffisant. Un modèle basé sur l'isotherme moyenne semble satisfaisant si la condensation capillaire apparaît et que le calcul est mené en variation de la teneur en eau.

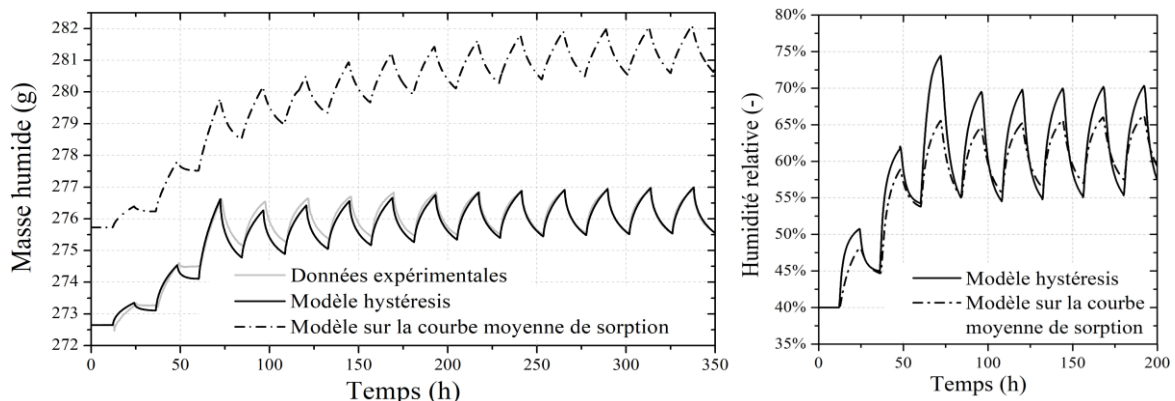


Fig. 6. Evolution de la masse humide du béton de chanvre (à gauche). Evolution de l'humidité relative du béton de chanvre 5 mm en dessous de la face supérieure de l'échantillon (à droite)

4. CONCLUSION

Cet article se concentre sur l'établissement d'un modèle numérique hygrothermique, dont l'hystérésis de sorption est prise en considération afin de simuler le comportement hygrique de bétons bio-souçés sous sollicitations hygriques dynamiques (en régimes transitoire et établi). Le but est de montrer l'importance du phénomène d'hystérésis sur le comportement des matériaux de construction, et de déterminer s'il est possible de négliger l'hystérésis dans une analyse dynamique efficace.

Tout d'abord, les résultats des modèles numériques sont comparés aux données expérimentales pour deux matériaux de construction différents: le béton de chanvre et le béton de paille de colza. Le modèle avec hystérésis, basé sur l'histoire des sollicitations, montre des résultats très proches des observations expérimentales, en conditions transitoires et stables. Ceci tend à confirmer la validité de ce modèle numérique.

Par la suite, les résultats numériques sont comparés à ceux du modèle dont le phénomène d'hystérésis est négligé. Ce modèle est basé sur la courbe de sorption moyenne, qui est la moyenne arithmétique entre les courbes d'adsorption et de désorption. Les résultats montrent que le modèle sans hystérésis est suffisant pour établir la variation de la teneur en eau d'un matériau de construction seulement en régime établi. D'autre part, pour obtenir la masse humide de l'échantillon, ce modèle doit être fitté avec la masse humide de l'échantillon au début du cycle en régime établi. En effet, le modèle sans hystérésis entraîne des différences significatives avec les données expérimentales, notamment en termes de teneur en eau initiale et de variation de l'humidité relative pour atteindre l'état d'équilibre. Ceci peut s'expliquer par la courbe de sorption moyenne utilisée qui conduit à une surestimation de la teneur en eau.

Par conséquent, l'utilisation d'un modèle hystéresique est recommandée si:

- l'analyse du comportement hydrique en régime transitoire est visée
- une plage d'humidité relative incluant la condensation capillaire est prise en compte
- l'analyse de la teneur en eau (basée sur la masse humide et non sur la variation du taux d'humidité) est recherchée.

Cette étude s'inscrit dans le cadre d'une étude globale visant à modéliser le comportement thermohygrique couplé d'un mur en béton agro-souçé sous sollicitations réelles. L'objectif est d'analyser et d'identifier les phénomènes physiques complexes

entrant en jeu. Les conditions limites réelles imposent un état transitoire car les variations climatiques quotidiennes ne peuvent atteindre un état établi.

REFERENCES

[1] Rahim M., Douzane O., Tran Le A.D., Promis G., Laidoudi, B., Crigny A., Dupre B., Langlet T. Characterization of flex lime and hemp lime concretes:

Hygric properties and moisture buffer capacity. *Energy and Buildings* 2015;88:91-99

[2] Rahim M., Douzane O., Tran Le A.D., Langlet T. Effect of moisture and temperature on the thermal properties of three bio-based materials. *Construction and Building Materials* 2016;111:119-127

[3] Rahim M., Douzane O., Tran Le A.D., Promis G., Langlet T. Characterization and comparison of hygric properties of rape straw concrete and hemp concrete. *Construction and Building Materials* 2016;102:679-687

[4] Rahim M., Douzane O., Tran Le A.D., Promis G., Langlet T. Experimental investigation of hygrothermal of two bio-based building envelopes. *Energy and Buildings* 2017;139:608-615

[5] Lelievre D. Simulation numérique des transferts de chaleur et d'humidité dans une paroi multicouche de bâtiment en matériaux biosourcés. PhD Thesis, Université de Bretagne Sud, 2015

[6] Abahri K., Belarbi R., Trabelsi A. Contribution to analytical and numerical study of combined heat and moisture transfers in porous building materials. *Building and Environment* 2011;46:1354-1350

[7] Tran Le A.D. Etude des transferts hygrothermiques dans le béton de chanvre et leur application au bâtiment : simulation numérique et approche expérimentale. PhD Thesis, Université de Reims Champagne-Ardenne, 2010

[8] Zhang X., Kunzel H.M., Zillig W., Mitterer C., Zhang X. A fickian model for temperature-dependent sorption hysteresis in hygrothermal modeling of wood materials. *Heat and Mass Transfer* 2016;100:58-64

[9] Kwiatkowski J., Woloszyn M., Roux J.J. Modelling of hysteresis influence on mass transfer in building materials. *Building and Environment* 2009;44:633-642

[10] Zhang X., Zillig W., Kunzel H.M., Mitterer C. Combined effects of sorption and its temperature dependency on wood materials and building enclosures-part II: hygrothermal modeling. *Building and Environment* 2016;106:181-195

[11] Ait Oumeziane Y. Evaluation des performances hygrothermiques d'une paroi par simulation numérique : application aux parois en béton de chanvre. PhD Thesis, INSA de Rennes, 2013

[12] Rahim M. Analyse et caractérisation du comportement hygrothermique de parois agro-souçés à l'échelle 1 : Expérimentation et modélisation. PhD Thesis, Université de Picardie Jules Verne, 2015

[13] Zhang Z., Thiery M., Baroghel-Bouny A. Numerical modelling of moisture transfers with hysteresis within cementitious materials: verification and investigation of the effects of repeated wetting-drying boundary conditions. *Cement and Concrete Research* 2015;68:10-23

[14] Lelievre D., Colinart T., Glouannec P. Hygrothermal behavior of bio-based building materials including hysteresis effects: Experimental and numerical analysis. *Energy and Buildings* 2014;84:617-627

[15] Hanyga A., Serebnynska M. A dynamic model of capillary hysteresis in immiscible fluid displacement. *Transport in Porous Media* 2005;59:249-265

[16] Zhang Z. Modelling the sorption and its effect on moisture transport within cementitious materials. PhD Thesis, Université de Paris-Est, 2014

DES DÉCHETS D'INCINÉRATEURS À LA FABRICATION DES BÉTONS ÉCOLOGIQUES

Imen RAHMOUNI^{a,b,*}, Geoffrey PROMIS^b, Abdelhamid R'MILI^a, Hassen BEJI^b, Oualid LIMAM^a

^a Laboratoire de Génie Civil (LGC-ENIT), Université de Tunis El-Manar, ENIT-BP 37, 1002 Tunis le Belvédère, Tunisie Tel : +21671875726, Fax : +21671875726

^b Laboratoire des Technologies Innovantes (LTI), Université de Picardie Jules Verne, Avenue des Facultés-Le Bailly, 80025 Amiens Cedex, France Tel : +33 (0)322534016, Fax : +33(0)32295175

RÉSUMÉ

Dans le but de conserver les ressources naturelles et protéger l'environnement contre la pollution et le dégagement du CO₂, cette étude présente une analyse de la formulation et de la caractérisation de bétons d'éco-granulats issus d'une nouvelle technologie développée par l'Université de Greenwich (Kent, Royaume Uni) : la carbonatation accélérée. Ces éco-granulats à bilan carbone négatif, obtenus par combinaison de sous-produits industriels ou de déchets d'incinérateurs avec du dioxyde de carbone, ont des caractéristiques particulières leur conférant un intérêt certain dans le domaine du génie civil pour la réalisation de blocs de construction et de bétons. Le procédé de carbonatation accélérée vise à carbonater des déchets d'incinérateur dans une atmosphère enrichie en CO₂ afin de générer des granulats. Au cours de ce travail, les granulats carbonatés ont été analysés en laboratoire à travers une caractérisation morphologique, physique, mécanique et thermique afin de les valoriser dans la confection de béton. Les résultats obtenus ont également été confrontés aux caractéristiques de granulats de référence (granulats naturels et granulats d'argile expansée). À l'aune de ces résultats, des bétons à base des granulats carbonatés ont été formulés. Afin d'améliorer le confort thermique et réduire les consommations énergétiques, les bétons à base d'éco-granulats ont ainsi été caractérisés de point de vue physico-mécanique et thermique, puis comparés à des bétons de référence. Les résultats obtenus montrent des bonnes caractéristiques des bétons confectionnés et prouvent l'intérêt de les utiliser en blocs de bétons pour des murs porteurs.

Mots Clés : Valorisation de déchets d'incinérateur ; Granulats à bilan carbone négatif ; Technologie de carbonatation accélérée

1. INTRODUCTION

Les granulats s'avèrent être des matériaux soigneusement élaborés dont les caractéristiques sont normalisées dans la plupart des pays, comme l'intégralité des produits industriels. Au vu des grandes quantités de granulats consommés, il apparaît très clairement que les granulats sont devenus, aujourd'hui, des matériaux de première nécessité dont l'approvisionnement doit être assuré de façon durable pour les générations futures [1]. Toutefois, ces ressources naturelles ne sont pas inépuisables et les lieux d'extraction ne cessent de s'éloigner des lieux de consommation. En parallèle, l'essor rapide du tissu urbain, dans tous les pays du monde, a provoqué une augmentation impressionnante des quantités de sous-produits industriels et de déchets, qui autrefois ne suscitaient guère d'intérêt ni d'inquiétude. Ces produits ont commencé à constituer un problème économique et écologique vers la fin du 20^{ème} siècle. Les quantités énormes qui sont produites sans cesse immobilisent des volumes de stockage des déchets de plus en plus conséquents et réduisent ainsi les disponibilités de terrains, sans compter la pollution de l'environnement [2]. On a recours à différents moyens de recyclage des déchets comme les décharges, l'incinération ou le

stockage pour faire face à cette situation. Mais nous ne réfléchissons pas aux conséquences et aux effets négatifs possibles à moyen ou long terme de ces techniques. Par ailleurs, la fumée rejetée par les industries ou par l'incinération de déchets contient encore des métaux lourds et du dioxyde de carbone lourds de conséquences sur la santé et sur l'environnement. Le CO₂, gaz à effet de serre, s'accumule dans l'atmosphère et participe au réchauffement climatique.

Pour répondre, d'une part, au besoin vital de la construction, et d'autre part, au besoin universel de conserver les ressources et de protéger l'environnement contre la pollution et le dégagement de CO₂, il est indispensable de développer des matériaux de substitution aux granulats naturels en valorisant les déchets et les sous-produits de l'industrie, qui, combinés au CO₂, peuvent être transformés en granulats. Ce double avantage de réduction des émissions de CO₂ et de recyclage des déchets constituent une alternative fort intéressante pour l'avenir.

Afin de développer la filière de valorisation des matériaux de construction à base de déchets au sien du secteur du Bâtiment et des Travaux Publics, il est nécessaire de mener une méthodologie de caractérisation des propriétés intrinsèques de ces sous-produits (les

* auteur correspondant

Adresse électronique : imenrahmouniimen@hotmail.fr

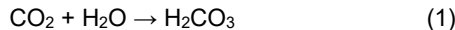
granulats carbonatés) et des produits finaux (les bétons à base de granulats carbonatés). A ces fins, l'étude des caractéristiques morphologiques, physiques, mécaniques et thermiques de ces matériaux est présentée ici. Les nouveaux matériaux de construction doivent présenter des performances suffisantes pour répondre aux contraintes technologiques de la construction tout en limitant l'impact de nos besoins sur l'environnement.

A l'aune de ce constat, nous présenterons dans une première partie le processus industriel de fabrication des éco-granulats, puis, dans une deuxième partie, l'analyse des caractéristiques des granulats carbonatés, suivie de l'évaluation expérimentale des propriétés mécaniques et thermiques de bétons à base d'éco-granulats. Afin de situer ces nouveaux matériaux durables dans le paysage des matériaux de construction traditionnels, nous proposons une étude comparative des performances de ces bétons confrontées aux performances de bétons de référence, à base de granulats naturels et de granulats légers d'argile expansée.

2. LE PROCESS INDUSTRIEL

Les granulats ici produits sont issus d'un procédé de carbonatation accélérée, breveté par Carbon8 System [3,4], une entité de l'Université de Greenwich (Kent, Royaume Uni). La licence d'exploitation est actuellement détenue par l'entreprise Carbon8 Aggregate.

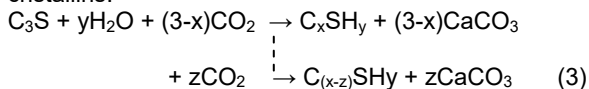
La carbonatation est une réaction naturelle très lente de combinaison avec le dioxyde de carbone en milieu humide: le dioxyde de carbone se transforme en acide carbonique:



Par la suite, l'acide carbonique réagit avec la chaux de manière à former de la pierre calcaire :



Dans le cas de la carbonatation de matrice de type cimentaire, les silicates de calcium C_3S et C_2S vont interagir avec le dioxyde de carbone et l'eau en raison de leur caractère hydraulique. La réaction va produire des carbonates de calcium CaCO_3 qui cristallisent en calcite, polymorphe stable en conditions normales et des silicates de calcium hydratés CSH, composés non cristallins.



L'enchevêtrement du gel C_xSH_y apporte la solidité des granulats et participe à l'inertage des granulats, assurant ainsi la stabilité chimique des granulats : les CSH se développent à la surface des grains et comblent progressivement les interstices capillaires. La couche d'hydrate qui enrobe les grains devient suffisamment épaisse pour ralentir la diffusion des ions et de l'eau vers les composants anhydres du système.

La carbonatation présente de nombreux avantages tels que l'agglomération des particules pour la formation de granulats solides (le durcissement de la matrice permet d'obtenir des matériaux finis résistants) et la stabilisation physique (des polluants) et chimique (formation de carbonates métalliques insolubles et diminution du pH). Pour toutes ces raisons, la valorisation des déchets issus de traitements thermiques (riches en CaO) est particulièrement adaptée au procédé de carbonatation.

A l'aune de ce constat, l'Université de Greenwich a développé un procédé simple et rapide de carbonatation

accélérée (ACT) [3,4] qui permet de faire réagir les minéraux de résidus thermiques avec du CO_2 . La précipitation des carbonates (calcaire) engendre une fixation permanente du CO_2 et la formation de granulats inertes. Ce procédé vise à carbonater des déchets d'incinérateur dans une atmosphère enrichie en dioxyde de carbone afin de générer des granulats. Après leur acheminement et leur stockage au centre de production, les déchets sont prétraités par carbonatation puis mélangés à des réactifs (ciment, sable et eau) pour former une pâte liante. Les matériaux sont ensuite carbonatés dans un réacteur tournant formant ainsi des granulats légers à bilan carbone négatif. Le CO_2 se transforme en acide carbonique qui va alors pouvoir initier des réactions avec des composés de type hydroxyde de calcium (portlandite ou chaux éteinte) pour former des carbonates de calcium (figure 1).

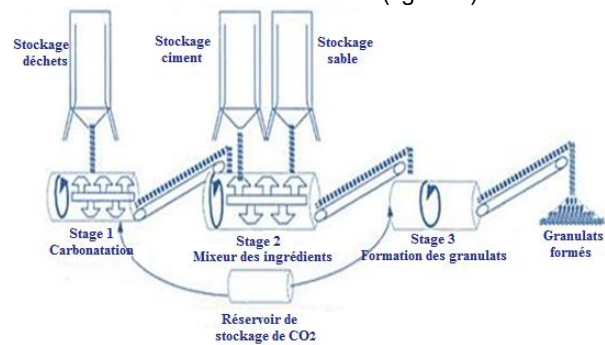


Figure 1. Process de carbonatation accélérée [3].

Ce procédé a démontré son efficacité quant à l'inertage des résidus d'incinération, actuellement dirigés vers les centres d'enfouissement techniques de catégorie 1 (déchets dangereux). Son utilisation permettrait de recycler le CO_2 présent dans les fumées d'incinération, en raison de la réaction de carbonatation fortement consommatrice de CO_2 .

Un granulats a été produit à partir des résidus d'épuration des fumées d'incinérations des ordures ménagères (REFIOM) [5] et de ciment utilisé comme liant (figure 2a). Le second déchet retenu pour produire des granulats provient des cendres de papier [6]. Ces granulats ont été produits sans ajout de liant mais avec ajout de fines de carrière (voir Figure 2b), riches en oxyde de calcium CaO. Un dernier déchet provient d'un centre de biomasse français (figure 2c).

Dans la suite, les granulats produits seront notés C8 pour les granulats à base de REFIOM, PA pour les granulats à base de cendres de papier et Bak pour les granulats à base de cendres de biomasse. Les granulats C8 et Bak ont été produits à partir de ciment utilisé comme liant.

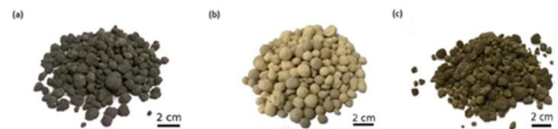


Figure 2. Granulats de REFIOM notés C8 AGG (a), de cendres de papier notés PA (b), de cendres de biomasse notés Bak (c).

3. CARACTÉRISATION DES GRANULATS

Les caractéristiques des granulats utilisés dans la composition d'un béton jouent un rôle très important sur les propriétés et les performances du béton. En effet, les propriétés du béton sont largement influencées par les

caractéristiques de ses constituants. De ce fait, afin de développer la filière de la valorisation des éco-matériaux à base de déchets, nous avons procédé à une campagne d'essais de caractérisation de ces granulats. Pour tous les essais effectués, les résultats trouvés sont confrontés à ceux des granulats dit de références couramment utilisés : une argile expansée commercialisée de type LECA notée AE et un granulats naturel noté O (Figure 3).



Figure 3. Granulats de référence étudiés.

L'analyse granulométrique, opération consistant à déterminer la distribution dimensionnelle des grains, a été réalisée selon la norme NF EN 933-1 [7]. Cette analyse montre que les granulats issus du procédé de carbonatation accélérée présentent une répartition dimensionnelle très proche des granulats de référence AE et O. Le pourcentage de fines (inférieur à 2%) et les classes granulaires mesurées (0/16) s'avèrent adaptés à la fabrication de béton. Cette première approche d'identification granulométrique confirme le potentiel de substitution aux granulats traditionnels dans les bétons et plus particulièrement pour la réalisation de blocs de construction.

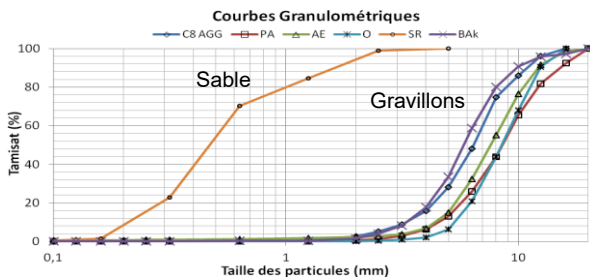


Figure 4. Analyse granulométrique des granulats.

Les masses volumiques apparentes ρ_{app} des granulats ont été mesurées selon la norme NF EN 1097-3 [8] avec un contenant de 1 litre. La méthode du pycnomètre à eau, conformément à la norme NF EN 1097-6 [9], a été utilisée pour obtenir les masses volumiques absolues et réelles des granulats. Nous déterminons les masses volumiques afin de vérifier la régularité minéralogique des matériaux ainsi que le calcul des rendements volumiques des formulations des bétons. Les résultats obtenus sont présentés dans le Tableau 1. Après 24h, l'absorption d'eau WA24 est de l'ordre de 15% pour les granulats C8 AGG, Bak et AE, et de l'ordre de 29 % pour les granulats PA. Les granulats O qui ne sont que très faiblement poreux (3,66 % de porosité totale), ont un coefficient d'absorption à 24h de 1 %. Ainsi, globalement les masses volumiques réelles des granulats carbonatés sont encadrées par celles des granulats O et AE.

Tableau 1. Masses volumiques, porosité et coefficient d'absorption des granulats.

Granulats	O	C8	AE	PA	BAK
Masse volumique apparente ρ_{app} (kg/m ³)	1360	1100	700	880	1090
Masse volumique saturée surface sèche ρ_{ssd} (kg/m ³)	2540	2110	1380	1850	2240

Masse volumique réelle sec ρ_{rd} (kg/m ³)	2500	1820	1200	970	1300
Masse volumique Absolue ρ_a (kg/m ³)	2590	2560	1460	2100	2490
Coefficient d'absorption Wa24 (%)	13.8	16	14.5	28.3	15.1
Porosité totale (%)	3.7	30.2	53.8	62.6	49.9

La forte porosité des granulats carbonatés laisse envisager une importante rétention de l'eau d'hydratation du ciment. Afin d'adapter au mieux la formulation du béton, la mesure d'absorption d'eau des granulats a été faite sur trois échantillons de 400g immergés dans l'eau pendant 7 jours afin de mesurer la capacité d'un granulats à absorber l'eau. Cet essai est réalisé afin de prendre en compte l'absorption des granulats dans le calcul du rapport Eau efficace/Ciment dans les bétons et avoir une estimation de l'aptitude du granulats à influencer la rhéologie du béton. Les résultats, présentés en Figure 5, montrent une absorption immédiate pour les granulats PA proche de 22%. Après 7 jours, les granulats AE atteignent environ 20% d'absorption d'eau. En revanche, les granulats O n'absorbent pas ou très peu d'eau. En ce qui concerne les granulats C8 AGG, ceux-ci ont montré un comportement atypique, avec une absorption rapide de l'ordre de 5 % puis une perte de masse liée à la désintégration des granulats dans l'eau. Les granulats Bak absorbe 5% d'eau à 24h. Les granulats Bak et C8 AGG ont montré une tendance à désorber et à se désintégrer après 24h d'absorption. Ces différents résultats soulignent la nécessité d'adapter la proportion en eau lors de la confection des bétons afin d'optimiser les formulations car les granulats PA et AE sont très absorbants d'eau dès 24h avec des coefficients de 22% et 15% respectivement. Dans le cas des granulats C8 AGG et Bak, l'absorption d'eau, autour de 5 %, ne devrait que peu influencer la formulation des bétons.

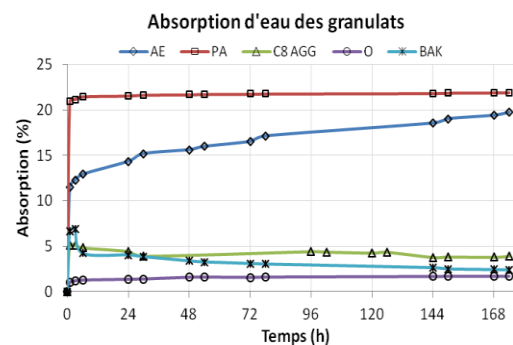


Figure 5. Absorption d'eau des granulats.

Dans le but d'évaluer la résistance mécanique des éco-granulats, des essais d'écrasement en vrac ont été réalisés selon la norme EN 13055-1 [10]. Un échantillon de granulats compacté par vibration est comprimé, à l'aide d'un piston, dans un cylindre de 100 mm d'hauteur et de 175 à 200 cm² de section. La vitesse d'enfoncement du piston est de 1 mm par minute et l'essai est terminé lorsque l'enfoncement du piston atteint 20 mm. La résistance conventionnelle des granulats est définie par le quotient de la force appliquée nécessaire pour obtenir l'enfoncement de 20 mm du piston par section du cylindre. Les granulats légers C8 AGG, AE, PA et Bak ont une résistance à l'écrasement

en vrac inférieure à celle des granulats O, comme attendu au regard des masses volumiques réelles et apparentes. Les granulats C8 AGG tendent à montrer une résistance à l'écrasement plus élevée que les granulats PA, Bak et AE. Le granulat PA présente une résistance mécanique acceptable et les granulats C8 AGG et Bak montrent des bonnes performances mécaniques supérieures au granulat léger de référence. Ces résultats traduisent l'intérêt que présentent les granulats carbonatés pour la fabrication de blocs de construction.

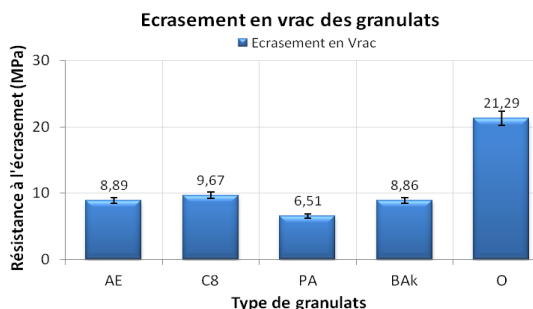


Figure 6. Résistance à l'écrasement des granulats.

Pour mesurer la conductivité thermique des granulats, nous avons utilisé la méthode de la plaque chaude gardée en régime permanent [11] sur des échantillons 25x25x6 cm. L'échantillon de matériau à étudier est placé entre deux plaques, chaude et froide, et entouré d'un isolant pour éviter les pertes latérales du flux de chaleur. Des thermocouples sont installés sur les faces de l'éprouvette pour mesurer les différences de température. La plaque supérieure, chaude, est mise au contact du matériau puis l'évolution des températures est enregistrée à l'aide d'un système d'acquisition. Les résultats, présentés en Figure 7, montrent de bonnes performances thermiques pour le granulat PA avec une conductivité thermique de 0,15 W/m.K, similaire à celle du granulat léger de référence AE. Le granulat C8 AGG présente de meilleures propriétés thermiques que le granulat O mais moins performant que les granulats PA et AE.

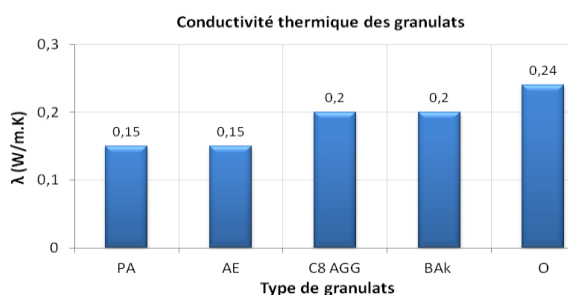


Figure 7. Conductivité thermique à 10°C des granulats secs.

4. FORMULATION DES BÉTONS

Les constituants d'un béton léger sont les mêmes que ceux d'un béton traditionnel. Cependant, dans le cas des bétons légers, l'absorption des granulats légers doit faire l'objet d'une attention particulière au regard des résultats précédents. À l'étape du malaxage, lorsqu'une certaine quantité d'eau est ajoutée, la quantité disponible pour hydrater le ciment et permettre sa réaction dépend de la quantité d'eau absorbée par les granulats légers [12]. Cette quantité d'eau peut être très importante. Cette particularité confère à chaque béton léger un caractère unique. En pratique, la littérature semble s'accorder sur

le point suivant : dans le cas où les granulats légers sont humidifiés avant d'être utilisés pour la fabrication de béton, des distinctions doivent être effectuées dans la description des quantités d'eau en jeu. En effet, deux quantités d'eau sont à prendre en compte : d'une part, l'eau absorbée ou eau interne qui n'est pas considérée dans l'eau de gâchage, d'autre part l'eau adsorbée à la surface des granulats légers ou eau superficielle qui elle fait partie de l'eau de gâchage [13].

Les différentes méthodes servant à déterminer la composition des bétons traditionnels peuvent être utilisées dans le cas des bétons légers sous réserve de quelques corrections expérimentales pour ajuster certaines caractéristiques (consistance, compacité, densité ou résistance) aux valeurs souhaitées.

Le ciment utilisé pour nos formulations est un ciment multi-usagers de type CEMII / B 32,5 R CE NF produit par le groupe EQIOM-France. Il est composé de 65 % à 79 % de clinker, 21 % à 35 % de laitier granule de haut fourneau (S), calcaire (L ou LL) ou cendres volantes (V ou VV) et de 0 à 5 % de constituants secondaires. Le sable de cette étude est un sable local siliceux roulé de classe granulaire 0/5 mm ayant une teneur en fines de 2%. Sa masse volumique réelle est de 2700 kg/m³ et son module de finesse est égal à 2.23.

Dans le cadre de notre travail, pour la formulation des mélanges nous avons opté pour l'utilisation de la méthode de Dreux-Gorisse qui présente une quantité de ciment moins importante que celle donnée par la méthode de Baron-Olivier sachant que le ciment est plus cher que les granulats (aspect économique) et une quantité de granulats plus importante que celle donnée par Baron-Olivier ce qui donne des propriétés thermiques pour le béton léger plus intéressantes. Afin d'optimiser les formulations, nous avons substitué en pourcentage massique les granulats légers par des granulats traditionnels de 25, 50, 75 et 100%. Cette optimisation a été réalisée afin de mettre en place différents modèles de formulation.

Tableau 2. Formulation des bétons étudiés.

Béton	C8	PA	BAK	AE	O
Ciment	350	350	350	350	350
Granulat	1007	869	1069	649	1103
Sable	639	658	639	658	755
Eau Efficace	145	359	249	254	175
Total (kg / m ³)	2141	2236	2307	1911	2383

Les bétons à l'état frais sont soumis à l'essai d'affaissement mesuré par le cône d'Abrams. La consistance désirée pour ces bétons est une ouvrabilité plastique et tenant compte des caractéristiques intrinsèques des granulats légers. Les bétons présentent donc une ouvrabilité satisfaisante. Un ajustement a été apporté sur le dosage en eau dans le but d'assurer un écoulement du béton qui correspond à la consistance initiale désirée. La consistance, maintenue constante pour les différents types de bétons, est égale à 70 mm.

5. CARACTÉRISATION DES BÉTONS

Après avoir caractérisé les éco-granulats et formulé des bétons à base de ceux-ci, nous procédons à la

caractérisation de ces bétons afin de déterminer leurs propriétés. Les propriétés mécaniques des bétons ont été étudiés à l'aide d'essais de compression sur des éprouvettes cylindriques 11x22cm selon la norme NF EN 12390-3 [14] et par des essais de flexion trois points sur des éprouvettes de 7x7x28 cm selon la norme NF EN 12390-5 [14]. Nous avons réalisés des essais à 7, 28 et 90 jours. Pour chaque formulation, trois éprouvettes ont été utilisées afin de déterminer la résistance à la compression. Une presse électromécanique équipée d'un capteur de force est pilotée en déplacement. La presse est reliée à un système d'acquisition afin d'enregistrer les données à une fréquence de 100 Hz. La vitesse de chargement est de 1 mm/min. Une précharge de 0.4 kN est appliquée sur l'éprouvette afin d'assurer un contact parfait avec les plateaux de la presse. Avant l'essai, les éprouvettes sont surfacées à l'aide d'une rectifieuse semi-automatique. Le surfacage a pour but d'obtenir une planéité et un parallélisme parfaits des faces de chargement. Au cours de l'essai, le déplacement entre les deux plateaux est enregistré à l'aide des capteurs LVDT.

Les résultats des essais de flexion et de compression à 28 jours des bétons confectionnés sont présentés dans la Figure 8. Les bétons à base d'éco-granulats ont des résistances à la flexion et à la compression inférieures à celles des bétons de granulats O. Les bétons d'éco-granulats ont une résistance moyenne en compression à 28 jours de l'ordre de 16 Mpa. L'augmentation de la quantité de granulats légers engendre une baisse des résistances mécaniques, gouvernée la porosité des granulats et leurs résistances mécaniques faibles (Figure 9).

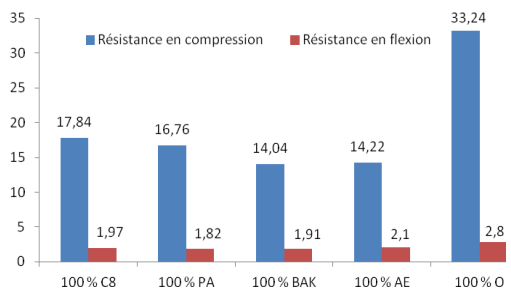


Figure 8. Résistances mécaniques des bétons.

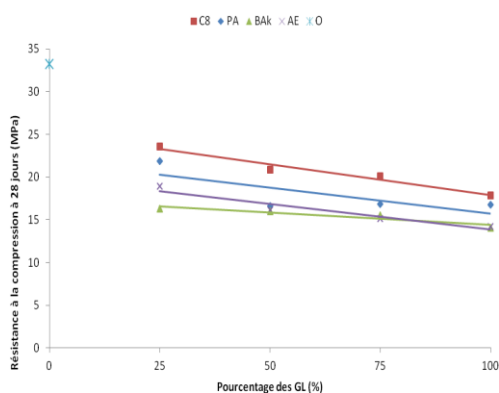


Figure 9. Résistance en compression à 28 jours en fonction du pourcentage des granulats légers.

La figure 10 montre l'évolution de la résistance des bétons en fonction du temps. Conformément à la théorie de la percolation, le durcissement du béton est lent et

progressif, fortement dépendant de la variation des propriétés de transport avec la probabilité de connexion au voisinage du seuil de percolation durant la prise [15]. De manière générale, tous les bétons respectent la norme NF EN 206-01 [16] et les bétons à base de C8 vérifient la résistance minimale recommandée par l'ACI qui est 17 Mpa à 28 jours [17]. Les bétons à base d'éco-granulats montrent donc des propriétés mécaniques intéressantes.

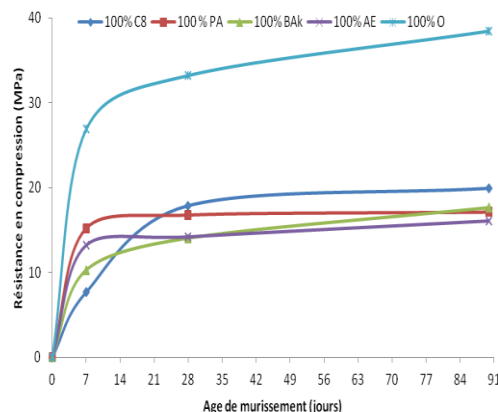


Figure 10. Résistance en compression en fonction de l'âge de durcissement des bétons.

Pour déterminer les performances thermiques d'un bâtiment, il est nécessaire de connaître la conductivité thermique et la chaleur spécifique des matériaux le constituant. La méthode de la plaque chaude gardée en régime permanent [10] a été utilisée pour mesurer la conductivité thermique sur des éprouvettes de bétons de 25x25x6 cm. Le béton à base de granulats C8 a un bon pouvoir isolant, avec une conductivité thermique bien inférieure à celle des bétons classiques O et proches à celle du béton à base d'argile expansée AE (tableau 3). En effet, le béton C8 présente une conductivité thermique de 0.7 W/m.K, comparable à celle des bétons AE. La méthode fluxmétrique [10] a été utilisée pour mesurer la chaleur spécifique massique. L'échantillon de matériau est placé entre deux plaques, chaude et froide reliées à des bains thermostatés. L'échantillon est entouré d'un isolant pour éviter les pertes latérales du flux de chaleur. Les autres caractéristiques thermiques en régime dynamique (diffusivité et effusivité thermiques) ont été calculées à partir de la conductivité et de la chaleur spécifique massique mesurées. Les résultats des différentes caractéristiques thermiques à 20°C sont résumés dans le tableau 3. Les bétons à base de granulats carbonatés ont une chaleur massique de l'ordre de 1000 à 1500 J/kg.K, du même ordre de grandeur que le béton à base d'argile expansée. La diffusivité thermique des bétons à base de granulats carbonatés est de l'ordre de $0.5 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, inférieure à celle d'un béton ordinaire O, ce qui indique une prédisposition plus élevée de ce béton à retarder le transfert de chaleur.

Tableau 3. Propriétés thermiques des bétons à 20°C.

Granulat employé	conductivité thermique λ (W/m.K)	chaleur massique C_p (J/kg.K)	effusivité thermique ε ($\text{J}/\text{m}^2 \text{K s}^{1/2}$)	diffusivité thermique a ($10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$)
C8 AGG	0.68	1025	1305	0.53
Bak	1.04	1509	1892	0.34
PA	0.93	1563	1755	0.37
AE	0.69	1564	1310	0.31
GN	1.31	1600	1779	0.54

D'un point de vue global, les performances thermiques des bétons de granulats carbonatés sont très proches de celles du béton léger de granulats d'argile expansée. Cette première étude thermique semble indiquer une bonne inertie thermique des éco-bétons, comparativement à un béton traditionnel. Les propriétés mécaniques sont suffisantes pour la réalisation de blocs de construction et la valorisation des cendres d'incinérateur dans la composition de béton semble être une piste fort encourageante permettant d'allier performance thermique et résistance mécanique.

CONCLUSION

Ce travail a permis d'évaluer les principales caractéristiques de granulats à bilan carbone négatif, obtenus à partir d'une technologie de carbonatation accélérée développée par l'Université de Greenwich (Kent, Royaume Uni) et Carbon8 System.

Dans un premier temps, les propriétés des granulats carbonatés sont évaluées afin de confirmer la possibilité de valoriser ces éco-matériaux dans la fabrication de béton. Ces granulats présentent une masse volumique relativement faible, les classant dans la catégorie des granulats légers. Cet allègement de masse est engendré par la forte porosité des ces granulats, laissant supposer une importante capacité d'emprisonnement de l'eau destinée à l'hydratation du ciment. Par ailleurs, la distribution granulométrique est semblable à un gravillon naturel et la résistance mécanique est suffisante pour la confection de béton. Enfin, la mesure de la conductivité thermique des granulats est intéressante et conduirait à une amélioration des performances thermiques des bétons. A l'aune des résultats de cette première étape, différentes méthodes de formulation de béton ont été étudiées et, en raison de la forte absorption en eau et des performances thermiques des granulats, la méthode de Dreux-Gorisse a été retenue, prouvant ainsi la possibilité de remplacer tout ou partie des granulats nobles lors de la confection de béton. Les échantillons réalisés ont été soumis à une méthodologie de caractérisation mécanique et thermique. Les résultats obtenus prouvent que ces bétons de granulats carbonatés sont légers, résistants à la compression et présentent une inertie thermique non négligeable avec notamment, une conductivité thermique réduite de 40% comparée à un béton courant.

Cette étude montre l'intérêt de développer le process de carbonatation accélérée afin de valoriser les déchets d'incinérateur et limiter leurs transferts vers les centres d'enfouissement, recycler le CO₂ par emprisonnement permanent dans des granulats et préserver les ressources naturelles en limitant l'utilisation de granulats naturels.

REMERCIEMENTS

Les auteurs tiennent à remercier l'Université de Greenwich (Kent, Royaume Uni) et Carbon8 System pour leur partenariat et la fabrication des granulats carbonatés étudiés dans ce travail de recherche.

RÉFÉRENCES

- [1] « Indicateurs de développement durable en Champagne-Ardenne : La production des granulats, » *Insee dossier n°34*, p. 21/22, Octobre 2011.

- [2] M. Behera, S. Bhattacharyya, A. Minocha, R. Deoliya and S. Maiti, *Recycled aggregate from C&D waste & its use in concrete – A breakthrough towards sustainability in construction sector : A review.*, *Constr Build Mater*, 2014.
- [3] C. Hills and P. Carey, *Production of secondary aggregates*, US20090104349 A1, 2009..
- [4] P. Gunning, C. Hills and P. Carey, *Production of lightweight aggregate from industrial waste and carbon dioxide.* *Waste Manag* 2009 ;29 :2722–8. *Doi :10.1016/j.wasman.2009.05.021..*
- [5] P. Gunning, C. Hills and P. Carey, *Accelerated carbonation treatment of industrial wastes*, *Waste Manag* 2010;30:1081-1090 *doi:10.1016/j.wasman.2010.01.005*
- [6] A. Antemir, C. Hills, P. Carey and P. Gunning, *Secondary aggregate from waste treated with carbon dioxide.* *Proc ICE – Constr Mater* 2011 ;164 :231–9. *Doi :10.1680/coma.1000011..*
- [7] *AFNOR NF EN 933-1 : Essais pour déterminer les caractéristiques géométriques des granulats*, 1997.
- [8] *AFNOR NF 1097-3 : Essais pour déterminer les caractéristiques mécaniques et physiques des granulats – Partie 3 : méthode pour la détermination de la masse volumique en vrac et de la porosité intergranulaire*, 2004.
- [9] *AFNOR NF EN 1097-6 : Essais pour déterminer les caractéristiques mécaniques et physiques des granulats – Partie 6 : détermination de la masse volumique réelle et du coefficient d'absorption d'eau.*, 2014.
- [10] *AFNOR NF EN 13055-1 : Granulats légers pour béton et mortier*, 2002.
- [11] *AFNOR, NF EN 12664: Performance thermique des matériaux et produits pour le bâtiment - Détermination de la résistance thermique par la méthode de la plaque chaude gardée et la méthode fluxmétrique-Produits secs et humides de moyenne et basse résistance thermique*, 2001.
- [12] V. M. Arnould M., *Granulats et bétons légers*, Presse de l'ENPC, 1986.
- [13] T. Holm and J. Ries, *High-performance structural lightweight concrete*, American concrete institute, 2004, p. 202.
- [14] *AFNOR NF EN 12390: Essais pour béton durci*, 2000.
- [15] J.P. Ollivier, J.M. Torenti and M. Carcassès, *Physical properties of concrete and concrete constituents*, ISTE Ltd, 2016, ISBN 1848213301
- [16] *AFNOR NF EN 206-1 : Béton - Spécification, performance, production et conformité*, 2004.
- [17] *Guide for structural lightweight-aggregate concrete reported by ACI comittee 213*, American concrete institute, 2003.

DÉVELOPPEMENT D'UNE PLATEFORME EXPÉRIMENTALE À RÉPONSE THERMIQUE VARIABLE

Wirich **FREPPÉL**^{a,*}, Geoffrey **PROMIS**^b, Omar **DOUZANE**^b, Anh Dung **TRAN LE**^b, Thierry **LANGLET**^b

^a Centre R&D Noiroit, Groupe Muller, 8 rue ampère, 02000 Laon Cedex, France

^b Laboratoire des technologies innovantes (EA3899), Université de Picardie Jules Verne, Avenue des facultés - Le Bailly, 80025 Amiens Cedex, France

RÉSUMÉ

Depuis les trois dernières décennies, les Nations-Unies ont pris de nombreuses décisions concernant notre impact sur l'environnement. Ces décisions concernent notamment la réduction des émissions de gaz à effet de serre et la réduction de la consommation énergétique. En France, le secteur du bâtiment représente environ 42% de la consommation énergétique globale, dont 70% est représenté par le chauffage, la ventilation, et l'eau chaude sanitaire. Il s'agit donc d'une cible potentielle pour limiter notre impact sur l'environnement. Il est possible de réduire la consommation énergétique relative aux systèmes thermiques en étudiant leurs interactions avec l'enveloppe du bâtiment. Pour y parvenir, une double approche par l'expérimentation et la simulation a été développée. Celle-ci est composée d'un logement réel de 100m² dans lequel la réponse thermique est une variable maîtrisée, ainsi que d'une version numérique de ce même logement permettant d'affiner le processus d'analyse et d'augmenter le nombre de degrés de liberté. Cet article décrit les solutions intégrées dans le logement expérimental et expose leurs limites.

Mots Clés : plateforme expérimentale multiclimatique, panneaux hydrauliques, méthode des différences finies

NOMENCLATURE

T	Température d'air intérieur [K]	Δx	Pas d'espace [m]
λ	Conductivité thermique [W/mK]	Δt	Pas de temps [s]
ρ	Masse volumique [kg/m ³]	N	Nombre de nœuds dans le matériau
c_p	Chaleur spécifique [J/kgK]	h	Coefficient d'échange surfacique [W/m ² K]
L	Nombre de couches dans la paroi	α	Diffusivité du matériau [m ² /s]
d	Épaisseur d'une couche [m]		

1. INTRODUCTION

Depuis le protocole de Kyoto en 1997, la France s'est fixée des objectifs ambitieux mais à forte influence sur la réduction de notre impact sur l'environnement. Plus précisément, l'objectif est de réduire de 20% la production de gaz à effet de serre, d'augmenter de 20% la production d'énergie renouvelable, et d'améliorer de 20% l'efficacité énergétique, et tout ceci par rapport à 1990 [1]. Depuis, de nombreux efforts ont été faits, notamment dans le bâtiment, ou aujourd'hui encore, la part de consommation d'énergie liée au chauffage, à la ventilation et à l'eau chaude sanitaire est de 70% [2]. [3] a listé les réglementations thermiques majeures sur la performance énergétique des bâtiments depuis les 40 dernières années. Les principales réglementations portent majoritairement sur le niveau d'isolation du bâtiment et l'exploitation des ressources naturelles autour de ce dernier. [4] ainsi que [5] ont étudié l'effet de la position et l'épaisseur de l'isolant sur la réponse thermique du

bâtiment. Ils ont montré entre autre, que son épaisseur n'est pas la seule caractéristique, mais que sa position joue un rôle non négligeable sur la consommation finale d'énergie de chauffage et refroidissement. [6] s'est intéressé à l'optimisation de la masse thermique dans le bâtiment pour améliorer l'efficacité énergétique ainsi que le confort thermique. Enfin, [7] a analysé l'impact de la compacité du bâtiment sur la consommation énergétique, et a montré que celle-ci est réduite avec la compacité. Cependant, toutes ces recherches portent sur l'architecture du bâtiment, et malgré les avancées technologiques, il est compliqué d'intégrer ces nouvelles solutions sur l'ensemble du territoire. En effet, le plan de rénovation lancé par le gouvernement en mars 2013 ne permet de rénover qu'un pour cent du parc immobilier existant par an, tandis que la construction neuve représente moins de 1% du parc par an [8]. Il faudrait, à ce rythme, un peu plus de 50 ans pour rénover l'ensemble du parc immobilier. Il est donc nécessaire de travailler sur des nouveaux axes d'optimisation de la consommation énergétique.

Aujourd'hui, les systèmes thermiques sont très performants individuellement. Cependant, ils ne sont pas capables de communiquer entre eux afin de fonctionner en harmonie. Par exemple, les appareils de chauffage prennent très peu en compte l'inertie thermique du bâtiment ou le taux de ventilation. Il est donc intéressant à présent de s'intéresser à cet axe de recherche, à savoir, analyser les interactions entre les systèmes et la réponse thermique du bâtiment.

Pour y parvenir, il est nécessaire de pouvoir contrôler la réponse thermique, qui est caractérisée par la météorologie, la composition de l'enveloppe et la ventilation. De multiples laboratoires ont construit des groupes de maisons identiques, à isolation différente afin de tester les systèmes thermiques dans différents environnements [9], [10]. D'autres ont construit une maison dans une enceinte climatique afin de maîtriser la météorologie autour du logement [11]. Dans le premier cas, les maisons sont dépendantes de la météo. Il n'est donc pas possible d'obtenir une répétabilité des essais. Dans le deuxième cas, une seule composition de paroi peut être testée.

Pour cette raison, un nouveau logement expérimental de 100m² a été développé au sein du Centre R&D Noiro, du Groupe Muller (figure 1). Ce dernier a été développé en respectant les trois principaux axes d'échanges thermiques dans le bâtiment, à savoir les transferts de chaleur à travers l'enveloppe, les transferts à travers l'aéraulique, et enfin les transferts liés à l'occupant.

Cet article détaille les solutions installées dans le logement, qui permettent de maîtriser l'impact de l'enveloppe et l'aéraulique.



Fig. 1. Plateforme expérimentale à réponse thermique variable

2. CONTRÔLE DE LA RÉPONSE THERMIQUE

La réponse thermique est la capacité à transmettre le signal thermique provenant de l'extérieur. Plus précisément, en l'absence de systèmes thermiques dans le bâtiment, l'ambiance intérieure évolue selon le comportement thermique de l'enveloppe et des mouvements d'air, puisque ces deux points représentent la frontière entre l'intérieur et l'extérieur. Les systèmes thermiques sont, par la suite, utilisés pour apporter l'appoint d'énergie afin de stabiliser l'ambiance au niveau de confort souhaité.

Il est de ce fait indispensable d'être capable de maîtriser le comportement thermique de l'enveloppe et le comportement aéraulique du logement. Cependant, contrôler ces derniers nécessite de maîtriser une multitude de paramètres tels que les conditions climatiques extérieures, la composition de l'enveloppe et l'aéraulique. Il est préférable de chercher à maîtriser un minimum de paramètres, qui seraient une bonne représentation de la réponse thermique.

Concernant le comportement de l'enveloppe, un bilan thermique sur les surfaces interne et externe de l'enveloppe montre que la température de surface interne est la traduction même du comportement des parois. Pour aller plus loin, elle représente la frontière entre ce que l'on cherche à observer (ambiance interne) et ce que l'on cherche à contrôler (composition de l'enveloppe et météorologie).

Ainsi, afin de reproduire le comportement thermique d'une enveloppe spécifique, le principe est d'asservir sa température de surface interne selon le profil dynamique qui traduirait sa capacité à déphaser et atténuer le signal. À chaque intervalle de temps, l'ambiance interne est évaluée et une nouvelle température d'enveloppe est imposée afin d'obtenir une évolution dynamique de l'enveloppe.

Grâce à un tel procédé, il est possible de reproduire différentes réponses thermiques sans avoir à construire une nouvelle plateforme pour chaque nouvelle composition de mur à tester. De plus, les données météorologiques sont virtuellement injectées dans le contrôle de la température de l'enveloppe. La plateforme n'est donc pas dépendante de la météorologie réelle. Enfin, grâce à la bonne maîtrise des paramètres, les essais ont la particularité d'être répétables.

L'asservissement de la température de surface nécessite deux éléments indissociables. Le premier est la solution technique présente dans la paroi, qui l'amène à la température souhaitée. Il s'agit de panneaux rayonnants placés sur la surface interne de l'enveloppe. Le deuxième élément est l'algorithme de calcul de la température à imposer sur l'enveloppe.

Une description de la solution technique est présentée ci-après.

2.1. CONTRÔLE DE LA TEMPÉRATURE DE L'ENVELOPPE

2.1.1 Panneaux rayonnants

Aujourd'hui, il est possible d'installer des panneaux rayonnants au sol, sur les murs, et au plafond pour chauffer son habitat [12]. Ceux-ci sont composés de conduits dont l'eau qui y circule est réchauffée à l'aide d'un système thermique telle qu'une chaudière ou une pompe à chaleur. Ces panneaux rayonnants offrent une bonne réactivité du transfert de chaleur vers la surface interne, et une grande homogénéité de diffusion.

[13] a développé une cellule climatique d'une seule pièce dont certaines parois ont été équipées de panneaux rayonnants hydrauliques. Afin de maîtriser la température de l'eau qui circule dans les tuyaux, les panneaux ont été connectés à un système de régulation comprenant un groupe froid pour refroidir et des résistances électriques pour réchauffer. Il était ainsi possible de contrôler la température des parois entre 30°C et 42°C, pour étudier leur effet sur les phénomènes de convection naturelle.

De même, [14] a étudié les effets d'un mur froid sur les coefficients d'échanges surfaciques radiatifs et convectifs. Pour réaliser cette étude, une cellule climatique a été développée, dans laquelle deux murs opposés ont été équipés de panneaux rayonnants.

Par conséquent, dans la plateforme, l'ensemble de l'enveloppe a été équipé de panneaux rayonnants (voir figure 2).



Fig. 2. Installation des panneaux rayonnants sur l'enveloppe

L'objectif, particulier dans ce cadre de recherche, n'est pas uniquement de chauffer les parois, mais également de les refroidir pour recréer l'évolution sinusoïdale de l'ambiance extérieure. Par conséquent, en amont des panneaux rayonnants, un double système de chauffage et refroidissement de l'eau a été installé, tel qu'illustré dans la figure 3. Celui-ci est composé de pompes à chaleur (1) qui refroidissent un ballon d'eau glycolée de 1500L à -20°C (2). Un circulateur envoie l'eau glycolée vers deux échangeurs à plaques (3) pour refroidir un ballon de stockage d'eau (4). La température de ce ballon est dynamique, elle varie en fonction du besoin dans l'enveloppe. Puis l'eau du ballon de stockage est envoyée vers 37 couples chaudière/panneau rayonnant (5) et (6), dont chacun asservit la température d'une zone bien définie sur l'enveloppe.

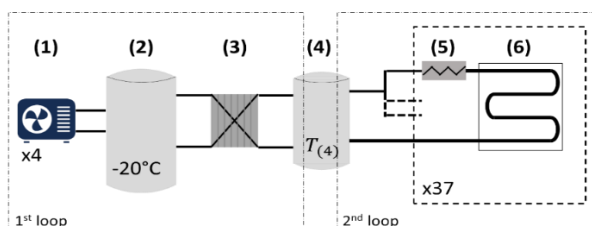


Fig. 3. Schéma du circuit de chauffage et refroidissement des panneaux rayonnants

Celle-ci a, en effet, été discrétisée en plusieurs zones individuelles car chacune réagit à sa manière à l'évolution de l'ambiance intérieure. Ainsi, après analyse de l'architecture, un total de 37 zones a été déterminé, permettant une régulation plus réaliste de l'enveloppe. La discrétisation est illustrée dans la figure 4.



Fig. 4. Plan de discrétisation de l'enveloppe

Le principe de fonctionnement du circuit d'asservissement de la température est de refroidir l'eau des panneaux en amont, puis la réchauffer à la température souhaitée par les chaudières. Chacune apporte la chaleur nécessaire pour amener l'eau à la bonne température à l'aide d'une résistance électrique d'une puissance de 6kW. Le fonctionnement de la résistance est géré par une boucle de régulation PI. Il en existe une par chaudière puisque chacune doit fonctionner indépendamment des autres. Afin de s'approcher au mieux des transferts thermiques présents dans un logement, les panneaux rayonnants ont

été recouverts de placoplâtre 13mm sur les murs et le plafond, et par un plancher bois sur le sol. Cela permet d'approcher les coefficients thermiques (émissivité, effusivité, et convection) à des cas réels.

Une sonde PT100 [15] est placée au centre de chaque surface à thermoréguler (figure 5), totalisant 37 sondes dédiées à l'asservissement de la température de l'enveloppe. Chacune est fixée à la surface et est recouverte d'une mousse isolante ainsi que d'un capot métallique blanc. Cela permet de supprimer la part de convection avec l'air et la part de rayonnement avec les autres surfaces dans la mesure de la température de surface. Dans chaque pièce, un mât de mesure est placé au centre. Celui-ci est composé d'un couple boule noire (2)/cylindre (1) qui mesure la température moyenne de rayonnement et la température d'air respectivement. Chaque mât possède trois couples répartis sur la hauteur. Les mesures sont également effectuées à l'aide de sondes PT100.



Fig. 5. À gauche : sonde PT100 fixée sur une surface. À droite : mât de mesure de l'ambiance intérieure

En résumé, à chaque intervalle de temps de régulation, l'ambiance interne est évaluée par pièce, et les 37 températures de surfaces sont mesurées. L'ensemble est envoyé vers l'algorithme de calcul de la température de surface, avec les nouvelles données météorologiques. L'algorithme calcule la nouvelle température à imposer sur chaque zone de l'enveloppe et envoie la consigne vers les chaudières qui ajustent leur puissance selon le besoin.

2.1.2 Calcul de la température de surface

Il existe une multitude de méthodes permettant de calculer la température de surface d'une paroi en régime dynamique, dont une liste est proposée par [16]. Souvent, ces méthodes ne prennent pas en compte les perturbations internes ou bien considèrent la paroi comme une boîte noire. Ainsi, l'impasse est souvent faite sur la position des couches dans la paroi, supprimant ainsi son impact sur la température de surface interne. L'analogie électrique du premier ordre est un bon exemple de cette approximation [17].

Pour éviter ces contraintes, la méthode des différences finies a été préférée. Celle-ci permet de construire le profil de température dans toute l'épaisseur de la paroi à chaque intervalle de temps. Le principe est d'effectuer un bilan thermique sur chaque surface puis calculer le profil de température à travers le mur. L'avantage se trouve dans la discrétisation de l'épaisseur, qui permet de bien prendre en compte les caractéristiques thermiques de chaque couche de matériau. [18] a obtenu de bons résultats en utilisant cette méthode pour modéliser l'évolution de la température d'une surface vitrée exposée au rayonnement solaire.

Ainsi, pour chaque surface, l'épaisseur de la paroi est discrétisée, comme illustrée dans la figure 6.

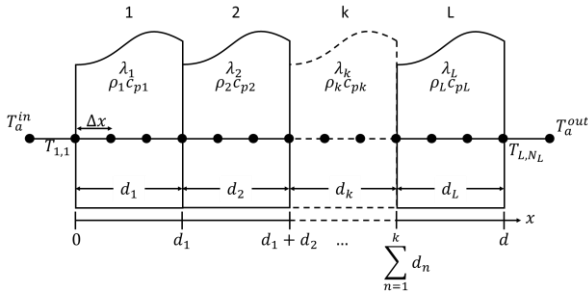


Fig. 6. Discrétisation de la paroi sur son épaisseur

Le maillage est adapté pour permettre le positionnement d'un nœud à chaque jonction entre les couches. Pour faciliter cette particularité, le pas d'espace a été donné constant et égal à 1mm, et l'épaisseur des couches est donnée en millimètres et est toujours un nombre entier. L'espacement d'un millimètre est la longueur maximale permettant de superposer le maillage sur les jonctions pour toute épaisseur de couche.

Le bilan effectué sur les deux surfaces, combiné à la méthode des différences finies pour la conduction dans la paroi, donne un système de quatre expressions donnant respectivement la température de surface côté intérieur de la paroi, la température de surface côté extérieur, la température d'un nœud placé à la jonction de deux couches, et la température d'un nœud placé dans une couche :

$$T_{1,1}^{i+1} = \frac{2h_{in}\Delta t}{\rho_1 c_{p1} \Delta x} T_a^{in} + \left[1 - \frac{2\Delta t}{\Delta x} \left(\frac{\alpha_1}{\Delta x} + \frac{h_{in}}{\rho_1 c_{p1}} \right) \right] T_{1,1}^i + \frac{2\alpha_1 \Delta t}{\Delta x^2} T_{1,2}^i \quad (1)$$

$$T_{L,N_L}^{i+1} = \frac{2\alpha_L \Delta t}{\Delta x^2} T_{L,N_L-1}^i + \left[1 - \frac{2\Delta t}{\Delta x} \left(\frac{\alpha_L}{\Delta x} + \frac{h_{out}}{\rho_L c_{pL}} \right) \right] T_{L,N_L}^i - \frac{2\Delta t}{\rho_L c_{pL} \Delta x} (h_{out} T_a^{out} + \varphi_s) \quad (2)$$

$$T_{k,N_k}^{i+1} = \frac{2\lambda_k \Delta t}{\rho' \Delta x^2} T_{k,N_{k-1}}^i + \left[1 - \frac{2(\lambda_k + \lambda_{k+1}) \Delta t}{\rho' \Delta x^2} \right] T_{k,N_k}^i + \frac{2\lambda_k \Delta t}{\rho' \Delta x^2} T_{k+1,2}^i \quad (3)$$

$$T_{k,j}^{i+1} = M_k T_{k,j-1}^i + (1 - 2M_k) T_{k,j}^i + M_k T_{k,j+1}^i \quad (4)$$

Dans l'expression (1), les grandeurs mesurées dans la plateforme sont la température d'air T_a^{in} et la température du mur $T_{1,1}^i$ au temps présent. Le coefficient d'échange surfacique h_{in} est donné dans la bibliographie. [19] donne une liste de différentes corrélations entre le coefficient d'échange surfacique et l'ambiance interne. Il suggère qu'il est préférable de fixer une valeur constante, mentionnant que dans le bâtiment, les mouvements d'air et les évolutions de température sont faibles et n'influencent pas grandement la valeur du coefficient d'échange surfacique. [13] propose un coefficient égal à $8.7W/m^2K$. Le coefficient d'échange surfacique extérieur est donné constant à $10W/m^2K$ en première approximation par [20]. Les caractéristiques de la paroi à simuler sont injectées dans l'algorithme au début de l'essai expérimental. Enfin le pas temporel Δt est calculé au début de l'essai, pour respecter la condition de stabilité de la méthode des différences finies. Un unique pas temporel est calculé pour l'ensemble des 37 surfaces. On choisit donc le pas temporel minimal défini par le calcul suivant :

$$\Delta t = \min_k \left(\frac{1}{2} \frac{\Delta x^2}{\alpha_k} \right) \times \frac{1}{2} \quad (5)$$

Où k correspond à l'indice de surface, allant de 1 à 37. Un coefficient $\frac{1}{2}$ a été ajouté pour assurer la stabilité des calculs. Ainsi, pour toute épaisseur de matériau, la convergence des calculs est assurée. Dans certains cas,

par exemple des matériaux à très grande diffusivité, le pas temporel devient très petit, demandant ainsi un temps de calcul plus long. La seule limite de l'algorithme se trouve dans la puissance de calcul de la centrale utilisée. Dans le cas de ce projet, les calculs sont effectués par une station de travail suffisamment puissante pour effectuer l'ensemble des calculs en quelque secondes, représentant ainsi moins de 2% du temps d'asservissement pour chaque boucle de régulation.

Finalement, l'objectif final de cette solution est de pouvoir « orienter » le comportement thermique des parois de la plateforme vers celui qui aurait été observé si celles-ci étaient réellement composées des matériaux que l'on cherche à reproduire.

2.2. MAITRISE DE L'AÉRAULIQUE

Les mouvements aérauliques ont un rôle important dans l'évolution du confort intérieur. Selon le type de ventilation, ou le comportement du ou des occupants, les échanges aérauliques ne sont pas les mêmes. Par exemple, l'occupant a tendance à agir sur l'ouverture/fermeture des ouvrants afin d'ajuster son niveau de confort. Pour reproduire ces phénomènes, la plateforme doit pouvoir interagir avec l'air extérieur. Ainsi, cette dernière a été placée dans une enceinte climatique, illustrée dans la figure 7. Celle-ci possède deux rôles très importants pour le bon fonctionnement de la plateforme. Premièrement elle joue le rôle de protection thermique contre les perturbations provenant du laboratoire. Grâce à ses parois isolées et recouvertes d'acier, elle renvoie le rayonnement extérieur et atténue les échanges de chaleur par convection avec l'air du laboratoire. Deuxièmement, elle permet de confiner le volume d'air environnant autour du logement expérimental.

Ce volume, appelé « climat froid », est compris entre les deux enceintes, et fait $250m^3$. Il est équipé de trois échangeurs de chaleur d'une puissance totale de $17kW$, permettant de brasser l'air jusqu'à $25\,000m^3/h$. Le très grand débit de ventilation dans les échangeurs permet une bonne réactivité du système. Il est ainsi possible de contrôler la température du volume d'air, et ceci même sur des intervalles de temps très courts.

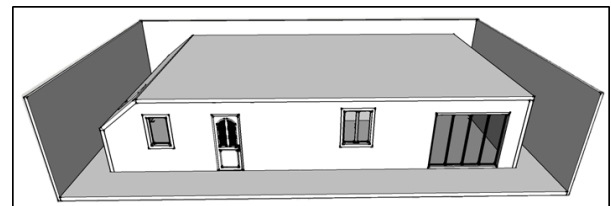


Fig. 7. Vue de face du logement expérimental placé dans une enceinte climatique

2.2.1 Echanges aérauliques par les ouvrants

L'avantage de la présence du climat froid réside dans l'exposition du vitrage du logement à la température d'air extérieur, établie par les données météorologiques utilisées durant l'essai. Ainsi, l'ouverture et fermeture des ouvrants permet l'échange de chaleur entre l'air intérieur et l'air extérieur.

Le logement est constitué d'une baie vitrée donnant sur la salle à manger, une fenêtre simple battant donnant sur la cuisine, une fenêtre double battant donnant sur le salon, une fenêtre simple battant donnant sur une chambre, et enfin une fenêtre de toiture donnant sur la même chambre. L'objectif est d'analyser l'impact du vitrage et son ouverture sur le fonctionnement des systèmes

thermiques. La présence d'une fenêtre de toiture est justifiée par le besoin d'étudier les déperditions de chaleur par convection à travers les ouvertures situées en hauteur, très souvent rencontrées dans les logements individuels. L'ensemble des ouvrants est motorisé pour être contrôlé depuis l'extérieur de la plateforme.

2.2.2 Echanges aérauliques par la ventilation

Tout un réseau de conduits de ventilation a été installé dans le logement. Ce réseau est composé de conduits de ventilation d'air vicié, provenant des pièces de service, et de conduits d'air neuf, allant vers les pièces de vie. Il est possible de fermer ou ouvrir les conduits individuellement afin de maîtriser le type de ventilation dans le logement expérimental (voir figure 8).

Ainsi, Il est possible de tester des systèmes de ventilation à simple flux ou à double flux. Les bouches de ventilation sont interchangeables, pour y installer tout type de technologie, y compris des grilles d'aération hygroréglable.

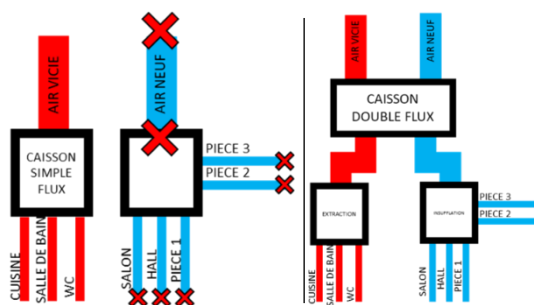


Fig. 8. Réseau de ventilation selon le type à tester. À gauche : simple flux. À droite : double flux

3. RÉSULTATS

3.1 ASSERVISSEMENT DE LA TEMPÉRATURE DU CLIMAT FROID

Plusieurs tests ont été effectués sur l'asservissement thermique du climat froid. L'objectif était de vérifier que l'algorithme de régulation a été bien défini et que la réactivité de la température est suffisante. Par conséquent, des échelons de température ont été appliqués afin d'étudier la plage maximale de température ainsi que la vitesse de montée et descente en température. Puis un scénario d'évolution journalière de la température a été imposé, tel qu'illustré dans la figure 9.

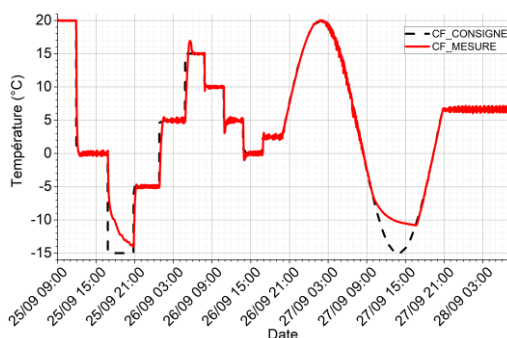


Fig. 9. Évolution de la température du climat froid

Premièrement, en conditions tempérées, il est très facile pour les évaporateurs de maintenir une température constante de 20°C, ce qui est suffisant pour les essais

puisque l'on cherche à étudier les systèmes thermiques en période hivernale voire en mi-saison, où la température dépasse rarement 20°C en France.

Deuxièmement, un échelon négatif de 20°C a été appliqué au système. Il faut environ 20 minutes pour descendre de 20°C à 0°C, soit une vitesse en descente de 1°C/min. Un deuxième échelon négatif a été imposé pour passer de 0°C à -15°C. La descente en température est plus lente, et le système atteint difficilement -15°C. Concernant la montée en température, trois échelons positifs de 10°C ont été appliqués successivement. Dans les trois cas, la température de consigne est rapidement atteinte. La vitesse moyenne de montée est de 4°C/min.

Enfin, l'évolution journalière, d'amplitude (volontairement élevée) de 35°C et de période de 24 heures a montré une bonne réponse du climat froid. Dans les températures positives la demande est respectée, tandis qu'en négatif, le système atteint difficilement -15°C, mais respecte la consigne tant que la limite de puissance n'est pas atteinte. Ces résultats montrent que le volume est bien régulé. Des essais complémentaires ont montré que la température est homogène dans l'intégralité du volume. Pour atteindre des températures plus basses, il serait nécessaire d'ajouter des modules de refroidissement.

Avec de tels résultats, ce climat froid permet de recréer les conditions météorologiques françaises, allant jusqu'à un climat nord européen.

3.2 PRÉCISION DE LA RÉGULATION THERMIQUE DE L'ENVELOPPE

Afin de bien reproduire la réponse thermique de l'enveloppe, il est indispensable de maîtriser précisément l'asservissement thermique des surfaces. Celui-ci est affiné premièrement par la précision sur la mesure des sondes PT100 dont l'incertitude est inférieure à 0.05°C. Et deuxièmement par la boucle de régulation PI, dont les coefficients ont dû être ajustés pour chaque chaudière. La figure 10 montre la configuration progressive de la régulation PI pour une seule surface. Trois scénarii de régulation PI sont comparés afin de retenir la version 3 (v3) qui présente la meilleure optimisation. On note que l'amplitude d'oscillation autour de la température de consigne est inférieure à 0.05°C en régime stationnaire. Elle reste inférieure à 0.1°C en régime dynamique. La réactivité est tout juste suffisante pour assurer le suivi de la température de consigne, dont la modification est discrétisée par paliers de 10 minutes.

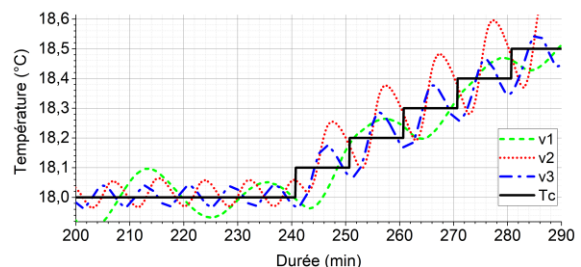


Fig. 10. Réglage progressif de la régulation PI d'une surface

La faible réactivité (un peu moins de 10 minutes) est due notamment à l'épaisseur de placoplâtre présent entre les panneaux rayonnants et la sonde de mesure. Elle est également due à l'inertie de la chaudière, qui possède son propre temps de réactivité (temps de chauffe de la résistance, distance entre la chaudière et le panneaux

rayonnant). Il serait très difficile de réduire le temps de réactivité sur le mur.

Pour cette raison, après des études complémentaires, il est prévu d'augmenter la durée d'un palier de régulation. Celui-ci doit être assez long pour permettre la stabilité de la régulation, mais également assez court pour discrétiser au mieux l'évolution thermique de l'enveloppe.

Finalement, l'optimisation de la régulation de l'enveloppe permet de respecter assez finement l'évolution de la température de consigne, telle qu'illustrée dans la figure 11. Les résultats montrent que l'asservissement de la température de l'enveloppe est pertinent, puisqu'une précision inférieure à 0.1°C a été atteinte.

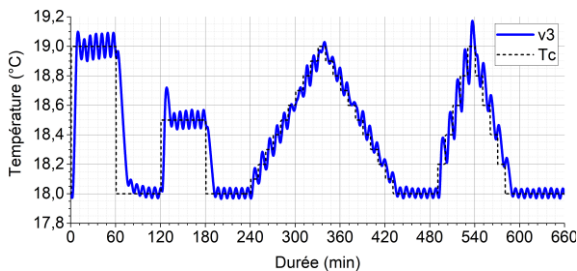


Fig. 11. Asservissement de la température de l'enveloppe

4. CONCLUSION

Les résultats ont montré plusieurs points pertinents. Premièrement, le contrôle de la température du climat froid est précis et réactif. Cela permet de reproduire, avec un bon degré de fiabilité, l'effet de la météorologie sur les ouvrants et la ventilation. Ainsi, grâce au climat froid, l'impact de l'occupant (ouverture/fermeture des ouvrants) peut être intégré dans la plateforme. De plus, la grande amplitude de variation de la température, comprise entre -10°C et 20°C, permet de reproduire un climat extérieur français moyen, allant jusqu'à un climat nord européen. Deuxièmement, l'asservissement thermique des surfaces composant l'enveloppe s'est montré précis et plutôt réactif. Des essais complémentaires doivent cependant être effectués pour optimiser la discrétisation temporelle de la régulation thermique de l'enveloppe. Au stade actuel, il est possible de reproduire tout type de réponse thermique de l'enveloppe, en respectant une durée de palier supérieure à 10 minutes.

En résumé, les résultats présentés montrent bien le pouvoir d'analyse d'une telle approche. La prochaine étape sera de comparer le comportement thermique de l'enveloppe à des logements existants, ainsi qu'au modèle numérique afin de calibrer la double approche. Enfin, l'activité de l'occupant ainsi que les apports solaires seront intégrés, afin de reproduire entièrement les perturbations agissant sur les systèmes thermiques.

REFERENCES

[1] Ministry of Ecology, Sustainable Development and Energy, *Energy efficiency action plan for France - 2014*, 2014.

[2] Ministère de l'Environnement, de l'Energie et de la Mer, « Panorama Energies-Climat », 2016.

[3] A. M. Papadopoulos, « Forty years of regulations on the thermal performance of the building envelope in Europe: Achievements, perspectives and

challenges », *Energy Build.*, vol. 127, p. 942-952, sept. 2016.

[4] D. E. M. Bond, W. W. Clark, et M. Kimber, « Configuring wall layers for improved insulation performance », *Appl. Energy*, vol. 112, p. 235-245, déc. 2013.

[5] H. Asan, « Effects of wall's insulation thickness and position on time lag and decrement factor », *Energy Build.*, vol. 28, n° 3, p. 299-305, nov. 1998.

[6] J. Karlsson, « Possibilities of using thermal mass in buildings to save energy, cut power consumption peaks and increase the thermal comfort », *Rep. TVBM 3164*, 2012.

[7] T. Catalina, J. Virgone, J.-J. Roux, et E. Blanco, « Effet de l'inertie thermique, de la surface vitrée et du coefficient de forme sur les besoins en chauffage d'une habitation », in *Congrès IBPSA*, Lyon, France, 2008, p. on CD.

[8] CGDD, « Le parc des logements en France métropolitaine en 2012 », juill. 2014.

[9] K. Liepach et M. Gierga, « Monolithic low energy twin houses in Neu-Ulm, Germany », 2005.

[10] C. Sun, S. Shu, G. Ding, X. Zhang, et X. Hu, « Investigation of time lags and decrement factors for different building outside temperatures », *Energy Build.*, vol. 61, p. 1-7, juin 2013.

[11] P. Brown, M. E. Burke, G. J. Morris, et P. J. Webster, « The SALFORD low-energy house: Learning from our past », 2010.

[12] « ACOSI+ ». [En ligne]. Disponible sur: <http://www.acome.fr/fr/Corporate/Produits-et-Solutions/Confort-thermique/Plafond-et-mur-chauffant-hydraulique/ACOSI>. [Consulté le: 24-janv-2018].

[13] A. Koca, Z. Gemici, Y. Topacoglu, G. Cetin, R. C. Acet, et B. B. Kanbur, « Experimental investigation of heat transfer coefficients between hydronic radiant heated wall and room », *Energy Build.*, vol. 82, p. 211-221, oct. 2014.

[14] O. Acikgoz et O. Kincay, « Experimental and numerical investigation of the correlation between radiative and convective heat-transfer coefficients at the cooled wall of a real-sized room », *Energy Build.*, vol. 108, p. 257-266, déc. 2015.

[15] J. Liu, Y. Li, et H. Zhao, « A Temperature Measurement System Based on PT100 », in *2010 International Conference on Electrical and Control Engineering (ICECE)*, 2010, p. 296-298.

[16] G. Lefebvre, « Comportement thermique dynamique des bâtiments : simulation et analyse », 1994.

[17] G. Fraisse, C. Viardot, O. Lafabrie, et G. Achard, « Development of a simplified and accurate building model based on electrical analogy », *Energy Build.*, vol. 34, n° 10, p. 1017-1031, nov. 2002.

[18] M. La Gennusa, A. Nucara, M. Pietrafesa, et G. Rizzo, « A model for managing and evaluating solar radiation for indoor thermal comfort », *Sol. Energy*, vol. 81, n° 5, p. 594-606, mai 2007.

[19] P. Wallentén, « Convective heat transfer coefficients in a full-scale room with and without furniture », *Build. Environ.*, vol. 36, n° 6, p. 743-751, juill. 2001.

[20] S. W. Churchill et H. H. S. Chu, « Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 18, n° 11, p. 1323-1329, nov. 1975.

CARACTERISATION PHONIQUE DES MATERIAUX LOCAUX DE CONSTRUCTION DES BATIMENTS RESIDENTIELS AU BENIN PAR LA METHODE DU TUBE DE KUNDT

Sylvain M. DJIKOU^{ae}, Aristide C. HOUNGAN^{ae} à, Malahimi ANJORIN^{ae}, Antoine VIANOU^{ae}

^{ae}Laboratoire de caractérisation thermophysique des matériaux et d'appropriation énergétique (Labo-CTMAE) de l'école polytechnique d'Abomey-Calavi (EPAC), 01 BP 2009, Cotonou(Benin).

²Laboratoire de Recherche Pluridisciplinaire de l'Enseignement Technique LARPET/ENSET/Lokossa/UNSTIM Abomey BP 133 Lokossa

RÉSUMÉ

Selon l'Organisation Mondiale de la Santé (OMS), le bruit est un phénomène acoustique produisant une sensation auditive désagréable et gênante. Les populations, dont les bâtiments sont logés dans les zones à hauts risques de bruits sonores, sont exposées aux multiples maladies découlant de la pollution sonore. La recherche d'une solution pour soulager la peine des populations s'avère indispensable. De ce point de vue il faut choisir des matériaux adéquats avec un coefficient d'absorption acoustique appréciable dans la construction des bâtiments résidentiels. Les matériaux d'étude dans cet article sont : le mortier, la terre stabilisée et le composite ciment-bois qui sont les plus utilisés dans la construction des bâtiments résidentiels au Bénin. Le coefficient d'absorption acoustique de chaque matériau a été déterminé par la méthode du tube de Kundt. Les résultats obtenus montrent que les trois matériaux sont de bons absorbants ($\alpha \geq 0,5$) suivant les fréquences normalisées de 200 Hz à 2000 Hz. La banque de donnée obtenue permettra aux techniciens de bâtiments d'améliorer le confort acoustique des bâtiments résidentiels.

Mots Clés : coefficient d'absorption acoustique, matériaux locaux, confort acoustique, bruit sonore, bâtiment, tube de Kundt.

NOMENCLATURE

P_{eff} : pression sonore efficace (Pa)
 P_{min} : pression sonore minimale (Pa)
 P_{max} : pression sonore maximale (Pa)
R : taux d'ondes stationnaires
g : coefficient de réflexion
 α : coefficient d'absorption acoustique
 U_{max} : tension électrique maximale (mV)
 U_{min} : tension électrique minimale (mV)

Symboles :

A : une constante qui dépend du champ sonore
 ω : la pulsation de l'onde sonore (rad/s)
K : le nombre d'onde angulaire (rad/m)
g : le module du coefficient de réflexion
 φ : la phase à l'origine (rad)
a : fréquence de coupure pour une unité de longueur (Hz.m)

1. INTRODUCTION

Le bruit engendré par les industries, les rues, les chantiers de construction, les garages, les travaux de manutentions, les individus ou groupes d'individus, les aéronefs deviennent de plus en plus gênants voire nuisibles pour nos populations installées par-ci et par-là selon le niveau où elles se trouvent. En effet, l'oreille moyenne est lésée par le bruit quand le niveau sonore est supérieur à 120 dB (décibels). Ce qui peut entraîner la rupture du tympan [1], [2].

Les habitants des bâtiments construits dans les environs des sources interminables de bruits sont exposés constamment aux effets acoustiques désagréables qui engendreront tôt ou tard des maladies. Pour corriger cet état de choses le choix des matériaux adéquats avec un coefficient acoustique appréciable s'impose pour conjurer les effets néfastes engendrés par les bruits sonores sur la santé de la population, lors de la construction des

bâtiments résidentiels dans les zones à haut risque de bruits.

Dans le domaine du bâtiment, les nuisances sonores telles que les bruits de circulation, de pas, de conversation, d'équipements sont la source de désagréments qui peuvent aller d'une dégradation de la qualité de vie, à des répercussions directes sur la santé des occupants. La lutte contre les bruits est donc devenue un enjeu important qui se traduit par des réglementations, des normes acoustiques qui fixent des performances acoustiques minimales à atteindre à l'intérieur des bâtiments pour garantir un confort acoustique aux occupants et usagers [3].

Tout bâtiment construit doit vérifier la norme de l'isolation aux bruits aériens et aux bruits de choc, de l'isolation des façades, du bruit produit par les équipements techniques ou de la réduction de la réverbération de certains locaux [4], [5], [6].

Ces travaux de recherche consistent à utiliser la méthode du tube de Kundt [7] pour identifier les matériaux locaux possédant des coefficients acoustiques [8]. appréciables

* auteur correspondant

Adresse électronique : hounaris@yahoo.fr

pouvant être utilisés pour l'amélioration du confort acoustique des bâtiments résidentiels au Bénin.

2. MATÉRIELS ET MÉTHODE

2-1 .Matériels

Terre stabilisée : terre + ciment + eau [1]

Dosage : 2 brouettes de terre de barre (1900kg/m³) ; 25kg de ciment ; 60 l d'eau

Composite ciment – bois... [14]

Dosage : 3 brouettes de 15,5kg de sciures ; 65 kg de ciment ; 110 l d'eau.

Mortier : mélange sable de mer + ciment + eau [1]

Dosage : 2 brouettes de sable de mer ; 1 paquet de ciment ; 40 l d'eau.

La figure 2 ci-contre montre l'image des échantillons testés.



a. Latérite stabilisée b. Composite ciment bois



c. mortier

Fig 2 : Echantillons testés

2.2. Méthode : Utilisation du tube de KUNDT

Ce dispositif est choisi pour la caractérisation des matériaux d'étude car il présente les avantages :

- Les échantillons testés sont de faibles dimensions, les manipulations sont donc plus aisées que dans les chambres anéchoïques et réverbérantes où il faut mobiliser des surfaces importantes de matériau.

- Les mesures sont en général plus précises et offrent une très bonne reproductibilité [9]

2.2.1. Description du dispositif

Il est constitué d'un :

- Porte éprouvette,
- Tube (homogène, isotrope) en PVC cylindrique de longueur $L = 50\text{cm}$ et de diamètre intérieur $D = 7,5\text{cm}$.
- Haut – parleur (DX ; 8Ω, 2,5W)

- Microphone condensateur à électret, alimenté par une pile de 9V ; pré amplifié et amplifié par un amplificateur marque BOBY SOUND,
- Oscilloscope bicourbe marque GW INSTRUMENTS GDS-2104 ou RAS-820
- Générateur basse fréquence marque LODESTAR FG-20208. Les photos 1 et 2 illustrent le dispositif expérimental et le microphone utilisé.



- 1- Générateur GBF, 2- Haut-parleur, 3- Tube de Kundt, 4- Amplificateur, 5- Oscilloscope numérique, 6- Tige portant microphone explorateur

Photo1 : Dispositif Expérimental avec le tube de Kundt



Photo2 : Microphone utilisé

2.2.2. Fonctionnement du tube de Kundt

La figure 1 ci-contre montre le schéma simplifié du tube de Kundt.

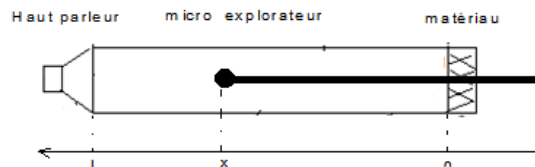


Fig.1 : Schéma simplifié du tube de Kundt [10].

2.2.2.1. Première méthode de détermination du coefficient d'absorption acoustique.

Un haut-parleur émet une onde plane de pulsation $\omega = 2.\pi.f$ à une extrémité d'un conduit dont l'autre bout est fermé par le matériau étudié. Un microphone mobile axialement fournit la valeur efficace de la pression sonore en fonction de l'abscisse x [9], [11], [12].

$$P_{eff}^2(x) = \overline{P^2} = \frac{1}{2} PP^* \quad (1)$$

$$P_{eff}^2(x) = \frac{1}{2} A e^{i\omega t} [e^{-ikx} + g e^{i(Kx+\phi)}] * A e^{-i\omega t} [e^{ikx} + g e^{-i(Kx+\phi)}] \quad (2)$$

ou

$$P_{eff}^2 = \frac{|A|^2}{2} [1 + g^2 + 2g \cos(2Kx + \varphi)] \quad (3)$$

Soit

$$P_{eff}(x) = \frac{|A|}{\sqrt{2}} \sqrt{1 + g^2 + 2g \cos(2Kx + \varphi)} \quad (4)$$

La période axiale de la pression efficace sonore P_{eff} est :

$$\Delta x = \frac{2\pi}{2K} = \frac{\lambda}{2} \quad (5)$$

- Si $(2Kx + \varphi) = 2\pi.m$ (m entier), alors :

$$P_{eff} = P_{max} = \frac{|A|}{\sqrt{2}} (1 + g) \quad (6)$$

- Si $(2Kx + \varphi) = \pi + 2\pi.m$, alors :

$$P_{eff} = P_{min} = \frac{|A|}{\sqrt{2}} (1 - g) \quad (7)$$

Le rapport R est défini par :

$$R = \frac{P_{min}}{P_{max}} = \frac{1 - g}{1 + g} \quad \text{avec } 0 \leq R \leq 1 \quad (8)$$

Ou

$$R = \frac{P_{max}}{P_{min}} = \frac{1 + g}{1 - g} \quad \text{avec } R \geq 1 \quad (9)$$

En cherchant à tirer le module du coefficient de réflexion g on a :

$$(1 + g) \frac{P_{min}}{P_{max}} = 1 + g \quad \text{soit} \quad \frac{P_{min}}{P_{max}} + g \frac{P_{min}}{P_{max}} = 1 - g$$

$$\text{soit} \quad g \left(\frac{P_{min}}{P_{max}} + 1 \right) = 1 - \frac{P_{min}}{P_{max}} \quad (10)$$

On peut :

$$1 - \frac{P_{min}}{P_{max}} = \frac{P_{max} - 1}{P_{min}} \quad \text{Soit} \quad g = \frac{1 - R}{1 + R} = \frac{R - 1}{R + 1}$$

avec $0 \leq g \leq 1$ (11)

Par conséquent le coefficient d'absorption acoustique se présente comme suit :

$$\alpha = 1 - g^2 \quad (12)$$

$$\text{Or } g^2 = \frac{R^2 - 2R + 1}{R^2 + 2R + 1} \quad (13)$$

$$\alpha = 1 - \frac{R^2 - 2R + 1}{R^2 + 2R + 1} \quad \text{soit} \quad \alpha = \frac{4R}{R^2 + 2R + 1} \quad \text{ou}$$

$$\alpha = \frac{4}{R + \frac{1}{R} + 2} \quad \text{avec } 0 \leq \alpha \leq 1 \quad (14)$$

2.2.2.2. Deuxième méthode de détermination du coefficient d'absorption acoustique.

Le tube de Kundt est fermé à une extrémité par un haut-parleur, l'autre extrémité est bouchée par le matériau à tester. Ainsi le principe de fonctionnement est le suivant [13] : un générateur basse fréquence (GBF) est branché sur le haut parleur du tube de Kundt. Nous branchons le micro explorateur sur le système d'acquisition de données ou l'oscilloscope. On place un bouchon constitué du matériau à tester sur l'extrémité du tube, opposée au haut parleur. Nous fixons la fréquence délivrée par le GBF sur une valeur normalisée. Puis, nous déplaçons le micro explorateur dans le tube de Kundt. Ensuite, nous relevons la valeur de l'amplitude maximale U_{max} et la valeur de l'amplitude minimale U_{min} . On calcule ensuite la valeur du coefficient de réflexion g selon l'équation (15) et celle du coefficient d'absorption α du matériau testé selon l'équation (17).

Le coefficient de réflexion g de matériau est donné par relation :

$$g = \left(\frac{U_{max} - U_{min}}{U_{max} + U_{min}} \right)^2 \quad (15)$$

Où U_{max} est la tension électrique maximale mesurée aux bornes du microphone explorateur et U_{min} est la tension électrique minimale mesurée aux bornes de ce même microphone

Or on a :

$$g + \alpha = 1 \quad (16)$$

On déduit alors :

$$\alpha = 1 - g \quad (17)$$

3. RESULTATS ET INTERPRETATIONS

3.1. Résultats

Les résultats obtenus après avoir testé quelques matériaux sur la plage de fréquences tolérées par le tube de Kundt utilisé, se présentent comme suit :

Tableau1. Coefficient d'absorption acoustique du composite ciment bois en fonction de la fréquence

Fréquence f (Hz)	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000
U_{max} (mV)	102	188	162	162	117	132	73	39	32	23	20
U_{min} (mV)	42	41	28	31	24	23	19	17	16	14	14
g	0,17	0,41	0,50	0,46	0,44	0,49	0,34	0,15	0,11	0,15	0,03
α	0,83	0,59	0,50	0,54	0,56	0,51	0,66	0,85	0,89	0,85	0,97

Tableau2. Coefficient d'absorption acoustique de la terre stabilisée en fonction de la fréquence

Fréquence f (Hz)	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000
U_{max} (mV)	8	8	13	9	7	7	6	7	6	7	6
U_{min} (mV)	4	4	5	4	4	4	4	4	4	4	4
g	0,11	0,11	0,20	0,15	0,07	0,07	0,04	0,07	0,04	0,07	0,04
α	0,89	0,89	0,80	0,85	0,93	0,93	0,96	0,93	0,96	0,93	0,96

Tableau3. Coefficient d'absorption acoustique du mortier en fonction de la fréquence

Fréquence f (Hz)	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000
U_{max} (mV)	54	49	119	60	71	51	50	49	49	52	48
U_{min} (mV)	24	22	23	25	25	23	22	25	25	22	19
g	0,15	0,14	0,46	0,17	0,23	0,14	0,15	0,19	0,11	0,16	0,19
α	0,85	0,86	0,54	0,83	0,77	0,86	0,85	0,81	0,89	0,84	0,81

3.2 .Interprétations

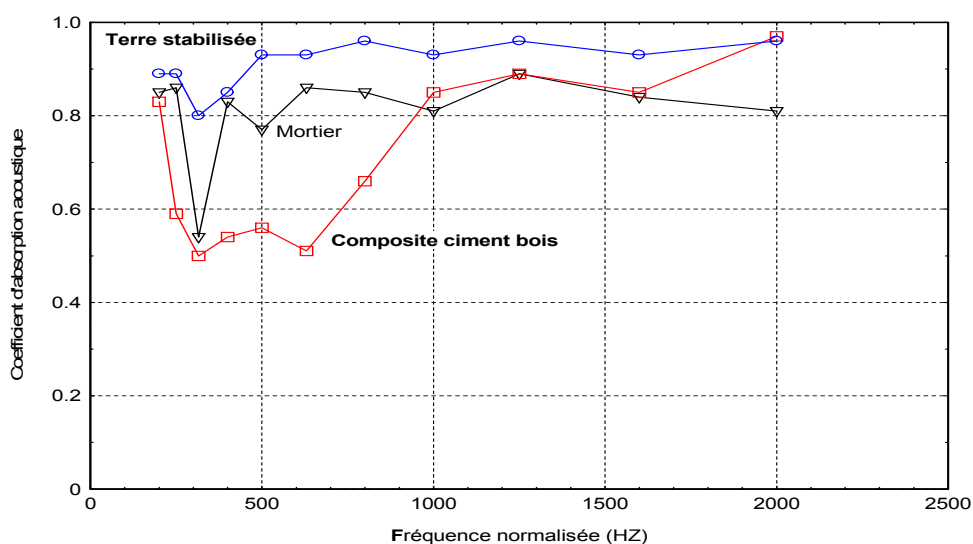


Fig.3. Mesure d'absorption acoustique au tube de Kundt pour le composite ciment-bois, la terre stabilisée et le mortier

Le tube de Kundt utilisé pour réaliser les mesures, a les dimensions : longueur $L = 50\text{cm}$; diamètre $D = 7,5\text{cm}$ et permet une plage de fréquences $\frac{a}{4L} < f < \frac{a}{2D}$ soit $170\text{Hz} < f < 2270\text{Hz}$; de ce point de vue nous avons manipulé avec les fréquences normalisées tiers d'octave situées dans le domaine des fréquences indexé. La figure 3 illustre le coefficient d'absorption acoustique des trois matériaux testés.

Pour le composite ciment- bois, le coefficient d'absorption acoustique décroît de la fréquence 250 Hz vers 315Hz, un pic autour de 500Hz, décroît une fois encore vers 630Hz et ensuite une augmentation progressive pour atteindre une absorption presque parfaite vers la fréquence 2000Hz.

En ce qui concerne, la terre stabilisée, le coefficient d'absorption acoustique décroît faiblement de 250Hz vers 315Hz, ensuite croît et garde pratiquement la même

valeur avec une légère fluctuation pour atteindre la fréquence 2000Hz.

Pour le mortier l'allure de la courbe est identique aux précédentes mais elle se retrouve entre les deux premières pour des fréquences normalisées de 200Hz à 1000Hz. Pour des fréquences supérieures, on note que le coefficient d'absorption est légèrement inférieur à celui du composite ciment bois.

Il faut remarquer les trois matériaux étudiés non pas le même comportement d'absorption dans la fourchette de fréquences de 250Hz à 1500Hz. mais au-delà de 1500Hz, la latérite stabilisée et le composite ciment bois absorbent le son de la même manière : les deux courbes sont quasi confondues entre 1500Hz et 2000Hz, alors que le mortier voit son coefficient d'absorption diminué.

2.3 Calcul d'erreurs sur les résultats obtenus

D'après la notice de l'oscilloscope numérique utilisé, la précision sur la mesure est la suivante :

Précision = $\pm(3\% \cdot U_{mes} + 0,05 \text{ div} \cdot \text{Cal/div})$; avec Cal/div = la sensibilité verticale (nous avons réalisé nos mesures sur 50 mV/div) Ainsi on a :

$$\Delta U_{max} = \pm(0,03 U_{maxmes} + 0,05 \cdot 50) \text{ mV}$$

$$\Delta U_{min} = \pm(0,03 \cdot U_{minmes} + 0,05 \cdot 50) \text{ mV} \quad \text{or} \quad \text{selon}$$

l'équation (17) on a : $\frac{\Delta \alpha}{\alpha} = \frac{\Delta g}{g}$

Et en appliquant la méthode logarithmique à l'équation (15) et en prenant la limite supérieure de l'erreur sur la mesure des tensions on retrouve :

$$\frac{\Delta g}{g} = \frac{4U_{max}}{U_{max}^2 - U_{min}^2} (\Delta U_{max} + \Delta U_{min})$$

$$\frac{\Delta \alpha}{\alpha} = \frac{4U_{max}}{U_{max}^2 - U_{min}^2} (\Delta U_{max} + \Delta U_{min})$$

La précision sur la mesure des tensions varie de 5 à 8% suivant les fréquences.

4. Conclusion

Le tube de Kundt est utilisé pour mesurer les tensions électriques maximales et minimales en présence de chaque matériau d'étude : le composite ciment- bois, d'épaisseur 4cm ; la terre stabilisée d'épaisseur 3,5cm et le mortier d'épaisseur 4cm.

Ces valeurs de tensions mesurées ont permis de calculer le coefficient d'absorption acoustique de chaque matériau indexé.

Les trois matériaux étudiés n'absorbent pas le son de la même manière sur les plages de fréquences données ; la latérite stabilisée et le composite ciment bois ont presque le même coefficient d'absorption acoustique contrairement au mortier vers les hautes fréquences de la plage tolérée par le tube de Kundt.

Somme toute, il est à noter que les trois matériaux sont de bons absorbants ($\alpha \geq 0,5$) mais le meilleur absorbant des trois matériaux d'étude est la terre stabilisée.

Nous allons poursuivre les recherches avec d'autres matériaux de construction afin d'avoir une banque de données sur les meilleurs absorbants du bruit sonore pour assurer le confort acoustique dans les bâtiments résidentiels au Bénin.

5. Bibliographie

- [1]- Aristide Comlan Houngan, Christophe Awanto, Malahimi Anjorin, Armand Ayihaou Djossou, Antoine Vianou, caractérisation phonique de trois matériaux locaux utilisés dans la construction de l'habitat au Bénin. Rev. CAMES – Sciences Struct. Mat. Vol. 1, Déc. 2013, p1-16.
- [2]- MEHU (Ministère de l'Environnement et de l'Urbanisme). 2001. Agenda de l'environnement. Bénin, 184p.
- [3]- Saint GOBAIN, Introduction à l'acoustique du bâtiment, Edition 2012..
- [4]- La nouvelle norme NBN S01-400-1 : Critères acoustiques pour les immeubles d'habitation, 1^{er} trimestre 2007.
- [5]- NF EN ISO 18233, Application de nouvelles méthodes de mesure dans l'acoustique des bâtiments et des salles, octobre 2006,

[6]- NF EN ISO 3382-1, Mesurage des paramètres acoustiques des salles Partie 1 : Salles de spectacles, septembre 2010.

[7]- Sylvain Grégoire, Master 2 Matériaux du Patrimoine Culturel, Comportement acoustique des revêtements muraux des Eglises.2008, 45p.

[8]- Guillaume DUTILLEUX, Mesure in situ de l'absorption acoustique des matériaux dans le bâtiment, 1999, l'institut national des sciences appliquées de Lyon,

[9]- Philippe GLÉ, Acoustique des Matériaux du Bâtiment à base de Fibres et Particules Végétales - Outils de Caractérisation, Modélisation et Optimisation 2013, Laboratoire Génie Civil et Bâtiment Ecole Nationale des Travaux Publics de l'État, 389p.

[10]- Denis DUHAMEL, Notes du cours ACOUSTIQUE 2013, 237p

[11]- Serge Lévy, Acoustique industrielle et aéroacoustique, chapitre 7 : Impédance acoustique de paroi, Hermes Sciences Publications, Paris, 2001

[12]- Jean - Claude Pascal, VIBRATIONS ET ACOUSTIQUE 1, ENSIM 2A , 2007 – 2008,

[13]- Mesure du coefficient d'absorption acoustique au tube de Kundt, laboratoire vibration acoustique ; <http://www.lva@insa-lyon.fr>

[14]- Adolphe D. TCHEHOUALI, Valorisation de la sciure de bois tropicaux. Mise au point et caractérisation au point et caractérisation de matériaux ciment-sciure ; thèse 2002.

[15]- Propagation des ondes ; Tube de Kundt à sorties analogiques, Réf 222 044. S.A.V. JEULIN, 27019 EVREUX CEDEX, France.

REVUE DE LITTÉRATURE SUR L'INFLUENCE DE L'INERTIE THERMIQUE DES MATERIAUX LOCAUX DE CONSTRUCTION SUR LE CONFORT THERMIQUE DES OCCUPANTS : CAS DU BENIN

Salomon **OBAHOUNDJÉ**^{a,*}, Comlan Aristide **HOUNGAN**^{a,b}, Ayihaou Armand **DJOSSOU**^a, Sylvain M. **DJIKOU**^a, Malahimi **ANJORIN**^a, Antoine **VIANOU**^a

^a Laboratoire de Caractérisation Thermo physique des Matériaux et d'appropriation Energétique (Labo-CTMAE) /EPAC

^b Laboratoire de Recherche Pluridisciplinaire de l'Enseignement Technique(LaRPET)/ Ecole Normale Supérieure de l'Enseignement Technique /ENSET Lokossa

RÉSUMÉ

Ce travail est la synthèse d'une revue de littérature sur l'influence de l'inertie thermique des matériaux locaux de construction sur le confort thermique dans l'habitat. L'inertie thermique permet d'amortir la chaleur reçue par le mur extérieur et de déphaser le temps mis par cette chaleur pour atteindre l'intérieur. Elle permet également de stocker de l'énergie reçue afin de la restituer après. La synthèse des études réalisées dans le domaine de la thermique du bâtiment montre que l'inertie thermique des matériaux contribue à l'amélioration du confort thermique des occupants du bâtiment. Ainsi l'usage des matériaux locaux ayant une forte inertie thermique peut contribuer à l'efficacité énergétique dans les bâtiments, assurer à la fois le confort thermique et l'atténuation de l'effet néfaste des changements climatiques l'une des plus grandes menaces du siècle. Dans l'ensemble tous les matériaux étudiés assurent le déphasage thermique dans la plage de 4 à 11 heures de temps et amortissent le flux de la chaleur dans la plage de 10% à 57%. Plus le déphasage thermique créé par un matériau est grand, moins est son pouvoir d'amortissement thermique et vice versa. Les matériaux avec une grande inertie thermique pourraient être utiles dans les bâtiments publics à exploitation limitée uniquement pendant la journée ; tandis que les matériaux locaux à faible inertie thermique pouvaient être mieux dans les constructions à usage familiale dans les milieux tropicaux chaud et humide tel que le Bénin.

Mots Clés : Confort thermique, Inertie thermique, Efficacité Energétique, Matériaux locaux, synthèse d'une revue de littérature

NOMENCLATURE

FCAM Terre de barre avec ajout du calcaire minérale
FCAO Terre de barre avec ajout du calcaire organique

Symboles :

Lettres latines :

E Effusivité, $J.K^{-1}.m^{-2}.s^{-1/2}$ ou $W.K^{-1}.m^{-2}.s^{1/2}$

I Inertie thermique, Wsm^2K^{-1}

Z Matrice de Transfert

Z_{ij} Element de i ligne et j ème colonne de la matrice de transfert

\hat{q} Amplitude complexe de la densité de flux, $W.m^{-2}$

Lettres grecques :

η Déphasage, h ou s

α Diffusivité, m^2s^{-1}

ϕ amortissement, $W.m^{-2}$

λ conductivité, $W.m^{-1}.K^{-1}$

ρ Masse volumique, $kg.m^{-3}$,

$\hat{\theta}$ Amplitude complexe de la température, K

1. INTRODUCTION

L'énergie reste et demeure une source de conception du développement car aucun développement n'est possible sans le développement du secteur énergétique. Le secteur résidentiel consomme plus d'énergie primaire que d'énergie finale ou électrique [1]. La consommation d'énergie dans le secteur du bâtiment résidentiel et tertiaire ne cesse de croître pour accompagner la croissance des surfaces construites et

le niveau de confort souhaité. Selon Lucon et al.,(2014), en 2010 le secteur du bâtiment consomme environ 32% de l'énergie mondiale et compte pour 51% l'électricité mondiale, pour près de 19% des émissions des gaz à effet de serre imputés au secteur de l'énergie [2]. Cette augmentation peut être liée à certains facteurs clés tels que : les technologies utilisées, l'architecture, le comportement, style de vie, la culture, le niveau socio-économique, le changement de la taille des ménages, l'exode rural et l'accroissement de la population et aussi bien les matériaux constitutifs de l'enveloppe du bâtiment. Par exemple au Bénin entre 1996 et 2010, la consommation de l'énergie électrique dans le secteur

* auteur correspondant

Adresse électronique : obahoundjes@yahoo.com / hounaris@yahoo.fr

services (administrations publiques, établissements publics autonomes, hôtels & restaurants et éclairage public) a un accroissement annuel de 10,9% [3]. Cela pourrait être principalement dû d'une part au fait que les investisseurs du secteur agissent au mépris des normes de confort ou de l'inadéquation des niveaux de confort des logements. Et d'autre part cela peut être dû au mauvais choix des types de structure ou même les matériaux utilisés pour les constructions desdits bâtiments n'ont été sujet d'aucune étude scientifique préalable d'une part, ou l'architecture ne tient pas compte de nos conditions climatiques. La conséquence directe de cet acte est l'augmentation anarchique des factures d'électricité surtout dans les catégories des bâtiments administratifs. Par ailleurs, en Afrique en général, et au Bénin en particulier, les matériaux sont en général tous « importés » et cela contribue à l'alourdissement des coûts de constructions des ouvrages ou bâtiments.

Pouvons-nous accroître l'efficacité énergétique des bâtiments en utilisant les matériaux locaux ? Quel est le rôle de l'inertie thermique des matériaux locaux dans l'accroissement de l'efficacité énergétique des bâtiments ? Pouvons-nous construire des bâtiments qui peuvent produire leur propre énergie ? La synthèse des études scientifiques existantes nous permettront de répondre à ces différentes interrogations dans les conditions climatiques du Bénin.

2. MATERIEL ET METHODES

On distingue deux classes de méthodes de caractérisation thermo physique à savoir les méthodes du régime régulier/permanent et les méthodes du régime transitoire. Les méthodes du régime régulier/permanent sont constituées de (i) la méthode de la plaque chaude gardée et (ii) celle des boîtes. Quant aux méthodes du régime transitoire elles sont composées de (i) méthode du fil chaud, (ii) méthode du plan chaud (iii) méthode de ruban chaud, (iv) méthode de hot disc, (v) méthode flash (vi) méthode du tri couche et (vii) la méthode de la calorimétrie différentielle. Chaque méthode dispose des forces, des faibles et des principes spécifiques [5,6].

La collecte des différentes études réalisées dans ce domaine du confort thermique du bâtiment a été faite, suivie d'une synthèse et de discussion afin de pouvoir ressortir les points opportunités et les faiblesses de chacune d'elle. Une attention particulière a été portée aux études concentrées sur les caractérisations thermiques des matériaux locaux. Les propriétés thermiques telles que la conductivité, la diffusivité et l'effusivité obtenues desdites études ont été utilisées pour calculer l'inertie thermique, le déphasage et l'amortissement thermique en se servant de la méthode de Camia [7]. La méthode de Camia permet de calculer l'amortissement et le déphasage, pour une variation sinusoïdale de température extérieure sur un cycle de 24 heures.

Le déphasage (en heures) est obtenu au travers de la formule suivante :

$$\eta = 0.2821 \times P_{er} \times \sqrt{C_r} \quad (1)$$

Avec P_{er} = Période = 24h et C_r la constante du temps relative

$$C_r = \frac{e^2}{86400 \alpha} \quad (2)$$

Où e est l'épaisseur (m) et α la diffusivité thermique.

Par contre, l'amortissement est donnée par :

$$\varphi = \frac{\Delta T_i}{\Delta T_0} = 2 \times \exp\left(-\sqrt{\Pi \times C_r}\right) \quad (3)$$

Avec ΔT_i et ΔT_0 les variations des températures interne et externe du local respectivement. La figure ci-dessous illustre le déphasage et l'amortissement de la température extérieure [7]

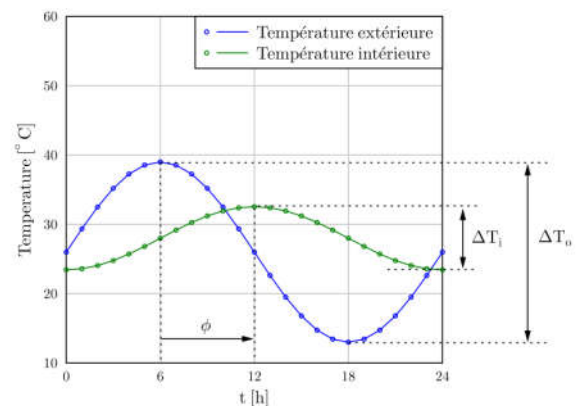


Fig.1 Déphasage et amortissement de la température extérieure [7]

3. RESULTATS ET DISCUSSIONS

L'inertie thermique peut simplement être définie comme la capacité d'un matériau à stocker de la chaleur et à la restituer petit à petit grâce à sa capacité thermique. Cette caractéristique est très importante pour garantir un bon confort notamment en été, c'est-à-dire pour éviter les surchauffes. Cette capacité permet de limiter les effets d'une variation "rapide" de la température extérieure sur le climat intérieur par un déphasage entre la température extérieure et la température de surface intérieure des murs et par amortissement de l'amplitude de cette variation. Ici, le déphasage est le temps (durée) qui sépare les extrema des températures extérieures et intérieures. Quant à l'amortissement, il est la différence de température entre l'extérieur et l'intérieur à un instant t quelconque. Plus l'inertie est élevée et plus le matériau restitue des quantités importantes de chaleur (ou de fraîcheur), en décalage par rapport aux variations thermiques extérieures (le matériau mettant plus de temps à s'échauffer ou à se refroidir). La diffusivité et l'effusivité sont deux paramètres permettant d'évaluer l'inertie thermique. Cette chaleur stockée peut être transmise par conduction, soit par convection ou soit par rayonnement.

3.1 Paramètres d'évaluation de l'inertie thermique

3.1.1 Diffusivité

Physiquement, la diffusivité thermique détermine la vitesse avec laquelle la température d'un matériau va évoluer en fonction de sollicitations thermiques extérieures. Il faut alors une faible diffusivité, pour que l'échange d'énergie thermique entre le mur et le climat intérieur se fasse le plus lentement possible. Ceci conduit à choisir un matériau possédant une capacité thermique ($\rho \cdot c$) élevée. La diffusivité α exprimée en [m^2/s] est donnée par la relation suivante :

$$\alpha = \frac{\lambda}{\rho c} \quad (4)$$

Où ρ est la masse volumique du matériau en [$kg \cdot m^{-3}$], c la capacité thermique massique du matériau en [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$] et λ la conductivité du matériau [$J \cdot s^{-1} \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ ou $W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$].

3.1.2 Effusivité

L'effusivité d'un matériau est sa capacité à absorber de l'énergie thermique et la restituer. Elle caractérise la rapidité avec laquelle la température superficielle d'un matériau s'élève. Plus elle est grande et plus le matériau absorbe rapidement les apports de chaleur (internes ou solaires) sans que la température du local s'élève notablement. Dans un climat tempéré à froid, les revêtements à effusivité faible sont plus appréciés (bois par exemple). C'est l'inverse dans un climat chaud, où les revêtements à effusivité forte sont préférés. Autrement dit, il faut une forte effusivité thermique pour que le mur stocke au maximum l'énergie thermique. L'effusivité E exprimée en [$J \cdot K^{-1} \cdot m^{-2} \cdot s^{-1/2}$] ou en [$W \cdot K^{-1} \cdot m^{-2} \cdot s^{1/2}$] est donnée par la relation suivante :

$$E = \sqrt{\lambda \times \rho \times c} \quad (5)$$

Où ρ est la masse volumique du matériau en [$kg \cdot m^{-3}$], c la capacité thermique massique du matériau en [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$] et λ la conductivité du matériau [$J \cdot s^{-1} \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ ou $W \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$].

3.2 Exemple de l'inertie thermique de quelques matériaux locaux

L'inertie thermique d'un matériau se calcule par le produit de sa capacité thermique et de son épaisseur.

$$I = \rho \times c \times e \quad (6)$$

Avec I l'inertie thermique ρ la masse volumique, c la capacité thermique et e l'épaisseur du matériau. Pour un mur constitué de plusieurs couches, l'inertie thermique se calcule par l'addition de l'inertie de ces composants.

$$I = \sum_{i=1}^n (\rho_i \times c_i \times e_i) \quad (7)$$

Avec i le nombre de composants ou couches.

Le tableau 1 donne le récapitulatif des propriétés thermiques de quelques matériaux locaux de construction au Bénin.

3.3 Etablissement d'un modèle thermique d'un mur

La méthode des admittances a été développée en Grande Bretagne dans les années 70. Elle sert à caractériser l'inertie thermique d'un bâtiment en considérant la réponse thermique à des sollicitations harmoniques. L'admittance mesure la capacité d'un élément de bâtiment à stocker et restituer l'énergie sur un cycle journalier et peut être définie comme le rapport de la variation de flux sur la variation de température durant une période de 24 h.

Les admittances sont des nombres complexes caractérisant le comportement thermique dynamique d'un composant de bâtiment. La norme ISO 13786 [8] fournit des méthodes pour le calcul de ces caractéristiques. Elle spécifie également l'information requise sur les matériaux de construction sachant que ces caractéristiques sont dépendantes de la façon dont les matériaux sont combinés pour constituer des composants de bâtiment.

La profondeur de pénétration périodique de la couche considérée, δ , se calcule à partir de ses propriétés thermiques et de la période, P_{er} , au moyen de l'équation suivante

$$\delta = \sqrt{\frac{\lambda \times P_{er}}{\pi \times \rho \times c}} \quad (8)$$

δ est la profondeur à laquelle l'amplitude des variations de température est réduite dans le rapport « e » dans un matériau homogène d'épaisseur infinie, soumis à une variation de température harmonique. e est la base des logarithmes naturels ; $e = 2,718$.

Il convient de noter ici que si la profondeur de pénétration est inférieure à l'épaisseur du mur alors ce dernier va couper la variation de température extérieure journalière.

3.3.1 Matrice de transfert thermique d'une couche homogène

La matrice de transfert Z , peut être utilisée pour toute application reliant les conditions aux limites sur une face à la température et au flux thermique sur l'autre face, comme le montre l'équation suivante :

$$\mathbf{z} = \begin{pmatrix} \hat{\theta}_2 \\ \hat{q}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Z_{11} & Z_{12} \\ Z_{21} & Z_{22} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \hat{\theta}_1 \\ \hat{q}_1 \end{pmatrix} \quad (9)$$

Où Z est la matrice liant les amplitudes complexes de la température et de la densité de flux thermique d'un côté du composant aux amplitudes complexes de la température et de la densité de flux de l'autre côté.

Par exemple, le flux thermique nécessaire pour maintenir constante la température sur la face 2, malgré les variations de température et de flux thermique sur la face 1 est donné par :

$$\hat{q}_2 = Z_{21}\hat{\theta}_1 + Z_{22}\hat{q}_1 \quad (10)$$

De même la variation de la température sur la face 2 peut être obtenue par :

$$\hat{\theta}_2 = Z_{11}\hat{\theta}_1 + Z_{12}\hat{q}_1 \quad (11)$$

Les variations du flux entrant dans le composant sur ses deux faces peuvent être calculées, en fonction des variations correspondantes des températures, en résolvant l'équation (9) par rapport aux densités de flux thermiques :

$$\begin{pmatrix} \hat{q}_1 \\ -\hat{q}_2 \end{pmatrix} = \frac{1}{Z_{12}} \begin{pmatrix} -Z_{11} & 1 \\ 1 & -Z_{22} \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} \hat{\theta}_1 \\ \hat{\theta}_2 \end{pmatrix} \quad (12)$$

Le signe de \hat{q}_2 est changé parce que la direction des flux positifs, à la face 2, est dirigée vers l'extérieur du composant.

L'admittance thermique est l'amplitude de la densité de flux thermique sur une face, résultant d'une unité d'amplitude thermique sur la même face, lorsque l'amplitude thermique sur l'autre face est égale à zéro :

$$Y_{11} = \frac{\hat{q}_1}{\hat{\theta}_1} \text{ pour } \hat{\theta}_2 = 0, \text{ alors } Y_{11} = -\frac{Z_{11}}{Z_{12}} \quad (13)$$

$$Y_{22} = \frac{\hat{q}_2}{\hat{\theta}_2} \text{ pour } \hat{\theta}_1 = 0, \text{ alors } Y_{22} = -\frac{Z_{22}}{Z_{12}} \quad (14)$$

Le coefficient de transmission thermique périodique est l'amplitude de la densité de flux thermique sur une face, lorsque l'amplitude thermique sur cette face est égale à zéro et qu'il y a une unité d'amplitude thermique sur l'autre face:

$$Y_{12} = \frac{\hat{q}_2}{\hat{\theta}_1} \text{ pour } \hat{\theta}_2 = 0, \text{ alors } Y_{12} = -\frac{1}{Z_{12}} \quad (15)$$

Y_{22} est en général différent de Y_{11} , mais on a toujours $Y_{21} = Y_{12}$

Les études sont en cours au laboratoire pour déterminer les caractéristiques thermiques dynamiques à savoir l'admittance thermique intérieure et extérieure, le coefficient de transmission thermique périodique, la capacité thermique surfacique intérieure et extérieure, le coefficient de transmission thermique en suivant la norme ISO 13786.

3.4 Analyse des résultats

L'analyse du tableau 1 montre que les matériaux locaux étudiés présentent une forte inertie thermique chacun.

Dans l'ensemble tous les matériaux étudiés assurent le déphasage thermique dans la plage de 4heures à 11heures de temps et amortissent le flux de la chaleur dans la plage de 10% à 57%. Plus le déphasage thermique crée par un matériau est grand moins est son pouvoir d'amortissement thermique et vice versa. Il est aussi important de signaler que le déphasage augmente avec l'inertie thermique et atteint son seuil lorsque l'inertie est proche de 160 Wh/m².K. Au-delà de cette valeur le déphasage commence par décroître. Alors pour avoir un déphasage important il faut donc un matériau dont l'inertie thermique est proche de 160 Wh/m².K.

Par ailleurs, le Bénin est situé dans une zone climatique où le pic de la température externe est obtenu à 13h. Cela veut dire que pour un déphasage de 04h, la température maximale interne sera observée vers 17h alors que pour un déphasage de 10h et 11h les températures maximales internes seront enregistrées vers 23h et 24h respectivement (tableau 2).

Cependant, pour les bâtiments à caractère résidentiel, il est important d'utiliser les matériaux qui ont un déphasage inférieur à 7h en supposant que ces bâtiments ne sont pas occupés pendant la journée jusqu'à 19h. Les matériaux tels que latérite stabilisé + ciment, les agglomérés, terre de barre avec ajout du calcaire minérale (FCAM) 20% et terre de barre avec ajout du calcaire organique (FCAO) 10 et 40% peuvent être valablement utilisés, mais de préférence la terre de barre avec ajout du calcaire organique (FCAO10) de 10% [9].

Par contre pour les bâtiments à caractère administratifs, du fait que ces derniers sont occupés pendant toute la journée jusqu'aux environs de 19h, il est conseillé d'utiliser des matériaux qui permettent d'avoir un déphasage supérieur ou égale 7h. De préférence parmi les matériaux étudiés le Composite ciment +fibres de rônier et Composite ciment +balles de riz sont recommandés pour les bâtiments administratifs [10]. Mais les matériaux tels que latérite stabilisé + ciment+ sciure de bois, Composite ciment + terre de barre, terre de barre avec ajout du calcaire minérale (FCAM) 10, 30 et 40% et terre de barre avec ajout du calcaire organique (FCAO) 20 et 30% peuvent être valablement utilisés.

3.5 Rôle de l'inertie thermique dans le bâtiment

Grâce à l'inertie thermique les murs arrivent à créer un déphasage entre le temps de la réception de l'énergie par l'extérieur et celui de la transmission de cette énergie à l'intérieur, tout en amortissant l'énergie reçue. Le déphasage et l'amortissement varient en fonction du matériau aussi qu'en fonction de la teneur en eau et du dosage en ciment [11]. L'inertie thermique varie en fonction de la nature des matériaux servant à la construction ; de la forme du bâtiment qui influe sur le captage de l'énergie solaire ; des gains de chaleur interne ; de la zone climatique dans lequel se trouve le bâtiment ; de l'occupation et l'interaction bâtiment-sol. L'inertie thermique des matériaux utilisés pour la construction d'un bâtiment a un réel impact sur la température interne du bâtiment [12].

Cependant, on peut atteindre le niveau de confort thermique requis dans un bâtiment, par un choix judicieux des matériaux de construction, de la forme du bâtiment, de l'orientation et les dimensions des ouvertures [13,14] tout en tenant compte de l'environnement climatique du site. Une enveloppe efficace peut contribuer à une réduction d'environ 50% de la consommation énergétique des bâtiments pour la plupart des pays situés au sud de la méditerranée; ainsi un choix adéquat de l'orientation, du taux global des baies vitrées et l'épaisseur des lames des façades peut réduire de manière non négligeable les besoins énergétiques des bâtiments [15]. Aussi l'isolation à la fois du mur et du toit contribue largement au confort thermique [16].

La forme de toiture joue un rôle important dans la consommation d'énergie car elle reçoit la plus grande partie du rayonnement solaire, et par conséquent peut accroître le confort des habitants et réduire leur besoins de climatisation [17]. Les toitures métalliques constituent les maillons les plus faibles de la chaîne de l'efficacité énergétique dans les bâtiments [18]. D'une part, l'isolation du toit en tôle par un isolant est préférable à la technique de ventilation pour le rafraîchissement [19] et d'autre part, l'isolation des murs contribue largement à l'efficacité énergétique du bâtiment [16]; mais l'isolation par l'extérieur des murs est préférable à celle de l'intérieur [20].

L'étude d'Abderamane, (2011) à Ouagadougou stipule que la protection des fenêtres permet d'économiser de l'énergie dans les bâtiments mais cette économie est fonction du côté d'orientation de celles-ci [16]. Les fenêtres larges sont nettement économes par rapport aux fenêtres hautes car ces premières permettront d'augmenter les champs de vision vers l'extérieur et offriront une vision large [16]. Ici, Abderamane est en train de mettre l'accent sur la protection des ouvertures et sur leur dimensionnement. Par contre, ceci pourrait être l'inverse dans les zones côtières, soudaniennes et soudano-sahéliennes.

D'autre part, dans une zone tropicale à climat chaud et humide, les constructions à base des matériaux locaux (bois) contribuent plus au confort thermique que les bâtiments modernes à base de briques ou béton [12]. Les matériaux (brique et béton) avec une grande inertie thermique pourraient être utiles dans les bâtiments publics à exploitation limitée uniquement pendant la journée ; tandis que les matériaux locaux à faible inertie thermique pouvaient être mieux dans les constructions à usage familiale dans les milieux tropicaux chaud et humide [12].

L'usage des matériaux locaux dans la construction des bâtiments est susceptible de réduire la consommation énergétique et le coût de la construction des bâtiments. Ce secteur a attiré l'attention des chercheurs dans le domaine ces dernières décennies. C'est dans ce but que Houngan, (2008) [21] a étudié les caractéristiques hygrothermiques des bois (teck et hêtre), de la terre stabilisée au ciment et du composite bois-ciment dans le but d'améliorer le confort thermique dans les bâtiments au Bénin. A l'issue de cette étude, il ressort que ces matériaux contribuent à la réalisation des logements à confort thermique acceptable et à faible coût. Il confirme en se basant sur

la diffusivité thermique du bois teck au Bénin, que le teck peut être utilisé comme un bon isolant thermique permettant la réalisation de logements à confort thermique acceptable.

Par contre, les alternances pluviométriques peuvent influencer le comportement thermique de ces matériaux d'une part et d'autre part leur durabilité [5]. L'introduction d'autres matériaux à changement de phase dans l'un de ces matériaux locaux peuvent influencer leur propriété thermo physique [22-24]. Les études réalisées par Djossou, (2014) ont montré que l'incorporation d'une quantité modérée de sciure de bois dans la latérite stabilisée améliore sa caractéristique thermique sans effet sur sa résistance à l'humidité [5,11]. Alors la latérite stabilisée ainsi celle mélangée à de la sciure de bois sont des matériaux locaux de construction contribuant largement au confort thermique des occupants au Bénin.

4. CONCLUSION

Il ressort de la synthèse de quelques études disponibles que le Bénin dispose d'importants matériaux locaux ayant une forte inertie thermique qui peuvent contribuer au confort thermique dans les bâtiments. Ces matériaux ont le pouvoir important d'amortir et de déphaser le flux de chaleur reçu. Dans l'ensemble, tous les matériaux étudiés assurent le déphasage thermique dans une plage de 4 heures à 11 heures de temps et amortissent le flux de la chaleur dans une plage de 10% à 57%. Plus le déphasage thermique créé par un matériau est grand, moins son pouvoir d'amortissement thermique l'est, et vice-versa. Il est aussi important de signaler que le déphasage augmente avec l'inertie et atteint son seuil lorsque l'inertie est proche de 160 Wh/m².K. Au-delà de cette valeur le déphasage commence par décroître. Alors, pour avoir un déphasage important, il faut donc un matériau dont l'inertie thermique est proche de 160 Wh/m².K.

Dans la zone climatique du Bénin, pour les bâtiments à caractère résidentiel, il est important d'utiliser les matériaux qui ont un déphasage inférieur à 7h et la terre de barre avec ajout du calcaire organique (FCAO10) de 10% est conseillée. Par contre, pour les bâtiments à caractère administratif, il faut que le matériau utilisé ait un déphasage supérieur à 7h, et les matériaux tels que le Composite ciment + fibres de rônier et Composite ciment + balles de riz sont recommandés.

Enfin, il faut noter qu'il y a un lien direct entre la production et de la consommation l'énergie ainsi que l'émission des GES responsables des réchauffements climatiques. La contribution de l'inertie thermique des matériaux locaux à l'efficacité thermique aura une implication directe sur la réduction de la production de l'énergie ainsi de l'émission des GES. Par conséquent l'utilisation des matériaux locaux nous permet d'atténuer l'effet néfaste des changements climatiques l'une des plus grandes menaces du siècle.

Tableau1. Tableau récapitulatif des propriétés thermiques de quelques matériaux locaux étudiés

Caractérisation thermique		Conductivité (λ)	Diffusivité (α)	effusivité (E)	épaisseur (e)	Inertie (I)	Inertie (I)	Cr	Déphasage (η)	Amortis- sement (φ)
Unité		w.m ⁻¹ .k ⁻¹	m ² .s ⁻¹	J. K ⁻¹ m ⁻² s ^{-1/2}	m	Ws/m ² .K	Wh/m ² .K		h	
[8]	FCAM10	2.47809	3.77E-07	4034.998	0.2	1313940	364.9832	1.227367	7.500697	28%
	FCAM20	1.7829	5.73E-07	2355.468	0.2	622379.7	172.8832	0.808062	6.086066	41%
	FCAM30	1.3649	3.52E-07	2300.324	0.2	775049	215.2914	1.314452	7.762232	26%
	FCAM40	0.8468	2.9E-07	1573.908	0.2	585008.6	162.5024	1.599181	8.561762	21%
	FCAO10	2.0841	9.11E-07	2183.482	0.2	457541.2	127.0948	0.508192	4.826455	57%
	FCAO20	1.28945	3.14E-07	2300.324	0.2	820782.9	227.9953	1.473466	8.218345	23%
	FCAO30	1.10975	2.87E-07	2071.677	0.2	773479.7	214.8555	1.613392	8.599721	21%
	FCAO40	1.33048	5.55E-07	1786.485	0.2	479798.1	133.2772	0.834769	6.185823	40%
[9]	Composite ciment +fibres de rônier	0.538	1.90E-07	1235.227	0.2	566494.7	157.3596	2.437417	10.5701	13%
	Composite ciment +balles de riz	0.475	1.65E-07	1167.822	0.2	574465.9	159.5739	2.799541	11.32812	10%
	Aggloméré	1.129	5.28E-07	1553.661	0.2	427319.7	118.6999	0.876143	6.337266	38%
	Composite ciment + terre de barre	0.883298	3.70E-07	1451.537	0.2	477071.3	132.5198	1.250238	7.570257	28%
[5]	Latérite stabilisée + 4% ciment + 4%sciure de bois	0.51	3.80E-07		0.2	268421.1	74.5614	1.218324	7.473012	28%
	Latérite stabilisée + 4% ciment + 2%sciure de bois	0.575	4.25E-07		0.2	270588.2	75.1634	1.089325	7.066315	31%
	Latérite stabilisée + 4% ciment	0.65	4.35E-07		0.2	298850.6	83.01405	1.064283	6.984621	32%
	Latérite stabilisée + 8% ciment + 4%sciure de bois	0.585	2.80E-07		0.2	417857.1	116.0714	1.653439	8.705795	20%
	Latérite stabilisée + 8% ciment + 2%sciure de bois	0.63	3.40E-07		0.2	370588.2	102.9412	1.361656	7.90038	25%
	Latérite stabilisée + 8% ciment	0.68	3.80E-07		0.2	357894.7	99.4152	1.218324	7.473012	28%

NB : FCAM Terre de barre avec ajout du calcaire minérale et **FCAO** Terre de barre avec ajout du calcaire organique accompagne du pourcentage de calcaire dans l' ensemble. Par exemple FCAM30 Terre de barre avec ajout de 30% de calcaire minérale tandis que FCAO10 Terre de barre avec ajout de 10% de calcaire organique. Il s'agit d'un pourcentage partagé entre la Terre de barre et calcaire minérale/ organique.

Tableau 2. Relation entre le temps journalier et le déphasage

temps	11h	12h	13h	14h	15h	16h	17h	18h	19h	20h	21h	22h	23h	24h	01h	02h	03h
φ				01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11			

REFERENCES

- [1] Conseil Français de l'Énergie 2013. Les politiques d'efficacité énergétique dans le monde (https://www.worldenergy.org/wpcontent/uploads/2013/12/Les-politiques-defficacit%C3%A9-%C3%A9nerg%C3%A9tique-dans-le-monde_-2013_Ce-qui-marche-et-ce-qui-ne-marche-pas1.pdf) consulté le 22 septembre 2016.
- [2] Lucon O., D. Ülge-Vorsatz, A. Zain Ahmed, H. Akbari, P. Bertoldi, L.F. Cabeza, N. Eyre, A. Gadgil, L.D.D. Harvey, Y. Jiang, E. Liphoto, S. Mirasgedis, S. Murakami, J. Parikh, C. Pyke, and M.V. Vilariño, 2014: Buildings. In: Climate Change 2014: Mitigation of Climate Change. Contribution of Working Group III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change. Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA.
- [3] Système d'Information Énergétique du Bénin (SIE, 2010). http://www.ecowrex.org/fr/system/files/documents/2012_systeme-d-information-energetique-du-benin-sie-rapport-2010_direction-generale-de-l-energie.pdf
- [4] ECREE Country report for Benin, 2017/ Copyright © Pöyry Energy GmbH, ECREE (www.ecowrex.org)
- [5] DJOSSOU Armand Ayihaou. Etude des variations des propriétés thermo physiques et de la durabilité, en fonction de l'humidité des Eco matériaux de construction au Bénin. Université d'Abomey-Calavi, 2014.
- [6] Théorie et pratique de la métrologie thermique Yves Jannot 2011. <http://www.thermique55.com/principal/metrologiethermique.pdf>. Consulté le 10/11/2017
- [7] Pierre Delot. 2015. Balle de riz utilisée en isolation des bâtiments ; Confort d'été : Déphasage thermique et amortissement Diffusivité et effusivité. http://www.ballede riz.fr/wa_files/b2r_confort_ete_20150_10.pdf
- [8] EN ISO 13786. 2008. Performance thermique des composants de bâtiment-Caractéristiques thermiques dynamiques-Méthodes de Calcul.
- [9] AGAGBE Damien, 2016. Contribution à l'amélioration des performances thermomécaniques des blocs en terre stabilisée au ciment et cuite avec ajout de calcaire pur et du calcaire minéral. Mémoire pour l'obtention du Diplôme d'Etudes Approfondies en Matériaux et Structures de l'Ecole Doctorale Science pour l'ingénieur de l'Université d'Abomey Calavi.
- [10] GODONOU P. Mahougnon Amour Oscar, 2015. Etude comparative de la capacité de rétention thermique de quelques matériaux locaux de construction au BENIN. Mémoire pour l'obtention du Diplôme d'ingénieur de conception en GENIE MECANIQUE ET ENERGETIQUE option Energétique. ECOLE POLYTECHNIQUE D'ABOMEY – CALAVI (EPAC) de l'Université d'Abomey Calavi.
- [11] DJOSSOU A. Armand, HOUNGAN C. Aristide, HOUEHANOU Ernesto, VIANOU Antoine. 2017. Caractérisation thermo physique et thermique dynamique de l'éco-matériau terre stabilisée au ciment incorporant la sciure de bois. XIIIème Colloque Interuniversitaire Franco-Québécois sur la Thermique des Systèmes 22-24 mai 2017, LUSAC Saint-Lô, France. CIFQ2017/ART-09-03
- [12] Kemajou Alexis & Mba Léopold, 2012. Real impact of the thermal inertia on the internal ambient temperature of the building in the hot humid climate: simulation and experimental study in the city of Douala in Cameroon. IJRRAS 11 (3). June 2012 www.arpapress.com/Volumes/Vol11Issue3/IJRRAS_11_3_02.pdf
- [13] A. Mokhtari, K. Brahimy et R. Benziada, 2008. Architecture et confort thermique dans les zones arides Application au cas de la ville de Béchar. Revue des Energies Renouvelables Vol. 11 N°2 (2008) 307 – 315.
- [14] Layal Chahwane. Valorisation de l'inertie thermique pour la performance énergétique des bâtiments. Thèse en Architecture, aménagement de l'espace. Université de Grenoble, 2011. Français. <NNT : 2011GRENA017>. <tel-00701170>
- [15] MOUBARK YOUSIF MOHAMMED ELAMIN Mohammed, 2014. Contribution à l'évaluation énergétique des bâtiments au nord du Maroc: Cas de la ville de Tanger. Université Abdelmalek Essaadi ; Faculté des Sciences et Techniques de Tanger ; Centre d'Etudes Doctorales : « Sciences et Techniques de l'Ingénieur » ; Formation Doctorale : « Sciences et Techniques de l'Ingénieur ».
- [16] Abderamane Choua, 2011. Bio climatisation et confort thermique : analyse de la conception du bâtiment à partir du logiciel COMFIE + PLEIADES. Mémoire pour l'obtention du Master d'Ingénierie de l'Eau et de l'Environnement - Ingénieurs - 2iE. Institut Internationale de l'Eau et de l'Environnement (2iE), Burkina Faso.
- [17] ZERGAT Mohamed Hachem, 2014. Effet de la forme de toiture sur le confort thermique. Mémoire de MASTER PROFESSIONNEL en Génie Mécanique, option Mécanique Energétique de l'Université Kasdi Merbah – Ouargla.
- [18] Kaboré Madi. Enjeux de la simulation pour l'étude des performances énergétiques des bâtiments en Afrique subsaharienne. Thèse de doctorat en Génie civil. Université Grenoble Alpes, 2015. Français. <NNT : 2015GREAA001>. <tel-01207884>
- [19] Robelison Solofonirina et LIPS Bernard. Influence thermique de l'emplacement du toit en chaume sous le toit en tôle d'un habitat à Antananarivo Madagascar. Afrique Science 04(3) (2008) 318 – 338 ; ISSN 1813-548X.
- [20] SAMBOU Vincent, 2008. Transferts thermiques instationnaires : vers une optimisation de parois de bâtiments. Doctorat de l'université de Toulouse délivré par l'Université Paul Sabatier ; Discipline : Energétique et Transferts.
- [21] HOUNGAN Comlan Aristide. Caractérisation hygrothermique des matériaux locaux de construction au Bénin: Diffusivité massique et isotherme de sorption, conductivité et diffusivité thermiques. Université d'Abomey-Calavi et l'Institut des Sciences et Industries du Vivant et de l'Environnement (Agro Paris Tech), 2008.
- [22] Fofana Kémoko, Sambou Vincent, Faye Mactar, Thiam Ababacar et Adj Mamadou. Détermination des caractéristiques d'isolation et d'inertie thermique d'une paroi de bâtiment contenant un matériau à changement de phase. 1er Colloque International Francophone d'Energétique et Mécanique, CIFEM2010-ART-2-109, Edition Université de Rennes 1.
- [23] Royon Laurent, Bontemps André, Salée Hebert, Guiffant Gérard. Impact d'un matériau à changement de phase sur l'inertie d'une paroi en brique. 1er Colloque International Francophone d'Energétique et Mécanique, CIFEM2010-ART-3-75, Edition Université de Rennes 1.
- [24] TAMBA S., VOUMBO L. M, WEREME A., GAYE S., SISSOKO G. Durabilité des bétons légers à base de copeaux de bois. Journal des Sciences Vol. 7, N° 4 (2007) 67 – 72.

CARACTERISATION THERMIQUE D'UN MATERIAU DE CONSTRUCTION BIO-COMPOSITE : PLATRE RENFORCE AVEC DES FIBRES NATURELLES DE BOIS DE PALMIER

Ines AMARA^a, Atef MAZIOUD^b, Abdallah MHIMID^a

^a Thermal System Energetic Laboratory Research (LESTE), University Of Monastir, National School Engineering of Monastir, Avenue Ibn Jassar. 5019 Tunisia

^b CERTES EA3481, IUT de Sénart - Fontainebleau, University Paris Est Créteil, Rue Georges Charpak 77567 Lieusaint Cedex, France

ines.amara@live.fr, mazioud@u-pec.fr, abdmhimid@yahoo.fr

RÉSUMÉ

Les matériaux à base de fibres naturelles issues de matières premières renouvelables gagnent en popularité en raison de leurs faibles masses volumiques et de leurs structures cellulaires. Ces types de matériaux présentent de bonnes propriétés thermo-physiques pour des applications dans le domaine de l'isolation thermique des habitats. Dans ce contexte, ce travail consiste à développer des nouveaux bio-composites isolants à base de fibres de bois de palmier et de plâtre pour une application dans le bâtiment. L'objectif de ce travail est d'étudier l'effet de la concentration, des fibres de bois de palmier dans une matrice en plâtre, sur les propriétés thermiques du composite. Cette étude contribuera à la compréhension des propriétés thermiques du bio-composite. Plusieurs échantillons à base de plâtre et de fibres de bois de palmier à différentes concentrations (2%, 5%, 8% et 10%) ont été réalisés. Pour chaque échantillon nous avons caractérisé ses propriétés thermo-physiques telles que la capacité thermique, la conductivité thermique, la diffusivité thermique ainsi que l'effusivité thermique. Nous avons comparé, par la suite, les valeurs de conductivité thermique effective des composites obtenues par des mesures expérimentales aux modèles théoriques tels que le modèle série, le modèle parallèle et le modèle de Krischer.

Mots Clés : Bio-composite, propriétés thermo physique, modèle thermique, conductivité effective.

NOMENCLATURE

ε_{s1} : Fraction volumique de la phase solide1

ε_{s2} : Fraction volumique de la phase solide2

θ : Teneur en humidité

ε : La porosité totale

λ_{eff} : Conductivité effectives du modèle parallèle
 $W.m^{-1}.K^{-1}$

λ_{effs} : Conductivité effectives du modèle série
 $W.m^{-1}.K^{-1}$

1. INTRODUCTION

La durabilité des constructions est devenue un enjeu majeur de notre société. Jusqu'à une époque récente, il ne s'agissait que de juxtaposer différents matériaux, chacun obéissant à un cahier des charges particulier. Aujourd'hui, les coûts et l'encombrement deviennent des préoccupations essentielles tout comme les contraintes liées à l'environnement et à l'analyse du cycle de vie. La tendance actuelle dans la construction

individuelle est donc de favoriser des produits composites capables de remplir plusieurs usages. Le professionnel de la construction ne cherche plus seulement la performance mécanique mais il tente également d'améliorer les qualités thermiques des matériaux. Ce changement de point de vue explique le développement récent de bétons ou de plâtres allégés, capables de jouer le rôle d'un isolant thermique, tout en maintenant des niveaux de performances mécaniques suffisants.

L'étude des matériaux composites à base de fibres a fait l'objet de nombreux sujets de recherches. Ces études

permettent de mieux connaître le comportement thermique et de prédire les propriétés des composites afin de les intégrer et les utiliser dans les applications de bâtiment.

Driss Taoukil et al. [1] ont examiné les potentiels d'isolation thermique de l'incorporation de la laine de bois dans un mortier de sable, afin de valoriser l'utilisation de ce type de matériaux allégés comme un béton léger isolant. Bederina et al. [2] ont étudié l'effet de l'ajout de copeaux de bois sur les propriétés thermiques de béton de sable. F. Barreca et al. [3] proposent l'utilisation de la pierre d'olive afin d'améliorer les performances d'isolation thermique de mortier de ciment et de réduire sa densité finale. Ils ont montré que l'ajout de 70% du poids sec de la pierre d'olive a permis de réduire la conductivité thermique de mortier de ciment. Chikhi et al. [4] ont réalisé une étude sur l'effet de la teneur et de la taille des fibres sur les propriétés thermophysiques et le module de Young des matériaux de construction bon marché (tels que le gypse renforcé avec du PDF). Les auteurs ont constaté que l'effet des charges de DPF sur la rigidité des matériaux de gypse est très significatif. Boumhaout et al. [5] ont utilisé un nouveau matériau composite de construction constitué d'un mortier renforcé de fibres de palmier dattier (DPF). Le matériau bio-composite est caractérisé expérimentalement en termes de conductivité thermique, de diffusivité, de capacité thermique et d'effusivité ainsi que de résistance à la compression et à la flexion. Les auteurs montrent que l'augmentation de la teneur en mailles DPF du matériau bio composite affecte négativement sa résistance mécanique. Cependant, les valeurs de résistance à la compression sont encore acceptables même pour un contenu DPF élevé. De plus, la ductilité des échantillons de maille DPF de mortier est améliorée grâce à l'inclusion de fibres. Boukhattem et al. [6] ont déterminé l'effet de l'humidité sur la conductivité thermique et la densité de la plaque de fibres de palmier dattier (DPF) et d'un composite à base de mortier renforcé avec différents pourcentages de DPF variant de 0% à 51%. Les résultats obtenus montrent que les fibres de palmier sont très hydrophiles car leur taux maximum d'absorption d'eau mesuré est de $387 \pm 2\%$ représentant quatre fois leur poids sec. L'addition des fibres au mortier conduit à une augmentation significative de son absorption d'eau. La conductivité thermique du panneau des fibres de palmier et du composite à l'état de saturation peut atteindre respectivement 4 et 2,5 fois sa valeur à l'état sec. Ils ont également montré que l'incorporation des fibres de palmier dans le mortier a un effet positif, quelle que soit la teneur en eau du composite, car il diminue sa densité et diminue sa conductivité thermique en raison de sa porosité totale. L'objectif de ce travail porte d'une part sur la modélisation d'un bio-composite et d'autre part sur l'étude de l'effet de la concentration des constituants du composite sur la conductivité thermique effective.

2. MATERIAUX

Le matériau composite proposé dans notre étude est constitué de granulats d'origine végétale et d'une matrice de liant à base de plâtre. Le granulats de bois de palmier dattier présente une forte porosité qui le rend léger et très compressible. Son comportement diffère donc de celui des granulats minéraux classiques, rigides.

Le mélange de ces deux constituants, l'un compressible et l'autre pas, conduit donc à un matériau assez éloigné des matériaux de construction classiques, et ce à plusieurs titres.

Tout d'abord, les propriétés du bio-composite devraient avoir des durées de vie supérieures à celles des matériaux usuels. Par ailleurs, le comportement mécanique va être modifié par la présence de granulats déformables dans une matrice de liant rigide. Enfin, la microstructure du gypse de pétiole varie en fonction de la formulation et entraîne des comportements et des propriétés variables. Ce dernier point constitue le principal intérêt de ce matériau.

Le plâtre est un matériau de construction utilisé pour couvrir les murs et les plafonds. Le plâtre est un liant hydraulique, fabriqué à partir d'une roche blanche, à base d'hydrate de sulfate de calcium ($\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$), connu sous le nom de gypse.

Les fibres naturelles utilisées dans ce travail sont issues du palmier dattier cueillies dans l'oasis de Tozeur située dans le sud-ouest tunisien.

Le palmier dattier a une structure fibreuse, possédant quatre types de fibre présentés dans la figure 1.

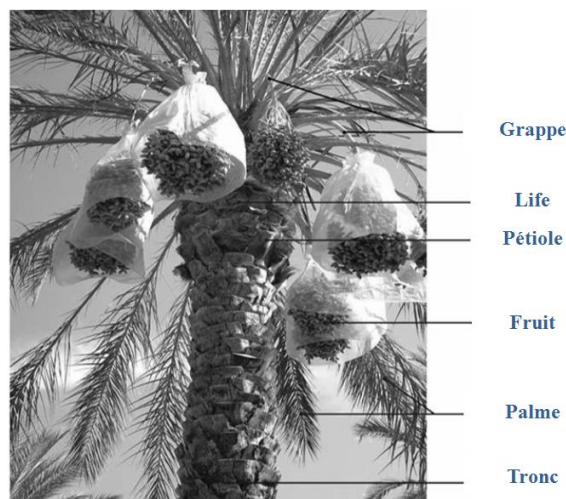


Fig.1. Différentes parties d'un palmier dattier

- Fibres de bois de tronc.
- Fibres de feuilles au niveau des pédoncules.
- Fibres de tige au niveau des tiges des pédoncules et du support dattier (grappe).
- Fibres de surface autour de son tronc ou de bases de palmes (pétiole)
- Fibres de liffe (entre le Kornef et le tronc est recouvert d'une bourre fibreuse que l'on appelle le liffe).

La figure 2 présente une micrographie de la fibre de palmier dattier par MEB

A l'échelle microscopique, la fibre de palmier dattier se compose d'une couche externe appelée mur primaire. Ce mur encercle une autre couche, qui est le mur secondaire. Le mur secondaire est constitué de trois couches, ces dernières relient le mur secondaire au lumen. Chaque mur se compose des micros fibrilles cristallines à base de cellulose réunies entre elles par la lignine et l'hémicellulose qui sont amorphes.

L'angle entre l'axe de fibre et les micros fibrilles s'appelle l'angle micro fibrillaire ou l'angle spiral, qui conditionne la rigidité de la fibre. Si les micros fibrilles sont orientées en spirale à l'axe de fibre, ce dernier est plus malléable. Par contre si les micros fibrilles sont parallèles à l'axe de la fibre, les fibres sont rigides, inflexibles et ont une résistance à la traction élevée

Les fibres de palmier sont naturelles et renouvelables avec des propriétés thermiques très intéressantes. Dans cette étude nous avons fait le choix d'utiliser des fibres qui constituent le tronc du palmier dattier présenté dans la figure 3. Ces fibres ont un diamètre compris entre 0,7 et 1,1 mm.

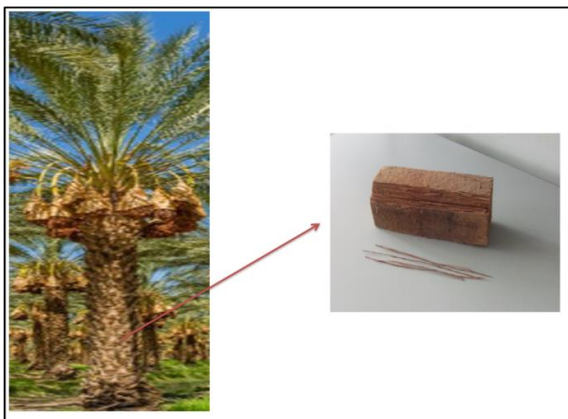


Fig.3. Les fibres après l'arrachement du tronc du palmier dattier

2.1. PREPARATION DES BIO-COMPOSITES

Cinq échantillons à base de plâtre et de fibres de bois de palmier broyées ont été préparés à différents rapports de masse (0%, 2%, 5%, 8% et 10%).

La préparation des échantillons a été effectuée en cinq étapes. Une première étape de malaxage à l'état sec des matières premières (gypse et fibres de bois de palmier dattier) pendant trois minutes, pour bien homogénéiser le mélange. Une deuxième étape consiste à ajouter progressivement de l'eau jusqu'à ce que le mélange devient malléable, les pourcentages d'eau utilisés dans le plâtre sont ($W / g = 0,8$). Une fois le mélange est prêt, une quatrième étape de moulage consiste à verser le composite dans un moule de 10 mm d'épaisseur et de $44 \times 44 \text{ mm}^2$. Le moule est illustré dans la figure 1.

Le choix de la taille des échantillons est liée à l'appareille de mesure.

Une cinquième étape repose sur le séchage des échantillons :

- 1- Les moules sont exposés dans les conditions du laboratoire ($T = 22 \text{ }^\circ\text{C}$) durant 48 heures.
- 2- Le démoulage a été effectué avec précaution pour éviter toute détérioration des échantillons.

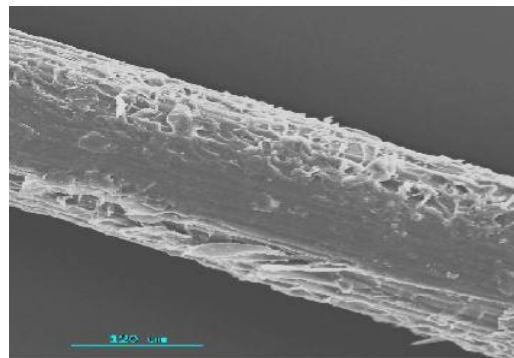


Fig.2. : Micrographie d'une fibre de palmier dattier

- 3- Séchage, les échantillons sont conservés en même milieu pendant 10 jours et pesés chaque jour jusqu'à la stabilisation de leurs masse.

Un exemple éprouvette est illustré dans la figure 4.



Fig. 4. Echantillon après préparation

3. DISPOSITIF EXPERIMENTAL

La mesure de la conductivité thermique a été obtenue en utilisant une méthode périodique "DICO", détaillée dans la littérature [7]. Le principe général de l'installation expérimentale est montré dans la figure 5.

La méthode repose sur l'utilisation d'une modulation à basse température dans un échantillon de forme parallélépipédique ($44 \text{ mm} \times 44 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$) et permet d'obtenir tous ces paramètres thermo physiques en une seule mesure avec leurs bornes de confiance statistiques correspondantes [8]. L'échantillon est fixé entre deux plaques métalliques (laiton à la plaque inférieure et cuivre à la plaque supérieure). Un bon échange thermique et un bon contact entre les différents éléments et l'échantillon sont assurés en utilisant de la graisse conductrice. Le côté avant de la première plaque métallique est chauffé périodiquement en utilisant une somme de cinq signaux sinusoïdaux. La température est mesurée à l'aide de thermocouples placés à l'intérieur des deux plaques métalliques [9]. Les paramètres thermo physiques du composite sont identifiés par comparaison entre les fonctions de transfert de chaleur expérimentale et théorique [10]. Le système considéré est modélisé par une théorie quadruple unidimensionnelle [11]. La fonction de transfert thermique expérimental est calculée à chaque fréquence d'excitation comme le rapport entre les températures de la transformée de Fourier des plaques avant et arrière.

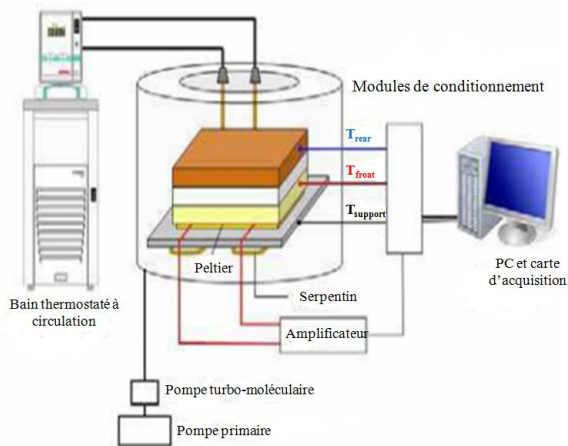


Fig. 5. Dispositif expérimental de mesure de paramètres thermophysiques: DICO

4. MODELISATION DE LA CONDUCTIVITE THERMIQUE EFFECTIVE

Chaque échantillon est un milieu poreux formé d'une phase solide, d'une phase liquide et d'une phase gazeuse. Pour modéliser l'expression de la conductivité thermique effective de chaque échantillon, nous prenons les hypothèses de simplification suivantes:

- La convection est négligeable à l'intérieur des pores.
- La température est basse.
- Le matériau est opaque.
- Les caractéristiques physiques sont constantes.
- La diffusion de masse est absente.
- Le terme source est absent.

4.1. MODELE SERIE

Dans cette approche, nous considérons que le matériau composite est formé de trois phases, une phase solide, (plâtre + fibres de palmier), d'une phase gazeuse (air) et d'une phase liquide (l'eau). Nous introduisons donc le concept de la conductivité thermique d'un solide1 (plâtre) λ_{s1} , d'un solide2 (fibres de palmier) λ_{s2} et celui d'une phase fluide λ_f et d'une phase gazeuse λ_g .

Dans le modèle de série, les composants sont alignés perpendiculairement au flux de chaleur [12, 13]. L'expression de la conductivité thermique effective de l'échantillon

$$\lambda_{effs} = \frac{1}{\frac{\varepsilon_{s1}}{\lambda_{s1}} + \frac{\varepsilon_{s2}}{\lambda_{s2}} + \frac{\theta}{\lambda_l} + \frac{(\varepsilon - \theta)}{\lambda_g}} \quad (1)$$

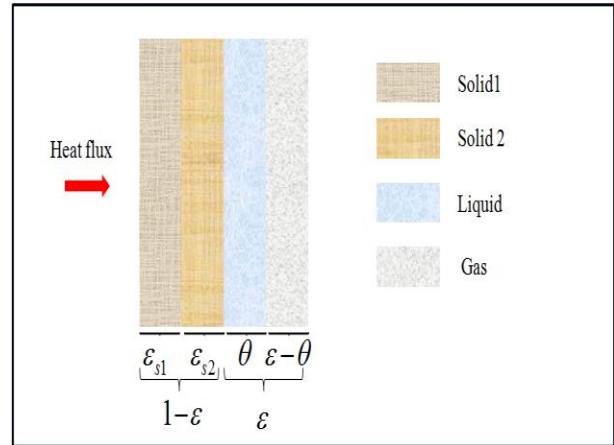


Fig.6. Modèle série

4.2. MODELE PARALLELE

Un modèle parallèle définit les limites théoriques maximales de la conductivité thermique pour un système triphasé. Dans le modèle parallèle, les trois phases sont alignées suivant la même direction du flux thermique [12, 13].

L'expression de la conductivité thermique effective de l'échantillon :

$$\lambda_{effp} = \varepsilon_{s1} \lambda_{s1} + \varepsilon_{s2} \lambda_{s2} + \theta \lambda_l + (\varepsilon - \theta) \lambda_g \quad (2)$$

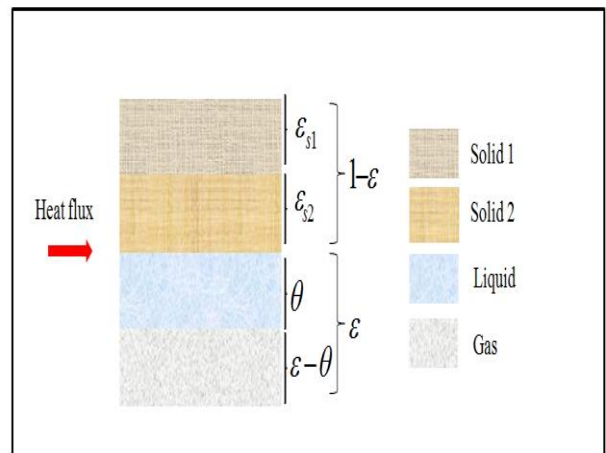


Fig.7. Modèle parallèle

4.3. MODELE KRISCHER

Krischer (1963) a proposé un autre modèle en combinant des modèles parallèles et en série et en utilisant le facteur de distribution u . L'équation suivante décrit le modèle de Krischer défini par l'expression suivante:

$$\lambda_{effk} = \frac{1}{\frac{u}{\lambda_{effp}} + \frac{(1-u)}{\lambda_{effs}}} \quad (3)$$

Où λ_{effp} et λ_{effs} sont les conductivités effectives par le modèle parallèle et le modèle série, respectivement, tandis que u est la fraction volumique des couches

orientées perpendiculairement à la direction du flux thermique est disposée en série avec la fraction complémentaire $(1 - u)$ de couches orientées parallèlement à la direction de flux de chaleur.

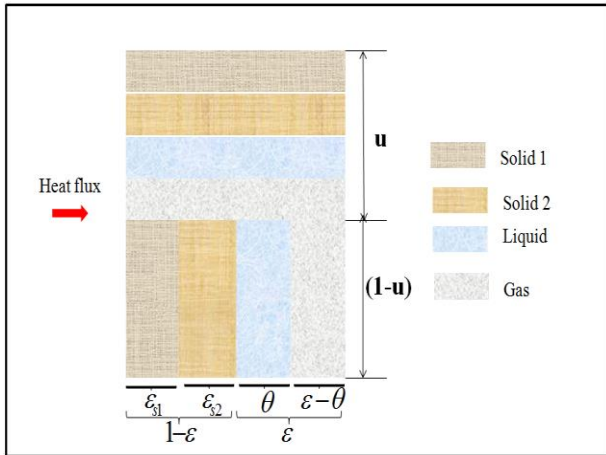


Fig.8. Modèle de Krischer

5. RESULTATS ET INTERPRETATIONS

5.1. IMAGE MEB

La morphologie et la surface des fibres ont été observées au microscope électronique à balayage (MEB) des fibres végétales. Le dispositif utilisé pour observer la microstructure est un microscope électronique à balayage JEOL 6301F.

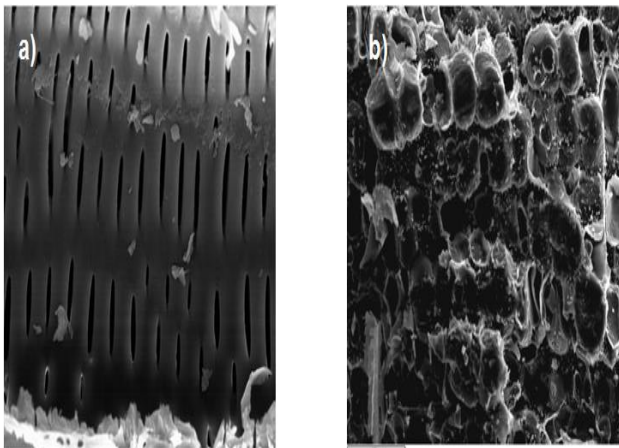


Fig.9. Image MEB d'une fibre de tronc, échelle: (a) 25 μm , (b) 100 μm

Les images MEB des fibres du tronc, illustrées dans la figure 9, montrent des formes cylindriques et irrégulières avec beaucoup d'impuretés. La présence des cellules et de pores permettent une bonne adhérence à d'autres matériaux. C'est la caractéristique typique des fibres naturelles [14].

5.2. COMPARAISON DES RESULTATS EXPERIMENTAUX AVEC LE MODELE ANALYTIQUE DE LA CONDUCTIVITE THERMIQUE EFFECTIVE

Les résultats de la variation de la conductivité thermique en fonction des pourcentages de fibres de bois de palmier sont présentés dans le tableau 1. Il est clair que la conductivité thermique de la matrice en plâtre renforcée par des fibres de palmier diminue avec l'augmentation de la teneur en fibres. Ce résultat est lié aux propriétés isolantes des fibres de palmier, qui ont une faible conductivité thermique et leur capacité à bloquer le flux thermique. De plus, l'augmentation de la porosité diminue la densité des matériaux isolants et par conséquent sa conductivité thermique. Ce résultat est rapporté dans la littérature, en augmentant la teneur en fibres végétales, il y a donc une diminution progressive de la conductivité thermique [15, 16].

Tableau 1. Valeurs mesurées de la conductivité thermique des matériaux à base de palmier pour différents teneurs en fibres

Taux massique des fibres de palmier (%)	Masse volumique (Kg/m^3)	Conductivité thermique $\lambda(W/m.K)$
2	976.098	0.304 \pm 0.007
5	894.735	0.252 \pm 0.006
8	857.132	0.237 \pm 0.005
10	825.233	0.232 \pm 0.005

Le matériau le plus isolant est observé avec 10% en masse de fibres de palmier dattier. La conductivité thermique des composites diminue de 0,431 W / m.K pour l'échantillon sans fibres à 0,232 W / m.K pour le matériau le plus isolant. De plus, il a l'avantage d'être un produit naturel, inoffensif et moins cher.

La figure 10 présente la comparaison entre l'évolution expérimentale de la conductivité thermique en fonction du rapport massique des fibres et celle simulée par des modèles théoriques (modèle parallèle, modèle série et modèle de Krischer). On observe alors que les valeurs données par le modèle mixte (de Krischer) sont toujours entre les bornes maximum (données par le modèle parallèle) et minimum (données par le modèle série). On voit clairement que les résultats du modèle de Krischer concordent mieux avec les résultats expérimentaux.

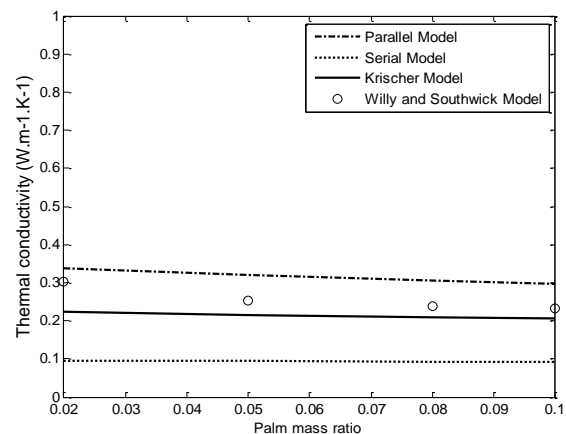


Fig.10. Evolution de la conductivité thermique en fonction des taux massiques des fibres de bois de palmier

5. CONCLUSION

Ce papier présente le comportement thermo physique de différents composites à base de plâtre et des fibres du tronc du bois de palmier. L'influence de la concentration des fibres de palmier sur la conductivité thermique est montrée. Par conséquent, la conductivité thermique mesurée a été comparée avec les différents modèles analytiques (modèles série, parallèle et Krischer).

Nous avons conclu que la conductivité thermique diminue avec l'augmentation de la concentration des fibres et que le modèle de Krischer peut être utilisé pour prédire la conductivité thermique de notre composite.

6. REFERENCES

- [1] K. Ramanaiah, A.V. Ratna, K. Prasad, K. Hema Chandra Reddy," Mechanical, thermo physical and fire properties of sansevieria fiber-reinforced polyester composites", *Materials and Design* 49 (2013) 986–991.
- [2] A. Djoudi, M.M. Khenfer , A. Bali , E.H. Kadri and G. Debicki, "Performance of date palm fibers reinforced plaster concrete", *International Journal of Physical Sciences* Vol. 7(21), pp. 2845-2853, 30 May, 2012.
- [3] I. Boulaoued et al, "Experimental determination of the thermo-physical properties of building insulating materials", *Special Topics & Reviews in Porous Media – An International Journal*, 3(2),pp 97-108 ,2012.
- [4] Mourad Chikhi, "Young's modulus and thermophysical performances of bio-sourced materials based on date palm fibers", *Energy and Buildings* 129 589–597, 2016.
- [5] Mustapha Boumhaout, Lahcen Boukhattem, Hassan Hamdi, Brahim Benhamou, Fatima Ait Nouh, "Thermomechanical characterization of a bio-composite building material: Mortar reinforced with date palm fibers mesh", *Construction and Building Materials* 135 (2017) 241–250.
- [6] Lahcen Boukhattem, Mustapha Boumhaout, Hassan Hamdi, Brahim Benhamou, Fatima Ait Nouh, "Moisture content influence on the thermal conductivity of insulating building materials made from date palm fibers mesh", *Construction and Building Materials* 148 (2017) 811–823.
- [7] Boudenne A., Ibos L., Géhin E. et Candau Y. « A simultaneous charactrisation of thermal conductivity and diffusivity of polymer materials by a periodic method », *Journal of Physics D : Applied Physics*, 37(1), 132-139, (2004)..
- [8] Mohamed Lachheb, Mustapha Karkri , Fethi Albouchi, Foued Mzali, Sassi Ben Nasrallah, "Thermophysical properties estimation of paraffin/graphite composite phase change material using an inverse method", *Energy Conversion and Management* 82 (2014) 229–237.
- [9] I. Krupa, A. Boudenne, L. Ibos, "Thermo physical properties of polyethylene filled with metal coated polyamide particles", *European Polymer Journal* 43 (2007) 2443–2452.
- [10] Abdelwaheb Trigui, Mustapha Karkri, Laura Pen , Chokri Boudaya, Yves Candau, Sami Bouffi and Fabiola Vilaseca, "Thermal and mechanical properties of maize fibres–high density polyethylene biocomposites", *Journal of Composite Materials* 47(2011) 1387–1397.
- [11] Maillet D., André S., Bastale J-C., Degiovanni A. et Moyné C. *Thermal Quadrupoles: Solving the heat equation through integral transforms*, Wiley-Blackwell, 388p, (2000).1999.

RECHERCHE ET DEVELOPPEMENT DE LA TECHNOLOGIE HYDROGENE A L'ESMER

Gédéon M. DAHOU*, Armand FOPAH-LELE, Amelie KABORE-KERE, Isdeen YAYA-NADJO

Laboratoire de Procédés Innovants pour l'Énergie Durable (PIE), École Supérieure des Métiers des Énergies Renouvelables (ESMER), 071 BP 004 Zogbo, Cotonou, Bénin

RÉSUMÉ

L'Ecole Supérieure des Métiers des Energies Renouvelables est une école d'ingénierie qui s'évertue à la recherche innovante de systèmes énergétiques pour faciliter et assurer une transition énergétique pour l'Afrique. Le problème des systèmes énergétique actuel, à base d'énergies renouvelables, est le stockage. C'est pourquoi l'ESMER s'est doté d'équipements de pointe pour la recherche sur l'hydrogène et les piles à combustible, dans son laboratoire de Procédés Innovants pour l'Energie Durable (PIE). L'hydrogène offrant la possibilité de stockage sous une forme d'énergie à forte densité, stockable sur de longues périodes et transportable sur de longues distances sans grandes pertes. Le poster proposé présente les caractéristiques de différents équipements, sur lesquelles l'équipe de recherche de l'ESMER mène des activités qui permettront un accès à l'énergie pour tous dans la sous-région Ouest Africaine et Africaine en général.

Mots Clés : Hydrogène – Pile à combustible – Stockage - ESMER

1. INTRODUCTION

Depuis 2016, l'Ecole Supérieure des Métiers des Energies Renouvelables (ESMER) a vu le jour en République du Bénin, au quartier Godomey Togoudo. Elle s'est donnée pour vision de former des cadres qui permettront à l'Afrique en général, et à la sous-région Ouest-Africaine en particulier, d'assurer une transition énergétique.

La transition énergétique consiste à transformer le système énergétique sur l'ensemble de la chaîne, depuis le système de production jusqu'à la consommation finale d'énergie (consommée par les utilisateurs). [1] Il intervient dans les processus de réduction des émissions de gaz à effet de serre, d'autant plus que la part d'émission attribuée au secteur énergétique est de 25% [2]. Dans de nombreux pays, la plus grande partie des émissions est bien due au secteur énergétique étant issue de la combustion des énergies fossiles sous toutes ses formes (carburant, liquide ou gazeux pour la production d'électricité et de chaleur) [1]. Dans tous les cas, il faudrait donc procéder à une transition rapide vers des systèmes énergétiques qui émettent beaucoup moins de GES [3]. L'utilisation de systèmes énergétiques moins émetteurs de GES fait penser au choix des énergies renouvelables dans le secteur de la production sur l'ensemble de la chaîne énergétique.

Etant qualifiées d'énergies flux et à régime intermittent, leur développement nécessite le recours à des moyens de stockage fiables. L'introduction massive de l'électricité à base d'énergies renouvelables dans la production de puissance nécessite le stockage sous différentes formes, afin de pallier l'aspect intermittent, d'éviter le problème

* auteur correspondant

Adresse électronique : gedeon.dahou@esmer-benin.org

de déstabilisation du réseau de distribution et de rendre cette production adéquate avec la demande du consommateur. L'ensemble des technologies d'hydrogène, de la production à l'utilisation en passant par les technologies de stockage, de transport et de distribution de ce vecteur énergétique futur, est appelé à jouer un rôle essentiel dans ce domaine [4].

Ainsi, pour l'ESMER, doter son laboratoire de Procédés Innovants pour l'Energie Durable (PIE) d'équipements de pointe pour la recherche sur l'hydrogène et les piles à combustible, s'avère être une étape importante dans ses objectifs d'offrir à l'Afrique de respecter son engagement dans la réduction des émissions de gaz à effet de serre, tout en assurant sa transition énergétique. La décarbonisation du système énergétique, étant au cœur de cette transition, et supposant une transformation en profondeur du système énergétique. [1]

Ce poster se consacre donc essentiellement à présenter les caractéristiques des différents équipements sur la technologie de pile à combustible et d'hydrogène, sur lesquels l'équipe de recherche de l'ESMER mène des activités qui permettront un accès à l'énergie pour tous dans la sous-région Ouest Africaine en particulier et Africaine en général.

2. PRESENTATION DES EQUIPEMENTS DU LABORATOIRE DE PROCÉDES INNOVANTS POUR L'ÉNERGIE DURABLE (PIE)

Le laboratoire de Procédés Innovants pour l'Energie Durable (PIE) « Labo-π » de l'Ecole Supérieure des Métiers des Energies Renouvelables (ESMER) a pour objectif de développer des approches méthodologiques optimales et des systèmes innovants pour garantir un

accès durable aux services énergétiques pour tous. Il dispose d'une multitude d'équipements sur la technologie de pile à combustible et d'hydrogène et sur les énergies renouvelables. Les sections suivantes présentent ces différents équipements.

2.1. CLEAN ENERGY TRAINER

Le Clean Energy (figure 1) Trainer est un banc de TP qui présente une chaîne de production et de stockage d'énergie, sous forme d'hydrogène, dans une pile à combustible. L'hydrogène est produit par électrolyse de l'eau, grâce à un électrolyseur alimenté par deux (02) sources d'énergies renouvelables à savoir le solaire et/ou l'éolienne.

Il est composé de :

- 01 pile à combustible (figure 2) d'une puissance maximale de 1W pour 5 cellules ;
- 02 électrolyseurs (figure 3) de 1,16W pour la production de 5cm³ d'hydrogène par minute ;
- 02 ampoules halogènes (figure 4) d'une puissance de 75W chacune pour simuler le soleil ;
- 02 cellules photovoltaïques de 12V/600mA qui captent les rayons lumineux des ampoules (figure 5) ;
- 01 ventilateur d'une puissance de 115W ;
- 01 éolienne (figure 6) d'une puissance maximale de 1,2W qui utilise la force du vent fourni par le ventilateur.

Le Clean Energy Trainer permet d'étudier la production d'énergie à partir d'une source renouvelable tout en initiant les étudiants à la méthodologie de conversion efficace de l'énergie, le stockage et l'approvisionnement au moyen de la technologie des piles à combustible à hydrogène.

Ce Banc de TP permet :

- De tracer et de visualiser l'évolution de la courbe caractéristique d'une cellule Photovoltaïque, d'une petite éolienne, d'une pile à combustible et d'un électrolyseur ;
- D'étudier la conversion et le stockage de l'énergie dans une pile à combustible ;
- D'étudier le comportement des sources d'énergie renouvelable en fonction du temps qu'il fait ;
- De faire une introduction aux systèmes d'énergie hybride.

Toutes ses courbes sont obtenus par l'intermédiaire d'un contrôleur de données USB à l'aide d'un logiciel fourni à cet effet.



Figure 1 : Clean Energy Trainer



Figure 2 : Pile à Combustible



Figure 3 : Electrolyseur



Figure 4 : Simulateur de soleil



Figure 5 : cellules photovoltaïques



Figure 6 : Eolienne

2.2. DR FUEL CELL PROFESSIONNAL

Le soleil est la source d'énergie la mieux partagée sur terre. Elle est la plus abondante et la plus utilisée en Afrique. Essayer de maîtriser la production de l'énergie solaire, et contourner l'intermittence du soleil par le stockage de l'énergie solaire sous forme d'hydrogène dans une pile à combustible est une alternative intéressante.

Ceci peut être étudié en caractérisant une cellule solaire, et un électrolyseur pour la production d'hydrogène grâce au banc Dr Fuel Cell Professionnal (Figure 7) qui est composé :

- D'un électrolyseur (Figure 8) de 4000mA pour une production de 28ml d'hydrogène par minute ;
- De deux piles à combustible de 4000mA (Figure 8) ;
- D'un module solaire de 1,8W/2,2V (Figure 9) ;
- Et de trois charges électriques (Figure 10) : un mini ventilateur solaire de 50mA, une lampe à courant continu de 3V et d'une résistance variable 0,3 à 100 ohms ;
- D'un multimètre (Figure 11) et ;
- D'une lampe de 150w simulant la lumière du soleil ;

Ce banc de TP permet d'étudier un module solaire, les piles à combustible et la production de l'hydrogène à partir de l'énergie solaire.

De manière spécifique, ce banc de TP permet :

- D'étudier la synthétisation de l'hydrogène à partir de l'électrolyse ;
- D'étudier le processus électrochimique de décomposition de l'eau H_2O en Hydrogène et en Oxygène ;
- D'étudier la loi de Faraday et l'efficacité énergétique d'un électrolyseur et d'une pile à combustible ;
- De tracer la courbe caractéristique des cellules solaires, des électrolyseurs et des piles à combustible ;

Raison pour laquelle le « *Labo-π* » de l'ESMER s'est doté du banc de TP nommé HyDrive.

Le HyDrive (Figure 13) est un kit d'expérimentation permettant d'étudier la construction, la fonctionnalité et les avantages des véhicules électriques hybrides à pile à combustible.

Il simule le fonctionnement d'une voiture électrique alimentée essentiellement par une électricité produite par une pile à combustible s'approvisionnant en hydrogène à partir soit, de l'hydrogène contenu dans le réservoir dudit véhicule, soit à partir d'une station de production d'hydrogène (Figure 14) alimentée par une cellule solaire photovoltaïque pour une production par électrolyse de l'eau.

Le réservoir d'hydrogène du véhicule (Figure 15) a un volume de stockage de $2 \times 30 \text{ cm}^3$ et sa pile à combustible d'une puissance de 1W est composée de 5 cellules, soit 0,2W par cellule.

La station de production d'hydrogène quant à elle dispose d'un électrolyseur de 4V/2,5A.

Ce Banc de TP permet :

- D'étudier les caractéristiques de charge et de décharge d'un super condensateur dans les véhicules hybrides électriques ;
- D'étudier la Courbe caractéristique d'une pile à combustible, avec son point de puissance maximal dans un véhicule à hydrogène ;
- D'étudier l'équation de base du mouvement et de la conversion de l'énergie électrique en énergie mécanique ;
- D'étudier la courbe caractéristique et rendement énergétique d'une cellule électrolytique
- D'étudier la configuration des voitures électriques à pile à combustible en pratique ;
- D'étudier la récupération de l'énergie cinétique au freinage dans les véhicules électriques.

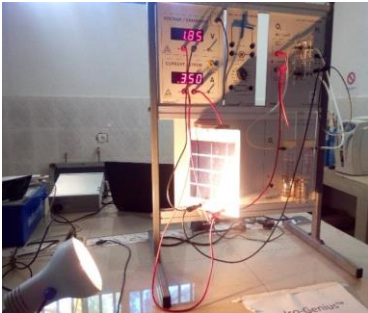


Figure 7: Fuel Cell Professional



Figure 8 : Electrolyseur et pile à combustible



Figure 9 : Module solaire



Figure 10 : Charges

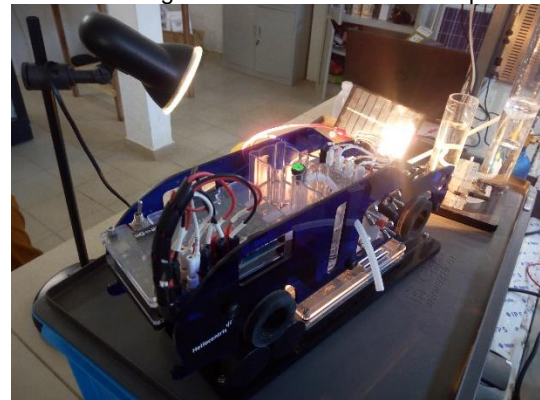


Figure 13 : HyDrive



Figure 11 : Multimètre



Figure 12 : Simulateur de soleil

2.3. HYDRIVE

La transition énergétique concerne également le secteur du transport. Transformer le secteur énergétique par la transition énergétique peut s'illustrer dans ce secteur par un remplacement des véhicules conventionnels fonctionnant à l'essence ou au diesel par des véhicules électriques, alimentés par une électricité issue de sources non polluantes.



Figure 14 : Station de production d'hydrogène



Figure 15 Réservoir d'hydrogène du HyDrive

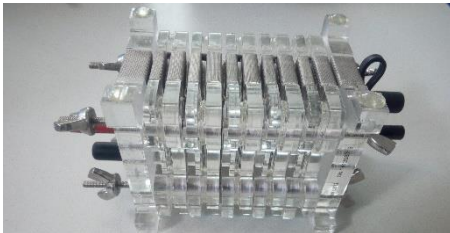


Figure 16 : Pile à combustible du hyDrive

2.4. FUEL CELL TRAINER

Les bancs précédents s'intéressent entre autres à diverses sources d'énergies renouvelables, et leur exploitation dans la production et le stockage de l'hydrogène dans une pile à combustible.

Le Fuel Cell Trainer quant à lui s'intéresse à l'alimentation de charges électriques en électricité produite à partir d'une pile à combustible tout en approvisionnant cette dernière en hydrogène.

Il dispose donc d'une bonbonne d'hydrogène d'une capacité de 265 litres à 10bar, d'une pile à combustible à membrane échangeuse de protons (PEM) de 50W, d'une résistance variable et d'un module de feu tricolore de 8W, tous deux simulant des charges électriques.

En résumé, le Fuel Cell Trainer convient pour l'étude des principes fondamentaux des systèmes à pile à combustible. Il permet :

- D'étudier la structure et les fonctionnalités d'un système de pile à combustible ;
- De connaître les principes physiques et chimiques fondamentaux, tels que la thermodynamique, la loi de Faraday, la résistance ohmique des piles ;
- D'évaluer l'efficacité, les pertes et les charges parasites du système ;
- D'étudier les paramètres qui influencent la courbe caractéristique d'une pile à combustible, notamment l'alimentation en air, la température et la charge.



Figure 17 : Fuel Cell Trainer



Figure 18 : Pile à combustible de 50W

2.5. SOLAR HYDROGEN EXTENSION

Le Solar Hydrogen Extension permet l'étude de la production d'hydrogène à partir d'un kit solaire de 0.5kWc constitué de :

- 02 modules solaires de 200Wc d'une inclinaison facilement réglable ;
- 02 batteries de 55Ah chacune, d'un régulateur de 30A - 12/24V ;
- 01 convertisseur de 700w ;
- 01 pyranomètre ;
- Et d'un générateur d'hydrogène en option.

Le générateur d'hydrogène permet la production d'hydrogène avec une pureté de 6,0 pour les besoins du laboratoire et de la recherche. Il convient pour le fonctionnement du système de pile à combustible ou pour le remplissage d'un réservoir à hydrures métalliques.

Ce système permet, à partir d'une production importante d'énergie solaire, de produire une grande quantité d'hydrogène contrairement aux autres Bancs. L'hydrogène produit par ce banc est utilisé par les bancs Fuel Cell Trainer et Hybrid Energy Lab-System.

Il permet entre autres :

- D'étudier un système photovoltaïque dans son ensemble (les différents équipements d'un système PV en courant Alternatif)
- D'étudier l'efficacité du système de production d'hydrogène à partir de l'énergie solaire.

Ce banc de TP a déjà permis aux étudiants de l'ESMER d'évaluer la puissance du rayonnement solaire reçu par les panneaux solaires, grâce au pyranomètre (Figure 21), suivant un angle d'inclinaison donné et une orientation donnée.



Figure 19: Solar Hydrogen Extension



Figure 20 : Module solaire de 200Wc et système de stockage



Figure 21 : Pyranomètre



Figure 22 : Générateur d'hydrogène

2.6. HYBRID ENERGY LAB-SYSTEM



Figure 23 : Hybrid Energy Lab-System

L'Hybrid Energy Lab-System (Figure 23) permet de comprendre et d'étudier le comportement des composants et différentes configurations d'un système hybrides pile à combustible/batterie. Il est essentiel pour la compréhension approfondie des applications, de la conversion et du stockage de l'énergie électrique et chimique.

Le HEL, comme il est communément appelé, dispose :

- De 03 bonbonnes d'hydrogène d'une capacité de 760 litre chacune ;
- D'une pile à combustible de type PEM d'une capacité de production de 1,2kW pouvant s'approvisionner en hydrogène à partir des 03 bonbonnes ;
- 02 batterie de 18Ah ;
- Et 02 batterie de 7,2Ah.

Ce système offre une plateforme expérimentale à la recherche appliquée sur :

- Les systèmes hybrides de pile à combustible/batterie ;
- La charge/décharge des batteries ;
- L'analyse et la comparaison des modèles de batterie et de pile à combustible ;
- Le Calcul et l'évaluation des caractéristiques électriques ;
- La Gestion de l'énergie ;
- L'algorithme de contrôle et de gestion de l'énergie créé par l'utilisateur ;

- La Validation de modèles par rapport à un système réel ;
- La Configurations de système énergétique hybride : UPS, alimentation électrique autonome, système d'alimentation de secours, véhicules électriques et hybrides.

2.7. DETECTEUR D'HYDROGENE

L'hydrogène étant un produit inflammable, la laboratoire PIE dispose de deux détecteurs d'hydrogène signalant la présence d'hydrogène à partir d'une concentration supérieure à 100 parties par million (PPM) dans l'air.



Figure 24 : Détecteur d'hydrogène

3. CONCLUSION

Le stockage chimique d'énergie sous forme de vecteurs fluides et solides, représente une voie prometteuse pour pallier l'intermittence des ressources renouvelables. Une des solutions prometteuses est celle de la production d'hydrogène particulièrement au moyen de l'énergie éolienne et solaire [4]. L'Ecole Supérieure des Métiers des Energies Renouvelables (ESMER) ayant compris cela, a équipé son laboratoire d'équipements de pointe pour des travaux pratiques et de recherches sur l'hydrogène et la pile à combustible.

La qualité de ces équipements requiert une équipe de recherche dévouée et des étudiants curieux en matière de recherche et de développement de la technologie hydrogène à l'ESMER. L'ESMER dispose bien de ces atouts, pour faire du « *Labo-π* » un laboratoire de référence dans ce domaine.

REFERENCES

- [1] **Mathilde MATHIEU, 2013**, Transition énergétique : Des scénarios nationaux aux politiques européennes, Mémoire de thèse professionnelle, AgroParisTech
- [2] **GIEC, 2014** : Changements climatiques 2014 : Rapport de synthèse. Contribution des Groupes de travail I, II et III au cinquième Rapport d'évaluation du Groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat [Sous la direction de l'équipe de rédaction principale, R.K. Pachauri et L.A. Meyer]. GIEC, Genève, Suisse, 161 p.
- [3] **Olivier Bahn, (2016)**, Politiques climatiques : l'apport des modèles mathématiques d'aide à la décision.
- [4] **R. Benchrifa *, A. Bennouna et D. Zejli, 2007**, Rôle de l'hydrogène dans le stockage de l'électricité à base des énergies renouvelables, Centre National pour la Recherche Scientifique et Technique Unité technologies économies des énergies renouvelables BP. 8027, Agdal Rabat, Maroc, 6p.

ANALYSE DECISIONNELLE MULTICRITERES POUR DÉTERMINER UN SYSTEME DE CHAUFFAGE DE REMPLACEMENT DANS LES COLLECTIVITES ELOIGNEES DU NUNAVIK

Daniel R. ROUSSE ^{a,*}, Charlotte YAN ^a, Mathias GLAUS ^b,
Adrian ILINCA ^c, Hussein IBRAHIM ^{c,d}, Ambrish CHANDRA ^a,
Ricardo ZEDNIK ^a, Kodjo AGBOSSOU ^e, Didier HAILLOT ^{a,f}

^a Groupe t3e, École de technologie supérieure, 1100, rue Notre-Dame Ouest, Montréal, Canada

^b STEPPES, École de technologie supérieure, 1100, rue Notre-Dame Ouest, Montréal, Canada

^c LREE, Université du Québec à Rimouski, 300 Allée des Ursulines, Rimouski, Canada

^d ITMI, CEGEP de Sept-îles, 175, De La Vérendrye, Sept-Îles, Canada

^e École d'ingénierie, Université du Québec à Trois Rivières, 3351, boul. des Forges, Trois-Rivières, Canada

^f LATEP, Université de Pau et des Pays de l'Adour, ENSGTI, Rue Jules Ferry, Pau, France

RÉSUMÉ

La majorité des 300 collectivités éloignées du Canada doit compter sur des sous-produits du pétrole pour l'électricité et le chauffage. Cependant, les sources d'énergie alternatives gagnent en intérêt. Cet article présente une analyse de décision multi-critères de quatre systèmes énergétiques pour le chauffage des locaux, à savoir la gazéification des déchets et trois types de combustion. Une approche systémique est considérée sur la base des aspects environnementaux, sociaux et économiques. Une maison unifamiliale type à Kuujuaq est choisie pour une étude de cas. Les résultats de la méthode d'organisation par classement préférentiel pour l'enrichissement et l'évaluation (PROMETHEE) montrent que les granulés de bois représentent le combustible le plus approprié pour le chauffage dans tous les scénarios. Il est suivi par la gazéification locale des déchets pour les scénarios de référence et environnementaux et par le mazout pour les scénarios sociaux et économiques.

Mots Clés : PDMC, PROMETHEE, chauffage des locaux, Nunavik, planification énergétique

NOMENCLATURE

AHP	Analyse Hiérarchique des Processus (AHP)	ADM	Analyse Décisionnelle Multicritère
CRIQ	Centre de Recherche industrielle du Québec	PDMC	Prise de Décision Multi-Critère
ELECTRE	Elimination and choice translating reality	MODM	Multi-Objective Decision Analysis
GES	Gaz à effet de serre	O&M	Operation et maintenance
KMHB	Kativik municipal housing bureau	PROMETHEE	Preference ranking organization method for enrichment evaluation

1. INTRODUCTION

1.1. CONTEXTE

Les collectivités éloignées du Canada ont un accès restreint aux projets d'énergie renouvelable en raison de leur emplacement et de leur contexte politiques singuliers. Cependant, il y existe un grand potentiel pour l'implantation de tels projets de production énergétique et ces dernières années, des projets pilotes sont apparus spécifiquement pour produire de l'électricité à partir de l'énergie éolienne, solaire et de la biomasse [1]. Par

exemple, Ibrahim et al. [2] et Rahman et al. [3] ont travaillé sur des systèmes hybrides d'énergie renouvelable alors que Stephen et al. [4], Rahman [5] et Cambero et al. [6] sur des systèmes de chauffage à partir de biomasse.

Le Nunavik, une région située dans le nord du Québec, souhaite fortement développer des projets d'énergie renouvelable. Il l'a démontré en février 2017, en créant une entreprise en copropriété entre Makivik Corporation et la Fédération des coopératives du Nouveau-Québec (FCNQ) afin de mieux contrôler les nouveaux projets

d'énergie renouvelable. L'objectif est de se conformer à la nouvelle Politique énergétique du Québec 2030 visant à réduire de 40% la consommation de combustibles fossiles et à améliorer les conditions de vie des Nunavummiut.

Cet article vise à produire une analyse décisionnelle multicritères (ADM) des différentes alternatives afin d'améliorer le chauffage dans les habitations actuelles du Nunavik. Compte tenu de la diversité des antécédents et de la culture des parties prenantes, l'objectif principal de l'ADM est d'offrir un outil pour ouvrir la discussion. Une maison unifamiliale typique située dans la ville de Kuujuaq est utilisée pour cette analyse et sert de référence. Les nouvelles constructions sont exclues et les bâtiments institutionnels et industriels ne sont pas pris en compte dans la présente étude.

Les objectifs de cet article sont: (1) structurer et identifier tous les paramètres pertinents du problème, (2) analyser un cas spécifique à Kuujuaq, (3) rédiger des recommandations.

Quatre possibilités de chauffage sont envisagées: la chaudière au mazout (traditionnelle), la chaudière à granulés, la chaudière au gaz naturel et, enfin, la gazéification des déchets. Les critères sont sélectionnés en fonction de considérations environnementales, d'amélioration sociale et de faisabilité économique. Le document suit les étapes typiques d'une ADM, à savoir l'identification et la structuration des problèmes, la construction de modèles et enfin la discussion et les recommandations [7].

2. MÉTHODE PROMETHEE

2.1 PRISE DE DECISION MULTI-CRITERE

Basé sur les mathématiques et les sciences sociales, la Prise de Décision Multi-Critère (PDMC) structure le problème et identifie les conflits et les synergies possibles entre différentes alternatives [7]. Pohekar et Ramachandran [8] ont passé en revue plus de 90 articles pour analyser les différentes méthodes utilisées dans la planification énergétique durable et ont montré que les méthodes de type Analyse Hiérarchique des Processus (AHP), ÉLECTRE et PROMETHEE étaient les plus courantes.

La famille « Elimination et Choice Translation Reality » (ELECTRE) est une méthode qui procède par surclassement des alternatives afin de les hiérarchiser selon un ensemble fini de critères qui peuvent être soit quantitatifs, soit qualitatifs. Des indices de concordance et de discordance et des seuils sont impliqués afin de caractériser les liens entre les différentes alternatives considérées

La méthode d'organisation du classement par préférence pour l'évaluation de l'enrichissement « Preference Ranking Organization Method for Enrichment Evaluation » (PROMETHEE) est une autre méthode de surclassement créée par B. Roy dans les années 60 et développée plus tard par Brans Vincke dans les années 80 [9].

Dans cet article, la méthode PROMETHEE est sélectionnée et est utilisée dans le logiciel Visual

PROMETHEE, un outil efficace pour modéliser et réaliser des analyses dynamiques [10].

2.2 PROMETHEE EN BREF

Étant donné un nombre fini d'alternatives $A = \{a_1, a_2, \dots, a_n\}$ et une famille de critères $F = \{f_1, f_2, \dots, f_m\}$, une comparaison par paire est effectuée pour chaque critère, où $d_k(a_i, a_j)$ est la différence entre l'évaluation de l'alternative sur le critère f_k . Par conséquent,

$$d_k(a_i, a_j) = f_k(a_i) - f_k(a_j) \quad (1)$$

Les résultats de chaque comparaison de paires sont traduits dans un indice de préférence $P[d_k(a_i, a_j)]$ qui est compris entre 0 et 1 et dépend de la fonction de préférence associée au critère f_k . Dans cette étude, trois types de fonctions de préférence sont utilisés comme suit, avec q et p comme seuils d'indifférence et de préférence:

Critère vrai

$$P[d_k(a_i, a_j)] = \begin{cases} 0 & \text{if } d_k(a_i, a_j) = 0 \\ 1 & \text{if } d_k(a_i, a_j) \neq 0 \end{cases} \quad (2)$$

Critère V-shape

$$P[d_k(a_i, a_j)] = \begin{cases} \frac{d_k(a_i, a_j)}{p} & \text{if } -p \leq d_k(a_i, a_j) \leq p \\ 1 & \text{if } d_k(a_i, a_j) < -p \text{ or } d_k(a_i, a_j) > p \end{cases} \quad (3)$$

Critère linéaire

$$P[d_k(a_i, a_j)] = \begin{cases} 0 & \text{if } |d_k(a_i, a_j)| \leq q \\ \frac{(d_k(a_i, a_j) - q)}{(p - q)} & \text{if } q < |d_k(a_i, a_j)| \leq p \\ 1 & \text{if } |d_k(a_i, a_j)| > p \end{cases} \quad (4)$$

Ensuite, l'indice multicritère $\pi(a_i, a_j)$ est calculé en tenant compte des poids w_k de chaque critère k conduisant aux flux sortant et entrant, respectivement $\Phi^+(a_i)$ et $\Phi^-(a_i)$.

$$\pi(a_i, a_j) = \frac{\sum_k P_k(a_i, a_j)}{\sum_k w_k} \quad (5)$$

$$\Phi^+(a_i) = \sum_{x \in K} \pi(a_i, x) \quad (6)$$

$$\Phi^-(a_i) = \sum_{x \in K} \pi(a_i, x) \quad (7)$$

Le flux sortant ou le flux positif $\Phi^+(a_i)$ exprime la mesure dans laquelle a_i surpasse toutes les autres options et le flux entrant ou flux négatif $\Phi^-(a_i)$ exprime combien a_i est surclassé par toutes les autres alternatives [10].

3. ÉTUDE DE CAS

Une maison unifamiliale typique située à Kuujuaq est choisie comme référence pour l'analyse. Les éléments de la maison sont fournis par la Société d'Habitation du Québec (SHQ) qui, avec le Bureau Municipal du Logement Kativik (KMHB), est responsable des logements au Nunavik [10]. Sur les 517 logements répartis parmi les 312 immeubles gérés par le KMBH, 157 sont des maisons unifamiliales. Chauffée par une chaudière au mazout, la consommation moyenne annuelle de ces maisons est de 3100 L de mazout [10]. La figure 1 illustre la maison unifamiliale typique utilisée

pour l'étude de cas et le tableau 1 présente ses caractéristiques pertinentes pour le dimensionnement dans RETScreen.

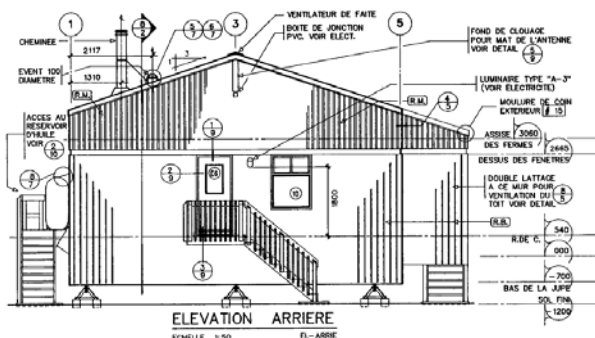


Fig. 1. Maison typique à Kuujuaq

Tableau 1. Paramètres pertinents pour l'étude de cas

Input data	Unité	Valeur
Consommation annuelle mazout	[L]	3 100
Consommation annuelle électricité	[kWh]	8 900
Charge de chauffage	[W/m ²]	63,5
Efficacité saisonnière théorique	[%]	65
Surface du bâtiment	[m ²]	110,9
PCi du mazout	[kWh/L]	10,74
R-value toiture	[°C/W]	7,53
R-value murs	[°C/W]	4,70
R-value plancher	[°C/W]	5,46

La chaleur est distribuée par un système de chauffage central à air. Les coûts associés au système de distribution (conduits) sont exclus de l'étude : le système de distribution d'air d'origine est utilisé comme tel. En utilisant les informations de KMHB, un profil de consommation typique a été construit (figure 2). KMHB a fourni la répartition de la consommation de mazout en pourcentage pour chaque mois. La consommation d'électricité est stable tout au long de l'année [10].

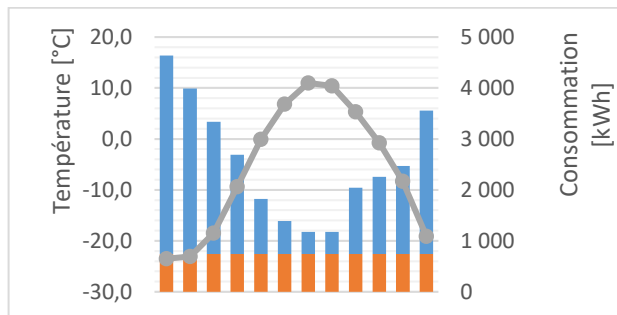


Fig.2: Profil de consommation mensuel de l'étude de cas proposé : orange, électricité ; bleu, chaleur ; gris, température.

À partir de ces données, une analyse RETScreen a été effectuée pour déterminer la charge du système de chauffage et les besoins en énergie. Le tableau 2 présente les données RETScreen utilisées pour l'analyse.

Tableau 2. Paramètres pertinents pour l'étude de cas

Climate data	Unité	Valeur
Latitude	[°N]	58,10
Longitude	[°E]	-68,42
Altitude	[m]	39
Température de conception en chauffage	[°C]	-35
Amplitude de la température du sol	[°C]	21,1

Dans RETScreen, la charge de chauffage de pointe pour un bâtiment est une valeur P exprimée en watts et est exprimée en fonction de la surface de plancher. Cette puissance dépend de la charge de chauffage du bâtiment, qui est une valeur saisie par l'utilisateur en fonction de la température de conception du chauffage et de l'efficacité de l'isolation du bâtiment [11]. La charge maximale totale P est donc de 7kW [10].

Les besoins énergétiques du bâtiment sont calculés en tenant compte de la consommation annuelle de carburant, du rendement saisonnier du système de chauffage et du pouvoir calorifique du type de combustible [11]. Cette énergie est de 21,6MWh [10].

4. DIFFÉRENTES SOLUTIONS DE CHAUFFAGE

En raison du contexte, un ensemble fini d'alternatives peut être mis en place pour se conformer aux contraintes du Nunavik. Des technologies fiables, à faible maintenance et robustes sont prioritaires. Une étude globale est d'abord effectuée pour disqualifier certaines alternatives. Les résultats montrent que les barrages hydroélectriques, les petites centrales hydroélectriques, l'énergie marémotrice et la technologie géothermique ne sont pas applicables à l'heure actuelle en raison du climat nordique et des problèmes économiques [10,12,13]. Les puissances solaires et éoliennes montrent toutes deux un grand potentiel de production d'électricité mais sont mises de côté pour un contexte de chauffage. Des travaux de construction minimum sont souhaités afin de minimiser l'impact économique d'une nouvelle solution. Les coûts de construction peuvent être extrêmement élevés en raison du manque de matériaux sur le site et la maintenance peut être entravée par une pièce manquante. Des conditions climatiques telles que l'humidité constante et le pergélisol discontinu doivent être considérées afin de choisir une solution résiliente. Enfin, les ressources telles que les déchets, la biomasse et le gaz naturel sont privilégiées puisque ces ressources sont présentes à l'échelle locale, régionale ou nationale.

Quatre options sont par conséquent considérées dans le cadre de la présente étude: les chaudières à granules, les chaudières au gaz naturel, les systèmes de gazéification des déchets et les chaudières au mazout léger (cas actuel ou solution traditionnelle). Le tableau 3 indique les différents paramètres requis pour l'analyse de ces quatre possibilités de chauffage.

Tableau 3. Paramètres requis pour chaque solution de chauffage

	Mazout	Granules	Gaz	Gazéification
Consommation	3 100 L	5 T	2 240 m ³	404 T
Densité (15°C)	0,866 kg/L	0,75 T/m ³	466 kg/m ³ (-161°C)	N/A
PCI	10,74 kWh/L	5,5 kWh/kg	10,33 kWh/m ³	2,33 kWh/kg
Efficacité	65%	80%	90%	N/A

5. CRITERES DE SELECTION

La sélection des critères de la famille est l'une des étapes les plus cruciales de l'ADM. Elle doit englober tous les aspects décisionnels du problème et être capable de mettre en évidence les différences entre les alternatives. En bref, la liste doit être exhaustive, cohérente et non redondante [7]. Douze sous-critères ont été déterminés. Une discussion exhaustive n'est pas possible dans le contexte de cet article mais est disponible sur demande [10].

5.1 CRITERES ENVIRONNEMENTAUX

Les alternatives sont comparées à l'étape la plus pertinente de leur cycle de vie. L'indicateur choisi est l'émission de GES équivalent en dioxyde de carbone (CO₂ eq.). Ensuite, l'étude couvre les différents flux gazeux et les espèces émises associées, le dioxyde de soufre (SO₂), l'oxyde d'azote (NO_x), le monoxyde de carbone (CO) et les matières particulaires (MP) [10]. Les équipements et installations ne sont pas pris en compte dans les études d'impact sur l'environnement. Il est supposé que d'une solution à l'autre, ils ont des impacts similaires. L'accent a été mis sur les différents combustibles, identifiés comme des ressources différentes.

L'évaluation environnementale du combustible se base sur les données de Pa et al. (cité dans [10]), qui compare les granulés de bois comme combustibles avec des solutions conventionnelles telles que le charbon, le mazout lourd, le diesel et le gaz naturel. Leur analyse utilise la méthodologie d'analyse d'impact du cycle de vie IMPACT 2002+, qui traite plusieurs catégories de dommages. Il signale les impacts jusqu'aux emplacements de distribution, de sorte que les scénarios d'approvisionnement sont considérés pour calculer les émissions supplémentaires dues à l'emplacement éloigné de Kuujuaq. Les émissions de GES attribuables au transport correspondent à la quantité de CO₂ eq. émis par tonne métrique par km de transport. Ainsi, en raison du transport par camion, l'approvisionnement en granulés a un impact plus important sur l'environnement.

Les espèces émises lors de la combustion ont des natures diverses et peuvent être classées en plusieurs familles. Le terme NO_x est générique et comprend les oxydes d'azote tels que le NO et le NO₂. Le SO₂ entraîne une acidification du sol au niveau régional et une irritation pulmonaire localisée. Le CO et les MP nécessitent une attention à l'échelle locale, car ils entraînent des problèmes de santé. Les valeurs d'émissions sont extraites d'un rapport sur les technologies de la bioénergie développé par le Centre de recherche industrielle du Québec (CRIQ).

Les accidents de déversement sont rares, mais ils se produisent : un déversement de 13 500 L de diesel de la centrale thermique d'Inukjuak est survenu en 2015. L'impact est très différent d'une solution à l'autre, mais difficilement quantifiable en tant que tel. Par conséquent, une échelle qualitative en 5 points est utilisée, allant d'un impact très faible à un impact très élevé. En ce qui concerne les granulés de bois, l'impact est négligeable, car la biomasse est biodégradable par définition.

5.2 CRITERES SOCIAUX

Le critère social est divisé en trois sous-critères (complexité à opérer, changement des habitudes, retombées directes et indirectes), qui reflètent l'acceptabilité sociale pour considérer l'équilibre entre l'implication des membres de la communauté et le niveau d'effort à faire. De tels aspects ne peuvent pas être quantifiés et, par conséquent, une échelle qualitative est utilisée. Cette échelle mesure un niveau d'impact de très faible à très élevé en cinq points. Une étape intermédiaire est ajoutée où chaque sous-critère est évalué en termes de signes moins et plus. Plus les signes sont négatifs, plus l'impact est grand. Chaque colonne est additionnée et la somme correspond à un niveau d'impact. Les valeurs pour ces critères sont basées sur le jugement des auteurs, la discussion avec des experts et la rétroaction des projets du Nord [10].

5.3 CRITERES ECONOMIQUES

Les coûts sont calculés pour l'habitation présentée précédemment. Certains équipements, en particulier pour le stockage, ne peuvent pas être conçus pour une seule maison, de sorte que les coûts sont d'abord calculés par GJ puis recalculés pour représenter la consommation d'une seule maison. Parmi les sous-critères économiques, la valeur actuelle nette, les coûts d'opération et entretien, le coût du cycle de vie ont été évalués.

5.4 PONDERATION

La pondération des critères induit une influence sur les résultats et doit faire l'objet d'une analyse de sensibilité. Comme mentionné en introduction, les scénarios sont choisis afin d'aborder cette sensibilité en construisant différents résultats favorisant une discussion entre les parties prenantes (aide à la prise de décision). La pondération totale est de 100%, les sous-critères sont répartis entre les trois ensembles de critères, à savoir environnementaux, sociaux et économiques. Dans cet article, la plupart des critères sont définis comme des impacts indésirables, ils doivent donc être minimisés à l'exception du critère « Retombées » qui est à maximiser. Les fonctions de préférence et les valeurs de seuil sont choisies en fonction de la littérature et du jugement et de l'expérience des auteurs. Le tableau 4 présente la pondération des paramètres modélisés dans Visual PROMETHEE [10].

Tableau 4. Pondération des critères d'évaluation

Sous-critère	Poids			
	Base	Environment	Social	Écono.
Combustion	5,56	12,50	2,08	2,08
SO ₂ eq.	5,56	12,50	2,08	2,08
NO _x	5,56	12,50	2,08	2,08
CO	5,56	12,50	2,08	2,08

Sous-critère	Poids			
	Scénarios	Base	Environnement	Social
PM	5,56	12,50	2,08	2,08
Déversement	5,56	12,50	2,08	2,08
Complexité	11,11	4,17	25,00	4,17
Habitudes	11,11	4,17	25,00	4,17
Retombées	11,11	4,17	25,00	4,17
Valeur nette	11,11	4,17	4,17	25,00
Coûts O&M	11,11	4,17	4,17	25,00
Cycle de vie	11,11	4,17	4,17	25,00
Total	100	100	100	

6. RESULTATS ET DISCUSSION

Le tableau 5 montre les flux nets, sortants et entrants et le classement complet de PROMETHEE. A priori, les résultats obtenus pour les granules de bois sont supérieurs à ceux pour toutes les alternatives et ce pour chaque scénario, c'est pourquoi c'est la solution qui est recommandée. Elle a des avantages en termes de coûts, un impact modéré sur la communauté et des émissions plutôt faibles dues au traitement et lors de la combustion.

Dans le scénario de base, la gazéification des déchets et le mazout sont respectivement les deuxième et troisième

alors que le gaz naturel est loin derrière en dernière position. Tous les critères environnementaux sauf un indiquent que le mazout induit les pires impacts et tous les critères sociaux sauf un favorisent le mazout au détriment des autres. Dans les deux cas, la gazéification des déchets obtient des résultats opposés. À l'exception des émissions de SO₂ et de NO_x, aucun critère ne favorise le gaz naturel.

Dans le scénario environnemental, le gaz naturel est favorisé par rapport au mazout grâce à ses faibles émissions de SO₂ et de NO_x lors de la combustion. Dans le scénario social, le mazout est soutenu par les critères sociaux en raison de son haut niveau d'intégration actuel; il n'y a pas de changement d'habitudes ni de complexité d'opération. La gazéification des déchets est la troisième solution en raison de l'impact sur la gestion des déchets, ce qui implique un engagement important de la part de la communauté. Enfin, le gaz naturel est quatrième en raison de la complexité des installations de gazéification et de stockage.

Dans le scénario économique, les granules et le mazout sont relativement proches les uns des autres en première et deuxième place. Ceci met en évidence le fait que les granules sont plus intéressantes d'un point de vue économique absolu, néanmoins les économies ne sont pas significatives. Ce fait pourrait interférer lorsque l'accent est mis sur l'économie.

Tableau 5. Flux net entrant et sortant et classement complet selon les prédictions PROMETHEE

	Rang	Flux net Φ	Flux sortant Φ^+	Flux entrant Φ^-
Scénario de base				
Mazout	3	0,06	0,46	0,40
Granules	1	0,43	0,62	0,19
Gaz naturel	4	-0,55	0,15	0,70
Gazéification des déchets	2	0,06	0,44	0,37
Scénario environnemental				
Mazout	4	-0,41	0,19	0,61
Granules	1	0,39	0,54	0,15
Gaz naturel	3	-0,22	0,25	0,47
Gazéification des déchets	2	0,24	0,50	0,26
Scénario social				
Mazout	2	0,23	0,59	0,35
Granules	1	0,37	0,65	0,27
Gaz naturel	4	-0,69	0,13	0,82
Gazéification des déchets	3	0,09	0,50	0,42
Scénario économique				
Mazout	2	0,35	0,59	0,24
Granules	1	0,53	0,67	0,14
Gaz naturel	4	-0,74	0,08	0,82
Gazéification des déchets	3	-0,14	0,30	0,44

En synthèse, les résultats montrent que le chauffage avec des granules de bois constitue l'alternative la plus appropriée pour tous les scénarios. La gazéification des déchets est la deuxième dans le scénario de base et le scénario environnemental, et la troisième dans le scénario social et économique. L'acceptation sociale est faible, en

raison de l'impact sur la logistique de la gestion des déchets, mais des bénéfices sont produits dans la création d'emplois, le traitement des déchets et la qualité de l'air. De plus, c'est la seule option envisagée qui n'exige pas l'importation de carburant d'une autre partie de l'Amérique du Nord. La gazéification des déchets est également une

solution locale, mais les quantités de déchets ne sont pas suffisantes pour chauffer tout le village. Le gaz naturel arrive en quatrième position dans tous les scénarios, à l'exception du scénario environnemental, en raison de ses coûts élevés et de son infrastructure complexe. Cette solution ne serait avantageuse que si d'importants volumes de gaz naturel étaient importés et si les usages étaient diversifiés (production d'électricité, activité industrielle). Enfin, le mazout est le dernier pour le scénario environnemental mais le second pour les scénarios sociaux et économiques, car c'est la solution « statut quo ».

7. CONCLUSION

De nos jours, la plupart des collectivités nordiques isolées dépendent uniquement du mazout pour assurer leur chauffage tout au long de l'année. C'est le cas de toutes les communautés situées au Nunavik, y compris sa capitale Kuujuaq. Cette situation implique des coûts d'exploitation élevés, une dépendance totale vis-à-vis des ressources étrangères, une faible efficacité, des risques environnementaux élevés et des émissions nettes de dioxyde de carbone considérables.

Dans ce contexte, une analyse multicritères a été effectuée pour comparer quatre options de chauffage pour une maison unifamiliale moyenne située à Kuujuaq. Les systèmes de chauffage au mazout, au gaz naturel, aux granules de bois et à la gazéification des déchets ont été comparés selon douze critères. Trois scénarios ont été développés en faisant varier la pondération sur les critères environnementaux, sociaux et économiques pour les comparer avec le scénario de référence.

Dans l'étude, les résultats ont été jugés indépendants des paramètres variés dans l'analyse de sensibilité: les systèmes à base de granules de bois restent les premiers, quel que soit le scénario considéré. Parmi tous les critères, ceci révèle que la logistique a un impact prépondérant sur le choix de la solution alors que le problème technique peut être surmonté.

Comme dernière remarque formulée à propos de cette étude qui est centrée sur les maisons existantes seulement, il faut également considérer le fait qu'il y a une grave crise du logement dans les collectivités du Nord et que de nouvelles habitations doivent bientôt être construites sur tout le territoire du Nunavik. Cette situation pourrait devenir l'occasion d'améliorer la conception actuelle des maisons, qui remonte à 1994. Dans l'ensemble, l'amélioration de l'efficacité énergétique en général, y compris la production de chaleur, pourrait être implantée tout en considérant l'acceptation sociale pour assurer le succès du projet.

REMERCIEMENTS

Les auteurs désirent remercier le FRQ-NT pour son soutien stratégique et TUGLIQ Énergie pour son complément de financement.

REFERENCES

- [1] Thompson, S., Duggirala, B., The feasibility of renewable energies at an off-grid community in Canada. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 13, 2740–2745 2009. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.06.027>
- [2] T brahim, H., Younès, R., Ilinca, A., Ramdenee, D., Dimitrova, M., Perron, J., Adegnon, M., Boulay, D., Arbez, C., Potential of a Hybrid Wind-Diesel-Compressed air system for Nordic Remote Canadian Areas. *Energy Procedia, Impact of Integrated Clean Energy on the Future of the Mediterranean Environment?* 6, pp.795–804, 2011. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2011.05.090>
- [3] Rahman, M.M., Khan, M.M.-U.-H., Ullah, M.A., Zhang, X., Kumar, A., A hybrid renewable energy system for a North American off-grid community. *Energy* 97, pp.151–160, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.12.105>
- [4] Stephen, J.D., Mabee, W.E., Pribowo, A., Pledger, S., Hart, R., Tallio, S., Bull, G.Q., Biomass for residential and commercial heating in a remote Canadian aboriginal community. *Renew. Energy* 86, pp. 563–575, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.08.048>
- [5] Rahman, R., Feasibility analysis of wood-biomass energy generation for the off-grid community of Brochet in North-west Manitoba, Canada. (Master degree). University of Manitoba, Winnipeg, 2014.
- [6] Cambero, C., Hans Alexandre, M., Sowlati, T., Life cycle greenhouse gas analysis of bioenergy generation alternatives using forest and wood residues in remote locations: A case study in British Columbia, Canada. *Resour. Conserv. Recycl.* 105, pp. 59–72, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.resconrec.2015.10.014>
- [7] Belton, V., Stewart, T., *Multiple Criteria Decision Analysis: An Integrated Approach*, Kluwer Academic Publishers. ed. Springer Science & Business Media, 2002.
- [8] Pohekar, S.D., Ramachandran, M., Application of multi-criteria decision making to sustainable energy planning—A review. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 8, pp.365–381, 2004.
- [9] Brans, J.P., Vincke, P., Mareschal, B., How to select and how to rank projects: The Promethee method. *Eur. J. Oper. Res., Mathematical Programming Multiple Criteria Decision Making* 24, pp. 228–238, 1986.
- [10] Yan, C., Rousse, D.R., Glaus, M., Multi-criteria decision analysis ranking alternative heating systems for remote communities in Nunavik, *Journal of Cleaner Production* (soumis, décembre 2017).
- [11] CANMET Energy, Clean energy project analysis: Retscreen engineering & cases textbook. Biomass heating project analysis chapter. Natural Resources Canada, 2005.
- [12] Lefevre, R.J., Energy Generation Using Water Resources: Greening the Environment, in: 2016 IEEE Green Technologies Conference (GreenTech). pp. 40–44, 2016. <https://doi.org/10.1109/GreenTech.2016.15>
- [13] Majorowicz, J.A., Minea, V., Geological, Economical and Environmental Assessment of Combined Geothermal Power and Heat Generation in Québec, Canada. *Proceedings World Geothermal Congress 2015*, Melbourne, 2015.

PRÉVISION DE LA DEMANDE EN ÉLECTRICITÉ DANS LE RÉSIDENTIEL AU CAMEROUN EN UTILISANT LE MODÈLE DE RÉGRESSION MULTILINÉAIRE

Serge GUEFANO ^a, Jean Gaston TAMBA ^b, Louis MONKAM ^c, Beguide BONOMA ^d

^a Université de Douala; sergeguefano@yahoo.fr

^b Université de Douala, IUT Douala ; tambajea@yahoo.fr

^c Université de Douala, IUT Douala.

^d Université de Yaoundé I. ENS Yaoundé : bequide_bonoma@yahoo.fr

RÉSUMÉ

Ce travail modélise et prévoit la demande en électricité dans le secteur du résidentiel au Cameroun, en utilisant six paramètres macroéconomiques couvrant la période 1994-2014. Les tests de stationnarité révèlent que toutes les séries ne sont pas I(1). Le modèle VAR est ainsi retenu pour modéliser et prévoir la demande en électricité du résidentiel jusqu'en 2020. Le cusum test et le cusum square test prouvent la stabilité du modèle avec une marge d'erreur de 0,02%. Les prévisions sont donc assez fiables et montrent que la demande électrique du résidentiel passera d'environ 1721 GWh en 2014 à plus de 2481 GWh en 2020 suivant un taux de croissance annuel moyen de 5,36%. Le Cameroun pour atteindre son émergence devrait donc accélérer ses multiples travaux de production d'électricité hydroélectrique et thermique, afin de répondre aux besoins en énergie électrique à court et à long terme.

Mots Clés : modélisation de la demande en électricité, prévision, résidentiel, VAR, Cameroun.

NOMENCLATURE

Liste des variables

x_a Nombre d'abonnés, Milliers d'abonnés.
 x_m Nombre de ménages, Milliers de ménages
 x_p Produit intérieur brut, Milliers de Dollars US
 x_{ph} Produit intérieur brut par habitant, Dollars US

x_{po} Population, Milliers d'habitants
 y Consommation en électricité, GWh
 z Nombre de retard
 α Alpha, seuil critique associé au test
 β Bêta, intervalle de confiance
 Δ Delta, opérateur différentiel
 ε Epsilon, terme d'erreurs au sein du modèle
 ρ Rho, Coefficient de corrélation
 Φ_j Phi, coefficient de corrélation

1. INTRODUCTION

L'approvisionnement en électricité est l'une des préoccupations majeures pour l'ensemble des pays développés et des pays en voie de développement. La demande mondiale a quasiment doublé au cours des trois dernières décennies, et les tendances laissent entrevoir une hausse continue sur les toutes prochaines années [1]. La modélisation et prévision de la demande en électricité est ainsi une contribution nécessaire à la maîtrise de la demande en énergie de tout système socio-économique en pleine croissance [2].

Dans ce registre, on retrouve plusieurs économistes sur les quatre dernières années : Fotsing et al. [3], en 2014 ; Kaytez et al. [4], en 2015 ; Sarkodie et al. [5], en 2016 ; et Tamba et al. [6], en 2017. Dans cette perspective, le présent article met en relief une modélisation et prévision de la demande en électricité au Cameroun avec une large gamme de paramètres. La consommation en électricité, le produit intérieur brut (PIB), le produit intérieur brut par habitant

(PIB/habitant), la population, les nombres de ménages et d'abonnés sont les principales variables retenues dans ce travail. Le secteur du résidentiel ciblé dans ce travail est constitué : de 71% des ménages [3] ; de 29 % des Petites et moyennes entreprises (PME), des Petites et Moyennes industries (PMI), des écoles et universités, des hôpitaux et bureaux dont les valeurs de consommations en électricité, journalières, sont inférieures à 400Watts [7].

Une telle initiative permettrait d'orienter de façon scientifique les décisions des acteurs du secteur, les projets de développement des infrastructures hydroélectriques et thermiques ; et d'avoir en visuel les éventuelles tendances de la demande en électricité si l'un des paramètres macroéconomiques suscités venait à fluctuer.

Le présent article se subdivise en quatre sections : la méthode économétrique retenue et la description des données à la section 2, les résultats à la section 3 et une conclusion à cette analyse est proposée à la section 4.

* Serge GUEFANO

Adresse électronique : sergeguefano@yahoo.fr

2. MÉTHODE ÉCONOMÉTRIQUE ET DESCRIPTION DES DONNÉES

2.1. MÉTHODE ÉCONOMÉTRIQUE

La régression multilinéaire est une représentation formalisée de phénomènes sous forme d'équations dont les variables sont des grandeurs économiques [8].

Si l'on désigne y la consommation en électricité sur la basse tension (BT) et considérée comme proxy de la demande en électricité du secteur du résidentiel [3] ; x_p , x_{ph} , x_{po} , x_m , et x_a les représentations respectives du PIB, du PIB/habitant, de la population, des nombres de ménages et d'abonnés ; la consommation $y(t)$ à une date t , est décrite par la forme multilinéaire « Eq.(1) ».

$$y(t) = a_0 + a_1x_p(t) + a_2x_{ph}(t) + a_3x_{po}(t) + a_4x_m(t) + a_5x_a(t) + \varepsilon_t \quad (1)$$

Dans cette équation, y est l'endogène, les x les exogènes ; $a_i, i \in [1, 5]$ sont les coefficients du modèle, a_0 le terme constant et ε_t pour $t = 1, \dots, n$, représente les résidus au sein du modèle et n le nombre d'observations. Mais ces coefficients ne sont généralement pas connus, et doivent pour cela être estimés. Dans ce cas, le modèle en « Eq (1) » prend la forme « Eq.(2) ».

$$\hat{y}(t) = \hat{a}_0 + \hat{a}_1x_p(t) + \hat{a}_2x_{ph}(t) + \hat{a}_3x_{po}(t) + \hat{a}_4x_m(t) + \hat{a}_5x_a(t) \quad (2)$$

Les résidus ε_t s'obtiennent en faisant la différence entre le modèle réel et le modèle estimé comme l'indique la relation « Eq. (3) ».

$$\varepsilon_t = y(t) - \hat{y}(t) \quad (3)$$

Un ensemble de tests statistiques doivent être réalisés afin de tester la pertinence d'un tel modèle. En préambule, nous avons les tests de racine unitaire.

2.1.1. Les tests de racine unitaire

Nous retrouvons majoritairement ici, les tests de Dickey Fuller Augmentés (ADF) et les tests de Phillips et Perron (PP), lesquels reposent sur l'estimation par les moindres carrés ordinaires du système des trois équations « Eq.(4) ».

$$\begin{cases} \Delta y_t = \rho y_{t-1} - \sum_{j=2}^p \Phi_j \Delta y_{t-j+1} + \varepsilon_t \\ \Delta y_t = \rho y_{t-1} - \sum_{j=2}^p \Phi_j \Delta y_{t-j+1} + c + \varepsilon_t \\ \Delta y_t = \rho y_{t-1} - \sum_{j=2}^p \Phi_j \Delta y_{t-j+1} + bt + c + \varepsilon_t \end{cases} \quad (4)$$

Ces tests permettent de détecter toute non stationnarité au sein de chaque observable et de la corriger. Nous acceptons l'hypothèse de non stationnarité d'un paramètre lorsque la P-value associée est supérieure au seuil critique $\alpha = 5\%$ retenu pour évaluer la

pertinence du test réalisé. Nous rejetons alors l'hypothèse nulle d'existence d'une racine unitaire, la variable considérée est stationnaire. Dans le cas contraire, si une variable x est non stationnaire, il sera nécessaire de faire un filtre aux différences premières afin de la stabiliser, ceci en calculant les quantités $\Delta x(t)$ définies par l'équation « Eq.(5) », autant de fois jusqu'à ce que l'observable considérée soit stable.

$$\Delta x(t) = x(t) - x(t-1) \quad (5)$$

Si au terme de ces tests nous avons des variables stationnaires à niveau, elles sont désignées $I(0)$; si par contre d'autres sont stationnaires après une différence première, elles sont désignées $I(1)$. Dès lors, si toutes les variables ne sont pas $I(1)$, la modélisation par la méthode Vectorielle Auto Régressive (VAR) est possible.

2.1.2. La modélisation VAR

Le modèle multilinéaire VAR formulé en 1980 par Christopher Sims est une généralisation des modèles ARMA formulés par Box et Jenkins en 1978 [8]. Ici, la consommation en électricité à une date t est spécifiée sous la forme « Eq.(6) » en fonction des valeurs passées $y(t-i)$ et des résidus $\varepsilon(t-i)$.

$$y(t) = \sum_{i=1}^p \alpha_i y_{t-i} + \sum_{i=1}^q \beta_i \varepsilon_{t-i} + v_t \quad (6)$$

Cette équation est une forme linéaire où la consommation en électricité n'est fonction que de ses valeurs antérieures. Christopher Sims vient généraliser cette dernière relation sous la forme « Eq.(7) », où la consommation $y(t)$ dépend maintenant des valeurs antérieures $y(t-i)$ et de celles du PIB $x_p(t-i)$ par exemple.

$$y(t) = a_1^0 + \sum_{i=1}^z a_{1i}^1 y_{(t-i)} + \sum_{i=1}^z a_{1i}^2 x_{p(t-i)} + v_t \quad (7)$$

En généralisant cette dernière relation, le modèle « Eq. (7) » prend la forme « Eq.(8) » où les résidus $v_p(t)$ constituent un bruit blanc.

$$y(t) = a_1^0 + \sum_{i=1}^z \left[a_{1i}^1 y(t-i) + a_{1i}^2 x_p(t-i) + a_{1i}^3 x_{ph}(t-i) \right] + \sum_{i=1}^z \left[a_{1i}^4 x_{po}(t-i) + a_{1i}^5 x_m(t-i) + a_{1i}^6 x_a(t-i) \right] + v_p(t) \quad (8)$$

Si le nombre de retard z retenu par les tests vaut un, la consommation en électricité à la date t dépendrait de toutes les variables décalées d'une période. Dans ce cas l'équation « Eq. (8) » devient « Eq. (9) ».

$$y(t) = a_1^0 + a_{11}^1 y(t-1) + a_{11}^2 x_p(t-1) + a_{11}^3 x_{ph}(t-1) + a_{11}^4 x_{po}(t-1) + a_{11}^5 x_m(t-1) + a_{11}^6 x_a(t-1) + v_p \quad (9)$$

Si un filtre aux différences premières est nécessaire pour stabiliser chaque paramètre, alors l'équation précédente prend la forme « Eq. (10) ».

$$\begin{aligned} \Delta y(t) = & a_1^0 + a_{11}^1 \Delta y(t-1) + a_{11}^2 \Delta x_p(t-1) \\ & + a_{11}^3 \Delta x_{ph}(t-1) + a_{11}^4 \Delta x_{po}(t-1) + a_{11}^5 \Delta x_m(t-1) \\ & + a_{11}^6 \Delta x_a(t-1) + v_p \end{aligned} \quad (10)$$

Un tel modèle doit alors être validé statistiquement avant tout essai de prévision.

2.1.3. La validation du modèle

Pour la validation statistique du modèle spécifié en « Eq.(10) », nous réalisons deux tests de plus grande significativité : le test sur la normalité des résidus basé sur la statistique de Jarque et Bera définie par l'équation « Eq.(11) », et le test sur la stabilité du modèle à l'aide de la somme cumulée des résidus récurrents $S(t)$ et de la somme cumulée des carrés des résidus récurrents $S'(t)$ définies par les formules (a) et (b) de l'équation « Eq. (12) ».

$$JB = \frac{n}{6} \beta_1 + \frac{n}{24} (\beta_2 - 3)^2 \quad (11)$$

β_1 et β_2 sont respectivement les coefficients du skewness et du kurtosis.

$$\left\{ \begin{aligned} S(t) &= (n-k) \frac{\sum_{j=k+1}^t \tilde{\varepsilon}_j}{\sum_{j=k+1}^t \tilde{\varepsilon}_j} \quad (a) \\ S'(t) &= \frac{\sum_{j=k+1}^t \tilde{\varepsilon}_j^2}{\sum_{j=k+1}^t \tilde{\varepsilon}_j^2} \quad (b) \end{aligned} \right. \quad (12)$$

En effet, le modèle est statistiquement stable lorsque la croissance de chacune de ces sommes est comprise dans l'intervalle de confiance $\beta = \pm 95\%$ au seuil critique $\alpha = 5\%$.

Une fois la stabilité du modèle formulé prouvée, tout exercice de prévision est désormais possible.

2.1.4. La Prévision

Dans une situation où les paramètres sont stationnaires après une différence première, l'approche de prévision en différence peut être adoptée afin de calculer de manière séquentielle les valeurs futures de la consommation. Nous utilisons pour cela la relation donnée par « Eq. (13) ».

$$\hat{y}_n = \Delta y_n + y_{n-1} \quad (13)$$

\hat{y}_n est la consommation estimée à l'année n ; Δy_n est l'écart de consommation sur la même année, et évaluée par le logiciel Eviews.

L'erreur liée à chaque estimation est donnée par la relation « Eq. (14) » et l'erreur moyenne par « Eq. (15) ».

$$\lambda_n = 1 - \frac{\hat{y}_n}{y_n} \quad (14)$$

$$\bar{\lambda} = \frac{\sum_{t=1}^n \lambda_t}{n} \quad (15)$$

2.2. DESCRIPTION DES DONNÉES

Les données relatives aux six paramètres utilisées pour caractériser la demande en électricité du secteur du résidentiel sont collectées auprès de plusieurs institutions, et couvrent la période [1994 ; 2014]. Les informations sur la consommation proviennent du concessionnaire eneo et de l'Arsel Cameroun. Les bases de données de la banque mondiale ont fourni les informations sur l'évolution du PIB et du PIB/habitant. L'INS a quant-à-elle mis à notre disposition les informations sur les nombres d'abonnés et de ménages, et le BUCREP nous a permis d'entrer en possession des données reflétant l'évolution de la population du pays.

Le lien entre la consommation en électricité et chacune des exogènes semble assez étroit. En effet, pour chacun des couples consommation-PIB, consommation-PIB/habitant, consommation-population, consommation-nombre de ménages et consommation-nombre d'abonnés ; les coefficients de corrélation sont évalués à environ 98,2% ; 96,27% ; 99,39% ; 98,45% et 96,44% respectivement. L'endogène consommation semble ainsi être fortement corrélée à chacune des exogènes.

En plus, lorsque la consommation sur la basse tension croît sur toute la période d'observation suivant un Taux de Croissance annuel Moyen (TCAM) de 5,72%, la croissance économique caractérisée par le PIB suit sur la même période, un TCAM de 6,01% ; le nombre de ménages raccordés aux réseaux électriques suit un TCAM de 2,89% et le nombre d'abonnés eneo évolue suivant un TCAM de 4,11%.

Les analyses statistiques nécessaires sont réalisées sur Eviews ; ceci du fait qu'il est un logiciel d'économétrie de choix, donnant accès à un puissant outil statistique de modélisation et de prévision.

3. RÉSULTATS ET DISCUSSION

3.1. LES TESTS DE RACINE UNITAIRE

Le tableau 1 récapitule les résultats des tests ADF et PP sur la recherche d'une racine unitaire au sein de chaque variable à niveau.

Tableau 1. Tests de racine unitaire

	Test ADF	Test PP
Variables à niveau	Modèle avec tendance	
	Seuil critique $\alpha = 5\%$	

	t-statis- tique	P- value(%)	t-statis- tique	P- value(%)
y	-3,658	2,06	-3,658	2,06
x _p	-3,658	72,65	-3,661	72,64
x _{ph}	-3,733	26,25	-3,658	78,57
x _{po}	-3,733	42,37	-3,658	100
x _m	-3,658	56,66	-3,658	56,66
x _a	-3,691	99,84	-3,658	99,98

On constate que la P-value associée aux tests ADF et PP sur le paramètre consommation y est inférieure au seuil critique $\alpha = 5\%$. On rejette ainsi l'hypothèse nulle, il n'existe pas de racine unitaire, ce paramètre est stable à niveau et noté I(0). Par contre, les exogènes présentent des P-value supérieures au seuil critique fixé. Elles ne sont pas stationnaires à niveau, un filtre aux différences premières s'impose de ce fait, afin d'assurer leur stationnarité.

Le tableau 2 donne les résultats des tests ADF et PP suivant le modèle avec tendance sur des variables différenciées une fois.

Tableau 2. Tests de racine unitaire

Variables différenciées	Test ADF		Test PP	
	Modèle avec tendance			
	Seuil critique $\alpha = 5\%$			
	t-statis- tique	P-value(%)	t-statis- tique	P-value(%)
Δy	-3,658	2,06	-3,658	2,06
Δx_p	-4,489	1,09	-3,661	1,06
Δx_{ph}	-4,239	1,75	-4,504	1,06
Δx_{po}	-	-	-5,121	0,32
Δx_m	-3,825	3,77	-3,807	3,92
Δx_a	-5,095	0,38	-8,639	0,0001

On observe que toutes les P-values associées à chaque tests sont respectivement inférieures au seuil critique $\alpha = 5\%$. Nous rejetons l'hypothèse nulle, toutes les exogènes semblent ainsi être stationnaires après une différence première et sont de ce fait notées I(1). Les formes différenciées : Δy , Δx_p , Δx_{ph}

Δx_{po} , Δx_m et Δx_a peuvent être retenues pour modéliser la demande en électricité du résidentiel dans une représentation VAR(Z) où z est le nombre de retard. Mais avant cela, déterminons le nombre de retard approprié.

3.2. LE NOMBRE DE RETARD

Le nombre de retard approprié est celui qui minimise le maximum des critères de sélection. Les tests statistiques révèlent que le modèle formulé avec les paramètres différenciés minimise, pour un retard $z = 1$, les critères de Akaike, de Schwarz, de Hannan-Quin et de Lagrange ; soit 4 critères sur les cinq retenus par le logiciel.

La consommation en électricité peut ainsi être représentée par un VAR(1), d'ordre 1, où chaque variable est décalée d'une période comme le montre l'équation « Eq. (10) ».

3.3. ESTIMATION DES COEFFICIENTS DU MODÈLE

Les coefficients de ce modèle sont estimés sur Eviews avec un nombre de retard $z = 1$. L'équation « Eq. (10) » prend la forme ultime présentée par l'équation « Eq. (16) ».

$$\begin{aligned} \Delta y(t) = & -54,70328 + 0,074178\Delta y(t-1) \\ & -0,064459\Delta x_p(t-1) + 1,271670\Delta x_{ph}(t-1) \\ & +0,000268\Delta x_{po}(t-1) + 0,090435\Delta x_m(t-1) \\ & +0,438326\Delta x_a(t-1) + v_t \end{aligned} \quad (16)$$

3.4. VALIDATION DU MODÈLE

Les tests de validation sont réalisés afin d'évaluer la robustesse du modèle spécifié.

3.4.1. Le test sur la normalité des résidus

Le test de Jarque et Bera (JB) permet d'évaluer la normalité des termes de perturbation. Les résultats prouvent que la statistique JB = 0,96 est bien inférieure à 5,99. La P-value associée au test vaut 61,67% et est supérieure au seuil critique retenu. Les termes d'erreur

v_t constituent par conséquent un bruit blanc Gaussien. Toutes les éventuelles perturbations sont indépendantes, normalement et identiquement distribuées au sein du modèle « Eq. (16) ».

3.4.2. Test sur la stabilité du modèle

Les Fig.1 et Fig. 2 montrent que les cumuls des résidus S(t) et S'(t) sont respectivement compris dans l'intervalle de confiance $\beta = \pm 95\%$ au seuil significatif $\alpha = 5\%$.

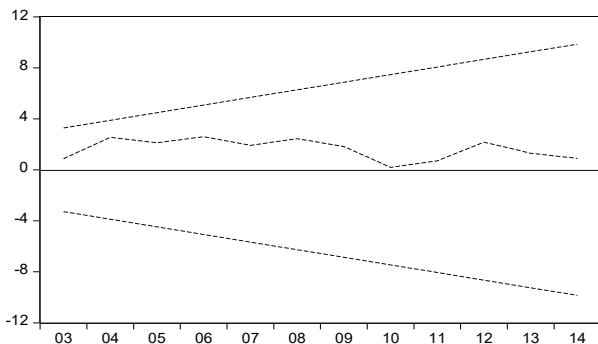


Fig. 1; Évolution de la somme des résidus récursifs S(t) dans l'intervalle de confiance $\beta = \pm 95\%$ au seuil significatif $\alpha = 5\%$

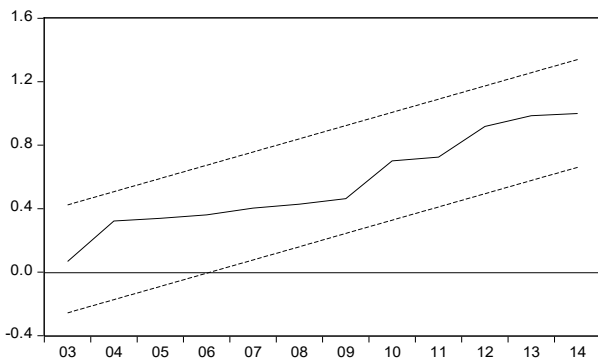


Fig. 2. Évolution de la somme des carrés des résidus récursifs S'(t) dans l'intervalle de confiance $\beta = \pm 95\%$ au seuil significatif $\alpha = 5\%$

3.4. LA PRÉVISION

Le tableau 3 montre que la consommation d'électricité du résidentiel passera de 1721 GWh en 2014, à plus de 2481 GWh en 2020, suivant un TCAM de 5,36%.

Tableau 3. Prévisions sur la consommation d'électricité du résidentiel

Années	Valeurs estimées Yp en (GWh)
2015	1781
2016	1924
2017	2056
2018	2192
2019	2335
2020	2 481

4- CONCLUSION

À l'origine de ce travail, il y avait un objectif: faire une prévision efficace sur la demande en électricité du secteur du résidentiel au Cameroun par une approche multilinéaire. Ceci afin de donner des lumières nouvelles aux décideurs du secteur de l'électricité et d'orienter leurs décisions.

Une modélisation est réalisée via le logiciel Eviews sur la base de l'approche multilinéaire de type vectorielle autorégressive VAR(1) et permet de caractériser cette demande.

Ainsi, lorsque la demande de l'année t-1 augmente d'une unité, celle de l'année t augmente de 7,42% ; lorsque le PIB/habitant de l'année précédente croît d'une unité, la consommation de l'année suivante subit une hausse de 127,17%. Et quand la population, les nombres de ménages et d'abonnés croissent respectivement d'une unité à l'année t-1, la consommation électrique évolue respectivement de 0,027% ; 9,04% ; et 43,83% à l'année t. Tous les déterminants retenus ont tendance à porter à la hausse la demande électrique. Les prévisions calculées confirment cette observation. La consommation du résidentiel passera d'environ 1721 GWh en 2014, à un peu plus de 2481 GWh en 2020. La demande du résidentiel va donc s'intensifier sur les prochaines années, le gap offre-demande va davantage se creuser et le déficit va ralentir la croissance économique.

Les décideurs du secteur de l'électricité ont ainsi en visuel un horizon éclairé afin d'apprécier au mieux la demande de ce secteur et de prendre des mesures permettant de satisfaire à celle-ci. Tous les projets hydroélectriques et thermiques en cours devraient subir une accélération à cette fin.

5- RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[1] Aydin, G. The Modeling and Projection of Primary Energy Consumption by the Sources, Energy Sources, part B: planning, and policy, 10: 1, 2015, pp. 67-74.

[2] Ghosh, S. Electricity consumption and economic growth in India. Energy policy, 2002, pp. 125-129.

Le modèle formulé est statistiquement valide et peut être retenu pour tout exercice de modélisation et de prévision de la demande en électricité du secteur résidentiel au Cameroun. La partie prévisionnelle du modèle doit également être stable, et capable de retrouver les valeurs de la consommation avec une marge d'erreur assez réduite.

La Fig. 3 montre que les croissances simultanées des données réelles de consommation en série 1 et celles retrouvées par le modèle en série 2 s'ajustent parfaitement.

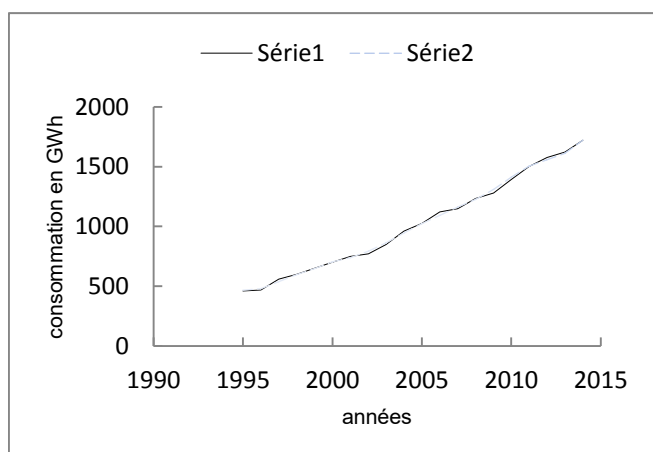


Fig.3. Évolution des valeurs de consommation réelles et calculées par le modèle sur la période [1995 ; 2014].

Le modèle est donc assez fiable, et permet de retrouver les valeurs passées de la consommation avec une erreur moyenne de 0,02%. Il est ainsi retenu pour la prévision.

[3] Fotsing,I.,M.,F., Donatien,N., René, T. Influence of socio-economic Indicators on Electricity consumption of Low Voltage Customers in Cameroon. International journal of Energy and power Engineering. 2014; 34:186-203.

[4] Kaytez,F., Taplamacioglu,C.,M. Forecasting electricity consumption: A comparison of regression analysis, neural networks and least squares support vector machines. Electrical power and Energy systems, 2015; 67:pp. 431-438.

[5] Sarkodie,A.S., Owusu, A.P. Forecasting Nigeria's energy use by 2030, and econometric approach, 2016.

[6] Tamba,J.G. Crude oil production and economic growth: Evidence from Cameroon. Energy sources, part B, 2017; 12: 271-281.

[7] Loi n°98/022 du 24 décembre 1998 portant organisation du secteur de l'électricité au Cameroun, article 5.

[8] Bourbonnais,R. Econométrie, manuel et exercices corrigés. Dunod, paris, 2009, 7^{ème} édition.

MODELISATION ET PREVISION DE LA DEMANDE DE SUPERCARBURANT AU CAMEROUN A L'AIDE DE MODELES DE REGRESSION MULTILINEAIRES

Flavian Emmanuel **SAPNKEN**^{a,*}, Jean Gaston **TAMBA**^a, Essiane Salomé **NDJAKOMO**^a

^aLaboratoire des Technologies et Sciences Appliquées, Institut Universitaire de Technologie, Université de Douala

RESUME

Dans ce travail, nous modélisons et projetons la consommation de supercarburant au Cameroun jusqu'en 2020. Nous commençons par estimer les élasticités du prix et du revenu en utilisant des données historiques pour la période 1994-2010. Nos estimations des élasticités du prix se situent entre -1,433 et -0,151, alors que les élasticités du revenu se situent entre 0,179 et 1,801. Ces résultats sont similaires à ceux obtenus dans d'autres pays en voie de développement. Nous établissons ensuite un modèle de régression multilinéaire pour la prévision de la consommation de supercarburant. Les mesures de performance statistique habituelles sont utilisées pour valider le modèle. Les résultats suggèrent que le prix, le PIB et le revenu sont des déterminants importants de la consommation du supercarburant au Cameroun. Les prévisions montrent que la consommation du supercarburant augmentera de plus de 10,7% en moyenne par an, pour atteindre 1 078 504 m³ d'ici 2020. Suite à ces résultats, nous recommandons aux politiques de énergétiques de prioriser la découverte de nouveaux gisements pétroliers, d'élargir et moderniser les capacités de raffinage pour augmenter la production, et d'améliorer les capacités de stockage des produits pétroliers d'ici 2020.

Mots-clés: Consommation de supercarburant, Elasticités, Prévision, Régression multilinéaire, Cameroun

1. INTRODUCTION

Les questions énergétiques en général sont directement liées au niveau de développement d'une nation et au niveau de vie de ses habitants. En fait, la demande d'énergie est un critère important dans la mesure de la performance économique de toute nation car elle est un facteur clé de production dans pratiquement tous les secteurs de l'économie. Avec la venue de l'industrialisation et de la mondialisation, la consommation de combustibles fossiles a augmenté de façon abrupte [1]. La persistance de la crise économique mondiale a prouvé que les pays en voie de développement sont gravement atteints [2]. Les pays comme le Cameroun avec des économies faibles sont moins outillés pour s'adapter aux chocs de pétroliers liés à la hausse des prix du pétrole depuis les années 1970 et plus récemment en février 2008 [3]. Il est donc indéniable que la gestion optimale de l'énergie est cruciale pour la prospérité économique future et la sécurité environnementale [1]. Par conséquent, une technique de prévision efficace est essentielle pour une planification précise des investissements en matière de consommation d'énergie au Cameroun.

Dans la littérature actuelle, nous notons que les problèmes de modélisation de la consommation de supercarburant sont largement dominés par des études sur les élasticités. A titre d'exemple, **Sterner and Dahl** [4] et **Goodwin et al.** [5] ont recensé plus

de cent soixante études parmi lesquelles une grande majorité s'est focalisée sur les élasticités dans différents pays. Les modèles utilisés dans ces études comprennent principalement des modèles d'ajustement partiel statiques et dynamiques, et des modèles endogènes retardés. Toutes ces études ont utilisé le revenu réel et le prix réel à la pompe du supercarburant comme variables indépendantes. Les études prévisionnelles de consommation de supercarburant sont rares. Nous notons aussi que malgré les nombreux travaux qui existent dans la littérature, aucune étude n'a été entreprise pour estimer les élasticités de la demande et la consommation future de supercarburant au Cameroun. Ainsi, le présent travail est une première pour le Cameroun.

2. PORTEE DE L'ETUDE ET DONNEES

L'objectif est d'estimer les élasticités de la demande de supercarburant au Cameroun en utilisant des données historiques couvrant la période 1994-2013. Pour cela, nous proposons différents modèles basés sur des séries cointégrées ou stationnaires afin d'analyser les connexions entre la consommation de supercarburant, son prix à la pompe et le revenu réel. Un autre objectif consiste à prévoir la consommation de supercarburant jusqu'en 2020 en utilisant un modèle de régression multilinéaire (RML). Le modèle de RML est validé en séparant les données en données d'entraînement (1994-2010) et de données

* auteur correspondant

Adresse électronique : sapnken.emmanuel@gmail.com

de test (2011-2013), et en effectuant les inférences statistiques habituelles.

L'année 1994 est choisie comme année de départ car elle correspond à la reprise de la croissance économique au Cameroun. En effet, le Cameroun a connu une crise économique dans les années 1980 qui a conduit à la dévaluation du Francs CFA en 1994. Immédiatement après cette crise, le gouvernement a lancé des réformes majeures dans des secteurs clés de l'économie en confiant de plus grandes responsabilités au secteur privé, en investissant massivement pour assurer la réhabilitation et le développement des infrastructures de communication et de production, fixant ainsi les objectifs à atteindre d'ici 2020 dans le document de stratégie pour la croissance et l'emploi **DSCE [3]**. Le gouvernement du Cameroun a l'intention d'investir massivement dans le secteur de l'énergie durant la période de mise en œuvre de la stratégie. Pour cette raison, notre horizon de prévision est 2020 pour être en ligne avec la stratégie qui a déjà été amorcée par le gouvernement du Cameroun.

3. METHODOLOGIE

3.1. ESTIMATION DES ELASTICITES DE LA DEMANDE DE SUPERCARBURANT

3.1.1 Modèle d'ajustement partiel

Afin d'estimer les élasticités du supercarburant, nous exprimons la consommation annuelle d'essence en termes de PIB réel par habitant et de prix réel de l'essence. Tout au long de cet article, nous utilisons des variables dans leur forme logarithmique. Avec cette transformation logarithmique, les coefficients sont directement interprétés comme des changements en pourcentage. Le modèle prend la forme suivante:

$$D_t = \delta_0 + \delta_1 CAP_t + \delta_2 PR_t + \delta_3 PR_{t-1} + \delta_4 D_{t-1} + v_t \quad (1)$$

où D_t est la consommation de supercarburant, CAP_t est le PIB réel par habitant (qui est considéré comme un proxy du revenu dans toute la suite de cette étude), PR_t est le prix réel de supercarburant à la pompe, δ_i ; $i = 0, 1, 2, 3, 4$ sont les estimateurs, et v_t est le terme d'erreur.

Le modèle de l'équation (1) est le modèle d'ajustement partiel (MAP). Un tel modèle tient compte des frictions possibles dans le marché qui causent l'adaptation aux fluctuations du prix de supercarburant ou du revenu à l'instant $t + 1$, qui ne se produisent pas instantanément (c.-à-d. à l'instant t). Lorsque les séries sont intégrées d'ordre 1, $I(1)$, les coefficients δ_1 et δ_2 représentent respectivement les élasticités du revenu et du prix à court terme. **Sene [6]** a montré qu'en divisant les élasticités à court terme par $(1 - \delta_4)$, on obtient des estimations à long terme des élasticités:

$$\gamma_1 = \delta_1 / (1 - \delta_4) \quad (2)$$

$$\gamma_2 = \delta_2 / (1 - \delta_4) \quad (3)$$

Où γ_1 et γ_2 sont les élasticités à long terme du revenu et du prix respectivement.

3.1.3 Modèle à correction d'erreur

Dans plusieurs études visant à analyser la consommation de supercarburant, le revenu réel et le prix ont été les principaux déterminants de la consommation d'essence. Une forme fonctionnelle pour un tel modèle est la suivante:

$$D_t = \alpha_0 + \alpha_1 CAP_t + \alpha_2 PR_t + e_t \quad (4)$$

L'équation (4) est à la base d'un modèle à correction d'erreur (MCE). Lors de la définition d'un MCE, il est judicieux de commencer par examiner la stationnarité des séries. Si chaque série est stationnaire en différence première, c.-à-d. $I(1)$, alors en général, une combinaison linéaire de ces séries est aussi $I(1)$ [7]. Cependant on peut parfois trouver des coefficients particuliers tels que ces séries deviennent stationnaires à niveau, c.-à-d. $I(0)$. Quand cela est possible, on dit que les séries sont cointégrées. De telles séries ont une relation à long terme. Lorsque c'est le cas, α_1 et α_2 dans l'équation (4) sont interprétés comme des élasticités à long terme du revenu et du prix respectivement [8]. L'existence d'une équation de cointégration permet de construire un MCE. Nous prenons les différences premières des séries et incluons tous les retards comme suit:

$$\Delta D_t = \beta_0 + \sum_{i=1}^L \beta_{1i} \Delta CAP_{t-i} + \sum_{j=1}^M \beta_{2j} \Delta PR_{t-j} + \sum_{k=1}^N \beta_{3k} \Delta D_{t-k} + \beta_4 \varepsilon_{t-1} + e_t \quad (5)$$

Δ est l'opérateur de différence. L , M et N sont les ordres de retards. e_t est le terme d'erreur non corrélé, ε_{t-1} est le terme correcteur d'erreur (TCE) qui rétablit l'équilibre à la vitesse β_4 , tandis que β_{11} et β_{21} sont respectivement les élasticités à court terme du revenu et du prix.

3.2. PREVISION DE LA CONSOMMATION DE SUPERCARBURANT

Afin d'étudier la consommation annuelle de supercarburant jusqu'en 2020, nous utilisons un modèle de régression multilinéaire. Nous spécifions la consommation de supercarburant D_t en fonction de son prix réel (PR_t), du parc automobile (V_t), du produit intérieur brut réel GDP_t , du produit intérieur brut réel par habitant CAP_t , et u_t , un terme d'erreur. Nous incluons le parc automobile parce que le secteur du transport au Cameroun représente plus de 65% de la consommation totale de supercarburant et ceci est importé principalement du Nigeria [3]. La fonction de consommation linéaire multiple dynamique s'écrit:

$$D_t = \beta_0 + \beta_1 PR_t + \beta_2 V_t + \beta_3 GDP_t + \beta_4 CAP_t + \beta_5 D_{t-2} + \beta_6 PR_{t-3} + u_t \quad (6)$$

Les β_i sont les coefficients de régression. On s'attend à ce que β_1 et β_6 soient négatifs tandis que β_2 , β_3 , β_4 et β_5 devraient être positifs pour des raisons habituelles. Les valeurs retardées de PR_t et D_t aident à saisir l'effet des fluctuations de la consommation de supercarburant qui ne se produisent pas immédiatement.

Si les variables dans l'équation (6) ne sont pas I(0), il devient impossible de mener une inférence conventionnelle sur les coefficients. Nous y remédions en prenant les différences premières des variables. Le modèle devient:

$$\Delta D_t = \beta_0 + \beta_1 \Delta PR_t + \beta_2 \Delta V_t + \beta_3 \Delta GDP_t + \beta_4 \Delta CAP_t + \beta_5 \Delta D_{t-2} + \beta_6 \Delta PR_{t-3} + u_t \quad (7)$$

Δ est l'opérateur de différence et les variables sont toujours définies comme dans l'équation (10). Les données historiques pour la période 1994-2010 sont utilisées pour calculer les coefficients du modèle.

Pour générer les valeurs futures (c.-à-d. à la date $t + 1$) de la consommation de supercarburant, nous avons besoin des valeurs de V_{t+1} , GDP_{t+1} et CAP_{t+1} dans l'équation (7). Malheureusement, nous n'avons pas ces données pour les années à venir. Pour résoudre ce dilemme, les données futures sont générées par une simple régression sur le temps. On peut aussi spécifier un modèle qui ne dépend que des valeurs retardées des variables endogènes. Cela nous évite d'avoir à projeter une variable du membre droit avant de calculer D_t . Le modèle adéquat est le suivant:

$$\Delta D_t = \beta_0' + \beta_1' \Delta PR_{t-1} + \beta_2' \Delta V_{t-1} + \beta_3' \Delta GDP_{t-1} + \beta_4' \Delta CAP_{t-1} + \beta_5' \Delta D_{t-2} + \beta_6' \Delta PR_{t-3} + u_{t-1} \quad (8)$$

3.3 VALIDATION DU MODELE

Il est important de toujours vérifier que la corrélation séquentielle et l'hétéroscédasticité n'invalident pas un modèle de régression. La présence de la corrélation séquentielle et de l'hétéroscédasticité dans un modèle de régression invalide les statistiques de Student (statistique-t) et de Fischer (statistique-F), ainsi que toute hypothèse inférentielle faite sur les coefficients de régression.

La présence d'une corrélation séquentielle dans les résidus et l'hétéroscédasticité sont vérifiées avec les tests de de Breusch-Godfrey LM et de Breusch-Pagan-Godfrey respectivement. En plus de ces tests, les résultats de régression sont renforcés lorsque les résidus présentent une distribution gaussienne (normale). Une façon de vérifier la distribution des résidus est d'évaluer son Jarque-Bera et la p-value correspondante. Dans notre modèle, après vérification, l'on trouve que les résidus sont exempts d'hétéroscédasticité et ont également une distribution normale.

La précision ou la mesure de l'exactitude d'une prévision est l'écart entre les données réelles et les projections. Il existe un grand nombre de mesures de précision dans la littérature, chacune ayant ses avantages et ses limites. Les plus communes sont: l'erreur quadratique moyenne ou l'erreur standard (ES), l'erreur absolue moyenne (EAM) et l'erreur relative moyenne (ERM):

$$ES = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{t=1}^N (D_t - \hat{D}_t)^2} \quad (9)$$

$$EAM = \frac{1}{N} \sum_{t=1}^N |D_t - \hat{D}_t| \quad (10)$$

$$ERM = \frac{1}{N} \sum_{t=1}^N \left| \frac{D_t - \hat{D}_t}{D_t} \right| \cdot 100 \quad (11)$$

D_t étant la consommation réelle, \hat{D}_t est la consommation prédite par le modèle, et N est le nombre d'observations.

Le modèle défini par l'équation (7) a une moyenne d'ES, de EAM et de ERM de 1,12%, 0,99% et 2,65% respectivement. Une représentation graphique de l'ajustement entre le profil de consommation réelle et la fonction de régression de l'échantillon est représentée dans la Fig. 1. Enfin, comme le revendique Aydin [1, 2], un modèle de régression est approprié lorsque les résidus ont un profil stochastique autour de l'axe horizontal. La Fig. 2 confirme ainsi la précision du modèle. Les résidus n'ont aucun comportement de tendance et ils se situent tous dans la plage de $\pm 3\%$. Ainsi, à partir des tests effectués, nous concluons que le modèle de l'équation (7) est valide pour prévoir la consommation future de supercarburant au Cameroun.

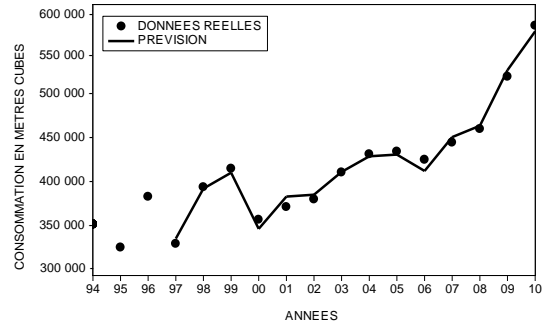


Fig. 2: Ajustement entre la demande réelle et la demande prédite de supercarburant

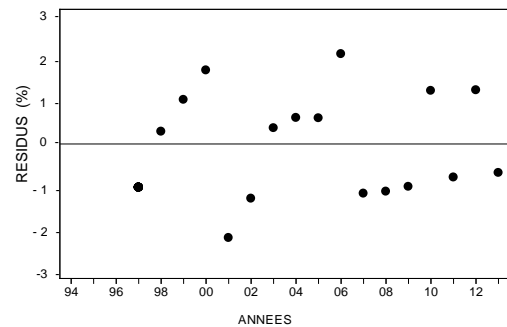


Fig. 2: Résidus de l'équation (11)

4. RESULTATS

4.1 RESULTAT DES RACINES UNITAIRES

Pantula et al. [9] ont rapporté dans leurs travaux que le test de PP est plus robuste que n'importe quel autre outil de détection des racines unitaires. Par conséquent, nous appliquons le test de Phillips-Perron (PP) à la fois sur les variables à niveaux et sur les variables en différence première. Après les tests statistiques de PP, l'hypothèse nulle de l'existence d'une racine unitaire ne peut être rejetée au niveau seuil de 5% pour toutes les variables. Les

tests statistiques de PP révèlent que les variables en différences premières des variables sont intégrées d'ordre 1, I(1). Nous interprétons donc δ_1 , δ_2 , γ_1 et γ_2 comme indiqué dans la section 3.

4.2. ELASTICITES DU PRIX ET DU REVENU

4.2.1 Modèle d'ajustement partiel

Tableau 1: Résumé des statistiques, coefficients et estimation des élasticités sur la période 1994-2013 pour l'équation (1)

Variable	Coefficient	Statistique-t
Constante	-0.301	-1.274
CAP_t	0.189	2.919
PR_t	-0.151	-3.745
PR_{t-1}	0.122	3.305
D_{t-1}	0.895	9.342
R^2	96.36%	
R^2 ajusté	95.32%	
Statistique-F	92.75	
Elasticités		
	A court terme	A long terme
Revenu	0.190	1.801
Prix	-0.151	-1.433

Le **tableau 1** montre les élasticités à court et à long terme calculées à partir du modèle d'ajustement partiel. L'élasticité à court terme n'est pas significativement différente de zéro. Cela montre que les consommateurs sont très inélastiques à court terme. Comme c'est très souvent le cas, les élasticités à long terme sont plus grandes et sont même supérieures à l'unité. Cela montre que les consommateurs sont plus élastiques à long terme car ils ont suffisamment de temps pour réagir à des prix plus élevés. Nous notons qu'aucune des élasticités estimées par ce modèle n'est significative en raison de la présence des termes de retard.

4.2.2 Modèle à correction d'erreur

Le test de cointégration de Johansen pour les série (D_t , CAP_t , PR_t) est reporté dans le **tableau 2**. D'une part, en se basant sur les statistiques de Max-Eigen et Trace, nous rejetons l'hypothèse nulle d'absence de relation de cointégration au niveau de seuil de 5%. D'autre part, nous ne parvenons pas rejeter l'hypothèse nulle d'existence d'au plus une relation de cointégration. Par conséquent, il n'y a qu'une seule équation de cointégration au niveau seuil de 5%. Cette équation est : $D_t = 0.121 + 1.689CAP_t - 1.205PR_t$.

Tableau 2: Résultats des tests de cointégration de Johansen.

Hypothèse nulle	Statistiques de Max-Eigen	P-value	Statistiques de Trace	P-value
Aucune relation*	23.34	2.41%	34.89	1.19%
Au plus une relation	11.09	14.96%	11.56	17.94%

Remarque: Le retard optimal est égal à 2 en utilisant le critère de Schwarz.

* Rejet de l'hypothèse nulle au niveau seuil de 5%

Ainsi, les élasticités du revenu à long terme et les élasticités du prix sont respectivement de 1,689 et de -1,205. Les signes d'élasticité sont en accord avec théorie. De plus, la consommation de supercarburant est inélastique tant au niveau des prix que des revenus. L'élasticité du prix à court terme de la consommation de supercarburant est estimée à -0,207 tandis que celle du revenu est de 0,179 (**tableau 3**).

Tableau 3: Les élasticités de la demande de supercarburant pour le modèle à correction d'erreur

	A court terme	A long terme
Elasticité du revenu	0,179*	1,689**
Elasticité du prix	-0,207*	-1,205**

* et ** indiquent une significativité aux niveaux seuils de 5% et 10%, respectivement

Les deux sont statistiquement significatifs au niveau seuil de 5%. Les signes des élasticités sont conformes à la théorie économique, et la consommation de supercarburant est élastique en ce qui concerne les prix et les revenus. Enfin, nous notons à partir du modèle à correction d'erreur que le TCE est significatif et a une valeur de 0,314, suggérant que la consommation de supercarburant s'ajuste vers son équilibre à long terme, avec presque 31,4% de l'ajustement total se produisant la première année.

4.3 PREVISION DE LA CONSOMMATION DE SUPERCARBURANT

Le **tableau 6** illustre les valeurs prévisionnelles de la consommation de supercarburant jusqu'en 2020. La consommation annuelle de supercarburant augmentera de 10,70% en moyenne pour atteindre plus de 1 000 000 m³ d'ici 2020. Cela représente une augmentation de 74,91% par rapport à l'année 2013.

5. DISCUSSION

5.1 ELASTICITES DU PRIX ET DU REVENU

Les deux modèles spécifiés pour mesurer les élasticités du prix et du revenu de la consommation de supercarburant entre 1994 et 2013 aboutissent à des estimations cohérentes. Le modèle d'interaction prix-revenu et le modèle à correction d'erreur produisent des estimations significatives de l'élasticité du prix comprises entre -1,205 et -0,793. Ces deux modèles produisent également des estimations robustes et significatives des élasticités du revenu, comprises entre 0,179 et 1,801. Nous accordons moins de poids au modèle d'ajustement partiel, car les termes de retard semblent évincer les effets du prix et du revenu sur la consommation à l'instant t . Ces termes sont fortement corrélés avec le prix du supercarburant en raison de la tendance à rester inchangé malgré les variations dans l'économie. Par conséquent, la plus grande partie de

la variation de la consommation de supercarburant au temps t est expliquée par ces corrélations.

Tableau 5: Résultats de l'estimation des coefficients à partir des données de la période 1994-2010.

Variable	Coefficient	Statistique-t
Constante	10.23	7.33*
ΔPR_t	-1.19	-14.85*
ΔV_t	0.01	4.57*
ΔGDP_t	2.75	8.61*
ΔCAP_t	-2.66	-7.77*
ΔD_{t-2}	0.22	2.03***
ΔPR_{t-3}	-0.26	-2.51**
R^2 :	99.63%	
R^2 ajusté::	99.41%	
Statistique-t :	452.75*	

*, ** et *** indiquent une significativité aux niveaux seuils de 1%, 5% et 10%, respectivement

À court terme, les élasticités sont inférieures à l'unité. Les consommateurs sont très inélastiques à court terme. Cela est logique parce qu'à court terme, les consommateurs ont moins de temps pour s'adapter en changeant leur comportement de conduite, comme le kilométrage ou en s'offrant des véhicules moins goumout en consommation. Ces mesures sont très souvent considérées comme des réponses à long terme. Le mieux qu'ils puissent faire à court terme est d'utiliser les transports en commun. Ces résultats ont également été obtenus par **Moosa [10]** pour un certain nombre de pays en voie de développement. Au Cameroun, comme dans de nombreux pays en voie de développement, comme l'indique **Moosa [10]**, «la consommation d'essence à long terme est principalement déterminée par le rythme de l'activité économique, approximative par une mesure de la production globale ou des revenus et de la croissance démographique». Ce résultat est similaire à celui trouvé par **Akinboade et al. [11]** en Afrique du Sud et par **Belhaj [12]** au Maroc.

Tableau 6: Préviation de la demande de supercarburant pour la période 2014-2020

Année	Demande (m ³)	Taux	
		d'augmentation %	Indice par rapport à (2013)
2014	682 328,8	10,67	110,67
2015	811 128,3	20,89	131,55
2016	865 629,2	8,84	140,39
2017	942 009,2	12,39	152,77
2018	988 099,6	7,47	160,25
2019	1 039 778,7	8,38	168,63
2020	1 078 504,1	6,28	174,91

^a La variation annuelle moyenne est de 10,70%

À long terme, les élasticités sont plus importantes que les estimations à court terme. Les consommateurs sont plus élastiques à long terme parce qu'ils ont le temps de réagir à des prix plus élevés en modifiant leur comportement de conduite ou en achetant des véhicules plus économes en carburant. Comme il n'y a pas d'études antérieures sur les élasticités de la consommation de

supercarburant pour le Cameroun, nous comparons nos résultats avec ceux d'autres pays en voie de développement, en particulier ceux obtenus dans les pays africains. Comparé au Sénégal par exemple, qui partage des similitudes avec le Cameroun dans son développement économique et sa démographie, nos estimations sont très proches de celles obtenues par **Sene [6]**.

5.2 PREVISIONS DE LA CONSOMMATION DE SUPERCARBURANT

La valeur R^2 indique que 99,63% des variations de la consommation de supercarburant sont expliquées par les variables indépendantes. Seule une variation de 0,37% est expliquée par toutes d'autres variables contenues dans le terme d'erreur. Ces variables explicatives omises pourraient être le coût de transport ou le nombre d'habitants. Cependant, ces derniers sont fortement corrélés avec le prix et le revenu respectivement. Par conséquent, ils ne sont pas indus dans le modèle pour éviter le problème associé à la multicollinéarité.

Les prix, le parc automobile, le PIB et la consommation retardée ont tous les signes attendus, sauf les revenus. Contrairement à nos attentes, le modèle révèle qu'une augmentation du revenu diminuera la consommation de supercarburant. Cela n'est pas très surprenant car une augmentation de la richesse au Cameroun pousse plutôt les consommateurs à se tourner vers le diesel qui est non seulement une alternative au supercarburant mais est aussi moins coûteux. En outre, les véhicules électriques sont de plus en plus prisés.

Les valeurs des coefficients du **tableau 5** montrent que le prix, le PIB et le revenu sont très importants pour expliquer la consommation de supercarburant. La consommation de supercarburant diminuera de 1,19% en raison d'une variation unitaire de son prix. Cela montre que les consommateurs sont très sensibles aux changements de prix. Nous notons que la fluctuation des prix est le principal déterminant de la consommation de supercarburant au Cameroun. La conséquence immédiate est que l'augmentation du prix du supercarburant, qui maintient tous les autres facteurs constants, entraînera une tendance des préférences des consommateurs à passer de la conduite de véhicules personnels à l'utilisation des transports en commun. Le résultat est similaire à celui trouvé par **Sene [6]** au Sénégal.

Nous notons un effet considérable du PIB et des revenus sur la consommation de supercarburant au Cameroun. Si la consommation diminuera de 2,66% si le revenu augmente de 1%, tous les autres facteurs restant constants. Le fait que l'augmentation des revenus diminue la consommation d'essence ne peut s'expliquer qu'à long terme puisque les consommateurs achètent des véhicules à énergies propres, des véhicules plus efficaces ou des véhicules diesel qui est non seulement un substitut direct du supercarburant, mais moins coûteux.

En outre, nous notons que la consommation de supercarburant augmentera de 0,01% si le parc

d'automobile augmente de 1%. Cette estimation n'est pas très grande. Cela s'explique par le fait qu'une partie considérable de la flotte fonctionne au supercarburant fournie par le marché noir. Ce dernier est moins coûteux mais de mauvaise qualité. De plus, de nombreux véhicules ne sont pas enregistrés. En 2009 par exemple, le Ministère des transports a enregistré 35853 nouveaux véhicules à supercarburant [13]; ce nombre serait plus élevé si l'on prend en compte les véhicules qui circulent illégalement.

La consommation future augmentera de 10,7% en moyenne pour atteindre 1 078 504 mètres cubes d'ici 2020. Cela représente une augmentation de 74,91% par rapport à l'année 2013. Bien que ce taux de croissance reflète un signe de développement que le Cameroun peut réaliser dans le secteur énergétique, la grande responsabilité qui incombe à l'État de faire face à cette consommation croissante est essentielle à la planification future.

5. CONCLUSION ET IMPLICATIONS POLITIQUES

L'objectif de ce papier était d'estimer les déterminants de consommation de supercarburant au Cameroun en utilisant des données historiques pour la période 1994-2013, et de prévoir la consommation de supercarburant jusqu'en 2020 en utilisant un modèle de RML dynamique.

Nous avons utilisé deux modèles pour estimer les élasticités du prix et du revenu. Nos modèles ont donné des estimations significatives de l'élasticité du prix et du revenu. L'on n'a trouvé aucune estimation antérieure des élasticités de la consommation de supercarburant pour le Cameroun dans la littérature; Par conséquent, une comparaison n'est pas possible. Néanmoins, après une analyse comparative avec des études antérieures pour les pays en Africains en voie de développement, nous estimons que nos résultats sont cohérents et robustes.

Les élasticités à long terme sont plus élevées que les élasticités à court terme, ce qui indique que la réponse à la consommation de supercarburant est plus élevée à long terme qu'à court terme. Ce résultat est confirmé dans trois autres pays africains; au Sénégal par **Sene [6]**, en Afrique du Sud par **Akinboade et al. [11]** et au Maroc par **Belhaj [12]**. Comme le gouvernement du Cameroun s'intéresse à la stabilisation de la consommation de supercarburant, en limitant les fluctuations de prix, une politique visant à remplacer le supercarburant consiste à augmenter graduellement son prix à travers les taxes, car les consommateurs sont trop sensibles aux variations de prix. Le secteur des transports du Cameroun n'est pas assez développé. Cela encourage l'utilisation de véhicules personnels. Nos résultats montrent donc que les augmentations de prix à elles seules ne suffiront pas pour réduire la consommation de supercarburant.

La consommation projetée indique que la consommation d'essence peut être modélisée et prédite à l'aide d'un modèle de RML dynamique. Les valeurs prédites sont très fiables car elles ne s'écartent que de 1,12%, 0,99% et 2,65% des valeurs

réelles basées respectivement sur l'erreur standard, l'erreur absolue moyenne et l'erreur relative moyenne. La situation énergétique actuelle au Cameroun présente un équilibre délicat entre l'offre et la demande de supercarburant et de produits pétroliers en général. La production pétrolière du pays est en baisse, ce qui rend cet équilibre encore plus fragile. Pour répondre à la consommation de supercarburant telle que projetée dans cette étude, certaines recommandations peuvent être faites à l'endroit du gouvernement Camerounais:

- i. Le Cameroun est situé dans le golfe de Guinée. Cette zone géographique est particulièrement riche en réserves de pétrole prouvées. Par conséquent, de nouveaux permis d'exploration devraient être accordés par le gouvernement car il est très probable que les réserves prouvées de pétrole du Cameroun soient aussi importantes que celles de ses voisins.
- ii. La SONARA, construite il y a plus de vingt ans est déjà délabrée et ses processus sont obsolètes. Afin d'être moins dépendante des approvisionnements extérieurs, la SONARA devrait être étendue et modernisée.
- iii. La capacité de stockage du pays est d'environ 265 988 m³ pour 13 dépôts. Ces dépôts se trouvent dans 7 des 10 régions du pays. Les dépôts de supercarburant devraient être construits dans les trois autres régions où ils sont inexistantes et les capacités de stockage existantes devraient être augmentées. Cela permettra de sécuriser les stocks stratégiques du pays, d'éviter toute pénurie et de continuer à approvisionner le marché intérieur.
- iv. Le Cameroun a un énorme potentiel en énergie renouvelable, ainsi que des possibilités évidentes de développer et d'utiliser ces formes d'énergie pour satisfaire les besoins énergétiques nationaux. Compte tenu des conditions climatiques qui entraînent des renversements radicaux, il est temps que le gouvernement commence à explorer des alternatives aux énergies fossiles, car le supercarburant et les autres produits pétroliers deviendront probablement rares dans le long terme.

La transition énergétique nécessitera beaucoup d'investissements, des ressources humaines importantes et une main-d'œuvre considérable. Les recommandations ci-dessus répondront certainement à la consommation de supercarburant telle que prévue dans cette étude et aideront le gouvernement à mieux mettre en œuvre les grands projets énergétiques tels que mentionnés dans le **DSCE [3]**.

REMERCIEMENTS

Nous remercions tous les participants au 4^{ème} Colloque International Francophone d'Énergétique et Mécanique, CIFEM 2018.

REFERENCES

- [1] Aydin G. The modeling and projection of primary energy consumption by the sources. *Energy sources, Part B*, 2015;10:67-74.
- [2] Aydin G. Production Modeling in the Oil and Natural Gas Industry: An Application of Trend Analysis. *Petroleum Science and Technology*, 2014;32(5):555-564.
- [3] GESP. Growth and Employment Strategy Paper: Government reference framework action for 2010-2020, Ministry of Economy, Planning and Regional Development.
- [4] Sterner T., Dahl C. Modelling transport fuel demand. In: Sterner, T. (Ed.), *International Energy Economics 1992*, London: Chapman and Hall, p:65-79.
- [5] Goodwin P., Dargay J., Hanly M. Elasticities of road traffic and fuel consumption with respect to price and income: a review. *Transport Reviews* 2004; 24(3):275-292.
- [6] Sene S.O. Estimating the demand for gasoline in developing countries: Senegal. *Energy Economics* 2012;34:189-194.
- [7] Engle R.F., Granger C.W.J. Cointegration and error correction: Representation, estimation and testing. *Econometrica* 1987;55:251-276.
- [8] Johansen S., Juselius K. Maximum likelihood estimation and inference on cointegration with applications to the demand for money. *Oxford Bulletin of Economics and Statistics* 1990;52:169-210.
- [9] Pantula S.G., Gonzalez-Farias, G., Fuller, W.A. A comparison of unit-root test criteria. *Journal of Business and Economic Statistics* 1994;12:449-459.
- [10] Moosa I. Long-run and short-run demand for oil by developing countries: an empirical analysis. *OPEC Review* 1998;22:1-12.
- [11] Akinboade O.A., Ziramba E., Kumo W.L. The demand for gasoline in South Africa: an empirical analysis using cointegration techniques. *Energy Economics* 2008;30:3222-3229.
- [12] Belhaj M. Vehicle and fuel demand in Morocco. *Energy Policy* 2002;30:1163-1171.
- [13] SIE-Cameroun. Situation Energétique du Cameroun: Rapport 2014. Ministère de l'Eau et de l'Energie. Edition 2015.

MODELISATION DU POTENTIEL SOLAIRE THERMIQUE D'ABOMEY – CALAVI PAR LA FONCTION GAUSSIENNE ET LA FONCTION POLYNOME SUR UNE SURFACE INCLINEE

ZOUMENOU S. M. T. Lionel^a, ADIHOU Coffi Wilfrid^a, ANJORIN Malahimi^a, AWANTO Christophe ^a,
HOUNGAN C. Aristide ^b, VIANOU Antoine^a

^aLaboratoire d'Energétique and de Mécanique Appliquée (LEMA), Ecole Polytechnique d'Abomey-Calavi (EPAC), Université d'Abomey-Calavi (UAC),
Abomey-Calavi, Bénin

^bDépartement de Mécanique et d'Energétique, Institut Universitaire de Technologie (IUT),
Lokossa, Bénin

RÉSUMÉ

Le présent travail concerne l'établissement du modèle théorique du potentiel solaire thermique d'Abomey – Calavi précisément au niveau de l'Université d'Abomey – Calavi. Les données de mesure utilisées pour ce travail sont celles disponibles sur le site de PVgis en ligne qui fournit des données très proches de celles de l'Agence pour la Sécurité de la Navigation Aérienne en Afrique et à Madagascar (ASECNA) au Bénin. Deux types de modèles ont été établis à savoir un modèle Gaussien et un modèle polynomial d'ordre quatre. L'évaluation des deux modèles par le test t-statistique montre que le modèle polynomial d'ordre quatre présente des résultats plus fiables que ceux présentés par le modèle Gaussien.

Mots Clés : potentiel solaire, modèle Gaussien, modèle polynomial

NOMENCLATURE

MBE	Mean Bias Error (Erreur moyenne)
RMSE	Root Mean Square Error (Ecart-type)
ASECNA	Agence pour la Sécurité de la Navigation Aérienne en Afrique et à Madagascar
PVgis	Système Géographique d'Information Photovoltaïque
t'	t-statistique

Symboles :

Lettres latines :	
G	éclairement solaire, $W.m^{-2}$
t	temps, h
Lettres grecques :	
φ	densité de flux, $W.m^{-2}$
Indices / Exposants :	
gau	Gauss
max	maximal

1. INTRODUCTION

Le soleil irradie continuellement la terre d'une puissance de 1,74.10¹⁴ kW [1]. La valeur de l'éclairement solaire en un lieu sur la surface terrestre, varie au cours de l'année et est fonction de l'heure, du jour, des conditions atmosphériques, de la situation géographique...etc [2]. Elle est déterminante dans la réalisation de projets solaires photovoltaïques et/ou thermiques afin de produire de l'énergie propre. Ce qui amène la question suivante : Comment varie le gisement solaire d'Abomey-Calavi sur une surface inclinée de 15°?

Pour répondre à une telle question, des objectifs sont fixés et des hypothèses formulées afin de servir de fil conducteur tout au long de l'étude.

2. OBJECTIFS ET HYPOTHESES DE RECHERCHE

L'objectif général de la présente étude est de modéliser le gisement solaire de la ville d'Abomey-Calavi sur une surface inclinée de 15° plein sud par ciel clair et plus spécifiquement de :

OS₁ : Collecter les données d'ensoleillement ;

* ZOUMENOU Lionel
Adresse électronique : turibiozoumenou@gmail.com

OS₂ : Évaluer les modèles de Gauss et polynomial.

Les hypothèses suivantes sont émises :

H₁ : Les données de PVgis sont de bonne qualité et proches de celles de l'ASECNA. En effet, dans une étude comparative des données de PVgis et de Retscreen International par rapport aux données de l'ASECNA de plusieurs villes du Bénin en 2014, Janvier HOUNGUE [4], en se basant sur les erreurs systématiques moyennes en pourcentage entre les données de mesure au sol de l'ASECNA et celles de PVgis et de Retscreen International concluent que les valeurs de PVgis sont plus proches des valeurs de mesure au sol produites par l'ASECNA.

H₂ : Les fonctions de Gauss et polynomiales sont les meilleures candidates à la modélisation. En effet, en analysant les courbes de données d'irradiation, il est remarqué que celles-ci sont en cloche et coïncident bien avec les allures des deux fonctions susmentionnées.

3. METHODE

3.1. Données de base

Les données utilisées sont celles fournies par PVgis [3] pour le site d'Abomey-Calavi en République du Bénin dont les coordonnées géographiques sont :

- Latitude : 6°27'
- Longitude : 2°21'18"

Les données de base correspondent à la moyenne mensuelle de l'éclairement sur plan incliné de 15° par ciel clair.

Elles sont prises à des intervalles de temps donnés (toutes les 15 minutes depuis le lever du soleil jusqu'à son coucher) et forment alors une base de données discontinuée dans le temps. Ci-dessous sont représentées les évolutions de la moyenne mensuelle de l'éclairement sur une surface inclinée de 15° plein sud par ciel clair durant une année.

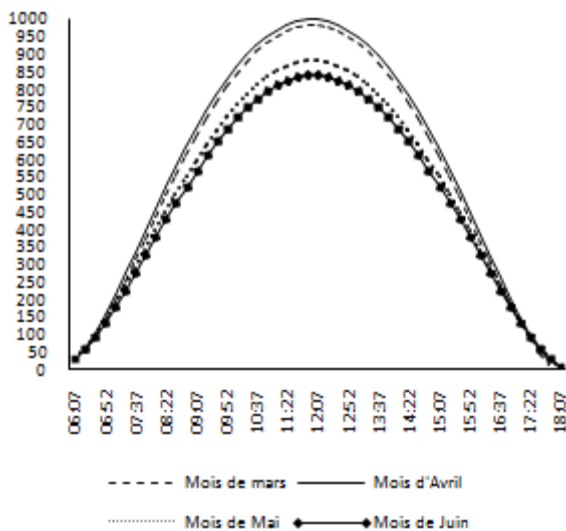


Figure 1: Évolution de l'éclairement solaire global de Mars, Avril, Mai et Juin

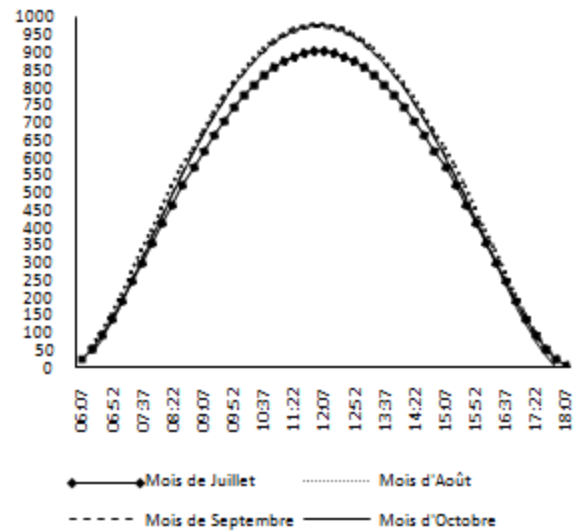


Figure 2: Évolution de l'éclairement solaire global de Juillet, Août, Septembre et Octobre

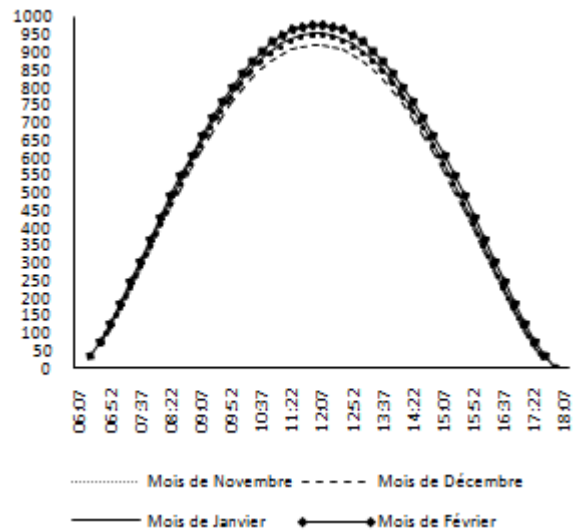


Figure 3: Évolution de l'éclairement solaire global de Novembre, Décembre, Janvier et Février

L'utilisation de ces données telles qu'elles sont engendre des difficultés pour une étude continue dans le temps. Des modèles ont été développés par plusieurs auteurs [5-8]. Pour contourner les difficultés de ces différentes équations, il est proposé de trouver un modèle mathématique très simple pour représenter la variation du rayonnement solaire au cours de la journée.

3.2 Modélisation Gaussienne du potentiel solaire

Salomon MALENGHEZA (2012), pour modéliser le flux solaire au cours de la journée de deux sites (Bangui et Bégoua) de la Centrafrique, avait utilisé les fonctions \cos^2 et gaussienne [9]. En effet, les courbes des données de PVgis ont l'allure de courbes gaussiennes. Le rayonnement solaire peut être alors modélisé par une fonction gaussienne φ_{gau} .

$$\varphi_{gau} = G_{max} e^{-c(t-t_{max})^2} \quad (1)$$

G_{max} : Le rayonnement maximal moyen du mois

c : Une constante qui varie selon le mois

t : L'heure à laquelle le rayonnement est calculé (en heure)

t_{\max} : L'heure à laquelle le rayonnement est maximal. Pour tous les mois il est égal à 12 heures (UTC).

3.3. Modélisation polynomiale d'ordre 4 du potentiel solaire

Ce modèle est proposé par le logiciel Excel. Il est sous la forme :

$$\varphi(t) = at^4 + bt^3 + ct^2 + dt + e \quad (2)$$

a, b, c, d et e sont des nombres réels et différent d'un mois à un autre.

3.4. Évaluation des modèles d'estimation

Il s'agit de vérifier la performance des modèles en comparant les résultats de ces modèles aux valeurs mesurées sur le site. Les tests d'évaluation utilisés sont des tests statistiques. Ces tests sont les suivants [5,7, 10, 11] :

- L'erreur systématique moyenne MBE (Mean Bias Error) est un indicateur de l'écart moyen entre les valeurs estimées et celles mesurées. Elle est déterminée par la formule suivante :

$$MBE = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (y_i - x_i) \quad (3)$$

- L'écart type moyen RMSE (Root Mean Square Error) indique l'écart type entre les valeurs estimées et celles mesurées. Sa formule est la suivante :

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (y_i - x_i)^2}{N}} \quad (4)$$

- Le test t-statistique. Il est calculé par la relation suivante :

$$t' = \sqrt{\frac{(N-1) \cdot MBE^2}{RMSE^2 - MBE^2}} \quad (5)$$

4. RESULTATS ET INTERPRETATION

4.1. Fonctions gaussiennes et polynomiales

Les fonctions gaussiennes et polynomiales de chaque mois sont mentionnées respectivement dans les tableaux 1 et 2 ci-après :

Tableau 1: Modèle gaussien pour chaque mois

Mois	$\varphi_{\text{gau}} \text{ (W/m}^2\text{)}$
Janvier	$953\exp[-0.0480(t-12)^2]$
Février	$983\exp[-0.0474(t-12)^2]$
Mars	$982\exp[-0.0475(t-12)^2]$
Avril	$999\exp[-0.0530(t-12)^2]$
Mai	$882\exp[-0.0470(t-12)^2]$
Juin	$842\exp[-0.0470(t-12)^2]$
Juillet	$904\exp[-0.04575(t-12)^2]$
Août	$983\exp[-0.0449(t-12)^2]$
Septembre	$972\exp[-0.0464(t-12)^2]$

Octobre	$976\exp[-0.0473(t-12)^2]$
Novembre	$947\exp[-0.04815(t-12)^2]$
Décembre	$923\exp[-0.0486(t-12)^2]$

Tableau 2: Modèle polynomial pour chaque mois

Mois	$\varphi(t)$
Janvier	$0,375t^4 - 17,94t^3 + 280,72t^2 - 1576,59t + 2689,12$
Février	$0,407t^4 - 19,47t^3 + 306,54t^2 - 1758,42t + 3156,86$
Mars	$0,412t^4 - 19,72t^3 + 311,41t^2 - 1801,24t + 3299,96$
Avril	$0,379t^4 - 18,12t^3 + 283,4t^2 - 1590,20t + 2743,57$
Mai	$0,394t^4 - 18,89t^3 + 301,06t^2 - 1789,1t + 3476,19$
Juin	$0,379t^4 - 18,17t^3 + 289,78t^2 - 1727,62t + 3380,22$
Juillet	$0,379t^4 - 18,16t^3 + 287,17t^2 - 1670,80t + 3119,17$
Août	$0,360t^4 - 17,25t^3 + 268,77t^2 - 1490,83t + 2508,52$
Septembre	$0,397t^4 - 19t^3 + 299,24t^2 - 1718,35t + 3106,19$
Octobre	$0,404t^4 - 19,36t^3 + 304,97t^2 - 1752,86t + 3163,31$
Novembre	$0,381t^4 - 17,49t^3 + 259,47t^2 - 1348,61t + 2077,59$
Décembre	$0,378t^4 - 18,09t^3 + 284,16t^2 - 1615,58t + 2827,59$

Les figures 4, 5, 6 et 7 représentent la courbe d'estimation de Gauss, la courbe polynomiale d'ordre 4 et la courbe issue des données de PVgis pour les mois de janvier, avril, juin et septembre.

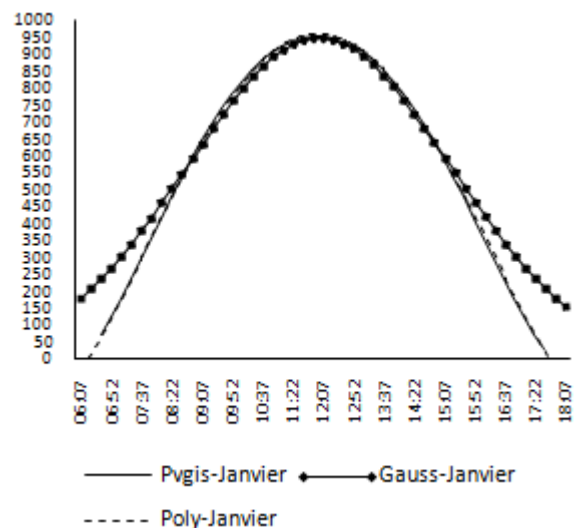


Figure 4: Courbes des modèles de Gauss et polynomiale et des données de PVgis pour le mois de Janvier

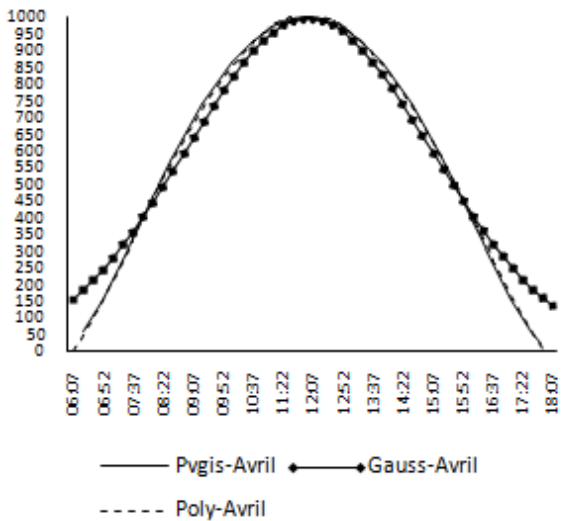


Figure 5: Courbes des modèles de gauss et polynomial et des données de PVgis pour le mois d'Avril

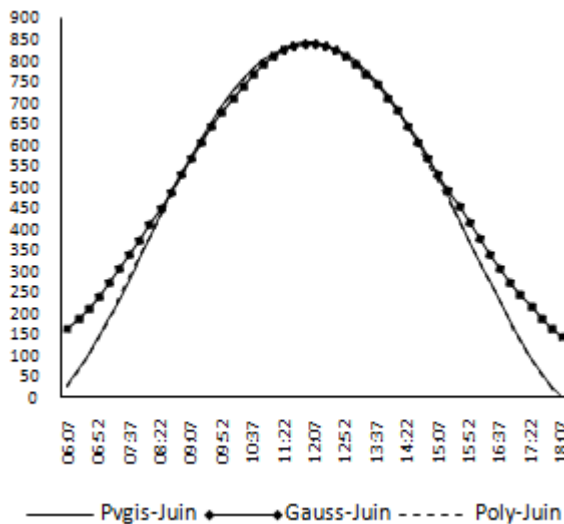


Figure 6: Courbes des modèles de gauss et polynomial et des données de PVgis pour le mois de Juin

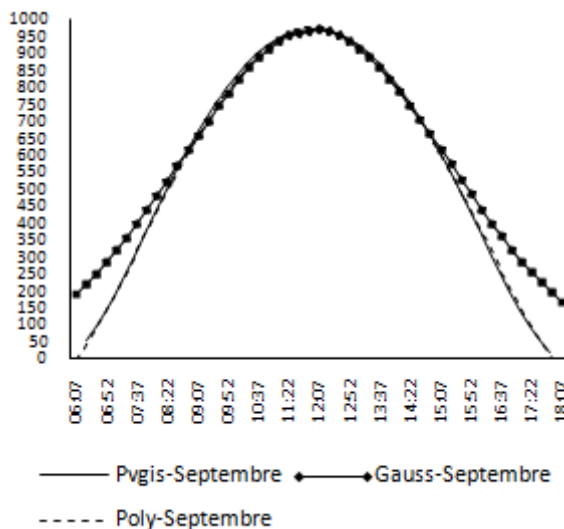


Figure 7: Courbes des modèles de gauss et polynomial et des données de PVgis pour le mois de Septembre

L'analyse de ces courbes montrent d'une part qu' avant 9 heures et après 15 heures, il existe un grand écart entre les valeurs du modèle de gauss et celles de PVgis tandis qu'entre 9 heures et 15 heures les valeurs du modèles de gauss sont proches des celles de PVgis. D'autre part, les valeurs du modèle Polynomial coïncident fortement avec celles de PVgis.

4.2. Résultats des tests d'évaluation

Pour évaluer les deux modèles, nous avons considéré les données de PVgis comme des données de référence. La période considérée est de 9 heures à 15 heures car le modèle de gauss fournit des valeurs proches de celles de la référence. L'intervalle entre deux temps est de 30 minutes. Cela nous donne 13 points de mesure (N=13). Les résultats des différents tests d'évaluation sont regroupés dans le tableau 3. Ces résultats montrent que :

Tableau 3: Résultats des tests d'évaluation

Mois	Modèle	MBE	RMSE	t'statistique
Janvier	Gauss	-5,8462	7,8838	3,8288
	Poly	-0,3077	3,6795	0,2907
Février	Gauss	-5,3856	7,82501	3,28526
	Poly	-0,1538	3,08844	0,17277
Mars	Gauss	-5,8462	8,07656	3,63419
	Poly	0,61538	2,82843	0,77219
Avril	Gauss	-5,2569	7,35358	3,54154
	Poly	-0,3092	3,78097	0,28427
Mai	Gauss	-3,6923	5,8704	2,8026
	Poly	0,61538	2,9352	0,74278
Juin	Gauss	-3,5385	5,23303	3,17935
	Poly	0	3,3282	0
Juillet	Gauss	-4,4615	6,39711	3,37118
	Poly	0,46154	4,33235	0,37115
Août	Gauss	-4,3077	6,37302	3,17717
	Poly	0,46154	3,8829	0,4147
Septembre	Gauss	-4,1538	6,20174	2,32093
	Poly	0,15385	3,28165	0,16258
Octobre	Gauss	-4,9231	7,14681	3,2918
	Poly	0,15385	3,37411	0,15811
Novembre	Gauss	-5,2308	7,52432	3,35012
	Poly	0,30769	2,60177	0,41257
Décembre	Gauss	-4,6154	6,9282	3,09426
	Poly	0,46154	2,41788	0,67363

- Le modèle de gauss a sous-estimé le flux solaire dans tous les mois (MBE<0) ;
- Le modèle polynomial a sous-estimé le flux solaire dans les mois de Janvier, Février et Avril (MBE<0) ;
- Le modèle polynomial a surestimé le flux solaire dans les mois de Mars, Mai, Juillet, Août, Septembre, Octobre, Novembre et Décembre (MBE>0) ;
- Le modèle polynomial a juste estimé le flux solaire dans le mois de Juin (MBE=0) ;
- Durant tous les mois, les valeurs de RSME pour le modèle polynomial sont plus faibles que celles du modèle de gauss ;
- Durant tous les mois, les valeurs de t'statistique pour le modèle polynomial sont plus faibles que celles du modèle de gauss.

4.3. Modèle retenu

Pour des résultats fiables et proches de la réalité, il faut que le modèle mathématique soit efficace. Pour qu'un modèle soit considéré comme efficace par rapport à un autre, il faut que les valeurs de RSME et t'statistique fournies par ce modèle soient les plus faibles. En

comparant les valeurs de RSME et t-statistique des modèles, on retient que le modèle polynomial est le meilleur modèle.

5. CONCLUSION

Le besoin de données en rayonnement solaire a conduit au développement de modèles qui sont devenus particulièrement importants dans le cadre de l'utilisation de l'énergie solaire. La présente étude s'est basée sur l'utilisation des fonctions de Gauss et polynomiale pour représenter l'évolution de l'irradiation dans le sud du Bénin. Sur la base des résultats présentés dans le tableau 3, nous pouvons conclure que le modèle polynomial d'ordre 4 peut être utilisé pour modéliser le rayonnement solaire global de la région d'Abomey-Calavi sur un plan incliné de 15° par ciel clair. Ceci permettra un meilleur dimensionnement de projets solaires pour une production efficiente d'énergie électrique et/ou thermique et ainsi concourir à la réalisation des objectifs de développement durable.

REFERENCES

- [1] John LIENHARD IV and John LIENHARD V, A Heat Transfer Textbook: Third Edition, Phlogiston Press, Cambridge, 2008.
- [2] Yves JANNOT, Thermique Solaire, Mars 2011
- [3] PVGIS (c) European Communities, 2001-2008.
<http://re.jrc.ec.europa.eu/pvgis/>

- [4] Janvier M. HOUNGUE, Cartographie du Rayonnement Solaire en République du BENIN et du TOGO, Université d'Abomey-Calavi/Faculté des sciences et techniques, Mémoire de master, 2012.
- [5] N. N. Gana, D.O. Akpootu, Angstrom type empirical correlation for estimating global solar radiation in north-eastern Nigeria, The International Journal Of Engineering And Science (IJES), Vol. 2, No. 11, pp. 58-78, 2013.
- [6] Kumari Namrata, S. P. Sharma, S. B. L. Saksena, Comparison of different models for estimation of global solar radiation in jharkhand (India) region, Smart Grid and Renewable Energy, Vol.4, pp. 348-352, 2013.
- [7] Julia Ivancheva, Ekaterina Koleva, An Estimation Of The Global Solar Radiation Over Bulgaria, BALWOIS 2008.
- [8] Richard PEREZ, Robert SEALS, Pierre INEICHEN, Ronald STEWAR, David MENICUCC, A new simplified version of the perez diffuse irradiance model for tilted surfaces, Solar Energy Vol. 39, No. 3, pp. 221-231, 1987.
- [9] Salomon MALENGUINZA, Profils de Transferts de Chaleur et de Masse en Régime Transitoire d'un Capteur Solaire Double Vitrage Equipant un Séchoir Solaire Pliable et Portatif : Modélisation, Simulation et Optimisation par la Méthode des Plans d'Expériences, Université d'Abomey-Calavi, Thèse de doctorat, 2012.
- [10] İnci TÜRK TOĞRUL, Estimation of solar radiation from angstroms coefficients by using geographical and meteorological data in bishkek, KYRGYZSTAN, J. of Thermal Science and Technology, Vol. 29, No. 2, pp. 99-108, 2009.
- [11] A. P. Souza, J. F. Escobedo, Estimates of hourly diffuse radiation on tilted surfaces in southeast of Brazil, Vol. 3, No. 1, 2013

TECHNOLOGIE HYDROGENE EN AFRIQUE SUB-SAHARIENNE: PERSPECTIVES POUR L'ELECTRICITE

Armand FOPAH-LELE^{a,*}, Amelie KABORE-KERE^a, Isdeen YAYA-NADJO^a,
Gédéon M. DAHOU^a, Félix Comlan EBO^a

^a Laboratoire de Procédés Innovants pour l'Énergie Durable (PIE), École Supérieure des Métiers des Énergies Renouvelables (ESMER), 071 BP 004
Zogbo, Cotonou, Bénin

RÉSUMÉ

D'ici 2050, la population africaine s'élèverait à environ 1,9 milliard, impliquant une augmentation de la demande d'énergie déjà insatisfaisante. Toute économie émergente a besoin d'environ 1 GW d'énergie pour 1 million de personnes. Alimenter la population africaine est une opportunité de 1900 GW. Les énergies solaire, éolienne et biomasse sont en cours de développement dans toute l'Afrique. Cependant, ces ressources alternatives sont principalement intermittentes. Il nécessite et/ou impose le besoin de stocker l'énergie ainsi produite pour être en phase avec la demande d'une part et offrir des performances technologiques acceptables d'autre part. En dehors de cela, la plupart des solutions de stockage d'énergie actuelles posent des contraintes supplémentaires, telles que l'augmentation des coûts d'installation, des contraintes technologiques ou des problèmes environnementaux. Le stockage de l'énergie apparaît donc aujourd'hui comme un facteur limitant de l'exploitation et du déploiement des ressources alternatives. Une des solutions viables pour le stockage de ces ressources intermittentes est la production d'hydrogène.

Mots Clés : Hydrogène, pile-à-combustible, électricité, stockage d'énergie, énergies renouvelables.

NOMENCLATURE

H₂ : « dihydrogène » communément appelé hydrogène.
PEMFC : Proton Exchange Membrane Fuel Cell ou Pile à combustible à membrane échangeuse de protons.

CEA-Liten : Laboratoire d'Innovation pour les Technologies des Énergies Nouvelles et les Nanomatériaux du commissariat de l'énergie atomique.

1. INTRODUCTION

L'Afrique est aujourd'hui indexée continent où le niveau de développement est encore faible. Cette situation est directement liée au faible taux d'accès à l'énergie sur le continent. Dans son étude, l'Agence internationale de l'énergie compare le taux d'électrification de l'Afrique avec d'autres continents. En dehors de l'Afrique du Sud et quelques pays du Nord comme le Maroc, qui apparaissent aujourd'hui comme les plus électrifiés, l'Afrique est aujourd'hui le continent le moins alimenté en électricité [1]. Cependant, plus de 14% de la population mondiale vit en Afrique avec un accès à l'électricité limité à 35% [2]. On estime cependant que ces chiffres vont probablement augmenter. D'ici 2050, la population africaine s'élèverait à environ 1,9 milliard, ce qui impliquerait une augmentation de la demande d'énergie déjà insatisfaisante. Toute nation industrielle en herbe a besoin d'environ 1 GW d'énergie pour 1 million de personnes. Alimenter la population africaine est une opportunité de 1900 GW. Les énergies solaire, éolienne et biomasse sont en cours de développement dans toute l'Afrique. Cependant, les ressources alternatives sont principalement intermittentes. Il nécessite et/ou impose

le besoin de stocker l'énergie ainsi produite pour être en phase avec la demande d'une part et offrir des performances technologiques acceptables d'autre part. En dehors de cela, la plupart des solutions de stockage d'énergie actuelles posent des contraintes supplémentaires, telles que l'augmentation des coûts d'installation, des contraintes technologiques ou des problèmes environnementaux. Le stockage de l'énergie apparaît donc aujourd'hui comme un facteur limitant de l'exploitation et du déploiement des ressources alternatives. Même l'hybridation présentée aujourd'hui, comme viable et efficace pour la minimisation des problèmes associés à la dépendance des énergies renouvelables, nécessite une assistance de fonctionnement telle le stockage [3]. Une solution viable pour le stockage de ces ressources intermittentes est la production d'hydrogène. Ce carburant propre qui est de l'hydrogène, produit à partir de l'eau, peut être utilisé pour produire de l'électricité à partir de l'énergie solaire, éolienne ou de la biomasse. La question à développer dans ce travail est celle de savoir pourquoi l'Afrique sub-Saharienne ne s'y est pas lancée plus tôt ou encore qu'est-ce qui freine le développement d'une telle technologie à base d'hydrogène ?

Récemment, cette technologie de l'hydrogène est apparue comme une technologie prometteuse pour hybrider les systèmes d'énergie renouvelable, car elle permet la génération (par les électrolyseurs) et le stockage de l'hydrogène quand il y a un surplus d'énergie dans le système (ressources renouvelables disponibles) en utilisant l'hydrogène stocké pour générer de l'énergie électrique par les piles à combustible.

2. L'HYDROGENE COMME SYSTEME DE STOCKAGE : POURQUOI ?

De nos jours, pour les petites et moyennes échelles, l'énergie est stockée principalement dans des batteries et, pour des applications spécifiques, dans des super-capacités. Pour le stockage à plus grande échelle, l'énergie potentielle est utilisée avec le pompage hydraulique dans des cours d'eau favorables. Parce que les ressources renouvelables ont un comportement stochastique et que l'offre du profil de charge est l'objectif principal des systèmes de production, l'utilisation de systèmes de stockage d'énergie est nécessaire pour assurer la demande et la stabilité du système d'approvisionnement. Cependant, il existe entre autres, trois types de stockage de l'énergie à des fins électriques.

2.1. STOCKAGE ELECTROCHIMIQUE DE L'ENERGIE

Les batteries électriques semblent être les systèmes de stockage les plus importants, utilisés dans les petites et moyennes applications. Cette solution permet la stabilisation de la tension des bus interne (en courant continu), en absorbant les transitoires lors des changements de génération ou de charge. Les batteries électriques représentent le système de stockage à court-terme, et ils sont conçus comme l'élément principal du système énergétique, dont les paramètres définiront le fonctionnement des autres systèmes de stockage d'énergie. Malgré tous les avantages qu'offrent les batteries électriques, leur faible capacité limite leur utilisation. En revanche, les batteries sont des éléments avec une réponse dynamique plus mauvaise et une durée de vie limitée en fonction du nombre de cycles de charge/décharge. En outre, les batteries peuvent subir une détérioration et, en fonctionnement normal, produire des gaz nocifs [3]. Le fait que les batteries ont gagné en importance est principalement dû à leur capacité de charge élevée et capacité à supporter une densité de courant de décharge plus élevée en amplitude et en temps. Ces caractéristiques assurent une plus grande sécurité dans la réponse du système, car les batteries électriques peuvent supporter des défauts plus longs et des défaillances dans la production et les changements dynamiques de la demande.

2.2. STOCKAGE THERMIQUE DE L'ENERGIE

Le stockage thermique pour l'électricité consiste à récupérer le surplus ou perte d'énergie grâce à un fluide caloporteur pour obtenir de la vapeur saturée permettant de tourner une turbine à gaz. Cette technologie bien que connue, et déjà mise en œuvre dans des centrales solaires thermodynamiques à production d'électricité [4], nécessite des cycles thermodynamiques, une maintenance régulière et un investissement assez élevé. Une association à la technologie hydrogène pourrait

renforcer la stabilité du stockage, hormis le coût élevé qui en résultera.

2.3. STOCKAGE CONVENTIONNEL DE L'ENERGIE

Des systèmes de stockage non-renouvelables sont le plus souvent utilisés par la majorité des populations d'Afrique sub-Saharienne car opérant à grande échelle. Les plus répandus sont les générateurs diesel, qui sont extrêmement bruyants et polluants, demandant un coût élevé de maintenance, et consommateurs de combustibles fossiles. Cependant, l'impact environnemental est assez néfaste pour ne pas considérer ce type de stockage.

Le tableau 1 qui ressort les caractéristiques de systèmes de stockage, vient renforcer l'idée de coupler à ces derniers, la technologie hydrogène, afin de palier au coût de production (€/kW) très élevé et favoriser l'implantation d'une plus grande production et par conséquent des réseaux d'hydrogène.

Cette solution via l'hydrogène est un système de stockage à moyen et long terme qui est utilisé pour répondre à la demande lorsque les systèmes de production d'énergies renouvelables et de stockage à court terme ne suffisent pas. Les éléments principaux qui composent le système sont une pile à combustible et un stockage d'hydrogène. L'utilisation d'un électrolyseur ou d'un reformeur (en fonction de l'application) est également étendue et permet l'utilisation d'énergie excédentaire pour générer de l'hydrogène et ainsi fermer le cycle énergétique de l'hydrogène.

3. HYDROGENE POUR L'ELECTRICITE : ETAT-DE-L'ART EN AFRIQUE SUB-SAHARIENNE

Jusqu'à présent, la technologie de l'hydrogène et des piles à combustible n'est pas répandue dans les pays d'Afrique sub-Saharienne. Les avancées majeures en la matière sont théoriques et numériques [5–11], bien que très peu d'applications soient mises en œuvre et développées dans certains pays. Hormis les pays de l'Afrique du Nord (Algérie, Maroc, Tunisie, etc.) et l'Afrique du Sud qui ont entamé un développement effectif des technologies hydrogène, ceux de l'Afrique subsaharienne sont encore à la traîne. Le Nigéria s'est lancé dans une étude technico-économique pour une application dans le transport automobile. Les auteurs en ont conclu selon leur modèle, que cela n'impacterait pas grandement leur secteur du transport en raison des coûts de véhicules hydrogène. De façon numérique, le centre de recherche sur l'énergie de Sokoto à l'Université Usmanu Danfodiyo a démontré qu'un système photovoltaïque de 500 W couplé à une PEMFC de 1 kW pouvait couvrir, avec stabilité, les besoins énergétiques d'une résidence familiale moyenne [12]. Au Mali, un réservoir d'hydrogène naturel a été découvert dans le village de "Bourakebougou" dans le nord du pays. La quantité de cet hydrogène pur à 98% a été estimée à 28×10^6 m³ H₂ [13]. La première usine pilote a été lancée en 2013, où l'hydrogène naturel a alimenté un générateur électrique pour électrifier le village. L'hydrogène naturel extrait du sol n'est pas stocké mais directement utilisé comme combustible pour le générateur. Cela fait du Mali le premier pays d'Afrique subsaharienne à exploiter l'hydrogène naturel pour l'électrification. Éviter le stockage de l'hydrogène dans

une réserve naturelle réduit les coûts d'exploitation et aide à fournir de l'électricité à un prix moins élevé dans le village. Pour les années à venir, le propriétaire du site, la firme Petroma (Pétrochimie du Mali) entend alimenter le pays et la sous-région. Au Ghana, le développement de la technologie hydrogène est consacré aux combustibles domestiques (cuisinières vertes modifiées) où 0,107 kg H₂/jour permettent de couvrir 2,5 kWh/jour [14]. Au sein de l'École Supérieure des Métiers des Énergies Renouvelables (ESMER) au Bénin, la technologie hydrogène est un axe de formation des futurs ingénieurs et elle fait aussi l'objet de recherche scientifique tant en production qu'en combinaison de moyens de stockage afin d'obtenir des résultats et développer un prototype en électrification décentralisée. Le développement de l'économie de l'hydrogène dépendra très vraisemblablement de l'électrolyse de l'eau en utilisant l'énergie électrique, qui à son tour doit être générée proprement [15]. Cela se fait grâce à une pile à combustible, qui est le siège d'une réaction d'oxydoréduction qui convertit une énergie chimique en énergie électrique, mais les réactifs sont stockés dans des réservoirs extérieurs à la pile elle-même. Une cellule électrique qui, contrairement aux cellules de stockage, peut être alimentée en continu avec un combustible (hydrogène) de sorte que l'énergie électrique est produite de manière durable et indéfiniment. Hormis son inconvénient, qui est le coût du catalyseur au platine nécessaire dans la pile à hydrogène ou pile à combustible à membrane polymère échangeuse de protons (PEMFC), l'Afrique subsaharienne peut stimuler son économie grâce au développement de cette technologie. La flexibilité ou l'absence de normes et de standards sur la technologie de l'hydrogène en Afrique subsaharienne est une opportunité pour les établir en fonction du contexte local. Les normes requises pour l'installation de technologies de production d'hydrogène en Afrique subsaharienne (sauf l'Afrique du Sud, qui a adopté une norme Américaine [16] et l'a adaptée au contexte national) n'existent pas, ou sont en cours de développement. En fait, aucun pays africain ne participe

au développement de la sûreté de la technologie de l'hydrogène [17]. Des normes volontaires devraient déjà être élaborées et des comités techniques devraient être créés pour faciliter l'adaptation et/ou l'adoption des normes existantes.

4. APPLICATION DE LA PILE A COMBUSTIBLE : HYDROGENE-ELECTRICITE

Ce carburant propre qui est de l'hydrogène, doit être obtenu par électrolyse de l'eau, à partir de l'énergie solaire, éolienne ou de la biomasse, ou d'excédent d'énergie sur les réseaux électriques. Le concept puissance-à-gaz (power-to-gas) qui consiste à produire de l'hydrogène, directement utilisé dans les centrales thermiques (turbines à gaz) pour les besoins industriels et converti en électricité peut être mis en œuvre dans les pays d'Afrique subsaharienne. Le concept devrait suivre la chaîne de valeur ajoutée présentée à la Figure 1, par exemple. Cela en vaut la peine puisque l'Afrique subsaharienne a un potentiel important en biomasse et en énergie solaire. L'inconvénient réel du concept est le coût de la PEMFC ou les fonds de recherche pour la développer. Sur la Figure 1, les énergies renouvelables telles que l'énergie solaire, l'énergie éolienne et la biomasse contribuent à couvrir la demande d'énergie, pendant que leur excès est utilisé pour produire de l'hydrogène par électrolyse de l'eau. L'hydrogène produit est naturellement converti en électricité par PEMFC, tandis qu'une autre partie peut être mélangée au méthane ou au diesel pour alimenter des moteurs. Le mélange produit de l'hydrogène avec du méthane de la biomasse pourrait également fournir du carburant à des moteurs à deux temps et aider à éviter la pollution de l'air dans les villes à forte densité de population. En fait, l'ajout de l'hydrogène peut améliorer les performances du moteur et réduire les émissions de gaz nocifs [18].

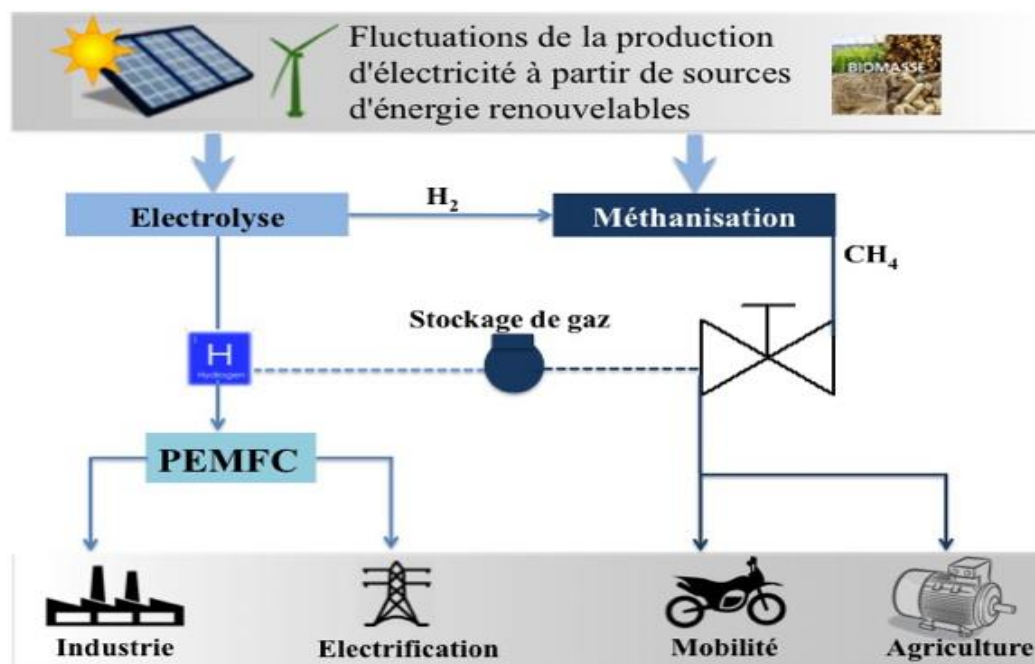


Fig. 1. Illustration de concept et de mise en œuvre de la technologie de l'hydrogène en Afrique subsaharienne.

Tableau 1. Comparaison de différents systèmes de stockage pour l'électricité

Technologie	Stockage électrochimique	Stockage thermique	Stockage de l'hydrogène/PAC
Type	Batteries Pb-acide, Lion-ion	Thermique à turbine	Gaz-à-puissance
Forme d'énergie	Electrochimique	Thermique	Carburant
Densité d'énergie	Pb : 33 kWh/t Li-ion : 100 kWh/t	200 kWh/m ³	33,3 kWh/kg (à 70 bars)
Capacité réalisable	0,1 – 40 GWh	1 – 100 GWh	132 – 500 kWh ^{CEA-Liten}
Puissance réalisable	0,1 – 40 GW	10 – 100 GW	5 – 100 kW ^{CEA-Liten} et jusqu'à 10 MW
Rendement électrique	70 – 80%	60%	40 – 60%
Connaissance état de charge	Difficile, paramètres variables	Aisée (Température)	Aisée (remplissage H ₂)
Coût en €/kWh	Pb : 50 – 200 Li-ion : 700 – 2000	50	15
Coût en €/kW	Pb : 120 – 300 Li-ion : 1500 – 3000	350 – 1000	4000 – 6000
Maturité	Elevée	Peu	Très peu
Remarques	Métaux lourds, problèmes environnementaux	Indépendant des contraintes géographiques	Intéressant si contexte de réseau d'H ₂

Comme l'agriculture est l'une des principales activités dans les pays d'Afrique subsaharienne, où la mécanisation de la pratique nécessite des moteurs diesel, le combustible hydrogène-diesel pourra augmenter la productivité. L'élément caractéristique de l'application de ce générateur électrique est évidemment la pile à combustible, surtout celle à membrane échangeuse de protons (PEMFC) qui fonctionne à des températures de 60 °C à 80 °C avec une pression pouvant aller de 0,1 MPa à 0,3 MPa, et une tension par élément comprise entre 0,6 V et 0,95 V. Le rendement peut atteindre 50 %. La PEMFC présente plusieurs avantages. Elle n'est pas sensible au dioxyde de carbone. Sa faible température de fonctionnement permet un démarrage rapide. L'électrolyte étant solide, les fuites ne sont pas à craindre. La membrane classique est en Nafion qui est d'un coût assez élevé, exige d'être hydratée et ne supporte pas de températures supérieures à 100 °C. Les recherches actuelles portent en particulier sur de nouvelles membranes permettant de réduire ces inconvénients. Les catalyseurs utilisent du platine dont le coût est élevé. Enfin, la pile à combustible à membrane échangeuse de protons est sensible au monoxyde de carbone.

5. CONCLUSION

Le stockage de l'énergie électrique représente un enjeu majeur pour permettre une réelle pénétration des immenses ressources renouvelables ou non, intermittentes et plus ou moins aisément prédictibles. Il s'agit également d'une solution d'accroissement de la sûreté des systèmes raccordés au réseau avec la possibilité de disposer d'un stockage décentralisé pilotable de façon centralisée. Le mix énergétique optimal concerne aussi le stockage sous ces diverses formes,

notamment l'électricité, la chaleur et l'hydrogène. L'un des freins dans le déploiement des énergies renouvelables, en particulier le solaire, reste les batteries de stockage dont le coût est le plus élevé dans la chaîne du système. Une étude des coûts d'intégration de la technologie hydrogène comparé au coût des batteries électrochimiques ouvrira des perspectives de combinaison ou pas de systèmes de stockage dans une infrastructure énergétique, et en conséquence renforcera la stabilité à un coût inférieur ou égal à ce qui se fait actuellement dans tout projet énergétique. L'information sur la technologie de l'hydrogène reste en quelque sorte inconnue d'un public plus large en Afrique subsaharienne. Cette technologie devrait jouer un rôle majeur dans l'économie énergétique de l'Afrique subsaharienne. Cependant, le manque de financement de la recherche et du développement est un frein. Il est par conséquent recommandé que des actions sur la sensibilisation et les politiques de mise en oeuvre soient menées.

REFERENCES

- [1]F. Birol, L. Cozzi, A. Bromhead, M. Barroni, World Energy Outlook 2009 - Executive summary, 1st ed., International Energy Agency (IEA), Paris - France, 2009. <http://www.worldenergyoutlook.org/media/weowebiste/2009/WEO2009.pdf> (accessed March 11, 2017).
- [2]B.G. Pollet, I. Staffell, K.-A. Adamson, Current energy landscape in the Republic of South Africa, International Journal of Hydrogen Energy. 40 (2015) 16685–16701. doi:10.1016/j.ijhydene.2015.09.141.
- [3]F.J. Vivas, A. De las Heras, F. Segura, J.M. Andújar, A review of energy management strategies for renewable hybrid energy systems with hydrogen backup,

- Renewable and Sustainable Energy Reviews. 82 (2018) 126–155. doi:10.1016/j.rser.2017.09.014.
- [4]K.E. N'Tsoukpoe, K.Y. Azoumah, E. Ramde, A.K.Y. Fiagbe, P. Neveu, X. Py, M. Gaye, A. Jourdan, Integrated design and construction of a micro-central tower power plant, Energy for Sustainable Development. 31 (2016) 1–13. doi:10.1016/j.esd.2015.11.004.
- [5]S.E. Hosseini, M. Abdul Wahid, M.M. Jamil, A.A.M. Azli, M.F. Misbah, A review on biomass-based hydrogen production for renewable energy supply, Int. J. Energy Res. 39 (2015) 1597–1615. doi:10.1002/er.3381.
- [6]Y. Tachibana, L. Vayssieres, J.R. Durrant, Artificial photosynthesis for solar water-splitting, Nat Photon. 6 (2012) 511–518. doi:10.1038/nphoton.2012.175.
- [7]M.B. Markowitz, Stationary Power, Fuel Cell & Hydrogen Energy Association. (2015). <http://www.fchea.org/stationary/> (accessed December 7, 2016).
- [8]D. Tigret, Les techniques de production de l'hydrogène et les risques associés (Technologies of hydrogen production and associated risks), INERIS (Institut National de l'Environnement industriel et des risques), Verneuil en Halatte Oise (France), 2008. http://www.ineris.fr/centredoc/Techniques_prod_H2_web.pdf (accessed May 25, 2017).
- [9]P. Nikolaidis, A. Poullikkas, A comparative overview of hydrogen production processes, Renewable and Sustainable Energy Reviews. 67 (2017) 597–611. doi:10.1016/j.rser.2016.09.044.
- [10]G.S. Eljrushi, J.N. Zubia, Solar hydrogen: The Great Sahara Project, International Journal of Hydrogen Energy. 19 (1994) 215–218. doi:10.1016/0360-3199(94)90087-6.
- [11]H.K. Abdel-Aal, M.A. Al-Naafa, Prospects of “solar” hydrogen for desert development in the Arab world, International Journal of Hydrogen Energy. 23 (1998) 83–88. doi:10.1016/S0360-3199(97)00039-6.
- [12]T. Douglas, Dynamic modelling and simulation of a solar-PV hybrid battery and hydrogen energy storage system, Journal of Energy Storage. 7 (2016) 104–114. doi:10.1016/j.est.2016.06.001.
- [13]A. Khalatbari, Au Mali, de l'électricité à partir de l'hydrogène naturel, Sciences et Avenir. (2016). https://www.sciencesetavenir.fr/nature-environnement/developpement-durable/au-mali-de-l-electricite-a-partir-de-l-hydrogene-naturel_102539 (accessed May 15, 2017).
- [14]E. Topriska, M. Kolokotroni, Z. Dehouche, E. Wilson, Solar hydrogen system for cooking applications: Experimental and numerical study, Renewable Energy. 83 (2015) 717–728. doi:10.1016/j.renene.2015.05.011.
- [15]N. Armaroli, V. Balzani, The Hydrogen Issue, ChemSusChem. 4 (2011) 21–36. doi:10.1002/cssc.201000182.
- [16](IEC) International Electrotechnical Commission, IEC 62282-3-100 Ed. 1.0 b:2012 Fuel cell technologies - Part 3-100: Stationary fuel cell power systems - safety, 1.0 2012-02, American National Standards Institute (ANSI), USA, 2012. https://webstore.ansi.org/Previews/PREVIEW_iec62282-3-100%7Bed1.0%7Db.pdf (accessed August 24, 2017).
- [17]W. Hoagland, IEA-HIA_Task-31-Combined-Final-Technical-Report_Final, International Energy Agency - Hydrogen Implementing Agreement (IEA-HIA), Colorado, USA, 2014. http://ieahydrogen.org/pdfs/Task-31-Combined-Final-Technical-Report_Final.aspx (accessed August 24, 2017).
- [18]J.H. Zhou, C.S. Cheung, C.W. Leung, Combustion, performance, regulated and unregulated emissions of a diesel engine with hydrogen addition, Applied Energy. 126 (2014) 1–12. doi:10.1016/j.apenergy.2014.03.089.

CARACTÉRISATION TECHNOLOGIQUE DES BOIS DE *CEDRELA ODORATA*, DE *CEIBA PENTANDRA*, ET DE *TERMINALIA SUPERBA* DU BÉNIN EN VUE DE LEUR VALORISATION

Montcho Crépin **HOUNLONON**^{a,*}, Clément Adéyèmi **KOUCHADE**^a,
Basile B. **KOUNOUHEWA**^{a,b}, Murielle **TONOUWEWA**^c

^a Laboratoire de Physique du Rayonnement, (LPR/FAST-UAC) 01 BP 526 Cotonou (Bénin)

^b Institut des Recherches Industrielles, Technologies et en Sciences Exactes (IRITSE/CBRST) 03 BP 1665 Cotonou (Bénin)

^c Laboratoire d'Etudes et de Recherches Forestières (LERF/FA-UP), BP 123 Parakou (Bénin)

RÉSUMÉ

Cette étude a permis la détermination de quelques propriétés physiques et mécaniques des bois de *Cedrela odorata*, de *Ceiba pentandra*, et de *Terminalia superba* prélevés dans les plantations de l'ONAB de Agrimey, de Djigbé et de Massi au Bénin. Ces essences sont peu connues et peu exploitées par les usagers du bois qui leur préfèrent toujours les bois prisés vulnérables et les bois exotiques. Ce qui ne participe pas à leur promotion. Ainsi par des données recueillies en forêts sur les arbres, nous avons déterminé quelques paramètres dendrométriques du bois et sur des barreaux de ces bois, les paramètres physico-mécaniques par la méthode dynamique. Les éprouvettes sont des barreaux normalisés, de dimensions 20mm×20mm×500mm, stabilisés à 12 % d'humidité. Au terme de ces travaux, le pourcentage de bois de cœur des trois essences est inférieur à 70 %. Leur densité moyenne varie de 314,50 kg/m³ à 536,96 kg/m³. Le module d'élasticité moyen de *Terminalia superba* est de 8531,35 Mpa. Le module d'élasticité de *Cedrela odorata* varie de 7967,15 à 9967 Mpa de Agrimey à Massi. Celui de *Ceiba pentandra* varie de 4923,67 à 5465,27 Mpa. Les bois de ces essences sont très légers ou légers et de module faible ou moyen. Ils peuvent être utilisés dans des œuvres en structure ne nécessitant pas de grandes sollicitations.

Mots Clés : Cedrela odorata, Ceiba pentandra, Terminalia superba, densité, module d'élasticité, module de cisaillement.

NOMENCLATURE

Symboles :

Lettres latines :

R, r rayon, m

S surface d'un élément, m²

T température, °C

MOE Module d'élasticité, MPa

MOC Module de cisaillement, MPa

Lettres grecques :

ρ masse volumique, kg.m⁻³

Indices / Exposants :

n entier naturel

1. INTRODUCTION

L'accès aux connaissances liées au patrimoine national peut accélérer le processus de développement [1]. Les essences locales constituent le patrimoine forestier de nos pays. Par ailleurs, les ressources naturelles renouvelables (terres, forêts, faunes et eaux) constituent la base fondamentale du développement économique et social. Cependant, ces ressources forestières sont assez limitées [2]. Le gouvernement béninois, inspiré par la conférence des Nations Unies sur l'environnement et le développement, a-t-il opté pour une nouvelle politique forestière garantissant la pérennité du patrimoine écologique national et la satisfaction des besoins des populations en biens et services forestiers ? Mais ces dispositions ne sont pas accompagnées de plan de détermination des caractéristiques technologiques des essences pour

mieux les protéger. Au Bénin, les travaux de recherche devant guider les interventions sylvicoles dans les forêts sont ainsi nécessaires pour valoriser les essences forestières surtout les essences peu connues ou peu exploitées qui sont essentiellement nos essences locales. Les contraintes liées à la gestion durable des forêts sont entre autres la connaissance limitée des ressources. En effet, les études relatives à la dynamique et la structure des forêts sont de plus en plus menées mais celles relatives aux caractéristiques technologiques des essences sont presque inexistantes. Il est ainsi nécessaire de compléter à la production (sylviculture), des données quantitatives et qualitatives liées au matériau bois, à sa transformation et à son utilisation. La connaissance des caractéristiques du ligneux permet de limiter les contraintes auxquelles il fait face. Une politique visant un aménagement des forêts est importante. Mieux encore,

la connaissance du matériau bois à travers ses caractéristiques technologiques serait l'idéal, en termes d'optimisation de la production, de l'utilisation du bois dans la construction et de la maîtrise des propriétés du bois. La possibilité de pouvoir disposer d'information fiable sur l'état des ressources forestières, le matériel sur pied, les produits forestiers ligneux est essentielle pour les processus de décision des politiques et des programmes forestiers ainsi que du développement durable [3]. Au Bénin et notamment dans les périmètres de l'Office National du Bois (ONAB), il existe des essences locales de bois qui sont peu valorisées et peu connues or elles peuvent permettre d'augmenter les rendements et d'améliorer le système de conservation de la biodiversité. Parallèlement, l'étude de ces essences permettra de constituer une base de données relative aux caractéristiques des essences locales en vue de leur promotion. Cela permettra également de déterminer les essences locales ayant des caractéristiques intéressantes pour des utilisations données. Les essences locales que nous avons testé au cours de nos travaux sont le *Cedrela odorata*, le *Ceiba pentandra* et le *Terminalia superba*. Les normes sylvicoles de ces essences sont peu maîtrisées au Bénin. Pire les caractéristiques technologiques de ces essences ne sont pas connues. Ce qui amène les agents de l'ONAB à les abandonner à la dégradation au bord des pistes. Au regard du contexte des essences locales de bois de *Cedrela odorata*, de *Ceiba pentandra* et de *Terminalia superba*, une question de recherche se pose : Les caractéristiques technologiques des essences locales de bois ne permettent-ils pas leur domestication pour une plantation intensive ? Pour répondre à cette question l'objectif global de ce travail a été de déterminer les principales caractéristiques physiques et mécaniques du bois de *Cedrela odorata*, de *Ceiba pentandra* et de *Terminalia superba*. Il s'est agi de façon spécifique de :

- Déterminer les caractéristiques physiques et mécaniques des bois de *Cedrela odorata*, de *Ceiba pentandra* et de *Terminalia superba* prélevés dans des secteurs forestiers au Bénin ;
- Comparer les caractéristiques physiques et mécaniques de *Cedrela odorata*, de *Ceiba pentandra* et de *Terminalia superba* à celles des essences nobles habituellement utilisées et très prisées au Bénin.

Les hypothèses de recherche que nous avons émises afin de parvenir à nos objectifs sont :

- Les caractéristiques physiques et mécaniques de *Cedrela odorata*, de *Ceiba pentandra* et de *Terminalia superba* varient d'un secteur à un autre.
- Les caractéristiques physiques et mécaniques de *Cedrela odorata*, de *Ceiba pentandra* et de *Terminalia superba* sont semblables à celles de certaines essences très prisées.

2. MATERIEL ET METHODES

2.1. MATERIEL D'ETUDE

Ce travail a été conduit au Bénin sur des échantillons de bois de *Cedrela odorata*, *Ceiba pentandra* et de *Terminalia superba*. Plus spécifiquement, dans la région Sud au niveau du secteur de l'ONAB dans les régions où ces essences ont poussé ; nous avons Djigbé, Agrimey et Massi (confère la carte de la figure N°1). Ces régions

sont dans la zone littorale et sub-littorale du pays. On observe un climat tropical humide ou sub-équatorial [4] La pluviométrie varie de 900 (à l'Ouest) à 1300 mm/an (à l'Est). Il y a une diminution des précipitations de l'Est vers l'Ouest. La température moyenne annuelle y est de 26,5°C avec une humidité relative de 75% en moyenne par an. L'insolation moyenne annuelle y est de 2290 heures. Trois grands groupes de sols sont rencontrés dans cette zone sur une superficie totale 16 000 km². Dans la zone littorale, on retrouve une bande sableuse côtière et les alluvions fluviales et lacustres (3 500 km²), pauvre en matières organiques et à fertilité médiocre. Dans la zone sub-littorale, zone des plateaux du Sud Bénin, le sol est de type ferrallitique ou terre de barre (10 500 km²), de texture argilo-sableuse avec une fertilité moyenne et précaire. Les différents plateaux sont séparés par la dépression argileuse de la Lama (2000 km²) où l'argile gonflante (montmorillonite) confère au sol une bonne capacité d'échange cationique et une meilleure fertilité.

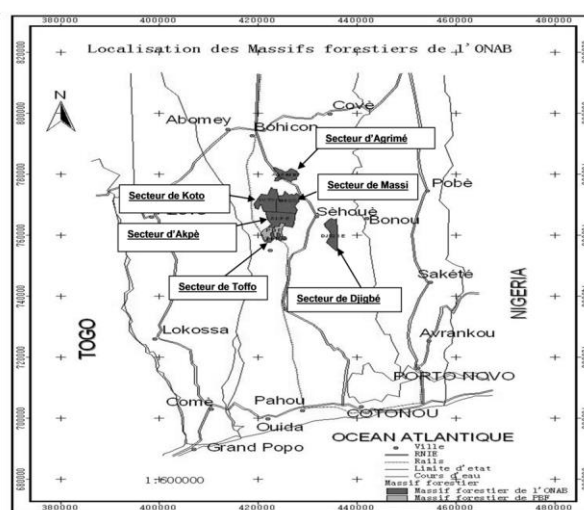


Fig. 1. Position des plantations de l'ONAB au sud du Bénin [5]

2.2. METHODES

2.2.1. Echantillonnage du matériel végétal

Pour la réalisation de ce travail nous avons échantillonné quelques pieds de ces essences présents au niveau des périmètres de l'ONAB. Les arbres choisis sont ceux dont la coupe est prévue par le plan d'aménagement. Les pieds de *Cedrela odorata* et *Terminalia superba* étaient préalablement coupés par l'ONAB et mis à bord piste. Sur chaque arbre sélectionné, des rondelles ont été prélevées. Une rondelle de bois de 70 cm de longueur a été prélevée à 1m30 de hauteur de l'arbre. Deux rondelles de 5 cm sont prélevées à la base de l'arbre et à une hauteur de 5 m de hauteur du sol de l'arbre.

Sur chaque rondelle le pourcentage de bois de cœur, le nombre de cerne, l'épaisseur de l'écorce et la largeur des cernes ont été mesurés. Ensuite, les rondelles sont découpées en barreaux pour la détermination de la densité du bois. Le dispositif d'échantillonnage est le suivant (Tableau 1).

Tableau 1 : Nombre d'arbres échantillonnés de Terminalia superba, de Cedrela odorata et de Ceiba pentandra en fonction des zones de prélèvement

Essence	Zone de prélèvement	Nombre d'arbres	Nombre de rondelles	Nombre de barreaux
<i>Terminalia superba</i>	Massi	4	12	93
<i>Cedrela odorata</i>	Massi	2	6	65
	Djigbé	2	6	114
<i>Ceiba pentandra</i>	Agrimey	2	6	203
	Massi	2 *	9	131
	Djigbé	2	6	194

* (dont 1 à 2 branches)

2.2.2. Masse volumique

La masse volumique (ou la densité) à 12% est une caractéristique technologique de base, la première à déterminer pour qualifier un bois; cette propriété est corrélée, plus ou moins étroitement, avec les principales propriétés physiques et mécaniques du bois ainsi qu'avec certaines caractéristiques de mise en œuvre; elle est la variable physique explicative majeure de la variabilité totale des constantes élastiques. Cette caractéristique est le rapport entre la masse et le volume de l'éprouvette à 12% et est exprimée en kilogramme par mètre cube (kg/m³). La masse de l'éprouvette est déterminée sur une balance de résolution 0,01g et les dimensions (longueur, largeur et épaisseur) permettant de calculer son volume sont mesurées à l'aide d'un pied à coulisse électronique (servant à mesurer les côtes de l'éprouvette en trois points de sa longueur avec une résolution de 0,01 mm) et d'un ruban.

2.2.3. Largeur des cernes

Elle représente la croissance en diamètre des arbres en fonction de la saison. Elle a été déterminée en faisant le rapport entre le diamètre du bois et le nombre de cernes. Les arbres ayant une largeur des cernes importante ont une croissance rapide tandis que les arbres à croissance lente ont leurs cernes très rapprochés. Une difficulté est cependant remarquée quant à la lecture des cernes des essences au Bénin car les saisons peu différenciées et les cernes de croissance formés ne sont pas toujours visibles. Toutefois la bonne lisibilité des cernes varie d'une essence à l'autre et d'une zone à l'autre. Les essences de *Ceiba pentandra*, de *Cedrela* et de *Terminalia* étudiées dans ce travail ont des cernes peu différenciés. La largeur des cernes déterminée dans cette étude peut correspondre à une croissance sur plusieurs saisons marquée par une saison sèche plus prononcée.

2.2.4. Proportion de bois de cœur

Le bois de cœur est influencé par l'âge du bois, par la vitesse de croissance de l'arbre. Pour mesurer le pourcentage de bois de cœur, on a mesuré les rayons de la moelle à l'écorce ($R_1, R_2, \dots, R_3, R_4$) et de la moelle à la limite du bois de cœur ($r_1, r_2, \dots, r_3, r_4$). Les surfaces totales de la section (surface totale de la rondelle noté St) et du bois de cœur (surface du duramen notée SHW) sont calculées pour chaque rondelle en utilisant la moyenne quadratique des rayons [6,7,8]. Quatre rayons orthogonaux permettent d'avoir les mêmes résultats [6].

Ainsi pour la surface totale on a :

$$St = \frac{\left(\pi \sum_{i=1}^4 R_i^2 \right)}{4} \quad (1)$$

Pour la surface du duramen on a :

$$SHW = \frac{\left(\pi \sum_{i=1}^4 r_i^2 \right)}{4} \quad (2)$$

Le pourcentage P de bois de cœur a été calculé par rapport à la surface totale de la rondelle par la relation:

$$P = \frac{SHW}{St} \times 100 \quad (3)$$

2.2.5. Epaisseur de l'écorce

L'écorce est le tissu extérieur protecteur de l'arbre. Il varie d'un arbre à l'autre et d'une région à l'autre. L'épaisseur de l'écorce est incluse dans le diamètre de l'arbre. La connaissance de ce paramètre permet d'identifier la proportion réelle de bois disponible.

2.2.6. Mesure du module d'élasticité (E_L) et du module de cisaillement

Le module d'élasticité et le module de cisaillement ont été mesurés sur les mêmes éprouvettes que celles ayant servi à mesurer la densité du bois. Le dispositif de la figure 2 est utilisé pour le test. Il est constitué d'un microphone (LEM, Type EMU 4535), d'une carte d'acquisition (Pico Technology Type PicoScope 3224), d'un ordinateur, d'un système élastique sur lequel est disposé le matériau bois à caractériser. Le système est piloté par le logiciel BING (Beam Identification by Non-destructive Grading), initialement développé pour évaluer le matériau bois et actuellement dans sa version 9. La méthode a été mise au point par le Cirad [9]. Le principe de la mesure a été largement développé dans les travaux de [5] et [9] et repose sur l'analyse spectrale des vibrations naturelles de flexion. Cet essai a la particularité d'être non destructif.



Fig. 2. Dispositif de caractérisation mécanique du bois. [5]

2.2.7. Méthode d'analyse statistique des caractéristiques des essences étudiées

Les données, prétraitées avec le tableur Excel, ont été analysées à l'aide du logiciel R.

3. RESULTATS

3.1. POURCENTAGE DE BOIS DE CŒUR DES ESSENCES DE *CEDRELA ODORATA*, DE *CEIBA PENTANDRA* ET DE *TERMINALIA SUPERBA*

La comparaison du pourcentage de bois de cœur des essences locales est présentée au tableau 2.

Tableau 2 : Pourcentage de bois de cœur des essences locales

Essence étudiée	Pourcentage bois de cœur (%)	
	moy	se
<i>Cedrela odorata</i>	62.12	2.07
<i>Ceiba pentandra</i>	56.8	3.26
<i>Terminalia superba</i>	49.07	2.57
p	0.04*	

moy = moyenne, se= erreur standard ;
*différence significative au seuil de 5%

Il existe une différence significative au seuil de 5 % entre le pourcentage en bois de cœur des différentes essences étudiées, *Cedrela odorata* possède le meilleur pourcentage de bois de cœur (62 %) et *Terminalia superba* le plus faible pourcentage de bois de cœur (50 %).

3.2. POURCENTAGE BOIS DE CŒUR, EPAISSEUR ECORCE, NOMBRE DE CERNES, LARGEUR DES CERNES DES BOIS DE *CEDRELA ODORATA* EN FONCTION DE LA ZONE DE PRELEVEMENT

L'évolution du pourcentage bois de cœur, de l'épaisseur écorce, du nombre de cernes, de la largeur des cernes des bois de *Cedrela odorata* en fonction de la zone de prélèvement est présentée au tableau 3.

Tableau 3 : Variation de la largeur des cernes, du pourcentage de bois de cœur, du nombre de cernes et de l'épaisseur de l'écorce en fonction de la zone de prélèvement des plants de *Cedrela odorata*

Secteur		Djigbé	Massi	p
Largeur des cernes (x10 ⁻² m)	moy	1.06	0.8	0.057ns
	se	0.22	0.08	
Pourcentage bois de cœur (%)	moy	65.07	59.17	0.163ns
	se	2.64	2.9	
Nombre de cernes	moy	36	32	0.52ns
	se	2.44	1.7	
Epaisseur écorce (x10 ⁻² m)	moy	1.1	0.6	0.001**
	se	0.09	0.08	

moy = moyenne, se= erreur standard, ns= différence non significative au seuil de 5%, ** différence significative au seuil de 1%

L'analyse du tableau 3 montre que les *Cedrela* de Djigbé présente un pourcentage de bois de cœur et une largeur des cernes supérieurs à ceux obtenus à Massi.

3.3. PROPRIETES PHYSIQUES ET MECANIQUES : DENSITE, MODULE D'ELASTICITE ET MODULE DE CISAILLEMENT

La densité, les modules d'élasticité et de cisaillement moyens des essences étudiés sont consignés dans le tableau 4.

Tableau 4 : Densité, modules d'élasticité et de cisaillement du *Cedrela odorata*, *Ceiba pentandra*, *Terminalia superba*.

Essence		<i>Cedrela odorata</i>	<i>Ceiba pentandra</i>	<i>Terminalia superba</i>
Masse volumique (kg/m ³)	moy	441,51	321,33	448,1
	e	75,71	48,25	67,45
Module d'élasticité (MPa)	moy	9332,68	5168,09	8531,35
	e	2212,8	1240,23	1550,27
Module de cisaillement (MPa)	moy	606,8	341,55	854,27
	e	294,59	148,31	497,37

moy = moyenne, e= écart-type

De ces résultats, *Cedrela odorata* a les meilleures caractéristiques alors que *Ceiba pentandra* a les caractéristiques les plus basses.

3.4. DENSITE, MODULES D'ELASTICITE ET DE CISAILLEMENT DU *CEDRELA ODORATA*

Les caractéristiques du *Cedrela odorata* obtenues sont présentées dans le tableau 5.

Tableau 5 : Densité, modules d'élasticité et de cisaillement du *Cedrela odorata*

	Secteur	Djigbe	Massi
Masse volumique (kg/m ³)	moy	474,03	371,32
	e	59,52	57,05
Module d'élasticité (MPa)	moy	9965,22	7967,15
	e	2108,1	1776,62
Module de cisaillement (MPa)	moy	650,67	512,1
	e	271,6	319,61

moy = moyenne, e= écart-type

De ce tableau il ressort que le bois de *Cedrela odorata* de Djigbé a la densité, les modules d'élasticité et de cisaillement meilleurs à ceux du de Massi.

3.5. DENSITE, MODULES D'ELASTICITE ET DE CISAILLEMENT DU *CEIBA PENTANDRA*

Les caractéristiques du *Ceiba pentandra* obtenues sont présentées dans le tableau 6.

Tableau 6 : Densité, modules d'élasticité et de cisaillement du *Ceiba pentandra*

	Secteur	Agrimey	Djigbe	Massi
Masse volumique (kg/m ³)	moy	338,04	314,5	325,12
	e	35,86	50,58	46,93
Module d'élasticité (MPa)	moy	4923,67	4988,51	5465,27
	e	1164,59	1190,02	1269,42
Module de cisaillement (MPa)	moy	364,38	359,91	311,67
	e	179,77	140,98	143

moy = moyenne, e= écart-type

Le bois de *Ceiba pentandra* d'Agrimey a les caractéristiques les plus élevées en ce qui concerne la masse volumique et le module de cisaillement alors que

le *Ceiba pentandra* de Massi a le meilleur module d'élasticité.

3.6. DENSITE, MODULES D'ELASTICITE ET DE CISAILLEMENT DU *TERMINALIA SUPERBA*

Les caractéristiques du *Terminalia superba* obtenues sont présentées dans le tableau 7.

Tableau 7 : Densité, modules d'élasticité et de cisaillement du *Terminalia superba*

	Secteur	Massi_14a	Massi_25
Masse volumique (kg/m ³)	moy	536,96	409,87
	e	27,22	42,26
Module d'élasticité (MPa)	moy	8654,34	8301,54
	e	1078,05	1617,29
Module de cisaillement (Mpa)	moy	1041,29	839,39
	e	466,62	532,66

moy = moyenne, e= ecart-type

Le *Terminalia superba* de la parcelle 14_a de Massi a des caractéristiques meilleures à celles du *Terminalia superba* de la parcelle Massi_25.

4. DISCUSSION

4.1. COMPARAISON DE LA DENSITE DES ESSENCES DE *CEDRELA ODORATA*, DE *CEIBA PENTANDRA* ET DE *TERMINALIA SUPERBA* ETUDIEES AVEC CELLE OBTENUE DANS D'AUTRES ETUDES

Orwa et al [10] ont déterminé une densité à 12% variant de 410 à 525 kg/m³ pour le *Cedrela odorata*, Ofori et al [11] ont trouvé que le *Cedrela odorata* du Ghana a une densité de 471 kg/m³, le *Cedrela odorata* de Guadeloupe a une densité de 512 kg/m³ [12] alors qu'en Haïti il a une valeur de 370 à 600 kg/m³ [13]. Le laboratoire des produits forestiers des USA a trouvé une valeur de 410 kg/m³ [14] contre 460 kg/m³ [15] et 450 kg/m³ pour la base de données de l'ITTO [16]. Dans cette étude, nous avons déterminé une densité à 12% variant en moyenne suivant les sites entre 371 et 474 kg/m³ pour le *Cedrela odorata*. Nous pouvons affirmer que nos résultats sont semblables à ceux obtenus par ces auteurs, toutefois la faible valeur obtenue à Massi pour être expliqué par le fait que les essences étaient coupées depuis un moment et mis à bord piste, la qualité intrinsèque des bois étaient entamée. On pourrait suggérer qu'un entretien soit accordé pour la conservation des bois après coupe. Mais d'autres études seraient nécessaires sur plusieurs autres placettes.

Quant à *Terminalia superba*, la densité, à 12% des bois, varie approximativement de 410 à 537 kg/m³; cette densité obtenue est semblable à celle obtenue par Gérard et al [17] qui est de 450 à 650 kg/m³, par Ayarkwa [18] qui est de 560 kg/m³ pour le *Terminalia superba* du Ghana, par Brancheriau [12] qui est de 583 kg/m³ pour le *Terminalia superba* du Cameroun, par CIRAD [15] et ITTO [16] relative aux essences de bois les moins exploitées qui est de 540 kg/m³, et plus élevée que celle du laboratoire des produits forestiers des USA qui est de 380 kg/m³ [14].

Ceiba pentandra est une essence à faible densité, dans cette étude nous avons trouvé une densité comprise entre 268 et 328 kg/m³, ce qui corrobore les résultats obtenus par Timyan [13] pour le *Ceiba pentandra* d'Haïti qui est de 230 à 400 kg/m³, par Gérard et al [17] qui

varient de 200 à 450 kg/m³, par Ayarkwa et al [18] et CIRAD [15] qui est de 320 kg/m³ pour le *Ceiba pentandra* du Ghana et les résultats du laboratoire FPL de l'USDA [14] qui donnent une densité de 250 kg/m³ alors que la base de données de l'ITTO relative aux essences de bois les moins exploitées donne 330 kg/m³ [16].

Le *Cedrela odorata* et le *Ceiba pentandra* du fait de leur densité sont des bois très légers alors que le bois de *Terminalia superba* de cette étude est un bois léger.

4.2. COMPARAISON DE LA DENSITE DES ESSENCES DE *CEDRELA ODORATA*, DE *CEIBA PENTANDRA* ET DE *TERMINALIA SUPERBA* ETUDIEES AVEC CELLE DES ESSENCES PRISEES AU BENIN

Le tableau 8 donne un aperçu de la densité de quelques essences prisées au Bénin. Le teck est une essence très prisée au Bénin, sa densité à 12% est en moyenne de 670 kg/m³ [15]; le teck du Bénin, des provenances locale et tanzanienne, a une densité voisine de 800 kg/m³ est un bois mi-lourd [5]. Le *Gmelina arborea* du Bénin a une densité de 530 kg/m³ [19] ce qui fait de ce bois un bois léger. Le *Gmelina arborea* est un bois très léger avec une densité de 490 kg/m³ [15]. La comparaison de la densité du teck et du *Gmelina arborea* avec celle des essences étudiées dans ce travail montre que le teck a une densité légèrement supérieur à celle du *Terminalia superba* et du *Cedrela odorata* alors beaucoup d'autres essences prisées du tableau 8 offre des caractéristiques meilleures.

Toutefois, il est possible de trouver des plantations de *Terminalia superba*, de *Ceiba pentandra* et de *Cedrela odorata* de densité supérieure. D'autres études plus approfondies sont nécessaires à ce sujet pour évaluer l'ensemble des variations du *Terminalia superba* et du *Cedrela odorata* au niveau des divers sites où ils sont cultivés ou prélevés.

Tableau 8 : Densité de quelques essences prisées au Bénin		
Essence	Densité (kg/m ³)	Auteurs
<i>Ceiba pentandra</i>	321	Présente étude
<i>Cedrela odorata</i>	442	Présente étude
<i>Terminalia superba</i>	448	Présente étude
<i>Azelia africana</i>	700 à 880	[17]
	800	[15]
<i>Azelia bipendis</i>	766,3	[20]
<i>Milicia excelsa (Iroko)</i>	640	[15]
<i>Kaya senegalensis (acajou caillédrat)</i>	780	[15]
<i>Kaya ivorensis (acajou d'afrique)</i>	570	[15]
Teck (<i>Tectona grandis</i>)	800	[5]
	670	[15]
	550 à 660	[21]
<i>Gmelina arborea</i>	530	[19]
	490	[15]
	400 à 510	[22]
	530	[8]
	440 à 510	[23]

4.3. COMPARAISON DU MODULE D'ELASTICITE DES ESSENCES DE *CEDRELA ODORATA*, DE *CEIBA PENTANDRA* ET DE *TERMINALIA SUPERBA* ETUDIEES AVEC CELLE OBTENUE DANS D'AUTRES ETUDES

Le module d'élasticité du *Cedrela odorata* trouvé au cours de notre étude est en moyenne d'environ (9333 ± 2213) Mpa. Ce résultat est similaire à celui de du Cirad

qui a trouvé une valeur de (9210 ± 1753) Mpa [15] à celui de l'USDA qui est de 9900 Mpa [14] et la valeur de la base de données de l'ITTO qui est de 8136 Mpa [16].

Pour le *Ceiba pentandra*, le module d'élasticité déterminée au cours de notre étude est de (5168 ± 1240) Mpa. Cette valeur est proche de celle de la base de données du Cirad qui évalue le module d'élasticité densité du *Ceiba pentandra* à 5130 Mpa [15], de celle rapporté sur le *Ceiba pentandra* du Ghana qui est de 6880 Mpa [18] contre 4099 Mpa [16] pour l'ITTO et 4150 Mpa [17]. Une valeur plus faible de 3700 Mpa pour le module d'élasticité du *Ceiba pentandra* [14].

Quant au *Terminalia superba*, nos essais révèlent qu'il a un module d'élasticité de (8531 ± 1550) Mpa. D'autres études ont trouvé des résultats similaires. C'est le cas du Ghana où un module d'élasticité de 10640 Mpa [18] est trouvé et d'autres travaux qui révèlent des modules d'élasticité de 9500 Mpa [17]; (11750 ± 2480) Mpa [15]; 11742 Mpa [16]; 7000 Mpa [14].

Ainsi le bois de *Ceiba pentandra* est de module faible alors que les bois de *Cedrela odorata* et le *Terminalia superba* sont à la limite des classes de modules faible et moyen.

4.4. COMPARAISON DU MODULE D'ÉLASTICITÉ DES ESSENCES DE *CEDRELA ODORATA*, DE *CEIBA PENTANDRA* ET DE *TERMINALIA SUPERBA* ÉTUDIÉES AVEC CELLE DES ESSENCES PRISÉES AU BÉNIN

Le teck est une essence très prisée au Bénin, pour un module d'élasticité de 12913 à 14628 Mpa [5]. Le *Gmelina arborea* du Bénin a un module de 8820 Mpa [19] et de 490 kg/m³ [15]. Le module d'élasticité du *Gmelina arborea* du Bénin est similaire à ceux du *Terminalia superba*, du *Cedrela odorata* et supérieur à celui du *ceiba pentandra*. Le module d'élasticité du teck est supérieur à ceux de toutes les essences étudiées. Tout comme le teck beaucoup d'essences prisées (Voir tableau 9) présente des caractéristiques meilleures à celles des essences étudiées. Toutefois, il est possible de trouver des plantations de *Terminalia superba*, de *Cedrela odorata*, de *Ceiba pentandra* de densité et de module supérieur.

Tableau 9 : Module d'élasticité de quelques essences de bois très utilisées au Bénin

Essence	Module d'élasticité (Mpa)	Auteurs
<i>Ceiba pentandra</i>	5168,09	Présente étude
<i>Cedrela odorata</i>	9332,68	Présente étude
<i>Terminalia superba</i>	8531,35	Présente étude
<i>Afzelia africana</i>	13700 17020	[17] [15]
<i>Afzelia bipendis</i>	10580	[20]
<i>Milicia excelsa</i> (Iroko)	12840	[15]
<i>Kaya senegalensis</i> (acajou caillédérat)	11650	[15]
<i>Kaya ivorensis</i> (acajou d'Afrique)	11820	[15]
Teck (<i>Tectona grandis</i>)	12913 à 14628 13740 12280	[5] [15] [21]
<i>Gmelina arborea</i>	8820	[19]
	9120	[15]
	5500 à 10800	[22]
	7930	[8]
	7500 à 9100	[23]

L'approfondissement de nos travaux nous permettra d'en savoir plus sur la variabilité intra-arbres des différents paramètres étudiés. Des études supplémentaires nous permettront également de voir à large échelle la variabilité de ces paramètres en fonction des zones écologiques, ce qui édifera mieux dans la gestion de ces essences locales. Des résultats sus-présentés, les suggestions suivantes sont faites. Des caractéristiques de ces bois, ils peuvent permettre la fabrication de meubles de maison, de décoration et d'ouvrages qui ne nécessite pas une grande sollicitation de charge. Ainsi,

- le *Cedrela odorata* peut être utilisé pour la fabrication de contreplaqué, meuble courant (meuble de soleil pour la plage), instrument de musique, coffrage, siège, en sculpture, en moulure, et en ébénisterie ;
- le *Ceiba pentandra* peut être utilisé en construction navale, en sculpture, pour la fabrication d'instruments de musique, de pirogue, d'assiette ; de caisse ou boîte.
- le *Terminalia superba* peut être utilisé en menuiserie, en charpenterie, en moulure, et pour fabriquer des contreplaqués, des placages décoratifs, des caissons de pépinière.

Le *Ceiba pentandra* n'est-elle pas bien connu de nos parents qui les utilisent dans la fabrication des pirogues, de récipients, d'assiettes, de sculpture ou d'instruments de musiques? Le *Terminalia superba* n'est-il pas une des essences à bois d'œuvre les plus exploitées d'Afrique, à tel point que localement les approvisionnements se sont amenuisés, et que l'on signale le déclin de peuplements en Côte d'Ivoire, au Ghana, au Nigeria, au Cameroun et au Congo [24]. N'est-il pas au Congo où il est l'un des six essences de bois représentant 84 % du volume des exportations [25].

3. CONCLUSION

Pour les essences de *Cedrela odorata*, de *Ceiba pentandra* et de *Terminalia superba*, le pourcentage de bois de cœur, la largeur des cernes, l'épaisseur de l'écorce, la densité des bois ont été déterminés au niveau des secteurs d'Agrimey, de Massi et de Djigbé. Les résultats montrent que la densité à 12 % des bois de *Terminalia superba* varie de 410 à 537 kg/m³ pour une moyenne de 448 kg/m³. Pour cette même essence, le module d'élasticité varie de 8302 à 8654 Mpa pour une moyenne de 8531 Mpa. La densité des bois de *Cedrela odorata* varie entre 315 et 338 kg/m³ entre les régions de Djigbé et de Massi. Son module d'élasticité varie de 4924 Mpa à 5465 Mpa d'Agrimey à Massi. Le bois de *Ceiba pentandra* présente une densité faible qui varie entre 315 et 338 kg/m³ et son module d'élasticité varie de 4924 à 5465 Mpa. Le pourcentage de bois de cœur des trois essences est inférieur à 70 %.

REMERCIEMENTS

Nous remercions l'Office National du Bois du Bénin représenté par son directeur général et ses collaborateurs pour le Fonds d'aide à la recherche forestière.

REFERENCES

- [1] **Delorme, N.** Aménagement forestier en Guinée, Etude de cas, Série FORAFRI, document 6, CIRAD-Forêt, Montpellier/France, 1998.
- [2] **Ganglo, J.C.** Groupement de sous-bois, identification et caractérisation des stations forestières : cas d'un bois au Bénin. Bois et forêt des tropiques, 2005, n°285 (3), 35p.
- [3] **FAO.** Evaluation des ressources forestières mondiales 2010, Rapport national Bénin, Organisation des Nations Unies pour l'alimentation et l'agriculture, 2010, 54p.
- [4] **Adjanohoun, E.J., Adjakidjè, V., Ahyi, M.R.A, Aké Assi, L., Akoègninou A, d'Almeida, J., Apovo, F., Boukef, K., Chadare, M., Cusset, G., Dramane, K., Eyme, J., Gassita, J.-N., Gbaguidi, N., Goudote, E., Guinko, S., Houngnon, P., Issa, L.O., Keita, A., Kiniffo, H.V., Kone-Bamba, D., Musampa Nseyya, A, Saadou, M., Sodogandji, Th., De Souza, S., Tchabi, A, Zinsou Dossa, C. & Zohoun, Th.** Contribution aux études ethnobotaniques et floristiques en République Populaire du Bénin. Agence de Coopération culturelle et technique, ACCT, Paris, 1989, 895p.
- [5] **Hounlonon, M. C., Kouchadé, A. C., Kounouhéwa, B. B.** Propriétés physiques et mécaniques du bois de teck de provenances tanzanienne et locale au Bénin, Bois et Forêts des Tropiques, N° 331 (1). 2017, pp 45-53.
- [6] **Berthier, S., Kokutse, A.D., Stokes, A., Fourcaud, T.** Irregular heartwood formation in Maritime Pine (*Pinus pinaster* Ait): Consequences for biomechanical and hydraulic tree functioning. Annals of Botany. 2001, 87, 19-25.
- [7] **Kokutse, A.D.** Analyse de la qualité du bois de teck (*Tectonagrandis* L.f) en plantation au Togo : formation du bois de cœur, propriétés mécaniques et durabilité. Thèse de doctorat, Université Bordeaux I, 2002, 163p.
- [8] **Adiku, K. M.** Etude de la qualité du bois de *Gmelina arborea* Roxb. en plantation au Togo. Mémoire de DESS, Université de Dschang/ Faculté d'Agronomie et des Sciences Agricoles. 2007, 83p.
- [9] **Baillères, H., Calchera, G., Demay, L., Vernay, M.** Mechanical grading of French Guianan structural timber using three non-destructive techniques. Bois et Forêt des Tropiques. 1998, 257, 54-64.
- [10] **Orwa C, Mutua A, Kindt R, Jamnadass R, Anthony S.** AgroforestryDatabase :a tree reference and selection guide version 4.0 (http://www.worldagroforestry.org/sites/treedbs/tree_databases.asp), 2009.
- [11] **Ofori J. and Brentuo B.** Green moisture content, basic density, shrinkage and drying characteristics of the wood of *Cedrela odorata* grown in Ghana. Journal of Tropical Forest Science, Vol. 17, No. 2, 2005, pp. 211-223.
- [12] **Brancheriau, L.** (2006). Influence of cross section dimensions on the Timoshenko's shear factor - Application to wooden beams in free-free flexural vibration. Annals of Forest Science, 2006, 63(3):319-321.
- [13] **Timyan, J.** Bwa yo : Important trees of Haïti, First edition, 1996, 429p.
- [14] **FPL (Forest Products Laboratory) USDA.** Wood handbook, wood as engineering material. General Technical Report FPL-GTR-190, centennial edition, 2010, 509p.
- [15] **CIRAD, Tropix 7.** Synthèse des Caractéristiques technologiques de 245 essences tropicales (Technological Characteristics of 245 tropical species), 2012.
- [16] **ITTO,** Lesser used species, <http://www.tropicaltimber.info/specie/> consulté le 06/06/2017
- [17] **Gérard, J.; Kouassi, A. C.; Daigremont, C.; Detienne, P.; Fouquet, D.; Vernay, M.** Synthèse sur les caractéristiques technologiques de référence des principaux bois commerciaux africains. CIRAD-forêt campus international de Baillarguet, 1998, 189p.
- [18] **Ayarkwa, J. Hirashima, Y. and Sasaki, Y.** Predicting static bending modulus of elasticity of tropical african hardwoods from density using a model based on longitudinal vibration, Ghana J. Forestry, Vol. 8, 1999, 8p.
- [19] **Tonouéwa, J. F.M. F.** Influence des conditions édaphiques et de l'âge des plantations sur les propriétés physiques et mécaniques du bois de *Gmelina arborea* Roxb au Bénin, Mémoire de DEA/Ecole Doctorale Pluridisciplinaire/Université de Parakou, 2014, 66p.
- [20] **Baar J, Tippner J, Rademacher P.** Prediction of mechanical properties – modulus of rupture and modulus of elasticity – of five tropical species by nondestructive methods. Maderas. Ciencia y tecnologia, 2015, 17(2) :239-252.
- [21] **www.wood-database.com/teak/**, consulté le 04 juin 2017.
- [22] **Louppe, D., Oteng-Amoako, A. A., Bink, M.** (Eds.). Plant resources of Tropical Forest Africa. Prota 7(1): Timbers. Backhuis publishers, Leiden, Netherlands, 2008, 218p.
- [23] **Boulet, G. M.** Monographie du *Gmelina arborea*. Revue Bois et Forêts des Tropiques "N°172, 1977, pp 3-23.
- [24] **Kimpouni, V.** *Terminalia superba* Engl. & Diels. In: Lemmens, R.H.M.J., Louppe, D. & Oteng-Amoako, A.A. (Editors). PROTA (Plant Resources of Tropical Africa / Ressources végétales de l'Afrique tropicale), Wageningen, Netherlands. Consulté le 04 juin 2017 ([http://uses.plantnet-project.org/fr/Terminalia_superba_\(PROTA\)](http://uses.plantnet-project.org/fr/Terminalia_superba_(PROTA))), 2009
- [25] **ATIBT.** « Newsletter, Association Technique Internationale des Bois Tropicaux ». Int. Techni. Trop. Wood. 18. 2003, pp 35-37.

CARACTERISATION TECHNOLOGIQUE D'UNE ESSENCE DE BOIS DU BENIN A VOCATION BOIS ENERGIE, ACTUELLEMENT UTILISEES COMME BOIS D'ŒUVRE : ACACIA AURICULIFORMIS

Montcho Crépin **HOUNLONON**^{a,*}, Clément Adéyèmi **KOUCHADE**^a,
Basile B. **KOUNOUHEWA**^{a,b}, Murielle **TONOUWEWA**^c

^a Laboratoire de Physique du Rayonnement, (LPR/FAST-UAC) 01 BP 526 Cotonou (Bénin)

^b Institut des Recherches Industrielles, Technologies et en Sciences Exactes (IRITSE/CBRST) 03 BP 1665 Cotonou (Bénin)

^c Laboratoire d'Etudes et de Recherches Forestières (LERF/FA-UP), BP 123 Parakou (Bénin)

RÉSUMÉ

A travers cette étude, nous avons déterminé les principales caractéristiques physiques et mécaniques du bois d'*Acacia auriculiformis* du Bénin afin de mieux comprendre son utilisation actuelle comme bois d'œuvre alors qu'ils étaient destinés au bois énergie. Après des mesures dendrométriques et des mesures de paramètres physiques, des essais mécaniques non-destructifs ont été réalisés sur des échantillons de cette essence prélevée dans les plantations domaniales de Sèmè, de Pahou et d'Itchède-Toffo. Ces travaux ont révélé que le pourcentage de bois de cœur varie entre 50 et 70 %. L'*Acacia auriculiformis* de Pahou a une densité de 616,57 kg/m³, un module d'élasticité de 14066,78 Mpa et un module de cisaillement de 1284,34 Mpa. A Sèmè, sa densité est de 825,16 kg/m³, son module d'élasticité de 14991,17 Mpa pour un module de cisaillement de 1532,70 Mpa alors qu'à Itchède-Toffo, sa densité est de 722,92 kg/m³, son module d'élasticité de 13164,47 Mpa et son module de cisaillement de 1284,34 Mpa. Ces bois sont donc légers, mi-lourds et lourds selon leur densité et sont tous de module d'élasticité moyen. Leur utilisation comme bois d'œuvre est donc d'un intérêt certain.

Mots Clés : Acacia auriculiformis, densité, module d'élasticité, module de cisaillement, bois de cœur.

NOMENCLATURE

Symboles :

Lettres latines :

R, r rayon, m

S surface d'un élément, m²

T température, °C

N densité de peuplement, nombre de tiges sur pieds ramené à l'hectare

d diamètre moyen arithmétique, cm = 10⁻²m

MOE Module d'élasticité, MPa

MOC Module de cisaillement, MPa

Lettres grecques :

ρ masse volumique, kg.m⁻³

Indices / Exposants :

n entier naturel

1. INTRODUCTION

Les forêts assurent plusieurs services écosystémiques importants dont la production du bois. Mais ces services les exposent à de fortes pressions anthropiques [1] qui contribuent à la déforestation qui se poursuit. Entre 2010 et 2015, la diminution annuelle nette de la superficie forestière mondiale est de 3,3 millions d'hectares [2]. Le bois reste le principal produit issu de l'exploitation forestière. De ce fait, il constitue une matière première accessible pour les populations aux revenus limités et contribue de façon majeure à la création d'emplois car il est produit et transformé par des filières essentiellement locales constituées d'artisans et de petites et moyennes entreprises [3]. Ainsi la fourniture de ressources forestières à vocations

multifonctionnelles par les plantations à croissance rapide constitue une alternative majeure au prélèvement de type minier en forêt naturelle tropicale [3].

A l'exception de quelques essences spécifiques (Teck, Hévéa, gmelina, khaya...), les plantations ont été initialement mises en place pour fournir localement du bois de feu ou alimenter les usines locales en bois d'œuvre. Une partie de ces ressources arrivées à maturité a été progressivement orientée vers la production plus rémunératrice de bois d'œuvre du fait de l'augmentation croissante de la demande locale [3].

Au Bénin, pour faire face aux problèmes de réchauffement climatique et aux problèmes énergétiques des populations, des plantations à vocation bois énergie ont été mises en place en 1985. A cet effet, le Projet « Plantations de Bois de Feu dans le

Sud-Bénin» qui sera appelé quelques années plus tard « Projet Bois de Feu » a été initié et exécuté pour faire face au déficit dendro-énergétique dans les grandes agglomérations du Bénin. Après quatorze (14) ans d'exécution (1986 à 1998), le projet a réalisé des plantations couvrant près de 10.078 ha. Les essences les plus représentées dans chacune de ces plantations sont l'*Acacia auriculiformis*, l'*Eucalyptus sp* et l'*Anogeissus leiocarpa*. Dans le cadre de ce travail, le cas particulier de *Acacia auriculiformis* nous intéresse. En effet, *Acacia auriculiformis* est une essence à vocation bois énergie avec un âge d'exploitabilité de 4 ans [4]. Bien que cette essence soit initialement destinée à un usage purement énergétique, elle est de plus en plus utilisée dans le domaine des bois d'œuvre en raison de la rareté des essences nobles à fort potentiel économique. Le constat aujourd'hui est que ce bois commence par être utilisé aussi bien dans la confection des meubles que dans les constructions. Seulement aucun référentiel technologique n'a jusque-là été établi pour justifier le choix raisonné de son utilisation dans ces différentes œuvres.

Au regard de ce contexte spécifique de *Acacia auriculiformis*, une question de recherche se pose : Les caractéristiques technologiques du bois d'*Acacia auriculiformis* permettent-ils son utilisation comme bois d'œuvre ?

Pour répondre à cette question, l'objectif global de ce travail a été de déterminer les principales caractéristiques physiques et mécaniques du bois de *Acacia auriculiformis*.

Il s'est agi de façon spécifique de :

- Déterminer les caractéristiques dendrométriques (densité du peuplement (N), le diamètre moyen arithmétique (d) des arbres, la hauteur moyenne fût (h) et la hauteur moyenne totale (ht)) et les caractéristiques physiques et mécaniques (densité, modules d'élasticité et de cisaillement) des bois de *Acacia auriculiformis* prélevés dans des secteurs forestiers au Bénin ;
- Comparer les caractéristiques physiques et mécaniques de *Acacia auriculiformis* à celles des essences nobles habituellement utilisées et très prisées au Bénin.

2. MATERIEL ET METHODES

2.1. MATERIEL D'ETUDE

Les échantillons de bois d'*Acacia auriculiformis* ont été prélevés dans les plantations domaniales de Sèmè, de Pahou, d'Itchedè. Les zones d'études sont au sud du Bénin. Ces zones sont sous un climat soudano guinéen caractérisé par deux saisons sèches (décembre à février et août à septembre) et deux saisons pluvieuses (avril à juillet et octobre à novembre). La température moyenne fait environ 27 °C avec une humidité relative élevée et une moyenne pluviométrique dépassant annuellement les 1100 mm. On note à Pahou, un sol ferrugineux tropical, à Sèmè un sol sableux hydromorphe et à Itchede-Toffo un sol ferralitique.

2.1. METHODES

2.2.1. Echantillonnage

Au niveau de chaque plantation, trois placettes sont sélectionnées. Deux arbres d'*Acacia auriculiformis* à

cime droite sont abattus par placette. Sur chaque arbre abattu, il a été prélevé un plateau de bois de 70 cm de longueur à hauteur d'homme c'est à dire à 1m30 au-dessus du sol puis deux plateaux de 5 cm de d'épaisseur ont été pris à deux niveaux de l'arbre (à 5m de hauteur de l'arbre puis à la base de l'arbre). Sur chaque plateau (Conf. Figures 1 et 2) le pourcentage de bois de cœur, la largeur des cernes, le nombre de cerne et l'épaisseur de l'écorce ont été mesurés. Sur les plateaux de longueur 70 cm, des barreaux de bois ont été extraits et conservés au laboratoire pour la mesure de la densité du bois, module d'élasticité et du module de cisaillement. Le dispositif d'échantillonnage est décrit dans le tableau 1.

Tableau 1: Dispositif d'échantillonnage

Département	Plateau	Ouémé	Atlantique
Secteur	Itchede-Toffo	Sèmè-Podji	Pahou
Placettes de 1000 m ² installés	3	3	3
Nombre d'arbres coupés	6	9	6
Nombres de plateaux débités	18	27	18

Les échantillons sont numérotés de la moelle vers l'aubier (figure 1).



Fig. 1.: Image montrant le découpage des échantillons et leur numérotation de la moelle vers l'aubier

2.2.2. Mesure des paramètres

2.2.2.1. Caractéristiques dendrométriques

Les paramètres dendrométriques déterminés sont : la densité du peuplement (N), le diamètre moyen arithmétique (d) des arbres, la hauteur moyenne fût (h) et la hauteur moyenne totale (ht).

La densité (N)

C'est le nombre de tiges sur pied ramené à l'hectare (N)

$$N = \frac{n \times 1000}{S} \quad (1)$$

Où S est la surface de la placette échantillon (en m²) et n est le nombre d'arbres où le nombre de pieds de la placette.

✦ Le diamètre moyen arithmétique (\bar{d}) des arbres

Le diamètre moyen arithmétique s'obtient par la formule suivante:

$$\bar{d} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n d_i \quad (2)$$

Où n est le nombre total de bois de peuplement (ou densité),

d_i = diamètre de l'arbre i.

❖ La hauteur moyenne totale (\bar{h})

La hauteur moyenne totale des arbres sur une parcelle s'obtient par la formule suivante:

$$\bar{h} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n h_i \quad (3)$$

Où n est le nombre total de bois de peuplement (ou densité),

h_i = hauteur de l'arbre i.

2.2.2.2. Masse volumique

La masse volumique est le rapport entre la masse et le volume de l'éprouvette à 12% et est exprimée en kilogramme par mètre cube (kg/m^3). La masse de l'éprouvette est déterminée sur une balance de résolution 0,01 g et les dimensions (largeur et épaisseur) permettant de calculer son volume sont mesurées à l'aide d'un pied à coulisse électronique de résolution de 0,01 mm. La longueur est mesurée à l'aide d'un ruban gradué et précis à 0,01 cm.

2.2.2.3. Largeur des cernes

Elle représente la croissance en diamètre des arbres en fonction de la saison. Elle a été déterminée en faisant le rapport entre le diamètre du bois et le nombre de cernes. Les arbres ayant une largeur des cernes importante ont une croissance rapide tandis que les arbres à croissance lente ont leurs cernes très rapprochés.

2.2.2.4. Proportion de bois de Cœur

Le bois de cœur est influencé par l'âge du bois et par la vitesse de croissance de l'arbre. Pour mesurer le pourcentage de bois de cœur, on a mesuré les rayons de la moelle à l'écorce (R_1, R_2, R_3, R_4) et de la moelle à la limite du bois de cœur (r_1, r_2, r_3, r_4). Les surfaces totales de la section (surface totale de la rondelle noté St) et du bois de cœur (surface du duramen notée SHW) sont calculées pour chaque rondelle en utilisant la moyenne quadratique des rayons [5,6,7]. Quatre rayons orthogonaux (figure ci-dessous) permettent d'avoir les mêmes résultats [5].

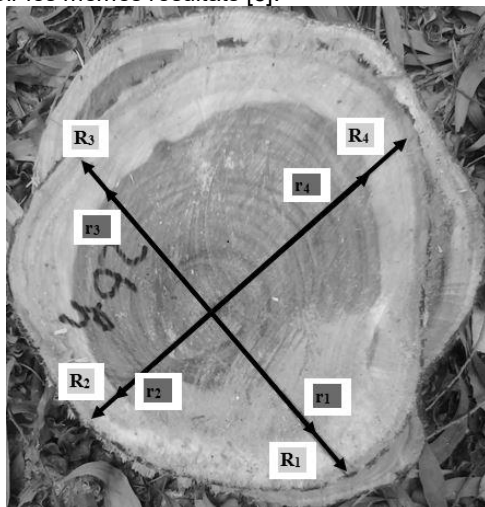


Fig. 2. Rondelle de bois montrant les orthogonaux
Ainsi pour la surface totale on a :

$$St = \frac{\left(\pi \sum_{i=1}^4 R_i^2 \right)}{4} \quad (4)$$

Pour la surface du duramen on a :

$$SHW = \frac{\left(\pi \sum_{i=1}^4 r_i^2 \right)}{4} \quad (5)$$

Le pourcentage P de bois de cœur a été calculé par rapport à la surface totale de la rondelle par la relation:

$$P = \frac{SHW}{St} \times 100 \quad (6)$$

2.2.2.5. Epaisseur de l'écorce

L'écorce est le tissu extérieur protecteur de l'arbre. Il varie d'un arbre à l'autre et d'une région à l'autre. L'épaisseur de l'écorce est incluse dans le diamètre de l'arbre. La connaissance de ce paramètre permet d'identifier la proportion réelle de bois disponible.

2.2.2.6. Mesure du module d'élasticité et du module de cisaillement

Le module d'élasticité et le module de cisaillement ont été mesurés sur les mêmes éprouvettes que celles ayant servi à mesurer la densité du bois. Le dispositif de la figure 3 est utilisé pour le test. Il est constitué d'un microphone (LEM, Type EMU 4535), d'une carte d'acquisition (Pico Technology Type PicoScope 3224), d'un ordinateur, d'un système élastique sur lequel est disposé le matériau bois à caractériser. Le système est piloté par le logiciel BING (Beam Identification by Non-destructive Grading), initialement développé pour évaluer le matériau bois et actuellement dans sa version 9. La méthode a été mise au point par le Cirad [8]. Le principe de la mesure a été largement développé dans les travaux de [8] et [9] et repose sur l'analyse spectrale des vibrations naturelles de flexion. Cet essai a la particularité d'être non destructif.

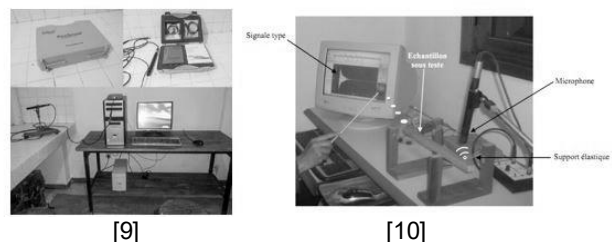


Fig. 3. Dispositif expérimental "BING"

2.2.2.7. Méthode d'analyse statistique des caractéristiques des essences étudiées

Les données brutes recueillies en fichier texte ont été prétraitées avec le tableur Excel. Après cette étape, les données ont été analysées à l'aide des logiciels Excel et R.

3. RESULTATS

3.1. PARAMETRES DENDROMETRIQUES

3.1.1. Plantations de Sème

Les plantations de sème sont un mélange d'*Acacia auriculiformis* et d'*Eucalyptus camaldulensis*, avec une dominance d'*Acacia auriculiformis*, la densité des plants d'*Acacia auriculiformis* est de 143 pieds par hectare et

celle d'*Eucalyptus camaldulensis* est de 53 pieds à l'hectare. La plantation est vieille de plus de 20 ans. Plusieurs coupes frauduleuses sont notées. La litière est épaisse. Le diamètre moyen des arbres d'*Acacia auriculiformis* est de 28,34 cm, la hauteur fût 17,42m et la hauteur totale 24,16 m. Les pieds d'*Eucalyptus camaldulensis* ont un diamètre moyen de 59,21 cm, la hauteur fût 22,94 m et la hauteur totale est de 28,75 m.

3.1.2. Plantations de Pahou

Les plantations de Pahou sont pures mais on note quelques vieux pieds de *Eucalyptus camaldulensis* épargnés lors des coupes, certains plants d'*Acacia mangium* et de palmier sont également présents. Les plantations d'*Acacia auriculiformis* sont jeunes (en moyenne 8 - 10 ans). La densité des plants d'*Acacia auriculiformis* est de 516 pieds à l'hectare. Le diamètre moyen des arbres est de 23 cm, la hauteur fût est de 8 m et la hauteur totale de 12,21 m.

3.1.3. Plantations de Itchède-Toffo

Elles sont pures (donc non mélangées avec une autre essence) avec une densité de 790 pieds à l'hectare. Les arbres ont un diamètre moyen de 17,16 cm, une hauteur fût moyenne de 7 m et une hauteur totale de 12,47 m. Les plantations sont très jeunes de 5 ans d'âge.

3.2. CARACTERISTIQUES TECHNOLOGIQUES

3.2.1. Pourcentage de bois de cœur et largeur des cernes dans les plantations domaniales de Sèmè

L'étude des plateaux de bois débités montrent que la largeur des cernes, le nombre de cernes, le pourcentage de bois de cœur, l'épaisseur de l'écorce varient de la base vers le haut dans l'arbre. La figure 4 illustre les résultats obtenus.

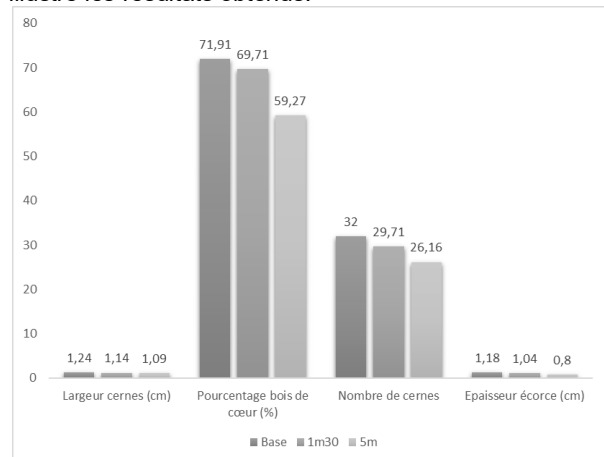


Fig. 4. Evolution des différents paramètres en fonction de la position sur le tronc d'*Acacia auriculiformis* à Sèmè

L'analyse du graphe montre que la largeur des cernes d'*Acacia auriculiformis* à 1m30 est de 1.14 cm, le pourcentage de bois de cœur est de 70% en moyenne. Le pourcentage de bois de cœur, la largeur des cernes, le nombre de cernes et l'épaisseur de l'écorce diminuent de la base de l'arbre vers le haut.

3.2.2. Pourcentage de bois de cœur et largeur des cernes dans les plantations domaniales de Pahou

La variation de la largeur des cernes, du pourcentage de bois de cœur et le nombre de cerne est présentée par la figure 5.

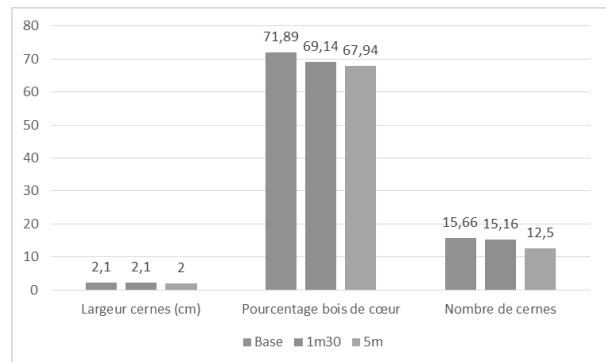


Fig. 5. Evolution des différents paramètres en fonction de la position sur le tronc d'*Acacia auriculiformis* à Pahou

L'analyse de cette figure montre que la largeur des cernes d'*Acacia auriculiformis* à 1m30 est de 2,1 cm, le pourcentage de bois de cœur est en moyenne de 70%. Le pourcentage de bois de cœur, la largeur des cernes et le nombre de cernes diminuent de la base de l'arbre vers le haut cependant il n'existe pas une différence significative entre la variation de ces paramètres de la base vers le haut de l'arbre.

3.2.3. Pourcentage de bois de cœur et largeur des cernes dans les plantations domaniales d'Itchède-Toffo

La variation de la largeur des cernes, du pourcentage de bois de cœur et le nombre de cerne et l'épaisseur de l'écorce des plants d'*Acacia auriculiformis* des plantations d'Itchède-Toffo est présentée au tableau 6 représenté par le graphe de la figure 6.

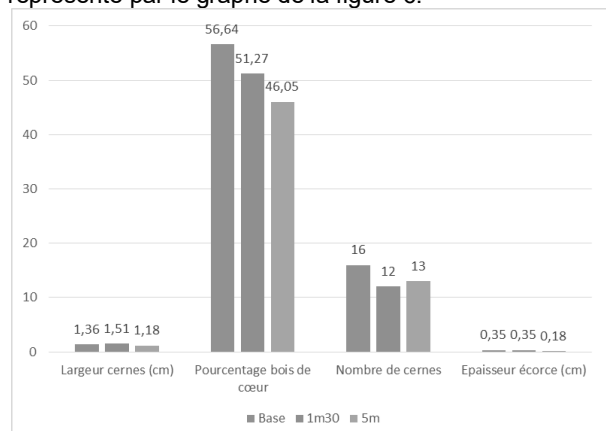


Fig. 6. Evolution des différents paramètres en fonction de la position sur le tronc d'*Acacia auriculiformis* à Itchède-Toffo

L'analyse de la figure 6 montre que la largeur des cernes à 1m30 de la base est de 1.51 cm, le pourcentage de bois de cœur de 52% en moyenne et l'épaisseur de l'écorce de 0.35cm. Il existe une différence significative entre le pourcentage de bois de cœur des pieds d'*Acacia auriculiformis* prélevés dans les plantations domaniales d'Itchède-Toffo.

3.2.7. Densité, modules d'élasticité et de cisaillement des bois d'Acacia auriculiformis de Pahou, Djéffa (Sèmè) et de Itchède-Toffo

De l'analyse des données du graphe de la figure 10 est ci-dessous, on note qu'il existe une différence significative au seuil de 0,01% entre la masse volumique, le module d'élasticité et le module de cisaillement des bois d'*Acacia auriculiformis* des différentes plantations étudiées.

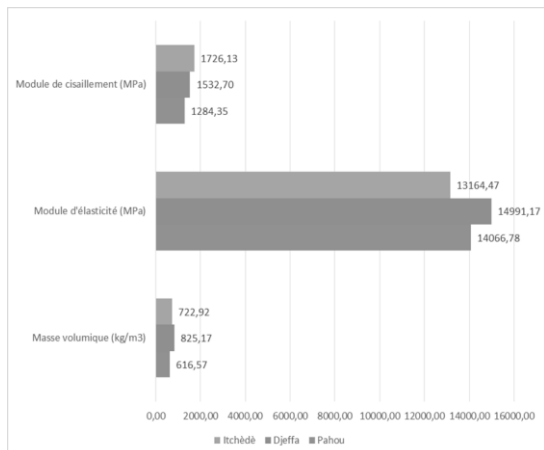


Fig. 10. Densité, modules d'élasticité et de cisaillement d'Acacia auriculiformis suivant les secteurs

L'Acacia auriculiformis de Djéffa a la meilleure masse volumique et le meilleur module d'élasticité. L'Acacia auriculiformis a une densité variant de 616,57 à 825,17 kg/m³, un module d'élasticité oscillant entre 13164,47 et 14991,17 Mpa pour un module de cisaillement variant de 1284,35 à 1726,13 Mpa.

4. DISCUSSION

4.1. VARIATION DU POURCENTAGE DE BOIS DE CŒUR, DE LA LARGEUR DES CERNES DE L'ACACIA AURICULIFORMIS

En ce qui concerne le pourcentage de bois de cœur, les arbres d'acacia auriculiformis présentent un pourcentage élevé ; la production de duramen des Acacia auriculiformis est donc plus importante et très précoce (elle est au-delà de 50% à 4 ans d'âge).

La comparaison des Acacia de Pahou et de Sèmè montre que la croissance des acacia de Pahou est plus élevée (largeur des cernes supérieure). Les deux plantations étant soumises au même régime de pluie on pourrait expliquer cette différence de croissance par le type de peuplement ou/et le type de sol. A Sèmè, les Acacia sont cultivés en peuplement mélangé, l'effet concurrence des Eucalyptus qui sont très exigeantes en eau pourrait expliquer cette différence. Toutefois d'autres études sont nécessaires pour confirmer ce fait. L'analyse des résultats des peuplements d'Itchède-Toffo montre un pourcentage de bois de cœur des Acacia faible, on peut l'expliquer par le fait que ces plantations sont très jeunes. Les conditions de la station pourraient également contribuer de façon non négligeable à ce fait.

4.2. DENSITE ET MODULES DES BOIS DE L'ACACIA AURICULIFORMIS

Une densité variant de 600 à 750kg/m³ a été trouvée pour l'Acacia auriculiformis d'Inde [11]. En Malaisie, une densité moyenne de 610 kg/m³ qui décroît le long du tronc de 630 à 580 kg/m³ a été trouvée pour l'Acacia auriculiformis [12]. Les auteurs de [13] ont trouvé une densité de 722 kg/m³ pour un module d'élasticité 160500 kg/cm² soit environ 15740 Mpa pour l'Acacia auriculiformis en Inde. L'Acacia auriculiformis d'Inde a des propriétés physiques et mécaniques meilleures à celles du teck [13].

L'Acacia auriculiformis possède des propriétés qui sont recherchées dans une large gamme d'application. Son bois lourd possède un pourcentage de bois de cœur de plus de 70 % qui fait de ce bois un bois durable. La couleur du bois de cœur va du marron clair au rouge sombre. Sa texture va du bon au moyen. Sa densité varie entre 500 et 650 kg/m³. Les propriétés physiques et mécaniques de l'Acacia auriculiformis comparées au teck montre que ce bois est de qualité élevée. Le bois d'Acacia auriculiformis est facile à travailler et est bien poli et offre une bonne finition avec les outils tranchant [14].

Le bois de cœur d'Acacia auriculiformis est dur, mi-lourd (densité de 0,6 à 0,75 soit 600 à 750 kg/m³) et durable et qu'il est apprécié en ébénisterie. Il convient pour la pâte à papier, kraft et semi-chimique [15]. [16] ont trouvé une densité de 500 à 650 kg/m³. Ce bois est excellent pour la fabrication des jouets, d'œuvres en artisanat, de meubles divers, de poignées d'outils et en construction si des bois de circonférence appropriés sont disponibles [16]. Au Japon une densité 679 kg/m³ a été trouvée pour l'Acacia auriculiformis d'Indonésie [17].

Tous ces résultats corroborent notre travail pour lequel l'Acacia auriculiformis a une densité variant environ de 617 à 825 kg/m³, un module d'élasticité oscillant entre 13164 et 14991 Mpa pour un module de cisaillement variant de 1284 à 1726 Mpa.

Quant à l'évolution progressive de la densité, des modules d'élasticité et de cisaillement des bois dans l'arbre, cela s'explique par le fait que dans les premières années de l'arbre, la croissance est rapide et le bois formé n'est pas de densité meilleure. Le bois produit par l'arbre dans les dernières années est vieux et de densité et de modules élevés.

Le module d'élasticité moyen de l'Acacia auriculiformis est d'environ 14594 Mpa, une valeur largement supérieure aux modules de l'iroko qui est 12840 Mpa, du caïlcédrat qui est de 11650 Mpa, de l'okoumé qui est de 9670 Mpa [19]. Cette valeur trouvée dans notre étude 14384 Mpa est dans la gamme des modules d'élasticité de certains bois comme le teck (13740 Mpa), l'eucalyptus grandis (15200 Mpa), l'ébène d'Afrique (15500 Mpa), le vène (15670 Mpa) [18].

Comparé aux paramètres de quelques bois très prisées (tableau 2), les bois d'Acacia auriculiformis ont des caractéristiques technologiques, dans la plupart des cas, meilleures.

Tableau 2 : Récapitulatif de données relatives à la densité et aux modules d'élasticité de quelques essences de bois prisés au Bénin

Essence	Densité (kg/m ³)	Module d'élasticité (Mpa)	Auteurs
Acacia auriculiformis	825,17	14 991,17	Présente étude
Azelia africana	700 à 880 800	13700 17020	[19] [18]
Milicia excelsa (Iroko)	640	12840	[18]
Kaya senegalensis (acajou caïlcédrat)	780	11650	[18]
Kaya ivorensis (acajou d'afrique)	570	11820	[18]

Teck (<i>Tectona grandis</i>)	800 670 550 à 660	12913 14628 13740 12280	à	[9] [18] [20]
<i>Gmelina arborea</i>	490 400 à 510 530 440 à 510	9120 5500 à 10800 7930 7500 à 9100		[18] [1] [7] [21]

Leur utilisation, comme bois d'œuvre par nos populations et artisans (figure 12), n'est donc pas dénués de sens.



Fig. 12. Quelques œuvres réalisés avec du bois de *Acacia auriculiformis*

5. CONCLUSION

L'étude des caractéristiques technologiques d'*Acacia auriculiformis* a été entreprise dans trois régions du Sud Bénin (Pahou, Sèmè-Podji et Itchède-Toffo), les paramètres dendrométriques et technologiques de ces essences ont été étudiées au niveau de ces trois régions. L'analyse des résultats montre que la densité des bois augmente progressivement de la moelle vers l'aubier de l'arbre. Les meilleures densités se trouvent proches de l'aubier. De même la largeur des cernes, le pourcentage de bois de cœur, le nombre de cerne diminuent de la base vers la hauteur de l'arbre. Il a été intéressant dans cette étude de connaître les proportions dans lesquelles ces paramètres varient et les raisons qui pourraient justifier cette variation. Il est à noter que la croissance des arbres d'*Acacia auriculiformis* de Pahou est supérieure à celle des pieds obtenus à Itchède-Toffo (largeur des cernes la plus élevée à Pahou). Le module d'élasticité et la densité de ces deux bois sont dans la gamme de certains bois très prisés comme le teck, le bois vène. Ces caractéristiques sont d'ailleurs meilleures à celles d'autres bois autrefois recherchées. Tout comme le teck et le bois vène, ils peuvent et sont d'ailleurs déjà très utilisés dans les ateliers et chantiers de menuiserie et autres ouvrages mettant en jeu le bois. Il est à souhaiter :

- Qu'une bonne politique de sa sylviculture soit établie en fonction des contraintes des zones écologiques du Bénin ;
- Qu'une filière bois d'œuvre centrée sur cette essence soit pensée au regard des contraintes environnementales de l'essence;
- Que les recherches se poursuivent sur les caractéristiques technologiques et sylvicoles en

Avec une densité supérieure à celui de l'iroko, de l'acajou caïlcédrat, de l'acajou d'Afrique, du teck et du *Gmelina arborea*, les bois d'*Acacia auriculiformis* étudiés présentent un module d'élasticité supérieur à ceux des mêmes essences sus-citées.

Il serait donc possible de les utiliser dans les œuvres en structure et d'ameublement comme le fait déjà si bien certains spécialistes locaux du matériau bois. Pour cela il faudra un soin sylvicole bien suivi et créer une filière bois acacia au Bénin comme c'est le cas pour le bois de teck.

partenariat avec la Direction Générale des Forêts et des Ressources Naturelles, l'Office National du Bois et les acteurs de la filière bois ;

- Qu'il soit commercialisé non plus sous l'unique vocation bois-énergie mais de bois d'œuvre.

En effet, tout comme le teck, le bois vène, ils peuvent et d'ailleurs sont déjà très utilisés dans les ateliers et chantiers de menuiserie et autres ouvrages utilisant le matériau bois.

REMERCIEMENTS

Nous remercions l'Office National du Bois du Bénin représenté par son directeur général et ses collaborateurs pour le Fonds d'aide à la recherche forestière. Nous remercions également la Direction Générale des Forêts et des Ressources Naturelles (DGFRN) du Bénin et les Cellules Techniques d'Aménagement Forestier (CTAF) de Pahou et de Sèmè.

REFERENCES

- [1] Louppe, D., Oteng-Amoako, A. A., Bink, M. (Eds.). Plant resources of Tropical Forest Africa. Prota 7(1): Timbers. Backhuis publishers, Leiden, Netherlands, 2008, 218p.
- [2] FAO, Organisation des Nations Unies pour l'alimentation et l'agriculture. Évaluation des ressources forestières mondiales 2015. Comment les forêts de la planète changent-elles? Deuxième édition, 2016, 54p.
- [3] Brancheriau, L. Caractérisation acoustique et ultrasonore des produits bois et composites. Habilitation à diriger des recherches, Mécanique des matériaux. Université Montpellier II - Sciences et Techniques du Languedoc, 2013, 122p.

- [4] **Gbédonou, P. C.** Fiche technique des essences forestières à croissance rapide exploitées en République du Bénin, 2012, 6p.
- [5] **Berthier, S., Kokutse, A.D., Stokes, A., Fourcaud, T.** Irregular heartwood formation in Maritime Pine (*Pinus pinaster* Ait): Consequences for biomechanical and hydraulic tree functioning. *Annals of Botany*. 2001, 87, 19-25.
- [6] **Kokutse, A.D.** Analyse de la qualité du bois de teck (*Tectonagrandis* L.f) en plantation au Togo : formation du bois de cœur, propriétés mécaniques et durabilité. Thèse de doctorat, Université Bordeaux I, 2002, 163p.
- [7] **Adiku, K. M.** Etude de la qualité du bois de *Gmelina arborea* Roxb. en plantation au Togo. Mémoire de DESS, Université de Dschang/ Faculté d'Agronomie et des Sciences Agricoles. 2007, 83p.
- [8] **Baillères, H., Calchera, G., Demay, L., Vernay, M.** Mechanical grading of French Guianan structural timber using three non-destructive techniques. *Bois et Forêt des Tropiques*. 1998, 257, 54-64.
- [9] **Hounlonon, M. C., Kouchadé, A. C., Kounouhéwa, B. B.** Propriétés physiques et mécaniques du bois de teck de provenances tanzanienne et locale au Bénin, *Bois et Forêts des Tropiques*, N° 331 (1). 2017, pp 45-53.
- [10] **El Alami, S.** Contribution à la caractérisation physique et mécanique et à la valorisation par le séchage du bois de la forêt marocaine. Cas des eucalyptus et de la loupe de thuya, Thèse de doctorat. Université Mohammed V– AGDAL, Faculté des Sciences, Rabat, 2013, 148p.
- [11] **MacDicken, K. G. and Brewbaker, J. L.** Descriptive summaries of economically important nitrogen fixing trees. *Nitrogen Fixing Tree Research Reports* 2, 1984, 46-54.
- [12] **Mamit, J.D.** Specific gravity of two reforestation species in Sarawak. *Malaysian Forester* 49(1), 1986, 72-78.
- [13] **Kumar P., Anathanarayana A. K., Sharma S. N.** Physical and mechanical properties of *Acacia auriculiformis* from Karnataka. *Indian Forester* 113(8), 1987, 567-573.
- [14] **Pinyopusarerk, K.** *Acacia auriculiformis*: An annotated bibliography. Compilé par DFFP/CSIROet publié par WIIAD/ACIAR. 1990, 152p.
- [15] **Gnahoua, G. M., Louppe, D.** *Acacia auriculiformis*. Fiche technique, 2003, 2p.
- [16] **Orwa C, Mutua A, Kindt R, Jamnadass R, Anthony S.** *Agroforestry Database :a tree reference and selection guide version 4.0* (<http://www.worldagroforestry.org/sites/treedbs/treedatabases.asp>), 2009.
- [17] **Hasegawa, M., Mori M., Matsumura J.** Relations of fiber length to within-tree variation of ultrasonic wave velocity in fast-growing trees, *Wood and fiber science*, July 2015, v.47(3).
- [18] **CIRAD, Tropix 7.** Synthèse des Caractéristiques technologiques de 245 essences tropicales (Technological Characteristics of 245 tropical species), 2012.
- [19] **Gérard, J.; Kouassi, A. C.; Daigremont, C.; Detienne, P.; Fouquet, D.; Vernay, M.** Synthèse sur les caractéristiques technologiques de référence des principaux bois commerciaux africains. CIRAD-forêt campus international de Baillarguet, 1998, 189p.
- [20] **www.wood-database.com/teak/**, consulté le 04 juin 2017
- [21] **Boulet, G. M.** Monographie du *Gmelina arborea*. *Revue Bois et Forêts des Tropiques* "N°172, 1977, pp 3–23.

DIMENSIONNEMENT D'UN SYSTÈME HYBRIDE PV / GÉNÉRATEUR DIESEL POUR L'ALIMENTATION ÉLECTRIQUE D'UN PYLÔNE DE TÉLÉCOMMUNICATION AUX COMORES

Maoulida FAHAD¹, Mohamed Aboudou KASSIM^{2,3*}, Joseph Onymihamina RAKOTO¹,
Mohammed EI GANAOU³

¹ Faculté des Sciences et Technologies, Université d'Antananarivo, Madagascar

² Laboratoire d'Energie et Mécanique Appliquée, LEMA, département de Math-Physique, Faculté des Sciences et Techniques, Université des Comores, Moroni, Comores

³ LERMAB, Institut Universitaire de Technologie, IUT Henri Poincaré, 54 400 Longwy Cedex, Université de Lorraine, France

RÉSUMÉ

Dans le monde actuel, le développement des applications d'énergies renouvelables telles que les systèmes solaires thermiques, le photovoltaïque, l'éolien, la micro hydraulique, les pompes à chaleur et la géothermie a connu un essor considérable et suscite plusieurs débats dans les médias pour cette transition énergétique. Actuellement, plusieurs pays du monde se tournent vers l'utilisation des énergies renouvelables et le mix énergétique car il a été constaté que dans moins de 40 ans les réserves pétrolières disponibles seront épuisées. Nous présentons dans ce travail une configuration d'un système hybride de génération d'énergie essentiellement sur des énergies renouvelables pour l'autonomie énergétique. Le système étudié est composé de cellules photovoltaïques, couplés avec un groupe électrogène avec des batteries de stockage. L'objectif principal de ce système est de satisfaire la demande de la charge électrique pour l'alimentation d'un pylône de télécommunication situé en milieu rural aux Comores où l'accès à l'énergie s'avère difficile. En effet, pour vérifier la performance du système hybride photovoltaïque/générateur diesel, plusieurs simulations numériques ont été effectuées avec le logiciel HOMER en utilisant des données météorologiques des Comores. Les résultats obtenus montrent que cette combinaison hybride est plus rentable en marge de coût économique avec un investissement moins coûteux. Ces résultats présentent aussi une meilleure optimisation du système hybride utilisé, satisfaisant la demande et contribuant à la préservation de l'environnement pour lutter contre le changement climatique.

Mots Clés : Mix énergétique, système hybride; énergies renouvelables photovoltaïque; HOMER, données météorologiques ; télécommunication, pylônes

NOMENCLATURE

Symboles :

Y_{PV} capacité nominale du générateur PV [kW],

f_{PV} Facteur de déclassement PV [%],

\bar{G}_T Rayonnement solaire incident sur le générateur PV [kW/m²],

$\bar{G}_{T,STC}$ Rayonnement incident aux conditions d'essai standard [1kW/m²],

T_C Température de la cellule PV [°C],

$T_{C,STC}$ Température de la cellule PV dans des conditions d'essai standard [25°C],

F = consommation du combustible cette heure [L],

F_0 = la courbe du combustible du générateur intercepte le coefficient [L/h/kW_{rated}],

F_1 = inclinaison de la courbe du combustible du générateur [L/h/kW],

Y_{en} = a estimé capacité du générateur [kW],

P_{gen} = production du générateur en cette heure [kW],

Lettre grecque :

α_p Coefficient de température de la puissance [%/°C],

1. INTRODUCTION

Nous sommes tous conscients que notre planète est en danger à cause des activités industrielles provoquant une pollution atmosphérique. Chaque jour notre consommation en énergie fossile, favorise le réchauffement climatique. De plus il a été constaté que d'ici 40 ans les réserves pétrolières s'épuiseront totalement. Dans ce cas, nous devrions trouver des nouvelles sources d'énergies qui vont respecter notre environnement afin de remédier à ce problème, d'où l'utilisation impérative des énergies renouvelables. Une alternative intéressante et puissante est à considérer comme l'utilisation de l'énergie solaire ou éolienne qui a attiré l'attention au niveau de la production de l'électricité à grande échelle. Cependant, elles présentent un inconvénient commun par leur caractère imprévisible et la dépendance des conditions météorologiques et climatiques qui changent avec le temps [1]. Pour cela les systèmes hybrides qui combinent entre plusieurs formes d'énergie font l'axe principal de plusieurs travaux de recherches disponibles dans la littérature quant aux sites isolés et éloignés du réseau national. Redouane et al. [2] ont mené une étude d'un système hybride de génération d'énergie pour l'usage autonome dans la région de Tétouan au Maroc composé d'un PV/éolienne/batterie de stockage. L'objectif de leur travail est de satisfaire la demande de charge d'une maison prototype conçue par le Laboratoire d'énergétique de la Faculté des Sciences de Tétouan. Leurs résultats montrent que pour des faibles consommations, les PV sont la solution optimale. Les auteurs ont montré qu'à partir d'une demande électrique de 3kWh/j les petites éoliennes sont la solution adaptée. Kaabeche et al. [3] ont présenté une méthode de dimensionnement optimal du générateur photovoltaïque et du banc de batteries dans un système hybride de production d'électricité PV-éolienne totalement autonome. Leurs résultats de la simulation montrent l'intérêt d'introduire un aérogénérateur dans un tel système photovoltaïque autonome. Les auteurs ont montré que cet intérêt se manifeste par la réduction de la taille du générateur photovoltaïque et de la capacité de stockage. L'objectif principal de cet étude est de dimensionner un système hybride PV/Générateur diesel pour l'alimentation des pylônes de télécommunication aux Comores à partir du logiciel Homer. C'est un logiciel de dimensionnement des systèmes hybrides largement utilisé et accepté comme un outil de simulation distribué au niveau international. De nombreuses analyses de systèmes énergétiques hybrides ont été effectuées à l'aide de cet outil et ont été publiées sous forme d'articles dans plusieurs revues disponibles dans la littérature. On peut citer par exemple les travaux de Iqbal [4] pour des applications dans les Newfoundland (au Canada), Shaahid et Elhadidy [5] pour les systèmes hybrides photovoltaïques-diesel-batteries, Beccali et al. [6] pour les systèmes SER à hydrogène, récemment Aboudou et El Ganaoui [7] pour le dimensionnement d'un système hybride PV/éolienne/diesel pour l'électrification d'une commune en milieu rural aux Comores.

2. MODELISATION ET ARCHITECTURE DU SYSTEME D'ENERGIE HYBRIDE

Nous présentons sur la figure 1 le diagramme relatif au dimensionnement du système hybride avec HOMER. Le système étudié est constitué d'un générateur photovoltaïque, d'un groupe électrogène, d'une batterie de stockage de type hoppecke batterie, de tension nominale de 24 x 2 V et de capacité nominale de 1000Ah et d'un convertisseur [8]. Nous devons répondre à une charge de 120kWh/j avec un pic de 5.8 kW. Ces batteries sont chargées par le courant débité par chacun des systèmes, le contrôle de leur charge est assuré par un régulateur de charge.

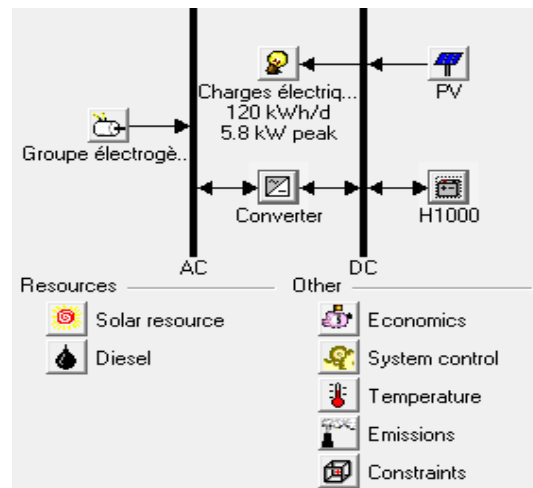
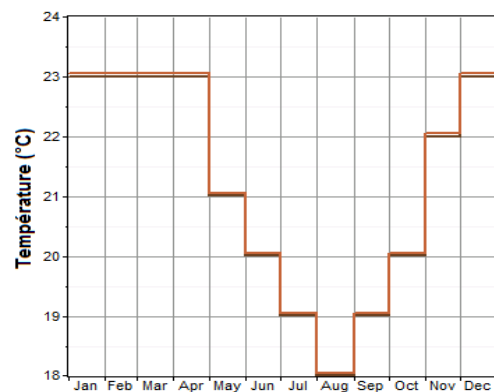


Fig. 1. Schéma synoptique du système hybride

2.1. DONNES DU SITE ET CARACTERISTIQUES DE LA CHARGE CHOISIE POUR LE SYSTEME

L'Union des Comores est composée géographiquement de quatre îles à savoir Grande Comore, Anjouan, Mohéli et Mayotte (sous l'administration française). L'étude a été réalisée à Ngazidja (la grande île des Comores) au Nord de celle-ci, dont les coordonnées géographiques sont: latitude: 12°10' S, longitude: 44°15'. Le choix de ce site a été basé sur la disponibilité des données météorologiques. Dans la figure 2 on présente l'évolution annuelle des principales caractéristiques climatiques du site choisi :



— Données pesées — Données de la ligne de base

Fig. 2. Evolution annuelle de la température ambiante

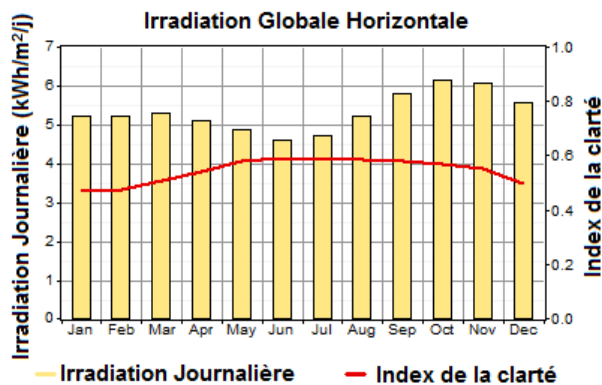


Fig. 3. Profil annuelle de l'irradiation solaire

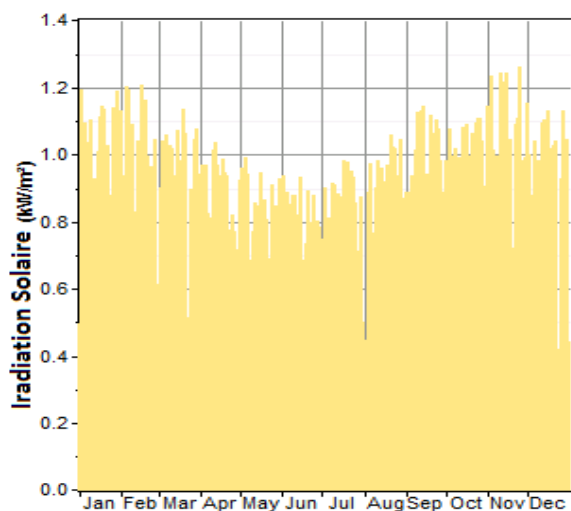


Fig. 4. Evolution annuelle des irradiations solaires

Dans notre étude nous avons choisi une charge de type DC car les équipements de télécommunication ne fonctionnent qu'en courant continu de tension nominale de 48V [9]. Notre charge fonctionne en permanence durant toute l'année avec une moyenne de 120 kWh / jour et un pic de 5.8 kW. Le profil journalier de la charge ainsi que l'évolution annuelle de celle-ci au cours de toutes l'année sont données respectivement sur les figures 5 et 6.

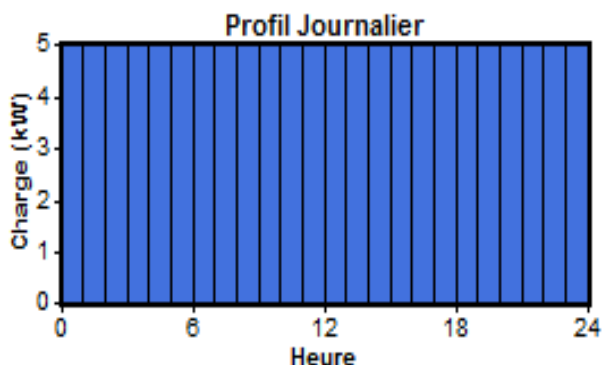


Fig. 5. Profil journalier de la charge

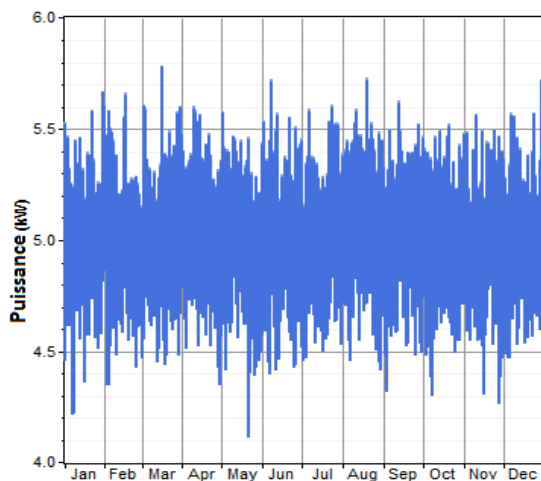


Fig. 6. Evolution annuelle de la charge

2.2. LA MODELISATION DU SEH

2.2.1. Modélisation du générateur photovoltaïque

HOMER utilise l'équation suivante pour calculer la puissance de sortie de la matrice PV:

$$P_{PV} = Y_{PV} f_{PV} \left(\frac{\bar{G}_T}{\bar{G}_{T,STC}} \right) [1 + \alpha_P (T_C - T_{C,STC})] \quad (1)$$

Si dans la fenêtre d'entrée PV on choisit de ne pas modéliser l'effet de la température sur le générateur PV, HOMER suppose que le coefficient de température de la puissance est nul, de sorte que l'équation ci-dessus se simplifie est devient:

$$P_{PV} = Y_{PV} f_{PV} \left(\frac{\bar{G}_T}{\bar{G}_{T,STC}} \right) \quad (2)$$

Le coût d'installation des panneaux PV peut varier de 6,00 \$ à 10,00 \$ / W [10,11]. Considérant un cas plus optimiste [12], l'installation d'un système d'énergie solaire de 1 kW, le coût d'un générateur PV et les coûts de remplacement sont respectivement de 950 \$ et de 100 \$. Douze tailles différentes sont considérées, qui sont (0, pas de module PV, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70,75 et 80 kW). La durée de vie des panneaux PV est de 25 ans et aucun système de suivi n'est inclus dans le PV système (voir figure 7).

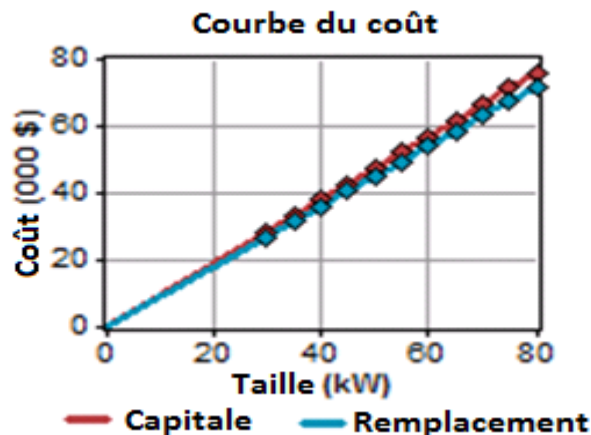


Fig. 7. Coût des unités photovoltaïques

2.2.2. Modélisation du générateur diesel (groupe électrogène)

Si le générateur fonctionne en une heure particulière, HOMER calcule la consommation du combustible pour cette heure et utilise l'équation suivante:

$$F = F_0 Y_{gen} + F_1 P_{gen} \quad (3)$$

Si le générateur ne fonctionne pas en une heure particulière, alors la consommation du combustible pour cette heure est zéro.

Le coût d'une génératrice diesel disponible dans le commerce peut varier de 250 \$ à 500 \$ / kW [10]. Pour les unités plus grandes par kW, le coût est plus bas et les unités plus petites coûtent plus cher. Depuis la puissance de pointe.

Costs				Sizes to consider	
Size (kW)	Capital (\$)	Replacement (\$)	D&M (\$/hr)	Size (kW)	
1.000	850	850	0.045	0.000	
				4.400	
				10.000	
				15.000	
				20.000	

Fig. 8. Paramètre d'entrée des tailles et des coûts du diesel

Dans la figure 8 nous avons entré la courbe de coût du générateur, ce qui signifie que le coût varie en fonction de la taille. Si on a un générateur en tête, nous pouvons entrer sa taille et son coût (voir courbe suivant). Dans notre cas, une génératrice de 1 kW coûte initialement 850\$, 850\$ à remplacer à la fin de sa durée de vie et 0,045\$ par heure pour l'exploitation et l'entretien maintenance. HOMER n'utilise cette figure que pour calculer les coûts. On constate très bien que le cout (\$) du générateur varie en fonction de la taille (Kw) du générateur.

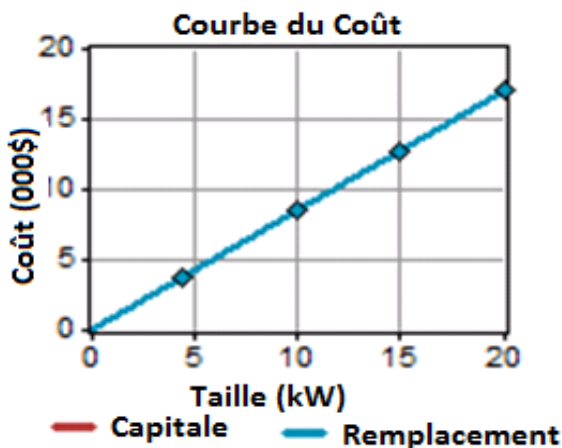


Fig. 9. Courbes des coûts du générateur diesel

2.2.3. Modélisation du convertisseur

Un convertisseur électronique de puissance est nécessaire pour maintenir le flux d'énergie entre les composants CA et CC. Pour un système de 1 kW, les coûts d'installation et de remplacement sont respectivement de 400 \$ et 380 \$ ainsi que 5 \$ destiné à l'opération et maintenance. Quatre tailles différentes de convertisseur (0, 15, 20 et 25 kW) sont prises en considération dans le modèle. La durée de

vie moyenne d'une unité est considérée égale à 8 ans avec une efficacité de 93% (voir figure 10).

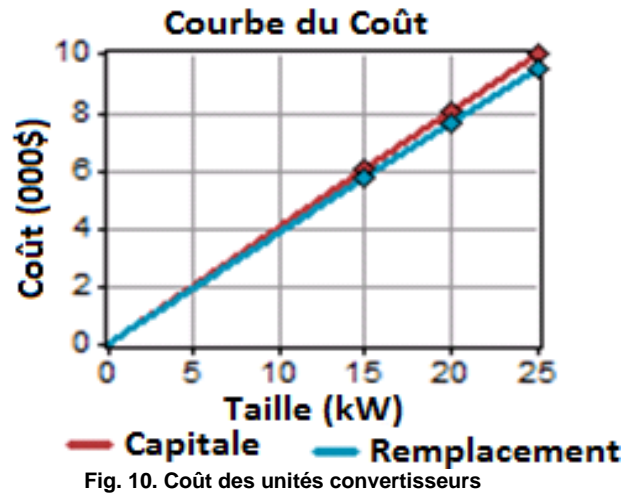


Fig. 10. Coût des unités convertisseurs

2.2.4. Modélisation de la batterie de stockage

Tout comme le coût du générateur PV, du générateur diesel et du convertisseur, le coût de la batterie de stockage est un paramètre d'entrée très important pour le système. Dans notre modèle comme la montre les figures suivants, le coût d'une batterie est de 400 \$ avec un coût de remplacement de 380 \$. 120 batteries de stockage ont été dimensionnées dans cette étude.

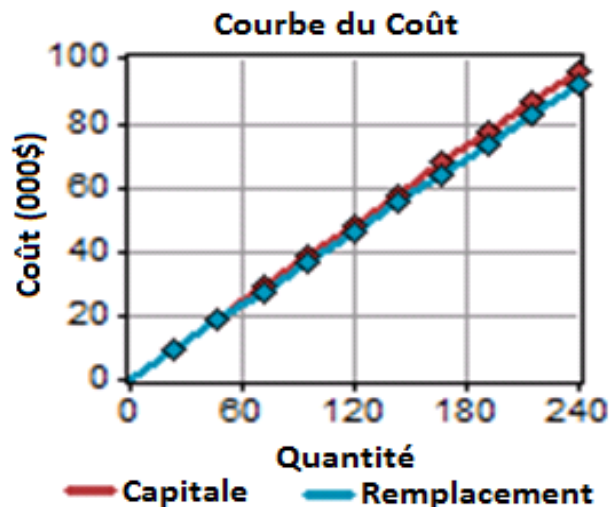


Fig. 11. Coût des unités des stockages

2. RESULTATS

Dans cette étude, quatre variables de sensibilités (radiation solaire global, température ambiante, le prix du carburant et le maximum annuel de capacité de coupure du courant) ont été utilisées afin de pouvoir trouver la meilleure solution possible. Pour chacune de ces valeurs de sensibilité, HOMER simule tous les cas possibles et les classe en solution faisable par ordre croissant. Au total 81 cas sensibilités ont été utilisés pour chacun de système de configuration pour une simulation total de 5280. Cette simulation a été effectuée durant 4h 32mn 16s

dans une machine de type INTEL core i3 avec 2.3GHZ.

3.1. L'OPTIMISATION

L'objectif de cette partie consiste à étudier la préféabilité de l'utilisation des systèmes hybrides de production d'énergie dans un site isolé pour la télécommunication aux Comores. Tout en minimisant le coût du système et en répondant à la demande de la charge le système doit réduire l'émission du CO₂. HOMER est utilisé comme un outil de dimensionnement et d'optimisation. Il contient plusieurs modèles pour les composants des systèmes de production d'énergie tout en évaluant les options technologiques convenables basées sur le coût et la performance des ressources. L'optimisation des résultats montre que la variation optimale des types de système est présentée en fonction des différents paramètres de sensibilités étudiées. La variation des données de l'irradiation globale et de la température moyenne ambiante sont présentées afin de pouvoir identifier la meilleure configuration possible du système en fonction des données météorologique du lieu de localité.

Nous avons fait varier trois valeurs de l'irradiation globale (5.32kWh/m²/j, 6 kWh/m²/j et 65 kWh/m²/j) ; la température ambiante (12°C, 20°C et 21.2°C) ainsi que le maximum annuel de capacité de coupure du courant (0%, 1% et 1.5%). Les figures 12 et 13 représentent les « cash flow » pour l'investissement du projet. Dans la figure 12 on constate que le coût d'investissement des PV est de 33 250 \$, et 8 500 \$ pour le groupe électrogène. Le cout des batteries est estimé à 11 880 \$ alors que pour le convertisseur il est de 2 250 \$. Le coute total du capital d'investissement est de 74 179 \$. La figure 13 présente le « cash flow » avec l'évolution des fonds d'investissements en fonction des années du projet. Les barres négatives expliquent in investissement alors que celles positives présentent les intérêts. Le capital initial pour l'investissement du projet présenté ici par la première barre rouge négative est de 55 880 \$. Cette figure montre qu'après 18 ans le matériel doit être renouvelé. Cette figure stipule que le projet sera rentable après 25 ans.

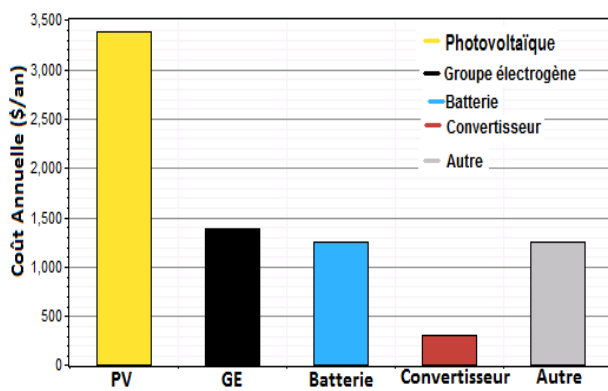


Fig. 12. Coût annuelle et fonctionnement des composants.

Il est à noter que le coût de l'énergie est de 0.172 \$/kWh, un prix acceptable seront le cout de vie des

Comores. Le cout d'opération et maintenance s'élève à 1863\$/an.

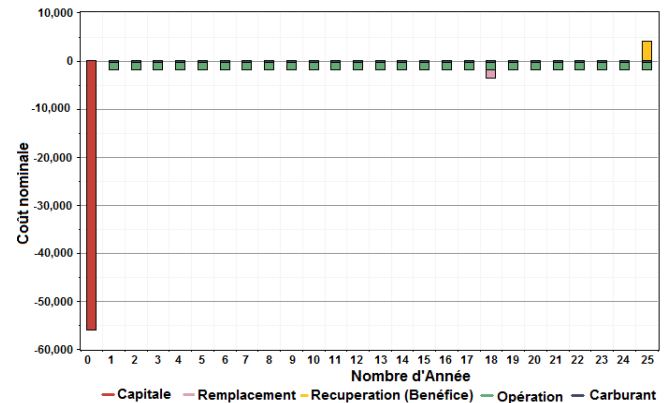


Fig. 13. Coût des rentabilités du système en fonction de la durée de vie

Dans la figure 14, nous présentons la répartition du système hybride (PV-Générateur) pour la part de chacun en fonction des mois de l'année. Il est à noter que les PV fonctionnent largement chaque mois comparé à la part du générateur diesel. On note une production annuelle de 52 191 kWh/an pour les PV soit 97% de la production totale contre 1 829 kWh/an pour le générateur diesel. Soit 3% de la production annuelle totale.

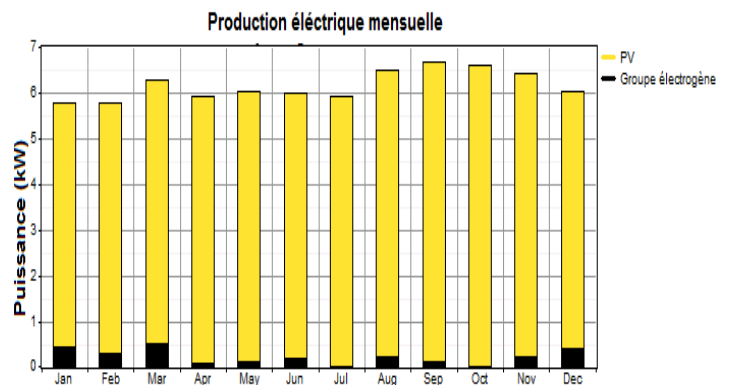


Fig. 14. Production moyenne d'électricité mensuelle.

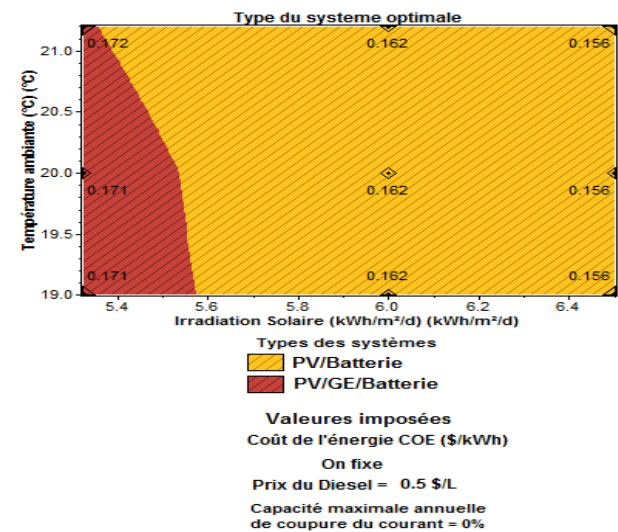


Fig. 15. Coût de l'énergie pour un prix de carburant de 0.5 \$/L

Le prix de l'électricité représenté par la figure 15, montre l'évolution de la température ambiante en fonction de l'irradiation globale pour un prix de carburant fixé à 0.5 \$/L. On constate que le système hybride PV/batterie est plus avantageux économiquement que celui qui combine PV/GE/Batterie, avec des valeurs du coût de l'électricité allant de 0.162 \$/kWh à 0.156 \$/kWh. Cette diminution du prix de l'électricité est signalée dans les irradiations les plus élevées. Ce qui justifie bien l'utilisation du système PV/batterie dans les périodes les plus ensoleillées afin de satisfaire à la demande et économiser beaucoup plus le prix du carburant. Ce système contribuera à la réduction des émissions des gaz à effet de serre afin de lutter contre le changement climatique.

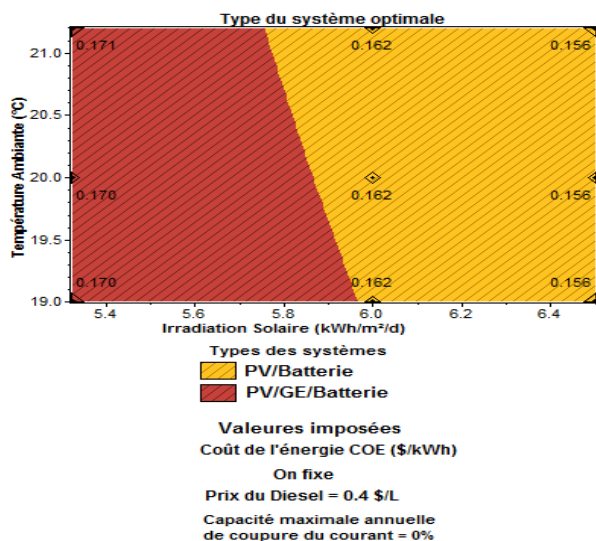


Fig. 16. Coût de l'énergie pour un prix de carburant de 0.4 \$/L

La figure 16 montre qu'en diminuant le prix du carburant à 0.4 \$/L le système hybride PV/GEN/Batterie augmente sa plage d'intervention. Plus on diminue le prix du carburant, plus le système devient rentable.

4. CONCLUSION

À l'heure actuelle, les systèmes d'énergie hybrides à faibles émissions basés sur l'énergie renouvelable et un générateur diesel ont un stockage qui est compétitif. Cependant, le besoin d'énergie propre et l'amélioration des technologies énergétiques alternatives offrent un bon potentiel pour une utilisation généralisée de tels systèmes. Diverses sources d'énergie (solaire et diesel) et un système de stockage (batterie) ont été pris en compte dans cette analyse, et le dimensionnement de ce système hybride pour les sites isolés pour la télécommunication aux Comores a été effectué, par l'estimation du potentiel énergétique journalier disponible et la puissance du site.

Les résultats de l'étude montrent que le système est dominé par le champ PV qui favorise l'exploitation. Il a été signalé que plus on augmente le prix du carburant plus le système PV devient avantageux et inversement. La domination de ce système par l'utilisation des champs de PV contribuera à la

préservation de l'environnement contre la destruction de la couche d'ozone afin de lutter contre les problèmes de réchauffement climatique.

REFERENCES

- [1] H.Yang, W.Zhou, L.Lu and Z.Fang, "Optimal Sizing Method for Stand Alone Hybrid Solar-Wind System with LPSP technology by using Genetic Algorithm", Solar Energy 82, pp. 354-367, 2008.
- [2] Abdelbari Redouane, Abdelmajid Elbouardi, Taib Ajzoul, Hassan Ezbakhe « Etude d'une système hybride de génération d'énergie pour l'usage autonome dans la région de Tétouan au Maroc » 16^{èmes} Journées Internationales des Thermiques, JITH, du 13 au 15 Novembre 2013 à Marrakech au Maroc.
- [3] A. Kaabeche, M.Belhamel, R. Ibtouen, S. Moussa, M.R. Benhaddadi « Optimisation d'un système hybride (éolien-Photovoltaïque) totalement autonome », Revues des Energies Renouvelables, Vol. 9 N° 3 (2006) pp. 199-209.
- [4] IQBAL M.T., A feasibility study of a zero energy home in Newfoundland, Renewable energy, 2004, vol. 29, n° 2, pp. 277-289. ISSN 0960-1481.
- [5] SHAAHID S.M., ELHADIDY M.A. Technical and economic assessment of grid -independent of hybrid photovoltaic-diesel-battery power systems for commercial loads in desert environments. Renewable and sustainable energy reviews, 2007, vol. 11, n° 8, pp. 1794-1810, ISSN 1364-0321.
- [6] BECCALI M., BRUNONE S., CELLURA M., FRANZITTA V. Energy, economic and environmental analysis on RET-hydrogen system in residential buildings, Renewable energy, 2008, vol. 33, n° 3, pp. 366382, ISSN 0960-1481
- [7] Kassim Mohamed Aboudou, Mohammed El Ganoui, feasibility study for the production of electricity using a hybrid PV-Wind-Generator system in a remote area in Comoros, Int. Journal of Research and Reviews in Applied Sciences, Vol. 33 (2017) pp. 23-36.
- [8] M.J. Khan, M.T. Iqbal. Pre-feasibility study of stand-alone hybrid energy systems for applications in Newfoundland. Renewable Energy 30 (2005) 835–854.
- [9] D. Saheb-Koussa, M. Haddadi and M. Belhamel. Feasibility Study and Optimization of an Hybrid System (Eolien- Photovoltaic - Diesel) With Provision of Electric Energy Completely Independent. Journal of Fundamental and Applied Sciences.
- [10] Cotrell J. Modeling the feasibility of using fuel cells and hydrogen internal combustion engines in remote renewable energy systems. National Renewable Energy Laboratory; September 2003. URL: <http://www.osti.gov/bridge>
- [11] Siemens Solar Panels, BULLNET, Unit D, Henfield Business Park, Henfield, Sussex, BN5 9SL. URL: <http://www.siemenssolar.co.uk/index.htm>
- [12] Dutton AG, Bleijs JAM, Dienhart H, Falchetta M, Hug W, Prischich D, Ruddell AJ. Experience in the design, sizing, economics, and implementation of autonomous wind-powered hydrogen production systems. Int J Hydrogen Energy 2000; 25(8):697–793.

ETUDE DU POTENTIEL ENERGETIQUE EOLIEN OFFSHORE DU BENIN

Maurel **AZA-GNANDJI**^{a,*}, François-Xavier **FIFATIN**^a, Frédéric **DUBAS**^b,
Christophe **ESPANET**^c, Antoine **VIANOU**^a

^a Département de Génie Electrique, Ecole Polytechnique d'Abomey-Calavi, 01BP2009 COTONOU, République du Bénin

^b Département ENERGIE, FEMTO-ST, CNRS, Univ. Bourgogne Franche-Comté, Belfort, France

^c Univ. Bourgogne Franche-Comté, Belfort, France

RÉSUMÉ

Ce travail présente l'étude du potentiel énergétique éolien offshore en République du Bénin. La loi de Weibull est utilisée pour modéliser la distribution spatio-temporelle du vent dans la Zone Economique Exclusive (ZEE) du Bénin. A partir de la distribution spatiale de la vitesse du vent à 10 m, les paramètres de Weibull sont calculés dans la ZEE du Bénin. Ces paramètres sont ensuite extrapolés à 80 m, 100 m et 120 m pour déterminer la densité de puissance disponible à ces différentes hauteurs. Les résultats de cette étude montrent que les zones d'intérêt pour la production d'énergie éolienne offshore sont en bordure de la cote et en haute mer dans la ZEE du Bénin. En se référant au standard du National Renewable Energy Laboratory (NREL), l'étude révèle également que le potentiel énergétique éolien offshore du Bénin atteint la classe 7 à une hauteur de 120 m et une classe 6 pour les hauteurs de 100 m et 80 m.

Mots Clés : potentiel énergétique éolien offshore, Zone Economique Exclusive, loi de Weibull, densité de puissance disponible

NOMENCLATURE

Symboles :

Lettres latines :

k	facteur adimensionnel de forme
c	facteur d'échelle
v_{lat,lon_i}	vitesse du vent à une latitude et une longitude définie au pas de temps i , m/s
$f(v_{lat,lon})$	probabilité d'observation de la vitesse de vent $v_{lat,lon}$.
$c_{lat,lon}(h)$	facteur de forme à hauteur h
$k_{lat,lon}(h)$	facteur d'échelle à hauteur h , m/s
N	nombre de données
h_0	hauteur de référence, m
c_0	facteur d'échelle à h_0 , m/s
k_0	facteur de forme à h_0
$P(v_{lat,lon}(h))$	densité de puissance disponible du vent à hauteur h , W/m ²

Lettres grecques :

Γ	fonction gamma
ρ	densité de masse volumique de l'air kg/m ³
Indices / Exposants :	
i	pas de temps
n	coefficient d'extrapolation

1. INTRODUCTION

L'énergie éolienne possède deux applications possibles : celle en mer nommée offshore et celle sur terre ferme nommée onshore. Les fermes éoliennes offshore sont plus intéressantes que leurs homologues onshore à cause de l'impact environnemental réduit et des régimes

de vent en mer plus stables et forts [1]–[3]. De plus, les aérogénérateurs pour application offshore sont plus géants et permettent d'installer des fermes de grande puissance [1]–[3]. Bien qu'intéressantes, les applications offshore requièrent un investissement substantiel et leur maintenance est plus coûteuse que les applications onshore [2], [4]. Cela justifie l'intérêt d'études préalables sur la viabilité du potentiel énergétique éolien offshore avant l'implantation de fermes éoliennes.

La littérature indique plusieurs travaux effectués sur le potentiel énergétique éolien offshore suivant différentes approches. En effet une étude technico-économique du potentiel énergétique éolien a été effectuée dans [5]. Le facteur de capacité et la rentabilité économique d'une éolienne de 8 MW ont été déterminés. L'étude a permis de dégager les zones favorables à la production éolienne dans le site d'étude. Dans le même contexte, une autre étude a été effectuée sur les côtes indiennes [6]. L'approche utilisée est basée sur les systèmes d'informations géographiques pour caractériser le potentiel énergétique éolien des parties Ouest et Est des côtes indiennes.

Dans ce travail nous proposons une analyse du potentiel énergétique éolien offshore suivant une approche spatiotemporelle en utilisant une loi de probabilité. La zone économique exclusive (ZEE) de la République du Bénin est choisie pour cette étude.

Après cette introduction, la section 2 présente les outils et la méthode d'analyse utilisée. La section 3 de cet article présente les résultats obtenus. Enfin, la section 4 présente les principales conclusions de cette étude.

2. MATERIEL ET METHODES

2.1. PRESENTATION DU LIEU D'ETUDE ET DES DONNEES

Cette section présente la zone économique exclusive de la République du Bénin et les données utilisées pour la modélisation effectuée.

2.1.1. Zone économique exclusive du Bénin

La convention des nations unies sur la loi de la mer de Décembre 1982, donne à chaque état côtier une souveraineté sur un territoire en mer nommé Zone Economique Exclusive [7]. Ainsi, l'exploitation des ressources marine, la valorisation du territoire pour la production d'énergie sont des utilisations possibles de la ZEE. La République du Bénin a ratifié cette convention en octobre 1997 [8].

D'après l'institut marine Flanders, la ZEE du Bénin s'étend sur une surface de 35.528,369 km² [9]. Elle est comprise entre les longitudes 1,63° E et 2,97° E et entre la latitudes 2,98° N et 6,51° N et sa délimitation est présentée à la Fig. 1.

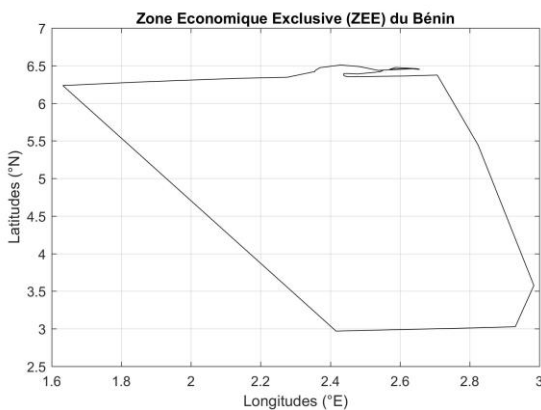


Fig. 1 Délimitation de la ZEE du Bénin

2.1.2. Vitesse du vent

La distribution spatiotemporelle de la vitesse du vent utilisée dans ce travail est obtenue sur le site de l'institution américaine nommée : " National Oceanic and Atmospheric Administration" abrégée NOAA [10]. Ces données sont obtenues à une hauteur de 10 m et couvrent toute la ZEE du Bénin avec une résolution de 0,5° x 0,5° en longitude et en latitude.

La distribution spatiale de la vitesse moyenne annuelle des données journalières du vent en m/s à une hauteur de 10 m dans la ZEE du Bénin est présentée à la Fig. 2. Sur cette figure, on remarque que la vitesse du vent est comprise entre 5 m/s et 6 m/s.

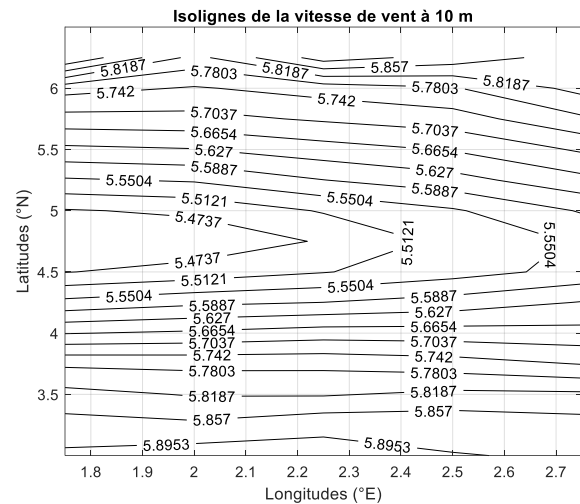


Fig. 2 : distribution spatiale de la vitesse moyenne annuelle du vent en 2013 dans la ZEE du Bénin

2.2. MODELISATION DU POTENTIEL ENERGETIQUE EOLIEN

Dans ce travail, la distribution spatiotemporelle de vitesse du vent est modélisée par une loi de probabilité. A partir des paramètres de cette loi, on détermine ensuite la répartition spatiale du potentiel éolien.

2.2.1. Loi de Weibull

Dans le domaine de l'éolien, la loi de Weibull est la plus souvent utilisée pour modéliser la vitesse du vent. Elle est définie par [5], [11]–[20] :

$$f(v_{lat,lon}) = \left(\frac{k}{c}\right) \cdot \left(\frac{v_{lat,lon}}{c}\right)^{k-1} \cdot \exp\left[-\left(\frac{v_{lat,lon}}{c}\right)^k\right] \quad (1)$$

Où k représente le facteur adimensionnel de forme, c le facteur d'échelle et $v_{lat,lon}$ représente la vitesse du vent à une latitude et une longitude définie, $f(v_{lat,lon})$ représente la probabilité d'observation de la vitesse de vent $v_{lat,lon}$.

2.2.2. Calcul des paramètres de Weibull

Les méthodes utilisées pour calculer les paramètres de Weibull sont :

- La méthode du tracé de courbe [21] ;
- La méthode des moments [22], [23] ;
- La méthode du maximum de vraisemblance [22], [23];

La méthode recommandée est cependant la méthode du maximum de vraisemblance [22]. Son application consiste à maximiser la fonction de vraisemblance qui conduit à la résolution du système d'équation non linéaire :

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^N \left\{ \frac{1}{k} + \left[1 - \left(\frac{v_{lat,lon_i}}{c} \right)^k \right] \cdot \ln \left(\frac{v_{lat,lon_i}}{c} \right) \right\} = 0 \\ \sum_{i=1}^N \left(\frac{k}{c} \right) \cdot \left[-1 + \left(\frac{v_{lat,lon_i}}{c} \right)^k \right] = 0 \end{cases} \quad (2)$$

Où v_{lat,lon_i} représente la vitesse du vent au pas de temps i à longitude et latitude définie et N représente le nombre de données de vitesse de vent disponible. L'équation (2) est résolue dans ce travail en utilisant l'outil Matlab.

2.2.3. Extrapolation des paramètres de Weibull

L'extrapolation des paramètres de Weibull permet de calculer les paramètres de Weibull à différentes hauteurs afin d'étudier le potentiel énergétique à plusieurs hauteurs. Les paramètres de Weibull extrapolés sont calculés par :

$$c_{lat,lon}(h) = c_0 \cdot \left(\frac{h}{h_0} \right)^n \quad (3)$$

$$k_{lat,lon}(h) = k_0 \cdot \frac{1 - 0.088 \cdot \ln \left(\frac{h_0}{10} \right)}{1 - 0.088 \cdot \ln \left(\frac{h}{10} \right)} \quad (4)$$

Avec c_0, k_0 respectivement facteurs d'échelle et de forme de la distribution de Weibull à la hauteur h_0 . Les coefficients $c_{lat,lon}(h)$ et $k_{lat,lon}(h)$ représentent les paramètres de Weibull extrapolés à la hauteur h à une longitude et une latitude définie. Le coefficient n est calculé par :

$$n = \frac{0.37 - 0.088 \cdot \ln(C_0)}{1 - 0.088 \cdot \ln \left(\frac{h}{10} \right)} \quad (5)$$

2.2.3. Densité de puissance disponible

La densité de puissance disponible est donnée par [11], [12] :

$$P(v_{lat,lon}(h)) = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c_{lat,lon}(h)^3 \cdot \Gamma \left(\frac{k_{lat,lon}(h) + 3}{k_{lat,lon}(h)} \right) \quad (6)$$

Où Γ représente la fonction gamma définie par $\Gamma(x) = \int_0^{\infty} t^{(x-1)} \cdot \exp(-t) dt$. ρ représente la densité de masse de l'air dans la ZEE en kg/m^3 .

La densité de puissance disponible ainsi calculée dépend des coordonnées géographiques considérée dans la ZEE pour la hauteur h .

3. RESULTATS ET DISCUSSIONS

3.1. POTENTIEL ENERGETIQUE EOLIEN DANS LA ZEE DU BENIN A PLUSIEURS HAUTEURS

A partir de l'équation (6), on obtient la distribution spatiale de la densité de puissance disponible dans la ZEE du Bénin à 10 m. Cette distribution est présentée à la Fig. 3. L'analyse de cette figure montre que les densités de puissance disponible vers les latitudes extrêmes (6°N et

3°N) correspondent aux zones à fort potentiel pour une hauteur de 10 m.

En utilisant les formules d'extrapolation des paramètres de Weibull, on calcule les paramètres de Weibull à 80 m, 100 m et 120 m.

La Fig. 4 présente les isolines du potentiel énergétique éolien à 80 m dans la ZEE du Bénin. On remarque que le potentiel atteint une valeur 774,0906 W/m^2 par endroits. En se référant aux standards du NREL, un tel potentiel peut être rangé dans la classe 6. De plus on remarque que les valeurs maximales apparaissent autour de la latitude 6°N qui correspond à la côte. Aussi faut il remarquer que les lignes d'isopotential au voisinage des latitudes 3,5°N présentent aussi des valeurs très élevées. La Fig. 5 présente la distribution du potentiel éolien à 100 m dans la ZEE du Bénin. Sur cette figure, la densité de puissance disponible à 100 m de hauteur varie entre 769,6 W/m^2 et 949,2 W/m^2 . Les zones à fort potentiel sont situées vers la cote (près de la latitude 6,5°N) et en haute mer (près de la latitude 3°N). Se référant au standard du NREL [20], ce potentiel peut être rangé dans la classe 5 ($670 W \cdot m^{-2} \leq P \leq 820 W \cdot m^{-2}$). Cependant, il atteint la classe 6 ($820 W \cdot m^{-2} \leq P \leq 1060 W \cdot m^{-2}$) dans certaines parties de la ZEE. Selon le standard du NREL, un potentiel de class 5 est estimée comme une excellente source potentielle de production d'énergie électrique [18]. De même, une source de classe 6 est considérée comme ayant un potentiel exceptionnel pour la génération de l'énergie éolienne [18].

La distribution de la densité de puissance disponible à une hauteur de 120 m est présentée à la Fig. 6. Le potentiel éolien offshore au Bénin à 120 m varie entre 924,3 W/m^2 et 1233,5 W/m^2 . Se référant au standard de classification des sites éoliens du NREL, le potentiel éolien dans la ZEE est classé dans la classe 6 ($880 W \cdot m^{-2} \leq P \leq 1160 W \cdot m^{-2}$). Le potentiel atteint la classe 7 ($P \geq 1160 W \cdot m^{-2}$) dans les parties de la ZEE présentant les plus forts potentiels. En se référant à la classification des sites éoliens, un potentiel de classe 7 constitue le plafond en terme classification. De plus cette classe dite exceptionnelle convient parfaitement pour une production d'énergie électrique.

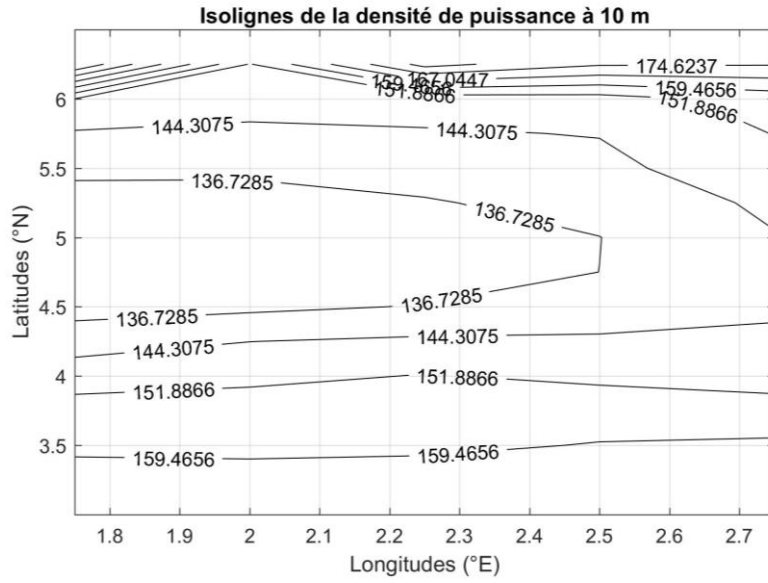


Fig. 3 : isolignes de la densité de la densité de puissance à 10 m de hauteur

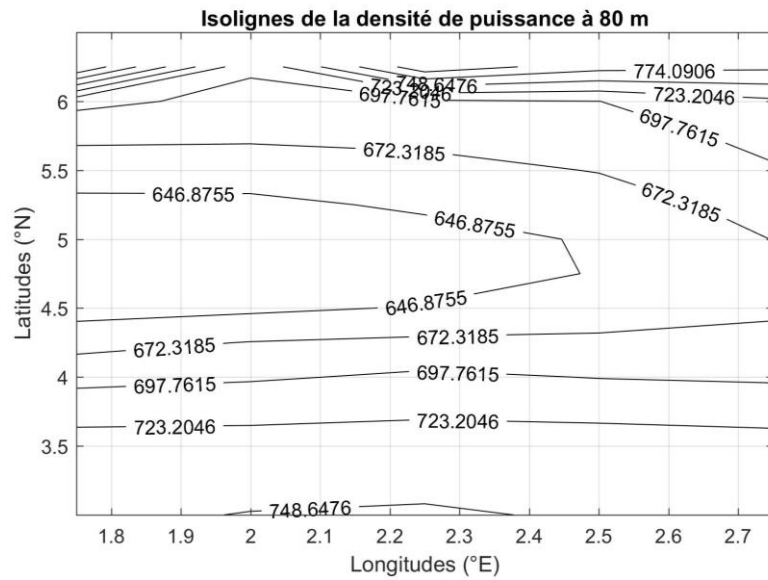


Fig. 4 : isolignes de la densité de puissance à 80 m dans la ZEE du Bénin

REMERCIEMENTS

Nous remercions tous les participants au 4^{ème} Colloque International Francophone d'Énergétique et Mécanique, et espérons que vous apprécierez votre séjour au Bénin.

REFERENCES

- [1] L. Hong and B. Möller, "Offshore wind energy potential in China: Under technical, spatial and economic constraints," *Energy*, vol. 36, no. 7, pp. 4482–4491, Jul. 2011.
- [2] I. Blanco, "The economics of wind energy," vol. 13, pp. 1372–1382, 2009.
- [3] A. Colmenar-Santos, J. Perera-Perez, D. Borge-Diez, and C. dePalacio-Rodríguez, "Offshore wind energy: A review of the current status, challenges and future development in Spain," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 64, pp. 1–18, Oct. 2016.
- [4] M. Dicorato, G. Forte, M. Pisani, and M. Trovato, "Guidelines for assessment of investment cost for offshore wind generation," *Renew. Energy*, vol. 36, no. 8, pp. 2043–2051, Aug. 2011.
- [5] C. Mattar and M. C. Guzmán-Ibarra, "A techno-economic assessment of offshore wind energy in Chile," *Energy*, vol. 133, pp. 191–205, Aug. 2017.
- [6] G. Nagababu, S. S. Kachhwaha, and V. Savsani, "Estimation of technical and economic potential of offshore wind along the coast of India," *Energy*, vol. 138, pp. 79–91, Nov. 2017.
- [7] "Unclos and Agreement on Part XI - Preamble and frame index." [Online]. Available: https://www.un.org/Depts/los/convention_agreements/texts/unclos/closindx.htm. [Accessed: 16-Aug-2017].
- [8] "Chronological lists of ratifications of, accessions and successions to the Convention and the related Agreements." [Online]. Available: https://www.un.org/Depts/los/reference_files/chronological_lists_of_ratifications.htm. [Accessed: 16-Aug-2017].
- [9] Flanders Marine Institute, "Maritime Boundaries Geodatabase: Maritime Boundaries and Exclusive Economic Zones (200NM)." VLIZ, 2016.
- [10] "seawinds." [Online]. Available: <ftp://eclipse.ncdc.noaa.gov/pub/seawinds/SI/uv/daily/netcdf/2000s/>. [Accessed: 08-Jun-2017].
- [11] M. S. Adaramola, M. Agelin-chaab, and S. S. Paul, "Assessment of wind power generation along the coast of Ghana," *Energy Convers. Manag.*, vol. 77, no. 2014, pp. 61–69, 2015.
- [12] S. O. Oyedepo, M. S. Adaramola, and S. S. Paul, "Analysis of wind speed data and wind energy potential in three selected locations in south-east Nigeria," pp. 1–11, 2012.
- [13] C. N. Awanou, J. M. Degbey, and E. Ahlonsou, "Estimation of the mean wind energy available in Benin (Ex Dahomey)," *Renew. Energy*, vol. 1, no. 5–6, pp. 845–853, 1991.
- [14] T. Chang, Y. Wu, and H. Hsu, "Assessment of wind characteristics and wind turbine characteristics in Taiwan," vol. 28, pp. 851–871, 2003.
- [15] M. Mirhosseini, F. Sharifi, and A. Sedaghat, "Assessing the wind energy potential locations in province of Semnan in Iran," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, no. 1, pp. 449–459, 2011.
- [16] G. A. Tolessa, "Assessment of wind power Potential at Zeway , Central Rift Valley," vol. 2, no. 4, pp. 11–18, 2013.
- [17] S. Mohammed, A. Benmansour, N. Ghellai, M. Benmedjahed, M. Abdellatif, and T. Hellal, "Temporal assessment of wind energy resource at four locations in Algerian Sahara," *Energy Convers. Manag.*, vol. 76, pp. 654–664, 2013.
- [18] A. Allouhi *et al.*, "Evaluation of wind energy potential in Morocco's coastal regions," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 72, pp. 311–324, May 2017.
- [19] G. Amirinia, S. Mafi, and S. Mazaheri, "Offshore wind resource assessment of Persian Gulf using uncertainty analysis and GIS," *Renew. Energy*, vol. 113, pp. 915–929, Dec. 2017.
- [20] K.-Y. Oh, J.-Y. Kim, J.-K. Lee, M.-S. Ryu, and J.-S. Lee, "An assessment of wind energy potential at the demonstration offshore wind farm in Korea," *Energy*, vol. 46, no. 1, pp. 555–563, Oct. 2012.
- [21] E. S. Takle and J. M. Brown, "Note on the Use of Weibull Statistics to Characterize Wind-Speed Data," *J. Appl. Meteorol.*, vol. 17, no. 4, pp. 556–559, Apr. 1978.
- [22] J. V. Seguro and T. W. Lambert, "Modern estimation of the parameters of the Weibull wind speed distribution for wind energy analysis," vol. 85, 2000.
- [23] S. Vela, "A review of wind speed probability distributions used in wind energy analysis Case studies in the Canary Islands," vol. 13, pp. 933–955, 2009.

INDEX DES AUTEURS

ADIHOU Coffi Wilfrid	64, 176
AGBOSSOU Kodjo	157
AMARA Ines	146
ANJORIN Malahimi	64, 87, 134, 139, 176
AREDJODOUN Jacques	110
AWANTO Christophe	64, 87, 176
AZA-GNANDJI Maurel	206
AZZOUZ Kamel	13, 19
BAHRANI Seyed-Amir	13, 19
BALANNEC Béatrice	93
BAZANTAY Frédéric	81
BEJI Hassen	122
BENHAMOU Brahim	31
BEYSENS Daniel	37, 59
BINTEIN Pierre Brice	37
BONOMA Beguide	163
BONTEMPS André	13, 19
BOUGEARD Daniel	25
BYRNE Paul	81, 93
CHABI-SIKA Karimou	110
CHANDRA Ambrish	157
COULIBALY Yézouma	53
DAHOU Gédéon	1, 152, 181
DANDO Luc	70
DEROUICH Sara	37
DI PACE Salvatore	49
DIABY Ahmadou Tidiane	93
DJANNA Francis Lénine	43
DJIKOU M. Sylvain	134, 139

DJIMI Sandra	8
DJOSSOU A. Armand	139
DOUZANE Omar	116, 128
DUBAS Frederic	206
EBO Félix Comlan	181
EL GANAOUI Mohammed	200
ESPANET Christophe	110, 206
FAHAD Maoulida	200
FIFATIN François-Xavier	206
FILAINE Frédéric	19
FOPAH-LELE Armand	1, 152, 181
FREITAS-DUTRA Lorena	116
FREPPEL Wirich	128
GAILLARD Léon	105
GALAND Quentin	49
GHOUBALI Redouane	81
GLAUS Mathias	157
GROSJEAN Antoine	99
GUEFANO Serge	163
HAILLOT Didier	157
HASSAN DAHER Dr. Daha	105
HEYIHIN Georges	87
HOUNDEDAKO Sossou	110
HOUNGAN C. Aristide	64, 87, 134, 139, 176
HOUNLONON Montcho Crépin	186, 193
HUMBERSET Luc	13
IBRAHIM Hussein	157
ILINCA Adrian	157
KABORE-KERE Amelie	1, 152, 181
KASSIM Mohamed Aboudou	31, 200
KHEIRI Abdelhamid	8
KIBONG Marius Tony	43

KOUCHADE Clément A.	186, 193
KOUNOUHEWA Basile B	186, 193
LANGLET Thierry	116, 128
LANZETTA François	87
LE PIERRES Nolwenn	53
LHUISSIER Henri	37
LIMAM Oualid	122
LOULERGUE Patrick	93
MANGENEY Claire	37
MARE Thierry	93
MAZIOUD Atef	146
MEDICI Marie-Gabrielle	59
MENEZO Christophe	105
MHIMID Abdallah	146
MONGRUEL Anne	37, 59
MONKAM Louis	43, 163
N'TSOUKPOE Kokouvi Edem	53
NDAME NGANGUE Max	70
NDJAKOMO Salomé	76, 169
NEVEU Pierre	99
NGOCK Roméo Hubert	76
NZIKOU Jean-Mathurin	8
OBAHOUNDJE Salomon	139
OSIPIAN Rémy	13, 19
PROMIS Geoffrey	116, 122, 128
RAHMOUNI Imen	122
RAKOTO Joseph Onymihamina	200
R'MILI Abdelhamid	122
ROUSSE Daniel	157
ROYON Laurent	13, 19, 37, 59
RUSSEIL Serge	25
SANYA A. Emile	64

SAPNKEN Flavian Emmanuel	169
SESHIE Yao M.	53
SIMO TALA Jules Voguelin	25
SOUM-GLAUDE Audrey	99
SOW Ousmane	93
STOUFFS Pascal	70
SZYMCZYK Anthony	93
TAMBA Jean Gaston	43, 76, 163, 169
THOMAS Laurent	99
TONOUEWA Murielle	186, 193
TRAN LE Anh Dung	116, 128
TROSEILLE Joachim	37, 59
TZEVELECOS Wassilis	49
VAN VAERENBERGH Stéfan	49
VIANOUE Antoine	64, 110, 134, 139, 176, 206
YAN Charlotte	157
YAYA-NADJO Isdeen	1, 152, 181
ZEDNIK Ricardo	157
ZOUMENOU S.M.T. Lionel	176

