

DEVELOPPEMENT D'UN MODELE NUMERIQUE POUR L'OPTIMISATION D'UN MICRO COGENERATEUR GAZ COUPLE AU BATIMENT

Jean-Baptiste Bouvenot, Benjamin Latour, Pascal Stabat, Bernard Flament, Monica Siroux, Dominique Marchio

▶ **To cite this version:**

Jean-Baptiste Bouvenot, Benjamin Latour, Pascal Stabat, Bernard Flament, Monica Siroux, et al.. DEVELOPPEMENT D'UN MODELE NUMERIQUE POUR L'OPTIMISATION D'UN MICRO COGENERATEUR GAZ COUPLE AU BATIMENT. Septième édition du COlloque FRancophone en Energie, Environnement, Economie et Thermodynamique - COFRET'14, Apr 2014, Paris, France. hal-01299926

HAL Id: hal-01299926

https://minesparis-psl.hal.science/hal-01299926

Submitted on 6 Feb 2017

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.

COFRET'14-PF3-071

DEVELOPPEMENT D'UN MODELE NUMERIQUE POUR L'OPTIMISATION D'UN MICRO COGENERATEUR GAZ COUPLE AU BATIMENT

*Bouvenot Jean-Baptiste[a], Latour Benjamin[a], Stabat Pascal[b], Flament Bernard[a], Siroux Monica[a], Marchio Dominique[b],
[a]ICube UMR7357, INSA de Strasbourg, 24 boulevard de la victoire, 67000 Strasbourg, France
[b]Mines Paristech, CES Paris, 60 boulevard Saint-Michel, 75272 Paris Cedex 06, France

* Auteur correspondant: jean-baptiste.bouvenot@insa-strasbourg.fr

Résumé

Une solution de micro cogénération à moteur Stirling à gaz est testée sur la plateforme Climatherm à l'INSA de Strasbourg. Ce micro cogénérateur intègre une chaudière auxiliaire montée en série et en aval du moteur Stirling. Un modèle numérique, permettant de simuler les performances énergétiques du moteur Stirling et de la chaudière auxiliaire a été développé et calibré à partir d'essais expérimentaux réalisés au laboratoire. Sur la base de ce modèle, implémenté dans l'environnement TRNSYS, des études d'optimisation ont été réalisées afin de mesurer l'impact de la taille du stockage et des stratégies de régulation sur les performances énergétiques et la pertinence économique de ces systèmes. Les premiers résultats ainsi obtenus montrent que la stratégie de régulation et le montage hydraulique utilisés influent fortement sur les performances du micro cogénérateur.

Mots-clés : Micro cogénération, optimisation, moteur Stirling gaz, modèle numérique, optimisation

Introduction

La cogénération est la production simultanée de chaleur et d'électricité (ou d'énergie mécanique Les faibles niveaux de puissances thermiques et électriques permettent d'exploiter de manière rationnelle le combustible afin de produire de l'électricité, la chaleur dite « fatale », vue comme un « déchet » par les centrales thermiques classiques (production centralisée), étant alors utilisée afin de produire de l'eau chaude pour le chauffage et l'eau chaude sanitaire à l'intérieur même d'un bâtiment. Comparée à une production classique d'électricité seule, centralisée, la cogénération améliore l'efficacité énergétique globale et diminue l'impact environnemental en utilisant notamment moins d'énergie primaire [1]. La cogénération est déjà bien répandue pour des applications industrielles ou pour des réseaux de chaleur urbains. La micro cogénération correspond à des faibles puissances de cogénération, compatibles avec un usage direct à l'intérieur d'un bâtiment. On parle de micro cogénération en dessous de puissances électriques de 20 kWel [1]. De fait de ces faibles puissances, les micro cogénérateurs utilisent des technologies différentes quant à la génération d'électricité et l'effet d'échelle diminue l'efficacité électrique par rapport aux productions centralisées [2]. Cependant l'implémentation de ces systèmes au sein même des lieux de puisage d'énergie permet d'éviter l'usage des réseaux et les pertes électriques et thermiques associées. Les principales technologies utilisées pour la micro cogénération sont les micro turbines, les moteurs Stirling, les moteurs Ericsson, les moteurs à combustion internes, les moteurs à vapeur et les piles à combustible. Le moteur Stirling a l'avantage de pouvoir atteindre des

rendements électriques et globaux intéressants allant jusqu'à 35 % pour le rendement électrique et jusqu'à plus de 95% pour le rendement global [3]. Mais la technologie à mettre en œuvre peut être complexe comparée à une turbine ou à un moteur à vapeur à piston.

Plusieurs stratégies existent pour simuler le comportement d'un micro cogénérateur. Celles-ci vont de modèles complètement physiques basés sur les cycles thermodynamiques jusqu'à des modèles totalement empiriques [3]. Ici, le modèle doit être compatible avec des simulations thermiques dynamiques annuelles et des études d'optimisation. Le modèle de micro cogénération devant être relativement simple, une modélisation thermodynamique a été écartée. Beausoleil-Morrison et al [4-5] donnent une base de modèles semi physiques de micro cogénérateurs en décomposant les cycles en 4 parties (démarrage, régime permanent, refroidissement, arrêt) en utilisant les paramètres majeurs que sont la température de retour, le débit d'eau de chauffage et la charge comme variables pour calculer les entrées et sorties importantes du modèle.

Peu de travaux existent sur la modélisation et sur des essais de micro cogénérateurs à moteur Stirling [3-4], dont les résultats sont trop partiels. L'idée étant de conserver un minimum de sens physique, il a été choisi d'opter pour un modèle semi physique paramétrique où chaque sortie est modélisée par une corrélation fonction du débit d'eau de chauffage, de la température d'eau de retour selon les résultats d'essais effectués. Ce modèle s'inscrit dans un contexte d'optimisation de l'environnement d'accueil de ces solutions par l'élaboration de plateformes d'optimisation sous TRNSYS modélisant les parties production d'énergie, stockage, distribution, puisage et régulation.

1- **Etude expérimentale**

1.1 Dispositif expérimental

Les essais ont été réalisés sur la plateforme Climatherm à l'INSA de Strasbourg. Le micro cogénérateur testé est un modèle présérie du système *Hybris Power* de marque **De Dietrich** (Figure 1). La métrologie mise en place est détailleé dans le Tableau 1. La température d'eau de retour du système est contrôlée en régulant le débit d'eau secondaire de l'échangeur de chaleur via une vanne 2 voies et un régulateur PID.

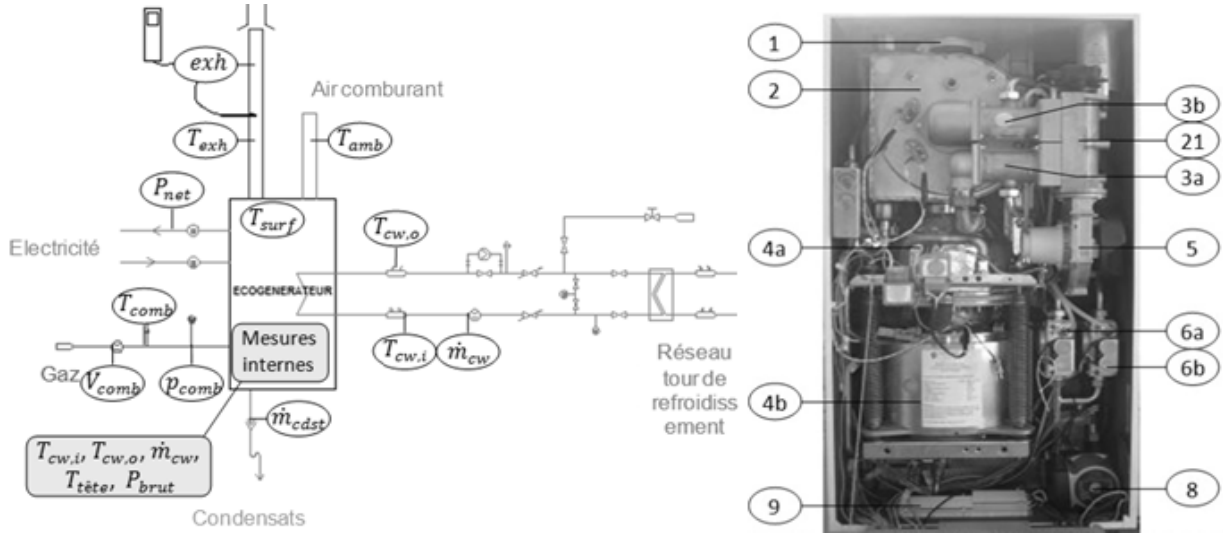


Figure 1: Schéma de principe du banc d'essais (1 : sortie ventouse, 2 : échangeur condenseur, 3 : Venturis, 4 : moteur Stirling, 5 : ventilateur, 6 : bloc gaz, 8 : circulateur, 9 : vase d'expansion).

Tableau 1: Moyens métrologiques.

Type	Paramètre	Notation	Moyens métrologiques	Incertitude
Combustible	Consommation de gaz	V_{fuel}	Débitmètre à diphragme Gallus	$\pm$ 1,5%
	Pression du gaz	p_{fuel}	Pressiomètre analogique	$\pm 1 mbar$
	PCS	GHV_{fuel}	Fournisseur de gaz	$\pm$ 1%
	Temperature	T_{amb},T_{fuel}	Pt 500	$\pm 0{,}2K$ + 0,05%
	Puissance combustible	$\boldsymbol{P_{fuel}}$	**Calculée**	$\pm$ **2,5%**
Puissance de chauffage	Température	$T_{cw,i}$, $T_{cw,o}$	Pt 100 4 fils	$\pm 0{,}2K$ + 0,05%
	Débit volume	$\dot{V}_{cw}$	Débitmètre à ailette (Bürkert M12)	$\pm 0{,}15 l.mn^{-1}$ + 2,5%
	Puissance thermique	$\boldsymbol{\dot{Q}_{HX}}$	**Calculée**	$\pm$ **4,5 %**
Production électrique	**Puissance électrique brute**	$\boldsymbol{P_{gross}}$	**Energie mètre (Socomec DIRIS A 20)**	**1** %
Consommation électrique	Consommation des auxiliaires	P_{aux}	**Energie mètre (Socomec DIRIS A 20)**	1 %
Températures	Température dans le ballon	T_{tank} (x4)	Pt 100 4 fils	$\pm 0{,}2K$ + 0,05%
Fumées	Température O_2, NO_x, CO, CO_2		Analyseur ECOM J2KN	- -

La puissance thermique est déterminée à l'aide de l'équation de transport de l'énergie thermique (1):

$$\dot{Q}_{HX} = \rho(T_{cw,i}).\dot{V}_{cw}\,.Cp\left(\frac{T_{cw,o}+T_{cw,i}}{2}\right).(T_{cw,o}-T_{cw,i}) \quad (1)$$

Les propriétés thermiques de l'eau sont déterminées en fonction de la température [6]. La puissance combustible est calculée en mesurant le débit de gaz, ramené aux conditions normales de pression et de température (CNTP) et en considérant le PCS du gaz qui est fourni quotidiennement par le fournisseur de gaz aux CNTP.

$$P_{fuel} = \dot{m}_{fuel}\, GHV_{fuel} \quad (2)$$

La puissance électrique est mesurée par un énergie-mètre qui permet de mesurer la puissance consommée par les auxiliaires (pompes, ventilateur, électronique) et de mesurer la puissance électrique produite. L'ensemble des incertitudes données ici sont calculées selon la Loi de Propagation des Incertitudes [7-8].

1.2 Etude du régime permanent

Les essais ont été réalisés pour différents débits (de 8 à 22 l.min^{-1}) et différentes températures d'eau de retour (de 30 à 60 °C par pas de 10 °C).

1.2.1 Moteur Stirling

Les figures 2 et 3 présentent un échantillon des résultats d'essais obtenus.

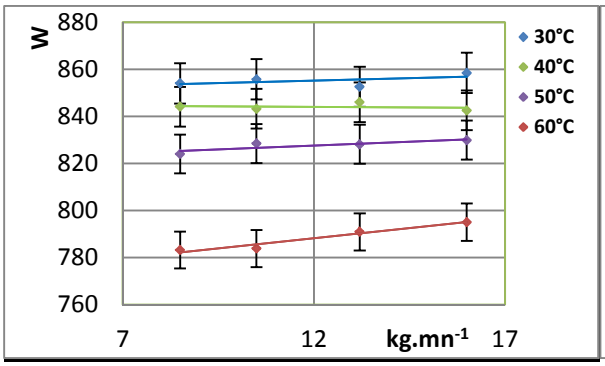


Figure 2: Puissance électrique brute du moteur Stirling en régime permanent en fonction du débit d'eau et de la température d'entrée.

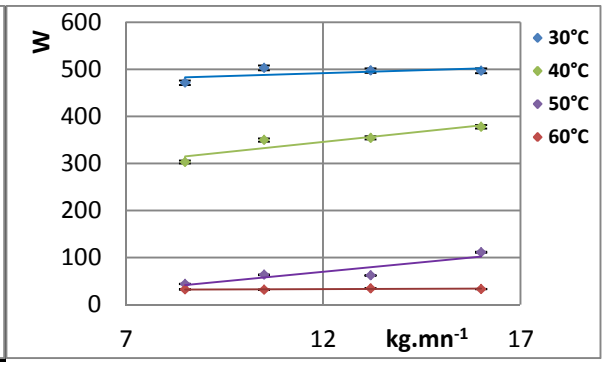


Figure 3: Puissance thermique récupérée par condensation en régime permanent en fonction du débit d'eau et de la température d'entrée.

De l'ensemble de ces essais, on détermine des corrélations pour l'ensemble des flux et de la température des fumées en régime permanent (figures 4 et 5).

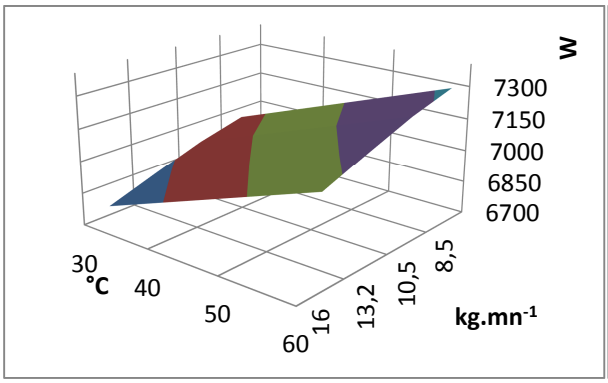


Figure 4: Puissance combustible du moteur Stirling en régime permanent en fonction du débit d'eau et de la température d'entrée.

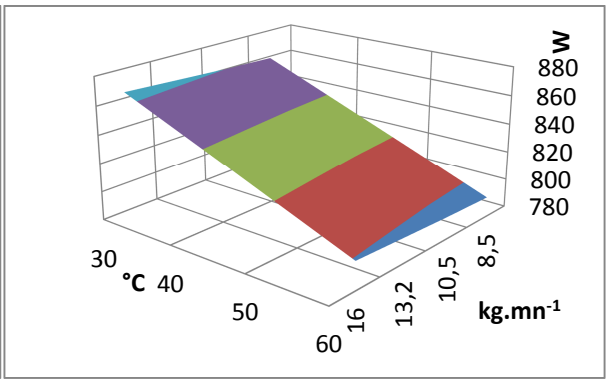


Figure 5: Puissance électrique du moteur Stirling en régime permanent en fonction du débit d'eau et de la température d'entrée.

Les figures 2 et 3 donnent des résultats d'essais effectués en régime permanent. L'ensemble des flux d'enthalpie entrants et sortants ont été étudiés en fonction de la température d'eau de retour et du débit d'eau de chauffage. La dépendance à la température est marquée. En particulier, la puissance électrique est sensible à ce paramètre puisque les performances sont intrinsèquement liées à la température de la source froide constituée par l'eau de chauffage. En effet, selon le rendement de Carnot, plus l'écart de température entre la source chaude (la flamme du brûleur) et la source froide (l'eau de chauffage) est grand, et plus le rendement maximum théorique est important. Des températures d'eau de retour élevées diminuent cet écart. Aussi, la dépendance des performances au débit est plus faible, mais à puissance thermique constante, plus le débit sera important, plus la température d'eau de départ sera basse en sortie de l'échangeur, ce qui explique que la puissance électrique soit plus élevée (figure 2). Les basses températures favorisent également une meilleure condensation de la vapeur d'eau dans les fumées.

1.2.2 Chaudière auxiliaire

La même campagne d'essais a été menée sur la chaudière auxiliaire afin d'avoir un modèle complet sur ce système. Ce modèle servira également à comparer le micro cogénérateur seul à une solution de référence : la chaudière gaz à condensation. Les figures 6 et 7 montrent deux résultats d'essais sur la puissance thermique et sur la puissance récupérée sur la condensation de la vapeur d'eau dans les fumées. Les figures 8 et 9 présentent les linéarisations des essais. Elles mettent en évidence l'influence marquée de la température d'eau de retour et du débit d'eau de chauffage sur les performances. Les basses températures et les grands débits diminuent la température moyenne en surface de l'échangeur ce qui permet de maximiser la condensation de la vapeur d'eau dans les fumées et donc de maximiser les performances en terme de rendement thermique.

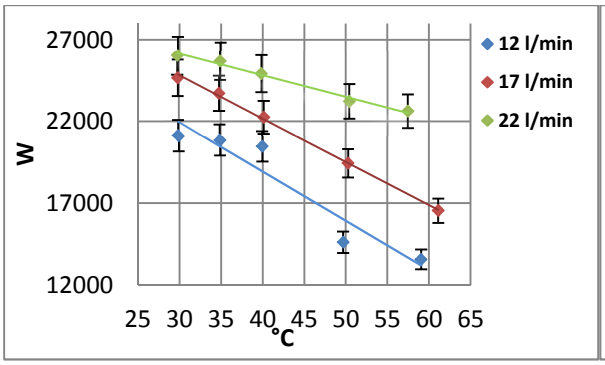


Figure 6: Puissance thermique de la chaudière auxiliaire en régime permanent en fonction du débit d'eau et de la température d'entrée.

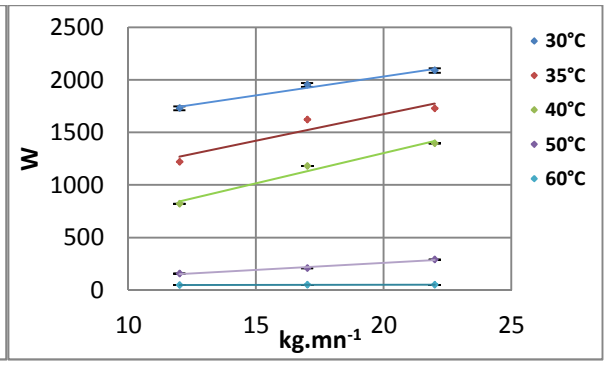


Figure 7: Puissance récupérée par la condensation en régime permanent en fonction du débit d'eau et de la température d'entrée.

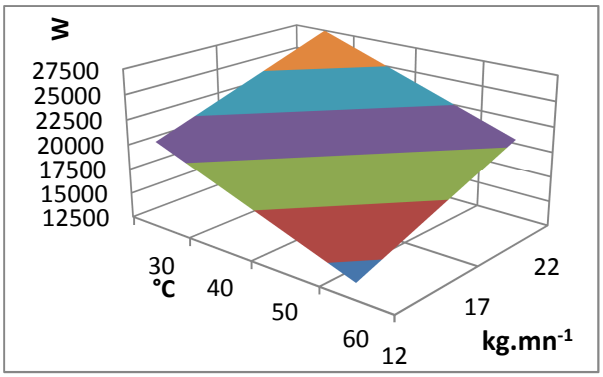


Figure 8: Puissance thermique de la chaudière auxiliaire en régime permanent en fonction du débit d'eau et de la température d'entrée.

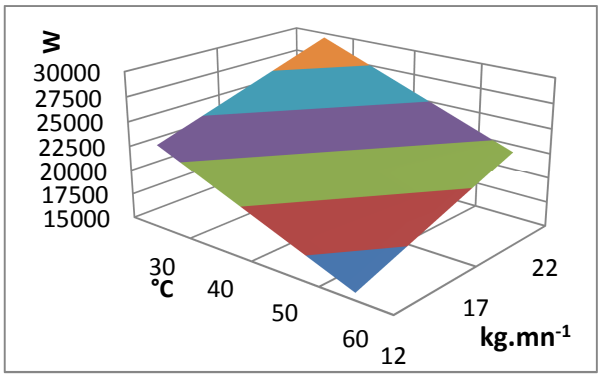


Figure 9: Puissance combustible de la chaudière auxiliaire en régime permanent en fonction du débit d'eau et de la température d'entrée.

Pour la température des fumées, la dépendance au débit est moins marquée. La température des fumées va notamment permettre de modéliser les pertes par les fumées. Le tableau 2 donne l'écart maximum entre les corrélations et les résultats de la campagne expérimentale. Une régression linéaire à deux variables donne des résultats satisfaisants avec une erreur maximum de 3,6 % entre les mesures et le modèle sur le moteur Stirling.

Tableau 2 : Ecarts maximum entre les corrélations et les essais en régime permanent.

Ecart maximum	Q_{HX}	P_{gross}	P_{fuel}	T_{exh}
Stirling	3,1 %	1,6 %	3,6 %	4,9 %
Auxiliaire	11,6 %	-	3,4	6,9 %

1.3 Etude du régime transitoire

Le régime transitoire a également été étudié. Les résultats ont été normalisés par rapport à la valeur nominale de chaque configuration de manière à déceler les tendances de chaque essai réalisé à des températures et des débits différents. Les résultats sont compilés sur les figures 14 à 19. Les phases de démarrage et d'arrêt peuvent être modélisées par des lois du premier ordre ne faisant intervenir qu'une constante de temps pour chaque phase. Seule la décroissance de la puissance électrique est linéaire et sera prise en compte par un coefficient spécifique.

1.3.1 Moteur Stirling

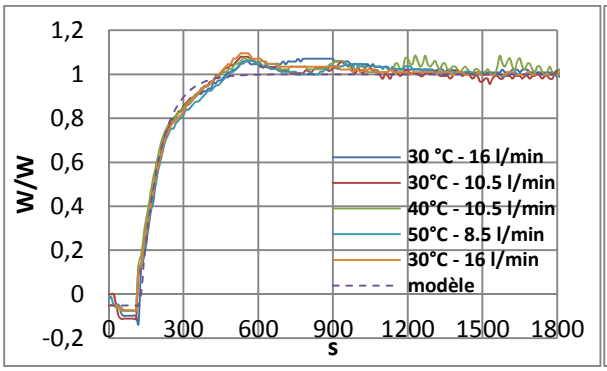


Figure 10: Puissance électrique normalisée du moteur Stirling pendant la phase de démarrage.

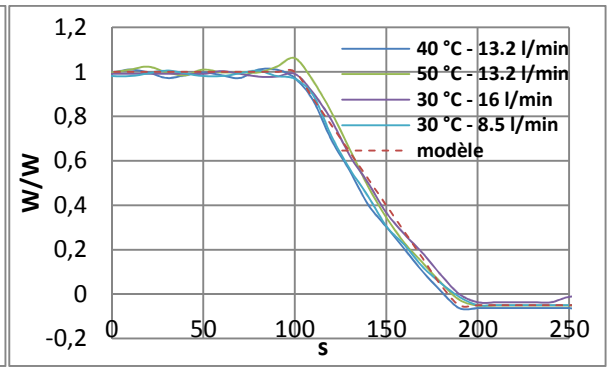


Figure 11: Puissance électrique normalisée du moteur Stirling pendant la phase d'arrêt.

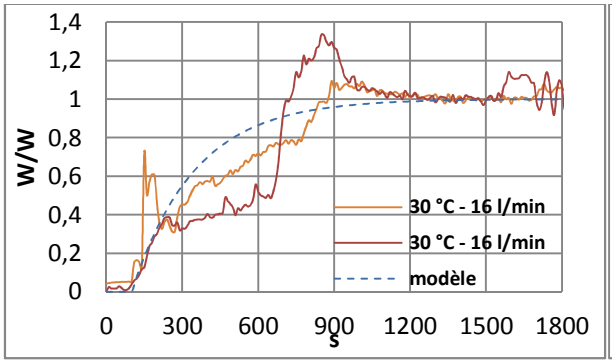


Figure 12: Puissance thermique normalisée du moteur Stirling pendant le démarrage.

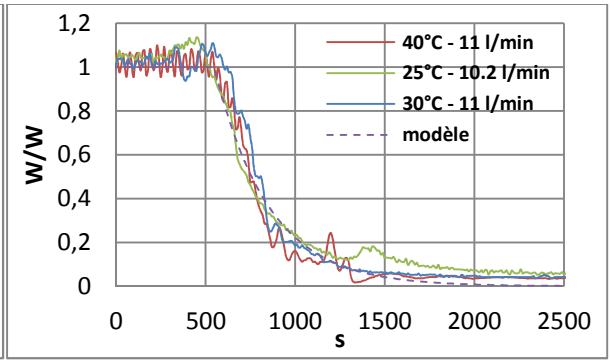


Figure 13: Puissance thermique normalisée du moteur Stirling pendant la phase de d'arrêt.

1.3.2 Chaudière auxiliaire

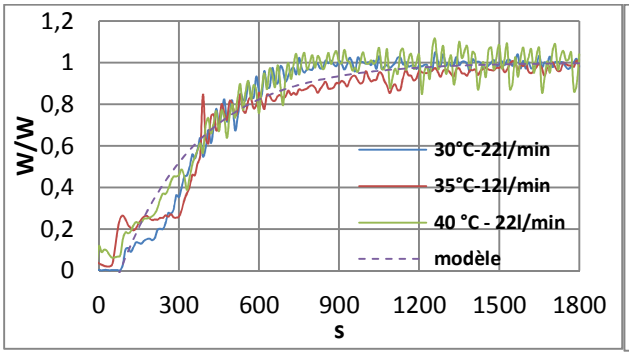


Figure 14: Puissance thermique normalisée de la chaudière auxiliaire pendant le démarrage.

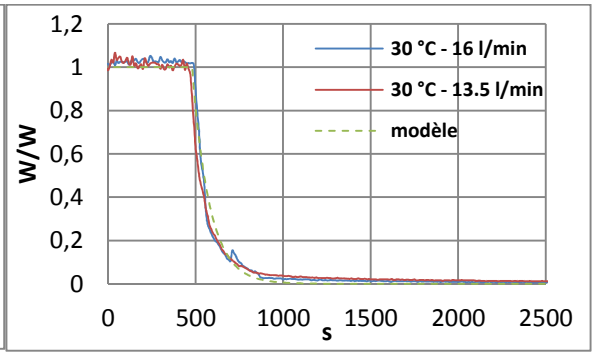


Figure 15: Puissance thermique normalisée de la chaudière auxiliaire pendant la phase d'arrêt.

Ces différentes campagnes d'essais ont ainsi permis de déterminer un ensemble de corrélations, concernant les puissances thermiques, électriques ou encore la température des fumées, fonction du débit d'eau et de la température d'eau de retour. En effet, cette première approche expérimentale est nécessaire pour la mise en place de notre modèle semi-physique, présenté dans la section suivante.

2- **Etude numérique et optimisation**

2.1- Modèle numérique

Sur la base des essais, des corrélations ont été établies (eq. (3) à (7)) afin de pouvoir modéliser les performances du moteur Stirling et de la chaudière auxiliaire en fonction du débit d'eau de refroidissement et de la température d'eau de retour en régime permanent. Ces corrélations permettront d'ajuster au plus juste les performances du système en fonction de la régulation utilisée qui va notamment imposer des températures d'eau en fonction des besoins d'ECS et de la rigueur du climat (loi d'eau par exemple).

$$\dot{Q}_{HX\,aux} = \dot{Q}^{nom}_{HX\,aux} - 236{,}20\left(T_{cw,i} - T^{nom}_{cw,i}\right) + 629{,}88\left(\dot{m}_{cw} - \dot{m}^{nom}_{cw}\right) \quad (3)$$

$$P_{fuel\,aux} = P^{nom}_{fuel\,aux} - 256{,}10\left(T_{cw,i} - T^{nom}_{cw,i}\right) + 594{,}14\left(\dot{m}_{cw} - \dot{m}^{nom}_{cw}\right) \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{HX} = \dot{Q}^{nom}_{HX} - 1{,}43\left(T_{cw,i} - T^{nom}_{cw,i}\right) + 8{,}62\left(\dot{m}_{cw} - \dot{m}^{nom}_{cw}\right) \quad (5)$$

$$P_{gross} = P^{nom}_{gross} - 2{,}16\left(T_{cw,i} - T^{nom}_{cw,i}\right) + 0{,}73\left(\dot{m}_{cw} - \dot{m}^{nom}_{cw}\right) \quad (6)$$

$$P_{fuel} = P^{nom}_{fuel} - 12{,}35\left(T_{cw,i} - T^{nom}_{cw,i}\right) - 27{,}44\left(\dot{m}_{cw} - \dot{m}^{nom}_{cw}\right) \quad (7)$$

Tableau 3 : Paramètres importants du modèle en régime permanent.

$T^{nom}_{cw,i}$	$\dot{m}^{nom}_{cw}$	$\dot{Q}^{nom}_{HX}$	P^{nom}_{gross}	P^{nom}_{fuel}	$\dot{Q}^{nom}_{HX\,aux}$	$P^{nom}_{fuel\,aux}$
30 °C	**16 kg.mn^{-1}**	**5 315 W**	**864 W**	**6 640 W**	**23 703 W**	**25 769 W**

Pendant les phases transitoires, les essais suggèrent que les évolutions des puissances électriques et thermiques se comportent comme des systèmes du premier ordre, où la constante de temps est liée aux coefficients d'échange et à la masse du fluide caloporteur et de l'échangeur de chaleur. Les phases transitoires sont donc modélisées par des lois exponentielles en utilisant des constantes de temps (tableau 4) sauf pour la décroissance de la puissance électrique pendant la phase d'arrêt qui est linéaire (figure 11). Des modèles physiques prenant en compte l'inertie du corps de chauffe, les caractéristiques des échangeurs, etc, peuvent êtes calibrés grâce à ces essais comme ceux élaborés par Haller [9]. Cependant ici, l'objet de cette étude repose sur le couplage de ces modèles avec le bâtiment. Ces modèles se doivent donc d'être simples et facilement modulables voire paramétrables uniquement par des données des constructeurs ou d'essais de certifications. Chaque évolution de la phase de démarrage est également caractérisée par des temps de retard par rapport à la mise en route du système.

Tableau 4 : Constantes pour caractériser le régime transitoire (Q=chaleur, P=électricité).

		démarrage	*arrêt*	*retard*
Auxiliaire (Q)		$\tau = 450\ s$	$\tau = 100\ s$	$\Delta t = 45\ s$
Stirling	**Q**	$\tau = 400\ s$	$\tau = 250\ s$	$\Delta t = 45\ s$
	P	$\tau = 100\ s$	$a = 0{,}012\ s^{-1}$	$\Delta t = 75\ s$

Le modèle prend bien en compte le fait que les deux systèmes sont montés en série. Ainsi, la température en sortie du moteur Stirling correspondra à la température d'entrée de l'auxiliaire. De même, le débit sera forcément le même pour les deux échangeurs.

Le modèle réalise le bilan complet du système (eq. (8)). Les puissances électrique, thermique et combustible sont établies par des corrélations. Le reste des flux enthalpiques entrants et sortants sont calculés : les pertes sensibles et latentes par les fumées, les déperditions et les flux enthalpiques de l'air comburant et du combustible.

$$0 = \dot{H}_{fuel} + \dot{H}_{air} + P_{fuel} - P_{gross} - Q_{loss} - Q_{HX} - \dot{H}_{exh}^{sens} - \dot{H}_{exh}^{lat} \quad (8)$$

Chaque flux est déterminé de manière indépendante en fonction des paramètres physiques caractéristiques, c'est-à-dire :

-le débit d'eau de refroidissement $\dot{m}_{cw}$
-la température d'eau de retour $T_{cw,i}$
-la température des fumées, calculée par une corrélation T_{exh}

Les flux d'enthalpies du combustible, de l'air comburant et des fumées sont basés sur les tables de JANAF : à chaque élément chimique i contenu dans le combustible correspondent des coefficients α qui permettent de déterminer l'enthalpie spécifique de l'ensemble du combustible à l'aide d'un polynôme d'ordre 5 fonction de la température [10]. Le flux d'enthalpie des fumées pour les pertes sensibles est appliqué sur les fumées humides et uniquement sur la part non condensée de la vapeur d'eau puisque la chaudière est à condensation :

$$\dot{H}_{\iota} = \frac{\dot{m}_{\iota}}{\mathrm{M}_i} \sum_i \{[H_i(T) - H_i(T_0)]\chi_i\} \quad (9)$$

La puissance apparente électrique réelle en sortie du moteur Stirling est quasiment constante à 1000 VA. La puissance active, réellement exploitable, en sortie du micro cogénérateur est inférieure en raison des pertes par synchronisation au réseau notamment. Dans le modèle, la puissance brute P_{gross} correspond à la puissance électrique réellement fournie au réseau P_{net} agrégée de la puissance consommée par les auxiliaires.

$$P_{gross} = P_{net} + P_{aux} + P_{electro} \quad (10)$$

3.2- **Etude d'optimisation**

Il est intéressant d'obtenir deux modèles équivalents pour évaluer la pertinence et la performance d'un micro cogénérateur par rapport à une solution gaz classique qui serait ici une chaudière gaz à condensation. Ces modèles ont pour vocation d'être utilisés dans des études d'optimisation afin d'optimiser le couplage entre ce type d'appareils et le bâtiment. Ici, deux choses ont été évaluées, l'impact du montage hydraulique sur les performances du système et la nature de la régulation. Pour le montage hydraulique, nous distinguons deux typologies : le montage « direct » (sans stockage, qui consiste à répondre à la demande au fil de l'eau), le montage « stockage » (qui consiste à réguler en permanence la température dans le ballon en fonction d'une consigne). Pour la régulation, nous distinguons quatre modes différents :

-« heat led » où la régulation suit au fil de l'eau la demande thermique. Le moteur Stirling est démarré en priorité, l'auxiliaire se mettra en route ensuite si la demande excède la capacité du moteur Stirling.

-« electricity led » où la régulation suit en priorité au fil de l'eau la demande électrique. Le moteur Stirling est démarré uniquement s'il y a une demande électrique minimum. En absence de demande électrique suffisante, l'auxiliaire est mis en route.

-« heat led DHW » où la régulation suit au fil de l'eau la demande thermique en démarrant en priorité le moteur Stirling. L'auxiliaire répond seul à la demande en ECS.

-« cost led » où le moteur Stirling n'est mis en route que si la situation est rentable (R>0). Ce mode de régulation inclut donc le coût des énergies qui est supposé être connu. L'équation (11) donne la stratégie qui consiste à mettre en route le micro cogénérateur seulement si la rentabilité, exprimée en €.kWth^{-1} et liée au taux d'auto consommation TAC de la production électrique, est assurée (R>0). Les coûts de l'électricité importée et exporté étant différents, ils ont été dissociés ici. L'auto consommation de la production électrique permet de réduire l'importation d'électricité et donc de réduire la facture électrique. La part non auto consommée est soit vendu gratuitement sur e réseau, soit valorisé à hauteur du tarif de rachat.

$$R = \frac{C_{fuel}}{\eta_{th_{aux}}} - \frac{1}{\eta_{th}}\left[C_{fuel} - \eta_{el}.\left((1-TAC).C_{el_{export}} + TAC.C_{el_{import}}\right)\right] \quad (11)$$

Une étude a été menée sur le cas de bâtiments d'habitation en distinguant 3 nivaux de besoins thermiques. Les caractéristiques des bâtiments étudiés sont données dans le tableau 5. Les coûts des énergies pris en compte sont de 7,3 c€.kWh^{-1} pour le gaz, 9,46 c€.kWh^{-1} pour l'électricité vendue quand elle est valorisée, 9,64 et 13,91 c€.kWh^{-1} pour l'électricité achetée respectivement en heures creuses et en heures pleines. La figure 16 donne l'allure des besoins électriques pour une journée d'hiver et une journée d'été obtenu à l'aide d'une modélisation stochastique au pas de temps 5 mn [11].

Tableau 5 : Caractéristiques de consommation des bâtiments.

	Besoins de chauffage annuels en kWh.m^{-2}.an^{-1}	Besoins en ECS annuels en kWh.m^{-2}.an^{-1}	Besoins électriques annuels en kWh.m^{-2}.an^{-1}
Bâtiment type 1	120	25	30
Bâtiment type 2	60	25	30
Bâtiment type 3	30	25	30

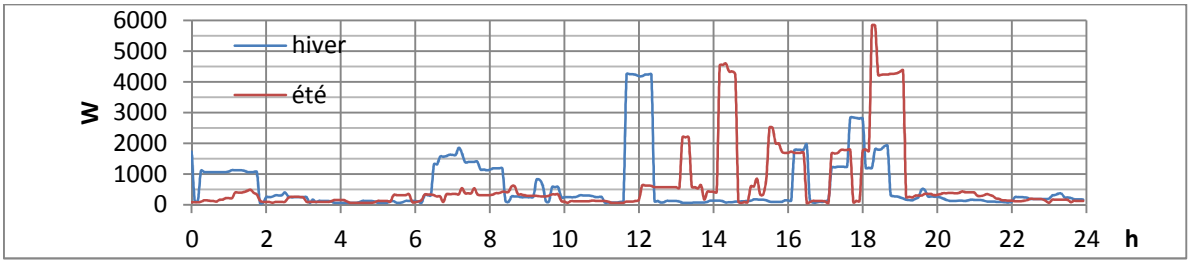


Figure 16: Besoins électriques modélisés (pas de temps 5 mn) pour un jour d'hiver et d'été.

3.2.1 Montage hydraulique

Le moteur Stirling a une certaine inertie au démarrage ce qui rend pertinent l'utilisation d'un modèle dynamique. La figure 17 montre que le moteur Stirling met 30 minutes, selon le modèle, pour atteindre un rendement de cycle équivalent à 90 % du rendement nominal. Ce modèle va permettre de prendre en compte les phénomènes de courts cycles qui vont dégrader le rendement global de l'installation. Aussi, le fait d'avoir des temps de retard avant le démarrage du moteur va dégrader les performances du micro cogénérateur, notamment en terme d'autoconsommation car les besoins des bâtiments peuvent être variables et la production pourra totalement être déphasée par rapport à la consommation à cause de cette inertie de démarrage qui limite la réactvité des systèmes. Pour optimiser les rendements, un

stockage de chaleur peut être utilisé par un ballon tampon. Plus la taille de stockage augmente et plus les rendements annuels sont importants (figure 18).

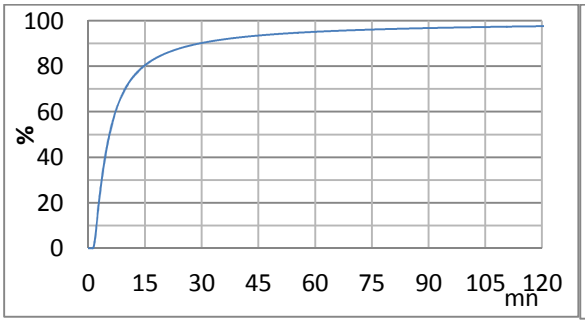


Figure 17 : Evolution du rendement électrique normalisé en fonction temps du cycle.

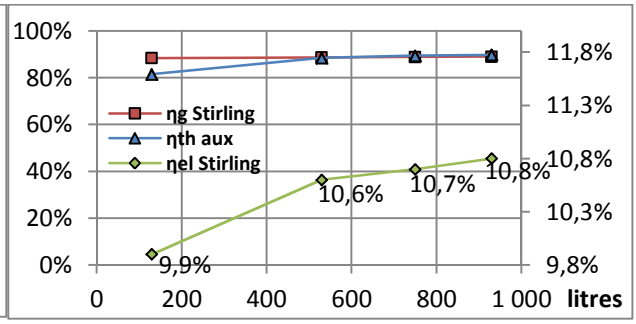


Figure 18 : Rendements annuels en fonction du volume de stockage (bâtiment type 2).

Ces résultats suggèrent de favoriser un stockage assez élevé de manière à optimiser la production du moteur Stirling. Cependant, plus le ballon sera grand, et plus il sera déperditif, et donc générera des pertes thermiques. Ces pertes se matérialisent sur le bilan économique par des coûts d'exploitation plus importants. Les coûts d'exploitation n'intègrent pas les coûts d'investissement ni de maintenance. La figure 22 présente le bilan économique annuel en considérant les coûts de l'énergie électrique importée et du gaz consommé. L'optimisation du rendement électrique ne contrebalance pas les surconsommations de gaz engendrées par les déperditions des ballons de grandes tailles sauf pour des tailles faibles (de 50 à 150 l en pratique, soit l'équivalent de 30 mn à 1h30mn de capacité de stockage à puissance thermique nominale du moteur Stirling). La figure 23 montre l'intérêt du stockage thermique de faible capacité par rapport à un montage direct au fil de l'eau qui permet d'améliorer le bilan économique (gaz+électricité) de 5 à 25% selon le type de bâtiment.

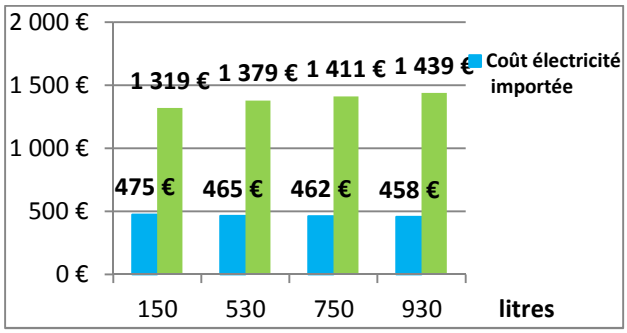


Figure 19 : Coûts d'exploitation dans le cas d'un stockage (bâtiment de type 2 surface de 100 m²).

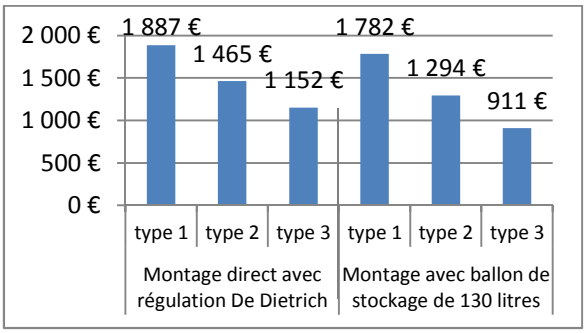


Figure 20 : Coûts d'exploitation comparatifs entre un montage avec stockage et un montage direct (surface de 100 m²).

3.2.2 Régulation

La production simultanée de deux types d'énergie donne la possibilité d'utiliser d'autres types de régulation. La régulation basique consiste à suivre la demande thermique et de produire de l'électricité sans se soucier de la demande. Or, la rentabilité de ces systèmes est fortement dépendante du taux d'autoconsommation de la production électrique. C'est pourquoi une régulation sur la demande électrique et une autre sur la rentabilité ont été implémentées: il faut atteindre un taux d'autoconsommation minium pour démarrer le moteur afin d'assurer la rentabilité du système. La figure 21 montre l'impact de ces régulations sur les rendements moyens annuels. La régulation la plus performante sur ce point est la régulation « heat led DHW » car la demande en ECS (eau à 60°C) étant assurée par la chaudière auxiliaire uniquement, les températures de la source froide du moteur sont plus favorables au rendement de Carnot. Aussi, plus le bâtiment sera énergivore, plus les lois d'eau proposent des

températures de chauffage importantes, ce qui dégrade les rendements électriques malgré des temps de cycles en moyenne plus longs. La régulation « cost led » maximise le taux d'autoconsommation mais dégrade les temps de cycles ce qui donne des rendements plus faibles. Aussi, l'inertie de démarrage de la production électrique associée à la variabilité de la demande électrique fera que la production électrique démarrera trop tard pour couvrir certains besoins, notamment les pics de consommation qui peuvent être relativement courts. La figure 22 montre l'impact de ces régulations sur le cas d'un immeuble collectif. Une régulation optimisée sur la rentabilité permet d'améliorer le bilan économique de l'ordre de 10% par rapport à la régulation classique. Ceci pourrait notamment être faisable par l'introduction de compteurs intelligents capables de connaître les coûts des énergies.

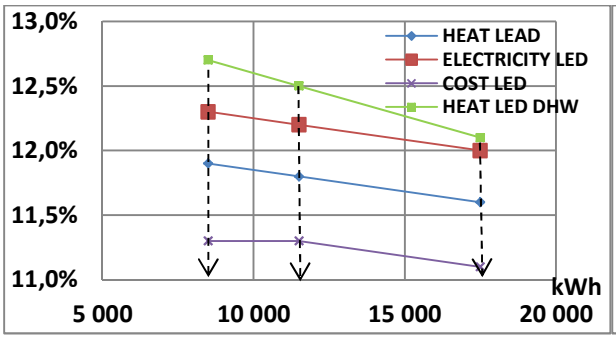


Figure 21 : Rendements électriques moyens annuels en fonction des besoins thermiques annuels et de la régulation (montage direct).

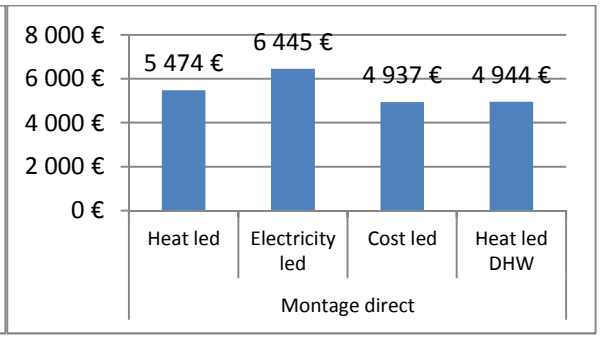


Figure 22 : Coûts d'exploitation en fonction de la régulation sur un bâtiment de type 2 (surface de 400 m²).

Conclusion

Un micro cogénérateur à moteur Stirling et son générateur thermique d'appoint ont été testés sur la plateforme énergétique de l'INSA Strasbourg. Une campagne d'essais expérimentaux ont permis d'aboutir à la création d'un modèle numérique qui a été codé dans l'environnement TRNSYS sous le nom de type 253. Ce modèle a ensuite été utilisé pour la réalisation d'études d'optimisation dans la plateforme TRNSYS quant à la pertinence d'un stockage thermique et de différentes stratégies de régulation. Les résultats ont montré que dans le cas d'un puisage individuel, un ballon de stockage permettait de dé-corréler les besoins électriques et thermiques et permet surtout de maximiser les rendements du micro cogénérateur. Cependant, le stockage optimal est plutôt restreint : entre 50 et 150 l, au-delà, les déperditions du ballon pénalisent le bilan énergétique. L'émergence de ces systèmes suppose également de faire évoluer les stratégies de régulation car l'autoconsommation de la consommation électrique est le point critique et doit être la plus importante possible. Les études ont montrés qu'une régulation intelligente basée sur un critère de rentabilité permettait d'améliorer le bilan économique annuel d'environ 10% par rapport à une régulation classique. La prochaine phase est de réaliser des études d'optimisation multi critères afin d'identifier l'environnement optimal pour ces systèmes au niveau énergétique, économique et environnemental. Ce modèle sera également couplé à un régulateur prédictif de manière à optimiser l'autoconsommation en anticipant les demandes électrique et thermiques.

Remerciements

Les auteurs souhaitent remercier la société **Enerest** et l'entreprise **De Dietrich Thermique** pour leur soutien financier.

Références

[1] Andlauer, B., "Optimisation systémique de micro-cogénérateurs intégrés aux bâtiments", thèse de doctorat, Mines ParisTech, 2011.

[2] M. Bianchi, A. De Pascale and P. Ruggero Spina, “Guidelines for residential micro-CHP systems design”. Applied Energy, Volume / 97, Pages 673-685, 2012.

[3] S. Thiers, “Experimental characterization, modeling and simulation of a wood pellet micro-combined heat and power unit used as a heat source for a residential building”. Energy and Buildings, Volume / 42, Pages 896-903, 2010.

[4] I. Beausoleil-Morrison, N. Kelly, “Specifications for modeling fuel cell and combustion-based residential cogeneration device within whole-building simulation programs”. IEA/ECBCS Annex 42 Subtask B Report. Ottawa: Natural Resources Canada, 2006.

[5] A. Fergusson, N. Kelly, “Modeling residential-scale combustion-based cogeneration in building simulation”. Journal of Building Performance Simulation, 2008.

[6] Holman, J.-P., “Heat transfer”. Mac Graw Hill, 1986

[7] AFNOR, Norme NF ENV 13005 (X07-020), “Guide pour l’expression de l’incertitude de mesure”, 1999.

[8] Priel, M., “Incertitudes de mesure et tolérances”, Techniques de l’ingénieur R 285, 1999.

[9] M.Y. Haller et al, “A unified model for the simulation of oil, gas and biomass space heating boilers for energy estimating purposes”. Journal of Building Performance Simulation, (2011).

[10] Chase, M.-W., “NIST Janaf Thermochemical Tables”, Amer Inst of Physic, 1998.

[11] Armstrong, M.M. Swinton, M.C. Ribberink, H. Beausoleil-Morrison, I. Millette, J., “Synthetically derived profiles for representing occupant-driven electric loads in Canadian Housing”. Journal of Building Performance Simulation, 2 (1) pp. 15-30. 2009.

Nomenclature

C	coût de l’énergie. $c€.kWh^{-1}$
Cp	capacité calorifique, $J.K^{-1}.kg^{-1}$
Δt	temps de retard, s
GHV	PCS, $J.(n)m^{-3}$
H	enthalpie, $J.mol^{-1}$
$\dot{H}$	flux d’enthalpie, W
$\dot{m}$	débit massique, $kg.s^{-1}$
M	masse molaire, $kg.mol^{-1}$
η	rendement, $\%$
P	puissance, W
$\dot{Q}$	flux thermique, W
ρ	masse volumique, $kg.m^{-3}$
R	rentabilité, $c€.kWh_{th}^{-1}$
τ	constante de temps, s
T	température, $°C$
TAC	taux d’autoconsommation. -
V	volume, m^3
$\dot{V}$	débit volumique, $m^3.s^{-1}$
χ	fraction volumique du gaz , -

Indices et exposants

air	air comburant
amb	ambiance
aux	auxiliaire
cw	eau de refroidissement
el	électrique
electro	électronique
exh	fumées
export	électricité exportée
fuel	combustible
g	global
gross	part brute du flux
HX	échangeur de chaleur
i	entrée
import	électricité importée
lat	pertes latentes par les fumées
loss	pertes de chaleur par transmission
net	part nette du flux
nom	nominal
o	sortie
sens	pertes sensibles par les fumées
th	thermique