

Dimensionnement et modélisation d'une microcentrale solaire

Olivier DUMONT, Emeline GEORGES, Sébastien DECLAYE, Vincent LEMORT, Sylvain QUOILIN

Université de Liege – Laboratoire de thermodynamique
Chemin des chevreuils, 7 4000 Liege (Sart-Tilman) Belgique
olivier.dumon@ulg.ac.be

Résumé - Le projet présenté dans cet article consiste en la conception, la modélisation et l'expérimentation d'une micro solaire ORC (2,5 kWe) afin d'implémenter, de tester et d'optimiser diverses stratégies de contrôle, notamment au niveau du stockage thermique. La disposition du système final est présentée ainsi que la justification de certains choix. Les simulations prédisent un rendement global de 5% et un rendement d'ORC d'un peu moins de 8,5% pour des températures de condensation et d'évaporation respectivement égales à 35 ° C et 140 ° C.

Nomenclature

D_h	Diamètre hydraulique, m	W	Largeur, m
f	Facteur de friction	<i>Symboles grecs</i>	
G	Vitesse massique, kg/s m ²	ρ	Densité moyenne du fluide, kg/m ³
L	Longueur, m	ΔP	Différence de pressions, bar
N	Vitesse de rotation, tr/min	<i>Indices</i>	
N_p	Nombre de plaques	pp	Pompe du fluide de travail
V_s	Volume balayé, m ³	$fans$	Ventilateur
\dot{V}	Débit volumique, m ³ /s	pp, htf	Pompe du fluide de transfert

1. Introduction

Afin de réduire la consommation de combustibles fossiles et les émissions de gaz à effet de serre, de nouvelles technologies de conversion d'énergie basées sur des sources renouvelables sont requises. Dans ce contexte, le cycle organique de Rankine (ORC) présente un intérêt particulier car il permet la récupération de sources de chaleur décentralisées et/ou à basse température, telles que l'énergie solaire, la biomasse ou la géothermie. En ce qui concerne l'utilisation de l'énergie solaire par un cycle ORC, seules quelques unités de démonstration sont actuellement en service, mais d'autres sont en cours de développement. Différents projets déjà réalisés, ou, en cours, sont présentés dans le tableau 1. Le projet ici présenté, Sun2Power, vise à développer une technologie de micro-ORC solaire, basé sur des composants produits en série (et donc, peu coûteux) notamment dans le domaine du HVAC. Ce travail décrit la méthodologie de dimensionnement de cette microcentrale et certains résultats expérimentaux. Des prévisions de performances basées sur des modèles calibrés via ces résultats sont présentées également.

Le choix de la production d'électricité à partir d'un ORC se justifie par sa plus grande simplicité par rapport à un cycle de Rankine classique pour des températures et puissances faibles [9]. La technologie ORC, par son approche basse température, permet de réduire la température du fluide caloporteur dans les collecteurs, ce qui simplifie leur design (par exemple absence de vide dans l'anneau de verre) et réduit drastiquement leur coût. Le principe de fonctionnement est relativement simple. Des concentrateurs solaires sont utilisés pour chauffer un fluide de transfert. Ce dernier cède sa chaleur à un fluide de travail

organique qui s'évapore.

Nom	P _{élec} [kW]	$\eta_{global} / \eta_{ORC}$ [%]	Fluide utilisé	Année mise en service	Localisation	Infos supplémentaires
SPS [1]	6,5	7/13,7	R123/ R134a	2001	Lausane	- 2 expanseurs scroll hermétiques - 2 ORCs superposés - Collecteurs plats sous vide - Hybride diesel
MIT(STG) [2,3,4]	1	6/10	R245fa	2007	Lesotho	- Collecteurs cylindro-paraboliques - 10kW cogénération - 2 expanseurs scroll en série
Kyoto [5]	0,7	8.7/12	CO2	2007	Japon	- Supercritique - Collecteurs plats sous vide
Powersol [6]	5	7/14	Solkatherm ES36	2009	Almeria	- Osmose inverse - Collecteurs cylindro-paraboliques
Tianjin [7]	1	4,2/13	R245fa	2010	Chine	- Plusieurs types de collecteurs - 1 expanseur à piston
Micosol*	3	≈ 10/-	Eau	2013	France (Larochelle)	- Suivis du flux solaire : 2 axes - Collecteurs cylindro-paraboliques - 1 expanseur à piston
Microsol*	10	≈ 6/8	R245fa	2013	France (Cadarache)	- Collecteurs cylindro-paraboliques - 2 expanseurs scrolls en parallèle
Sun2Power* [8]	2,5	≈ 6/9	R254fa	2014	France (Marseille)	- Collecteurs cylindro-paraboliques - 2 expanseurs scroll en série

*Valeurs théoriques

Tableau 1 : Etat de l'art des microcentrales solaires

La vapeur ainsi obtenue est ensuite détendue dans une ou plusieurs turbines afin de produire de l'électricité. Enfin, le fluide est condensé dans un échangeur avant de passer dans la pompe et de boucler le cycle (Figure 1).

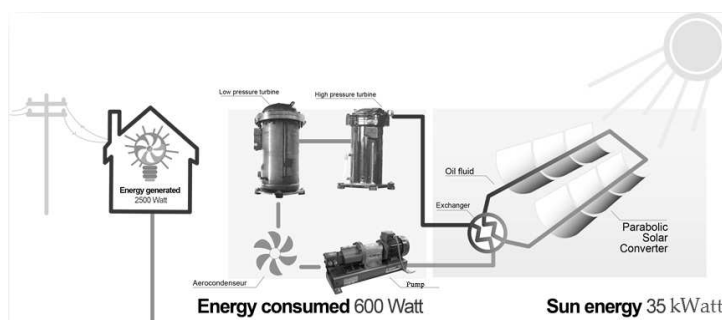


Figure 1 : Principe d'un ORC solaire (SUN2POWER)

Les trois principaux inconvénients de la production d'énergie solaire sont la faible densité du rayonnement solaire, des coûts élevés d'investissement en partie dus à l'utilisation de technologies spécifiques (petites séries) et les fluctuations de l'alimentation en énergie solaire, qui dépendent fortement des conditions météorologiques. Les solutions à ces limitations sont respectivement l'utilisation de concentrateurs, le développement de microcentrales qui permettent de diminuer les investissements et un stockage thermique correctement dimensionné.

En outre, une microcentrale solaire présente les intérêts suivants :

- Investissements faibles [4].
- Délais courts de développement et de construction.
- Dimensionnement et montage simples et fiables.
- Faible coûts de maintenances et d'utilisation.
- Vise à remplacer ou compléter les générateurs diesel des pays en développement n'étant pas connectés au réseau électrique (2 milliards de personnes concernées [10]), par la production d'énergie propre tout en abaissant le coût moyen [9].
- Couplage aisé avec des unités de désalinisation de l'eau grâce au phénomène d'osmose inverse [10].
- Possibilité de coupler la microcentrale à un stockage d'énergie thermique.
- Possibilité de produire de l'eau chaude simultanément (cogénération).

2. Dimensionnement

2.1. Choix des concentrateurs

Il existe 4 grands types de collecteurs : les miroirs de Fresnel, les collecteurs cylindro-paraboliques, les tours solaires et les collecteurs paraboliques. Une comparaison détaillée est réalisée par Quoilin, S. [11]. Une analyse exhaustive prenant en compte le rendement des collecteurs et les coûts des différentes technologies a montré que les concentrateurs cylindro-paraboliques ont le meilleur rapport puissance solaire sur investissements. En effet, les tours solaires sont utilisées pour des puissances et températures plus élevées, les collecteurs paraboliques sont utilisés avec des cycles de Stirling mieux adaptés à la ponctualité du rayon concentré (et à des températures plus élevées) et les miroirs de Fresnel pourraient rivaliser avec les collecteurs cylindro-paraboliques mais cette technologie n'est pas encore tout à fait mature et très peu de fournisseurs proposent ce type de collecteurs [12]. GEF considère aussi ce type de collecteur (cylindro-parabolique) comme l'option la plus rentable pour convertir le rayonnement solaire en électricité [13]. C'est donc la technologie qui sera utilisée.

2.2. Choix des fluides

2.2.1. Fluide de travail

Le choix du fluide organique se base sur un compromis prenant en compte des critères de stabilité, impact environnemental, courbe de saturation isentropique, pression modérées, sécurité, performances thermodynamiques, disponibilité et faible coût. Le Tableau 2 compare différents fluides organiques. Pour des raisons de sécurité, l'isopentane et l'éthanol sont rejetés. Le R123 sera interdit d'ici 2030 en raison de son ODP non nul. Le choix se pose donc entre le SES36 et le R245fa. Théoriquement, le SES36 présente une meilleure efficacité énergétique, mais la taille des expenseurs, presque deux fois plus grande qu'avec R245fa, ainsi que leur moins bonne efficacité justifie le choix du R245fa [14].

Fluid	R123	R245fa	Isopentane	Ethanol	SES36
T_c [°C]	184	154	196	240	177
Vapor saturation curve	isentropic	isentropic	Dry	Wet	Dry
GWP	53	1020	20	Unknow	0
Safety	Corrosive	OK	flammable	flammable	OK
P_{ev} [bar]	16	26	14	6,6	13
Efficiency [%]	14,6	13,6	14,9	14,9	15,4
Flowrate [g/s]	71	67	34	14	80

Tableau 2 : Comparaison de différents fluides organiques

2.2.2. Fluide de transfert de chaleur

Le Tableau 3 compare différents fluides de transfert de chaleur. Le fluide Termisk, présentant une faible consommation électrique au niveau de la pompe et un prix faible, n'est pas utilisé pour cause d'indisponibilité. Le fluide caloporteur choisi est une huile thermique – Syltherm XLT - qui présente une consommation électrique au niveau de la pompe et un coût raisonnables.

Fluid	Syltherm 800	Syltherm HF	Syltherm XLT	UCON	Termisk
Specific heat [J/(kg.K)]	1847	2076	2100	2300	2450
Density [kg/m ³]	810	710	700	910	806
Conductivity [W/(m.K)]	0,1	0,07	0,08	0,06	0,121
Viscosity [mPa.s]	1,2	0,35	0,36	0,38	0,97
Price [€/kg]	36	21,25	21,25	35	6,15
Pump consumption [W]	32,4	29,4	29,4	15,2	14,4

Tableau 3 : Comparaison de différents fluides de transfert de chaleur [8]

2.3. Structure du cycle et choix des composants

Le dimensionnement du cycle et de ses composants est basé sur un point de fonctionnement nominal et sur une série de limites pratiques et technologiques :

- Puissance électrique nette = 2,5 kW.
- Pression d'évaporation inférieure à 30 bar pour être compatible avec la technologie d'expenseur choisie.
- Faible rapport de pression aux bornes des expenseurs afin de pouvoir travailler dans sa plage de haut rendement.
- Faible débit pour limiter la taille et le coût de la pompe et de l'expenseur.
- Rendement élevé.

La Figure 2 présente le schéma hydraulique du cycle. Les différents composants sélectionnés sont les suivants :

- Une pompe à diaphragmes (pompe qui présente le meilleur rendement avec le R245fa et un faible NPSH). L'avantage de ce type de pompe est l'absence de contact entre le fluide et les parties mobiles de la pompe. On choisit une pompe volumétrique étant donné les faibles débits et les hauts rapports de pression en jeu.
- Un aérocondenseur permettant au cycle de fonctionner de manière autonome, i.e. sans boucle de refroidissement (alimentation en eau, pompe auxiliaire...). Le ventilateur du condenseur est commandé par un variateur de fréquence afin d'adapter le débit d'air en fonction du point de fonctionnement.
- Puisqu'il n'existe pas d'expandeur sur la marché produit en grande série (et donc à bas coût), la détente est assurée par deux compresseurs scroll modifiés en expandeurs [15,16,17] et placés en série afin d'exploiter un plus grand rapport de pression entre l'évaporateur et le condenseur (Tableau 4). En effet, ces derniers ont un rapport de volume interne limité aux alentours de 4, alors que le rapport de détente dans le cycle est de 14,6. Le choix de ce type d'expandeur pour une application solaire de petite taille (<10 kWe) se justifie notamment par les éléments suivants:
 - Peu onéreux car utilisé largement en réfrigération,
 - Fiable car peu de pièces en mouvements,
 - Transformé en expandeur relativement simplement [10],
 - Permet la présence d'une phase liquide dans l'écoulement.

	1 exp	2 exp
Volume balayé expandeur HP [cm ³]	39.92	11.42
Volume balayé expandeur BP [cm ³]		48.04
Consommation de pompe [kW]	0.2	0.29
Puissance nette [kW]	2.8	2.71
Rendement du cycle [-]	8.2	11.36
Température d'évaporation [°C]	105.1	140

Tableau 4 : Comparaison des performances avec un et deux expandeurs à l'aide d'un modèle d'ORC simplifié [14]. Le point de fonctionnement présenté est le point de fonctionnement optimal pour chaque configuration.

La configuration à deux étages induit inévitablement des coûts supplémentaires. Toutefois, ces coûts supplémentaires sont limités car l'expandeur à haute pression est relativement petit dans les deux cas. En outre, l'augmentation de l'efficacité du cycle conduit à un évaporateur de taille inférieure pour la même puissance électrique de sortie. L'investissement supplémentaire sur la machine d'expansion peut également être compensé par la réduction des coûts sur les collecteurs solaires. Les deux expandeurs étant installés en série, la pression intermédiaire est obtenue à partir d'une optimisation numérique visant à maximiser l'efficacité globale des deux expandeurs au point nominal.

- Un récupérateur permet de préchauffer le fluide en entrée d'évaporateur en refroidissant le fluide en sortie d'expandeur. L'évaporateur et le récupérateur choisis sont des échangeurs à plaques qui présentent à la fois de bonnes performances et de bonnes compacités. Les échangeurs à plaques sont modélisés à l'aide de la méthode de la température moyenne logarithmique. Dans le cas de l'évaporateur, l'échangeur est subdivisé en trois zones de taille fluctuante, chacune d'elle étant caractérisée par une surface A et un coefficient de transfert de chaleur U . La somme des surfaces d'échangeur (indice l = zone liquide, tp = évaporation, v = vapeur) est égale à la surface totale de l'échangeur de chaleur :

$$A_{tot} = A_l + A_{tp} + A_v = 2 \cdot L \cdot W_{tot} = (N_p - 2) \cdot L \cdot W \quad (1)$$

Les coefficients de transfert de chaleur ainsi que les pertes de charge sont évalués à l'aide de différentes corrélations de transfert de chaleur relatives aux échangeurs à plaques :

- la corrélation de Thonon [18] est utilisée pour les zones monophasiques. Les coefficients de transfert de chaleur en convection forcée sont évalués par la relation adimensionnelle $Nu = CR e^m P r^n$ ou l'influence de la viscosité vis-à-vis de la température est négligée. Les pertes de charges sont évaluées par la relation :

$$\Delta p = \frac{2fG^2}{\rho D_h} \quad (2)$$

- la corrélation de Hsieh [19], établie pour du réfrigérant R410a, est utilisée pour la zone diphasique de l'évaporateur. Ce coefficient d'échange (3) est considéré comme constant durant toute l'évaporation et calculé pour un titre de vapeur de 0.5. Bo est le nombre d'ébullition et h_l le coefficient de transfert en phase liquide. Les pertes de charges sont évaluées via la même relation que dans la zone diphasique.

$$h_{cp} = Ch_z Bo^{0.5} \quad (3)$$

Pour une géométrie de corrugations donnée (amplitude, angle de chevron, facteur d'élargissement), deux degrés de libertés sont disponibles lorsque l'on dimensionne un échangeur à plaques : la longueur L et la largeur totale W_{tot} . Ces deux degrés de libertés sont fixés par le cahier de charges de l'échangeur en termes de pincement et de perte de charge : en imposant ces deux conditions, il est toujours possible de définir un échangeur caractérisé par L et W_{tot} répondant à ces conditions. Dans le cadre de ce travail, l'angle de chevron est supposé être de 45° , et le diamètre hydraulique est fixé à 2 mm. L'organigramme de la Figure 2 décrit le processus de dimensionnement.

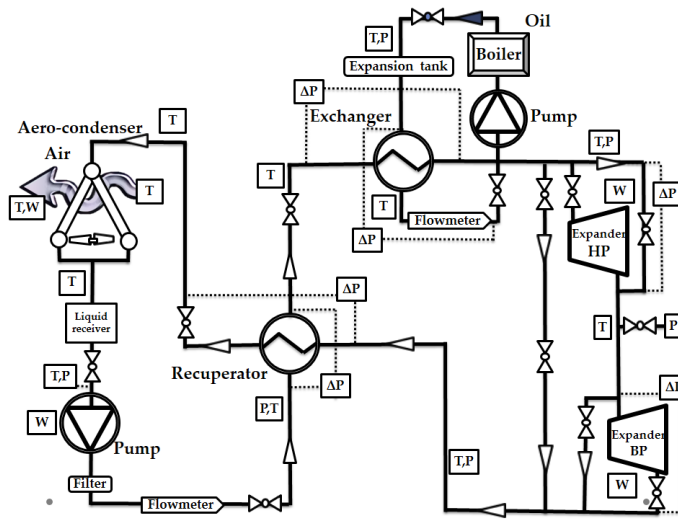


Figure 2 : Architecture du cycle

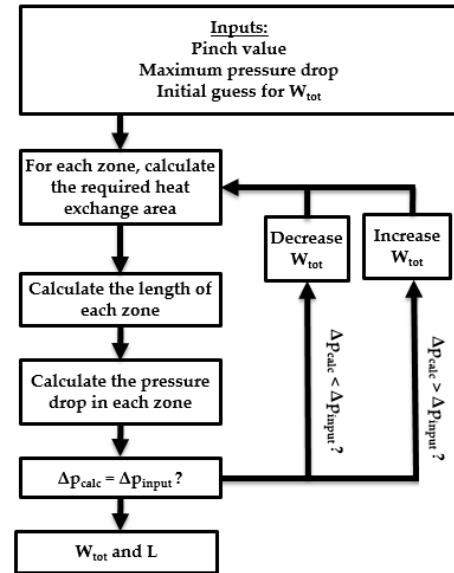


Figure 3 : Organigramme de dimensionnement d'un échangeur [4]

Pour le régénérateur le principe de dimensionnement est le même que décrit ci-dessus en régime monophasique.

3. Résultats expérimentaux

3.1. Introduction

Ce chapitre présente les premiers résultats expérimentaux obtenus avec le système décrit dans la section précédente. Ces résultats, bien que partiels, permettent d'évaluer les performances de certains composants et de souligner les caractéristiques de fonctionnement qui peuvent être améliorées ou optimisées.

3.2. Pompe

Dans un premier temps, 23 mesures en régime établi ont été réalisées afin de caractériser les performances de la pompe pour plusieurs vitesses de rotation. Le débit (\dot{V}), la puissance électrique consommée par celle-ci (P_{el}) et le rapport de pression entre la sortie et l'entrée (π) sont mesurés. Grâce à ces mesures, le rendement isentropique et l'efficacité volumétrique peuvent être évalués :

$$\eta = \frac{\dot{V} \cdot \Delta P}{P_{el}} \quad \varepsilon_{vol} = \frac{\dot{V}}{V_s \cdot N} \quad (4)$$

La figure 4 présente ces différentes grandeurs en fonction du rapport de pression à la pompe. Plusieurs constatations peuvent être formulées :

- Le rendement isentropique globale (incluant les pertes du moteur et de l'onduleur) est nettement plus faible que celle annoncée par le constructeur. Il apparaît que ce ne soit pas un cas isolé et que les systèmes ORC de faible capacité souffrent systématiquement d'un rendement de pompe très faible [20].
- L'efficacité volumétrique, contrairement au rendement isentropique, diminue avec un rapport de pression plus élevé (fuites internes plus élevées). Plus la fréquence est élevée, plus le rendement isentropique augmente.

3.3. Aero-condenseur

La Figure 5 montre l'évolution de la puissance consommée par le ventilateur en fonction de la fréquence de rotation du moteur. On constate que l'on peut ainsi moduler la puissance de cet auxiliaire dans une large gamme. 8 mesures ont été réalisées pour caractériser l'influence de la vitesse de rotation du ventilateur sur la pression de condensation (**Erreur ! Source du renvoi introuvable.**) en gardant les autres paramètres constants. Il existe donc une vitesse de rotation optimale pour chaque point de fonctionnement du cycle. En effet, une vitesse de rotation trop faible mène à une pression de condensation trop élevée et diminue ainsi la puissance récupérable autour des expanseurs ; une vitesse de rotation trop élevée engendre une surconsommation électrique inutile (la pression de condensation ne diminue plus de manière sensible) et diminue donc la puissance nette produite. Le pincement du condenseur est compris entre 4 et 9 °C selon les points de fonctionnement.

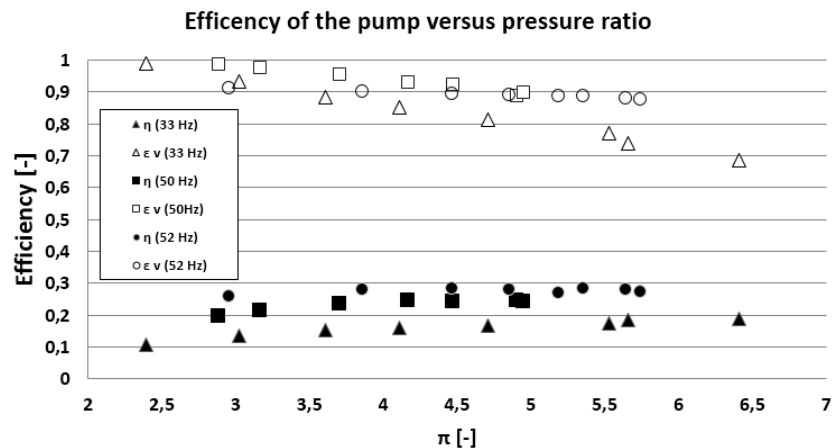


Figure 4 : Performances de la pompe haute pression : efficacité isentropique en fonction du rapport de pression

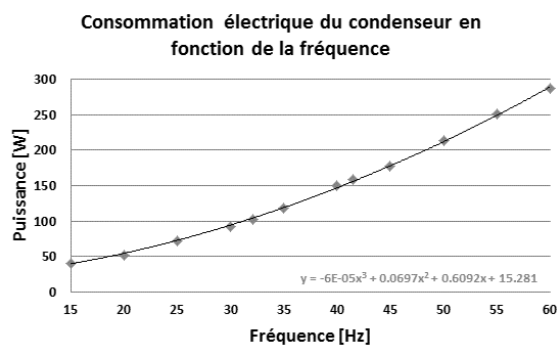


Figure 5 : Consommation électrique du condenseur

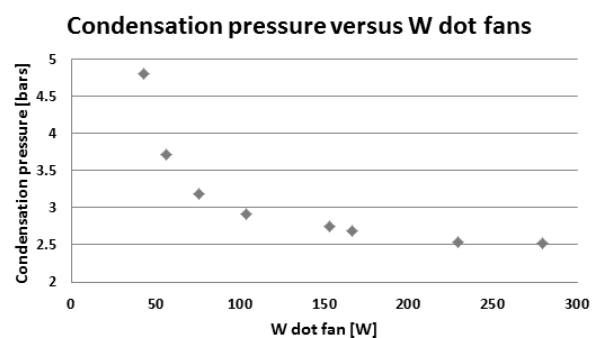


Figure 6 : Pression de condensation en fonction de la consommation du ventilateur de l'aérocondenseur

4. Modélisation

L'algorithme se base sur la figure 7. Il se décompose en sept sous-programmes :

a) Radiation : Pour un jour n et une heure fixée H , le modèle évalue la puissance directe Q_{rad} reçue par le collecteur via le modèle de l'Ashrae [21]. Quelques hypothèses simplificatrices ont été réalisées dans cette étude : on suppose qu'il n'y a pas de nébulosité et on néglige les pertes convectives et radiatives à l'ambiance.

b) Concentrateur solaire : L'efficacité du collecteur est égale à 63% pour un collecteur cylindro-parabolique classique [12] à la température maximale de cette application (180 °C). Nous utiliserons une efficacité constante (63 %) pour le rendement de collecteur, ceci est une approximation pessimiste puisqu'on sait que la performance d'un collecteur est meilleure lorsque la température est inférieure [12].

c) Echangeurs à plaques : La puissance reçue par l'échangeur est la même puissance que celle calculée par la

partie solaire (Q rad) car on néglige les pertes calorifiques dans la boucle solaire. On évalue les débits, les pertes de charges et le pincement. Les échangeurs à plaques sont modélisés à l'aide de la méthode de la température moyenne logarithmique (section 2.3). Les pincements des échangeurs sont imposés à 5°C.

d) Pertes de charges : Ce code, à partir du débit évalué par la partie échangeur, nous donne les pertes de charge engendrées dans les tubes via les formules classiques [22].

e) Condenseur : La puissance consommée par les ventilateurs du condenseur est évaluée en fonction du débit d'air à partir des mesures effectuées (Figure 5).

f) Expandeur : Les expandeurs sont utilisés à fréquence constante (= 50Hz). L'efficacité isentropique est évaluée par un modèle ou la détente est divisée en deux étapes : une détente adiabatique réversible suivi d'une étape adiabatique à volume constant [23]. Si les pertes à l'ambiance sont négligées, les expandeurs scroll peuvent être caractérisés par leur efficacité isentropique :

$$\epsilon_{exp} = \frac{\dot{W}^{exp}}{M \cdot (h_{su,exp} - h_{sx,exp,s})} \quad (5)$$

Où \dot{W}^{exp} est la puissance électrique de l'expandeur, $h_{sx,exp,s}$ est l'enthalpie isentropique de sortie de l'expandeur. Le rapport de volume interne des expandeurs est égal à 3,5.

g) ORC : Il fournit la puissance électrique nette (P_{el}). Voici les hypothèses du modèle :

- Surchauffe et sous-refroidissement égaux à 5 °C
- Rendement de pompe égale à 25 % (valeur en accord avec les résultats expérimentaux)
- La température d'évaporation optimale est calculée pour optimiser le rendement mais reste toujours inférieure à la limite thermique supportable par les compresseurs modifiés (145 °C).
- La puissance est calculée par la différence entre la puissance produite par les expandeurs et les puissances des auxiliaires. Le rendement de l'ORC est simplement égal à la puissance nette divisée par la puissance à l'évaporateur.

$$\dot{W}^{net} = \dot{W}^{exp} - \dot{W}^{pp} - \dot{W}^{fans} - \dot{W}^{pp,hvf} \quad \eta_{ORC} = \frac{\dot{W}^{net}}{\dot{Q}^{ev}} \quad (6)$$

Il est donc possible, pour une heure et un jour fixés, d'évaluer la puissance électrique nette du cycle de Rankine. L'ensemble des grandeurs étudiées présente une symétrie par rapport au midi solaire. Nous ne calculerons donc les résultats que pour une matinée.

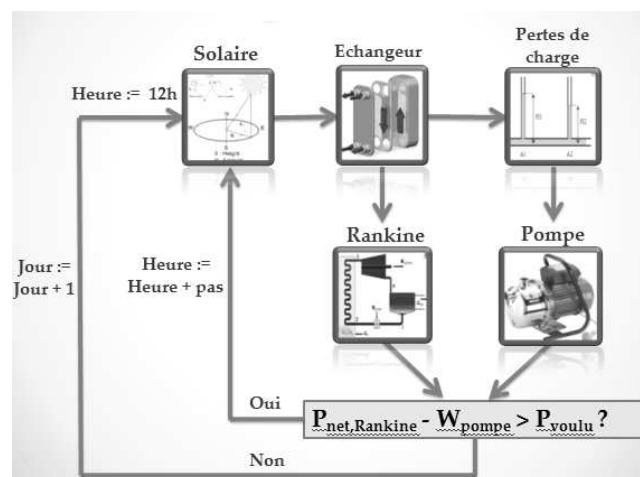


Figure 7 : Algorithme de calcul [12]

5. Résultats

5.1. Simulation journalière et annuelle

Le modèle décrit ci-dessus est exploité pour présenter les puissances au cours d'une journée (Figure 8) ainsi que l'énergie électrique fournie au cours d'une année (Figure 9). Les simulations prédisent un rendement global de 5 % et un rendement d'ORC de 8,5 % au point nominal ainsi que 10 MWh d'énergie électrique annuelle.

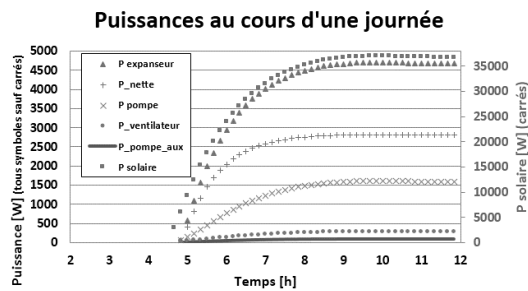


Figure 8: Puissances au cours d'une journée (31 juin). $P_{solaire}$ correspond à la puissance reçue au niveau du collecteur et donc à 63% de la puissance solaire réelle

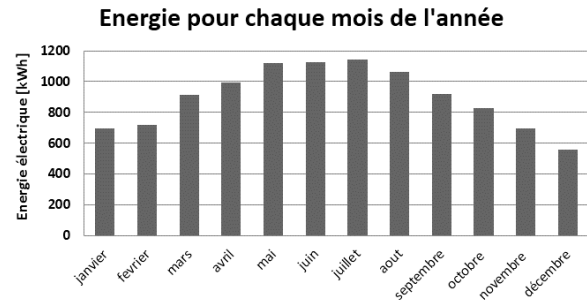


Figure 9 : Travail électrique en fonction des mois de l'année

6. Conclusion

Ce travail présente les choix technologiques qui ont été effectués lors du dimensionnement d'une centrale solaire thermodynamique d'une puissance électrique nette de 2,5 kWe : choix des fluides, choix de l'expandeur, de la pompe, des échangeurs et des collecteurs. Les premiers résultats expérimentaux sont présentés et sont utilisés pour caractériser et modéliser les différents composants afin de quantifier les performances théoriques au cours d'une année. Par ailleurs, ces modèles, une fois calibrés, permettront d'optimiser le fonctionnement du cycle et de définir des stratégies de contrôle efficaces. On observe un rendement sur l'ORC de moins de 8,5%, ce qui s'explique notamment par l'approche à faible coût du système proposé et par les compromis réalisés dus à la faible puissance électrique. Une installation de plus grande taille permettrait d'augmenter la performance des différents composants et donc celle du système global, par exemple en travaillant avec des températures d'évaporation plus élevées (mais nécessitant des turbines et autres composants plus onéreux).

Références

- [1] M. Kane, D. Larrain a, D. Favrat a, Y. Allani. (2002). *Small hybrid solar power system*. Lausanne: Energy 28 (2003) 1427–1443.
- [2] S. Quoilin, M. Orosz, & V. Lemort. (2008). *Modeling and experimental investigation of an Organic Rankine Cycle using scroll expander for small scale solar applications*. Liege: <http://hdl.handle.net/2268/1298>.
- [3] S. Quoilin, M. Orosz, M, & V. Lemort. (2011). *Performance and design optimization of a low-cost solar organic Rankine cycle for remote power generation*. Liège: Solar Energy 85 (2011) 955–966.
- [4] M. Orosz, S. Quoilin, & H. Hemond. (2011). A design tool for solar organic Rankine cycle systems in distributed generation applications. <http://orbi.ulg.ac.be/bitstream/2268/73580/1/OROSZ2010.pdf>.
- [5] Zhang & Yamaguchi. (2007). *An experimental study on evacuated tube solar collector*. Kyoto: Applied Thermal Engineering 28 (2008) 1225–1233.
- [6] Galvez. (2009). *Mechanical power generation based on solar thermodynamics engines*. http://cordis.europa.eu/search/index.cfm?fuseaction=proj.document&PJ_RCN=9547581.
- [7] X.D. Wang, L. Zhao, J.L. Wang, W.Z. Zhang, X.Z. Zhao, W. Wu. (2009). *Performance evaluation of a low-temperature solar Rankine*. Tianjin: Solar Energy 84 (2010) 353–364.
- [8] O. Dumont. (2012). *Design, modeling and optimization of a solar Organic Rankine Cycle / Olivier Dumont*. Liege: <http://source.ulg.ac.be/F/>
- [9] S. Quoilin. (2011). *Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications*. Liege: <http://hdl.handle.net/2268/96436>.
- [10] R. Rowshanzadeh. (2010). *Performance and cost evaluation of Organic Rankine Cycle at Sweden*. <http://kth.diva-portal.org/smash/get/diva2:410363/FULLTEXT01>.
- [11] S. Quoilin. (2007). Consulté le 12 20, 2012, sur http://www.labohtap.ulg.ac.be/staff/squoilin/files/centrales_solaires_SQ070925.pdf
- [12] O. Dumont & N. Melotte. (2010). *Etude du concentrateur solaire*. Liege.
- [13] W. Gef (2006). *Assessment of the World Bank/GEF Strategy*. Washington.
- [14] Georges, E. e. (2010). *Projet Peyresq* :. Liege.
- [15] A. Azzouzi. (2008). *Testing and modeling a scroll compressor in expander mode*. Liege.
- [16] V. Lemort. (2008). *Contribution to the characterization of scroll machines in compressor and expander modes*. Liege: <http://bictel.ulg.ac.be/ETD-db/collection/available/ULgetd-03302009-081543/>.
- [17] E. Winandy. (1999). *Contribution to the performance analysis of reciprocating and scroll refrigeration compressors*. Liege.
- [18] B. Thonon, R. Vidil, C. Marvillet. (1995). *Recent Research and Developments in Plate Heat-Exchangers*. J Enhanc Heat Transf 2, 149-155.
- [19] Y.Y. Hsieh, T.F. Lin. (2003). *Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A*. J Heat Trans-T Asme 125, 852-857.
- [20] S. Quoilin, M. Van den Broeck, S. Declaye, P. Dewallef, V. Lemort. (2013). *Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems*, *Renewable & Sustainable Energy Reviews*. Liege: Renewable & Sustainable Energy Reviews.
- [21] ASHRAE. (1985). *Handbook of Fundamentals*. New-York: <https://www.ashrae.org/resources-publications/bookstore/handbook-online>.
- [22] Thermexcel. (s.d.). Récupéré sur http://www.thermexcel.com/french/ressourc/pdc_line.htm
- [23] V. Lemort, S. Quoilin, C. Cuevas, J. Lebrun. (2009). *Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle*. Liege: Applied Thermal Engineering 29 (3094-3102).