

Cycles à vapeur CAPILI ou ORC pour une production électrique par énergie thermique à basse température.

Le procédé CHV3T décrit au chapitre 2 ne peut répondre qu'aux besoins de chaleur et de froid dans le secteur résidentiel. Afin de répondre à chacun des besoins de l'habitat, un second procédé thermo-hydraulique, appelé CAPILI, est étudié dans ce chapitre pour assurer les besoins d'électricité.

Le procédé thermo-hydraulique CAPILI utilise les mêmes composants thermiques que le procédé CHV3T et permet une production d'électricité via une turbine hydraulique, permettant a priori de meilleures performances que les solutions existantes. Une étude quasi-statique a permis d'estimer les performances potentielles d'un tel système. La turbine hydraulique représente néanmoins un verrou technologique à lever ; en effet, même si les turbines hydrauliques classiques ont de très bons rendements de transformation hydraulique/mécanique, leurs conditions de fonctionnements sont relativement stables, ce qui ne sera pas le cas avec le procédé CAPILI. Une étude a été réalisée avec le laboratoire CREMHyG (à Grenoble) spécifiquement sur la conception et le dimensionnement d'une turbine hydraulique qui serait adaptée à une production électrique de petite puissance ($\approx 1\text{kW}$) par procédé CAPILI. Les verrous technologiques étant complexes à lever, de bons rendements de transformation hydraulique/mécanique/électrique ne sont pas garantis.

En conséquence la solution plus classique et plus sûre des cycles organiques de Rankine (ORC) a également été explorée en solution alternative pour assurer la production électrique du procédé global de trigénération. L'intégration du procédé ORC au procédé CHV3T a été décrite avant d'en évaluer les performances via une étude quasi-statique. Ces résultats ont ensuite été complétés par une étude dynamique du procédé ORC qui tient compte de la variabilité des conditions opératoires et de l'évolution des rendements au cours de journées types d'hiver et d'été. Ces simulations ont été effectuées avec différents modèles de capteurs solaires et différents modes de régulation de façon à faire ressortir les choix les plus pertinents.

1. Principe de fonctionnement du convertisseur thermo-hydraulique CAPILI

Le convertisseur thermo-hydraulique CAPILI est un procédé moteur qui permet de transformer une énergie thermique en un travail hydraulique, lui-même transformé en énergie mécanique puis électrique via l'utilisation d'une turbine hydraulique couplée à une génératrice. Ce procédé a déjà été décrit et traité par H. Semmari [54]. Les principes de fonctionnement seront néanmoins rappelés dans cette partie afin d'en faciliter la compréhension au lecteur.

La Figure IV-1 donne le schéma de principe de procédé CAPILI. Le cycle moteur est un cycle à vapeur de type Rankine avec un générateur de vapeur E_M à hautes pression et température et un condenseur C_M à basses pression et température. Le travail du cycle est transmis au liquide de transfert dans les cylindres de transfert (CT_M) où il est transformé en électricité via la turbine hydraulique (HyT). Le liquide de transfert à basse pression en sortie de turbine peut chasser les

vapeurs basses pressions présentes dans le cylindre de transfert (CT'_M) jusque dans le condenseur afin que ces vapeurs soient condensées. Les condensats sont ensuite pressurisés par la pompe P_M et refoulés dans l'évaporateur E_M afin de boucler le cycle. Comme pour le procédé CHV3T, les fonctions des cylindres de transfert sont interverties alternativement chaque demi-cycles.

À la différence d'un autre procédé thermo-hydraulique traité dans la partie bibliographique (section I.4), l'avantage du procédé CAPILI – qui le rend également plus complexe à mettre en œuvre – est la possibilité de récupérer l'énergie de détente des vapeurs à haute pression et ainsi atteindre théoriquement de hauts rendements exergetiques.

La production de travail se fait en 2 temps (voir cycle schématisé en Figure IV-2):

- dans une première phase, une quantité déterminée de vapeur à P_h est introduite dans CT_M . Ces vapeurs haute pression chassent une partie du liquide de transfert dans le second cylindre de transfert, c'est entre ces deux CT que le liquide de transfert traverse une turbine hydraulique et produit ainsi du travail. Durant cette première phase, la récupération de travail se fait à différentiel de pression constant. Cette phase correspond aux transformations simultanées : $b \rightarrow c$ et $d \rightarrow e$ dans la Figure IV-2.

- durant la seconde phase, quand une certaine quantité de vapeur à P_h est entrée dans le cylindre de transfert, ce dernier est isolé de l'évaporateur. Une fois isolée, cette vapeur va se détendre en continuant à chasser le reste de liquide de transfert, jusqu'à atteindre la pression P_b . Ainsi la pression en amont de la turbine hydraulique est décroissante de P_h à P_b durant cette seconde phase. La récupération de ce travail sous un ΔP variable représente un vrai verrou technologique, les turbines hydrauliques travaillant d'habitude dans des conditions opératoires relativement stables. Cette phase correspond aux transformations simultanées : $c \rightarrow d$ et $e \rightarrow a$ dans la Figure IV-2.

On remarque ici que la majorité des composants sont identiques à la partie motrice du CHV3T, seules la pompe P_M et la turbine hydraulique HyT sont ajoutées. Ainsi l'évolution du procédé de cogénération à celui de trigénération peut être effectuée à moindre coût.

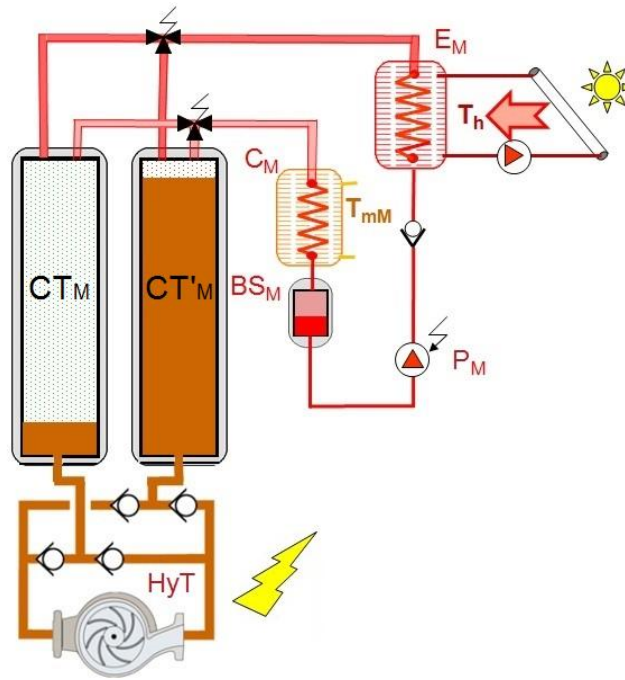


Figure IV-1 : Schéma de principe du procédé CAPILI 1^{er} type.

Le procédé se décline en deux variantes, le CAPILI dit 1^{er} type, qui est celui présenté précédemment et le CAPILI 2^{ème} type qui doit permettre une meilleure efficacité, proche en théorie de celle de la machine de Carnot. Avec le CAPILI de 1^{er} type le fluide de travail en sortie du condenseur est à l'état de liquide saturé ou mieux sous-refroidi. Comme dans un cycle classique de Rankine il est ensuite pressurisé, idéalement de façon isentropique, et est introduit sous forme de liquide sous-refroidi dans le générateur de vapeur (transformation a→b dans Figure IV-2), ce qui induit une irréversibilité intrinsèque à ce cycle. Avec la variante de 2^{ème} type, l'objectif est d'amener le fluide de travail dans le générateur de vapeur à l'état de liquide saturé et non sous-refroidi et toujours idéalement en lui faisant suivre une isentrope. Dans ces conditions la pompe de pressurisation classique du CAPILI 1^{er} type est remplacée par une bouteille de séparation liquide gaz particulière, connectée au liquide de transfert, et dont la fonction est de pressuriser le fluide de travail à l'état de mélange biphasique liquide-vapeur. Cette variante (2^{ème} type) bien que plus performante est plus difficile à mettre en œuvre, la pressurisation d'un mélange liquide-vapeur n'a jamais été expérimentée sur le procédé CAPILI et l'utilisation de cette bouteille limite par ailleurs l'écart de températures des sources et puits de chaleur exploitable par la machine. Ces raisons font que la variante de CAPILI 2^{ème} type ne sera pas plus détaillée ni exploitée dans le cadre de cette étude et que par simplification dans la suite de ce chapitre on appellera CAPILI le procédé CAPILI de 1^{er} type.

2. Performances du procédé thermo-hydraulique CAPILI en fonctionnement quasi-statique

En fixant certaines hypothèses simplificatrices, on peut calculer les performances du cycle CAPILI et les comparer à celles du cycle de Rankine remplissant la même fonction de production électrique à partir d'énergie solaire. Le bilan en quasi-statique permet également d'évaluer quel fluide de travail est le plus pertinent et d'avoir une première idée du dimensionnement de certains composants du procédé. Dans un deuxième temps, cette étude

quasi-statique doit permettre de définir les conditions opératoires favorisant le rendement du procédé. Un compromis apparaît nécessaire entre l'élévation du rendement thermodynamique du procédé et la dégradation de celui des capteurs solaires, toutes deux dues à une élévation de la température de la source chaude.

2.1. Étude en quasi-statique du procédé CAPILI

L'évaluation des performances du procédé CAPILI tient compte des hypothèses simplificatrices suivantes :

- Les variations d'énergies cinétique et potentielle sont négligeables ;
- L'inertie thermique du système n'est pas prise en compte ;
- Les pertes de charge dues à la circulation des fluides et les pertes thermiques sont négligées ;
- Les rendements de la pompe et de la turbine sont considérés constants et fixés à 0,6. Le rendement de la turbine hydraulique a été pris volontairement assez faible de manière à prendre en compte, même dans cette étude simplifiée, l'impact négatif du différentiel de pression variable ;
- Le rendement de la génératrice incluant son accouplement est constant et fixé à 0,9 ;
- Les volumes des canalisations contenant le fluide de travail sont négligeables ;
- Les variations du nombre de moles de fluide de travail à l'état gazeux dans les évaporateurs, condenseurs et bouteilles séparatrices sont négligeables. Cela revient à considérer que les pressions sont stables dans ces 3 composants et/ou que les volumes gazeux correspondants sont faibles devant le volume d'un cylindre de transfert.

La détermination du point "e" (voir Figure IV-2) découle du bilan volumique sur le fluide de travail. Les n moles de fluide de travail décrivant le cycle occupent le volume $n \cdot v_c$, puis $n \cdot v_d$ après la détente ($c \rightarrow d$). Dans le même temps le volume déplacé de liquide de transfert (incompressible) conduit à la réduction de volume dans l'autre cylindre de transfert, connecté au condenseur et à la bouteille séparatrice de $n \cdot v_e$ à $n \cdot v_a$. Soit :

$$v_d - v_c = v_e - v_a \quad (58)$$

Les points thermodynamiques (a à e) caractéristiques du procédé CAPILI sont représentés schématiquement sur la Figure II-7.

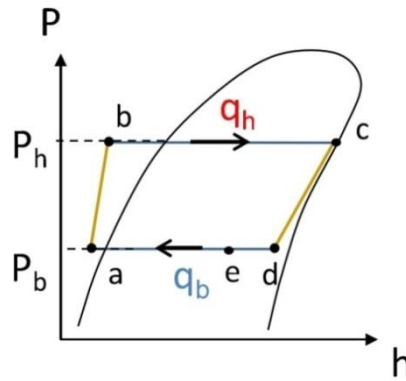


Figure IV-2 : Cycle CAPILI (1er type) dans le diagramme de Mollier.

Le rendement thermique (η_{th}) est déterminé à partir des enthalpies spécifiques des différents points par la relation :

$$\eta_{th} = \frac{(h_c - h_b) - (h_d - h_a)}{(h_c - h_b)} \quad (59)$$

Le rendement global du procédé (η_G) prend en compte les autres rendements selon :

$$\eta_G = \eta_{coll} \times \eta_{th} \times \eta_{HyT} \times \eta_{gen} \quad (60)$$

Le Tableau IV.1 récapitule les conditions nominales retenues pour l'évaluation des performances du procédé CAPILI en fonctionnement quasi-statique.

Tableau IV.1 : Conditions opératoires nominales du cycle CAPILI

Données :

I :	800 W/m ²
Surface de collecteur :	20 m ²
Modèle de collecteur :	VISSMAN - Vitosol 300T
Fluide de travail :	R1233zd
T _h :	109,12 °C
T _b :	24,2 °C
T _{amb} :	10 °C
η_{HyT} :	0,6
η_{PM} :	0,9

La température T_h , indiquée dans ce tableau, résulte d'une optimisation visant à maximiser les performances du procédé (voir paragraphe suivant). À partir des températures des sources et puits de chaleur et des hypothèses retenues, on en déduit les propriétés thermodynamiques du fluide de travail aux différents points (a à e) du cycle (Tableau IV.2). Pour rappel, dans notre cas le fluide de travail du procédé CAPILI est nécessairement le même que le fluide de travail coté moteur du CHV3T, en l'occurrence le R1233zd, du fait que plusieurs de leurs composants sont mis en commun. De toute façon, ce dernier est un excellent candidat à l'application CAPILI, le R1233zd vient en remplacement du R123, qui était déjà un fluide très prisé pour les applications ORC. À cela se rajoute son très faible impact sur l'environnement ainsi que son inflammabilité nulle et sa non-toxicité.

Tableau IV.2 : Propriétés thermodynamiques des différents points du cycle CAPILI

	a	b	c	d	e
T (°C)	24,20	25,09	109,12	35,76	24,20
P (MPa)	0,1260	1,2650	1,2650	0,1260	0,1260
h (kJ/kg)	229,87	231,37	475,99	431,73	412,56
s (kJ/kg,K)	1,10	1,11	1,78	1,78	1,72
u (kJ/kg)	229,77	230,37	457,78	412,90	395,45
v (m ³ /kg)	0,00079	0,00079	0,01440	0,14945	0,13584
qualité	SubcooledLiq	SubcooledLiq	1,00	SuperheatedVap	0,95

Dans ces conditions et suivant l'équation (59), le rendement thermique η_{th} du procédé CAPILI atteint 17,48%. Cette valeur relativement importante est due à la détente considérée isentropique du fluide de travail qui s'effectue dans les cylindres de transfert. En comparaison, dans un cycle organique de Rankine dont la turbine à vapeur a classiquement un rendement isentropique de 70% et avec les mêmes conditions de travail, le rendement thermique atteindrait 12,05%.

Toutefois ce rendement thermique élevé du cycle CAPILI doit être tempéré, d'une part parce que la détente de la vapeur ne sera pas parfaitement isentropique (bien qu'avec un meilleur rendement que dans une turbine à vapeur), d'autre part il est aussi nécessaire de prendre en compte le rendement de la chaîne de transformation hydraulique/mécanique/électrique de la turbine associée à la génératrice. Cet aspect est plus amplement développé dans le paragraphe IV.3.

2.2. Détermination de la température d'évaporation optimale

Le choix de la température d'évaporation a une forte influence sur le rendement thermique du procédé. Son augmentation, à température de condensation constante, permet d'atteindre a priori un meilleur rendement énergétique, en supposant le rendement exergetique constant. Mais d'autre part, l'augmentation de la température T_h implique une température délivrée par les capteurs solaires plus importante ce qui pénalise leurs performances. À cela peut s'ajouter d'autres contraintes comme une pression haute à ne pas dépasser pour limiter les risques de rupture ou de fatigue des matériaux ainsi que les coûts de fabrication. Ainsi pour chaque réfrigérant couplé à un modèle de capteur solaire, il existe une température optimale d'utilisation qui maximise le rendement électrique du procédé rapporté au flux solaire incident comme on peut le voir sur la Figure IV-3.

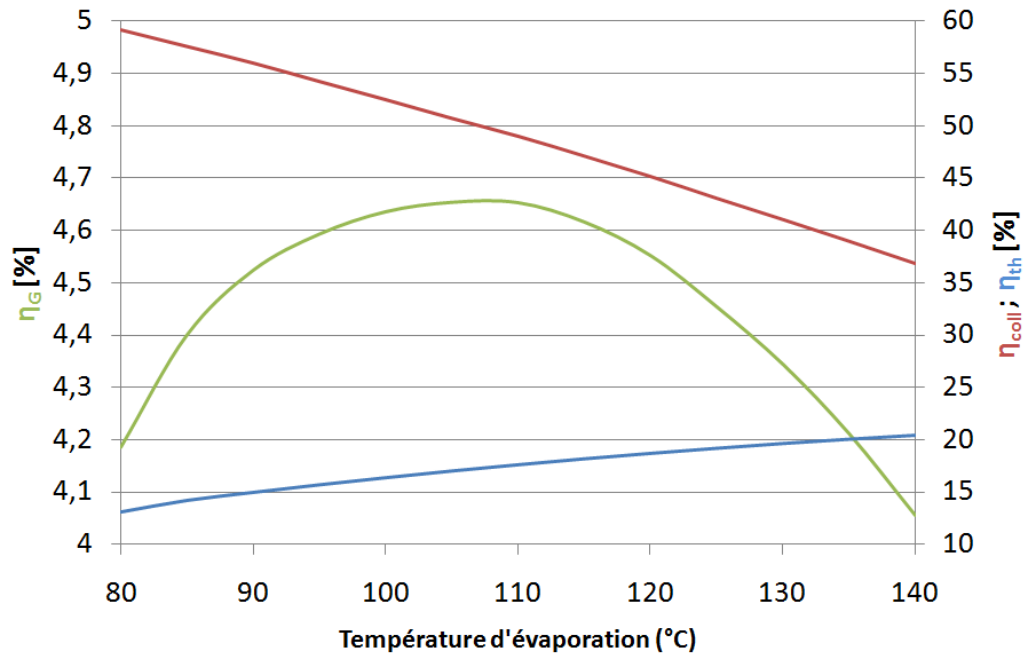


Figure IV-3 : Évolutions des rendements (η_{th} , η_{coll} et η_G) en fonction de la température d'évaporation du fluide de travail avec les autres conditions opératoires de la table IV.1 impliquant une température optimale pour T_h de 109,12°C

La démarche décrite dans la section IV.2.1 pour un couple (fluide de travail, capteur solaire) a été systématisée pour tous les couples envisagés compatibles avec le sous-système CHV3T. La température optimale d'utilisation du procédé est ainsi déterminée, en plus des habituels COP et COA. On en déduit le rendement global de production électrique du procédé (η_G) associé à chaque fluide w_{FM} pouvant être mis en œuvre dans le procédé CHV3T. Plusieurs exemples sont donnés dans le Tableau IV.3.

Tableau IV.3 : Calcul de la température optimale et des performances (η_{th} , η_{coll} et η_G) pour différents capteurs solaires et fluide de travail. Pour $I=800 \text{ W/m}^2$ et $T_{amb} = 10 \text{ °C}$.

Modèle de capteur solaire	VISSMAN Vitosol-300T (Sous vide)	WAGNER L20 AR (Plan)	VISSMAN Vitosol-300T (Sous vide)	VISSMAN Vitosol-300T (Sous vide)
Fluide de travail	R1233zd	R1233zd	Butane	R1234ze
Température optimale	109,12 °C	81,24 °C	107,67 °C	107,75 °C
η_{coll}	49 %	38 %	50 %	50 %
η_{th}	17,5 %	13,1 %	16,7 %	16,2 %
η_G	4,65 %	2,68 %	4,51 %	4,47 %

On remarque ici que le choix de la technologie de capteur solaire a un impact important sur les performances du procédé CAPILI. Le rendement des capteurs plans chute rapidement avec l'élévation de la température, ce qui engendre une température optimale plus faible ($\approx 80 \text{ °C}$) et donc un rendement thermique plus faible au niveau du procédé thermodynamique. Pour un même capteur solaire, le choix du fluide de travail impacte de façon moins significative les performances globales du procédé ($\pm 0,4\%$), le plus gros des pertes dépendent du rendement des capteurs solaires ainsi que de la chaîne de conversion énergétique hydraulique/mécanique/électrique.

3. Turbine hydraulique adaptée au cycle thermo-hydraulique

Les turbines hydrauliques classiques sont conçues pour travailler avec un différentiel de pression relativement constant à leurs bornes. En effet la hauteur d'eau au sein des barrages varie relativement peu.

À l'inverse le procédé CAPILI met en jeu deux phases distinctes, une première à différentiel de pression $\Delta P_{\max}$ à peu près constante et une seconde avec un différentiel décroissant continûment de $\Delta P_{\max}$ à un ΔP nul. Ces deux phases se succèdent cycliquement, ce qui implique un dimensionnement particulier de la turbine dans le but de maximiser le rendement de conversion hydraulique/mécanique/électrique.

Or, estimer le rendement d'une turbine hydraulique de petite puissance sous un différentiel de pression variable s'avère extrêmement compliqué. Au laboratoire PROMES, Hamza Semmari durant sa thèse dédiée au procédé CAPILI [54] et Alain Goumba durant un stage Master ont essayé d'estimer ces rendements et n'ont pas pu obtenir une solution explicite à ce problème.

Dans le cadre de cette thèse, cette tâche a été confiée au Centre de Recherche et d'Essais de Machines Hydrauliques de Grenoble (CREMHyG). Nous détaillons ci-dessous les conditions opératoires de la turbine hydraulique, le travail de dimensionnement réalisé par le Cremhyg et les problèmes rencontrés.

3.1. Conditions de fonctionnement

Pour une turbine classique, ce sont principalement le débit et le différentiel de pression exploitable qui définissent son fonctionnement et conditionnent son dimensionnement.

Dans le cas du procédé CAPILI, les pressions aux bornes de la turbine hydraulique dépendent directement des températures des sources et puits de chaleur, tandis que le débit de liquide de transfert et la durée des phases à différentiel de pression constant ou décroissant dépendent entre autres de :

- La puissance de la source de chaleur exploitable.
- Le fluide de travail utilisé.
- Le volume des cylindres de transfert.

Alors que le fluide de travail et le volume des cylindres de transfert sont fixés, la puissance exploitable et les températures de fonctionnement dans le cas d'applications solaires sont fortement variables. Afin de définir un premier dimensionnement de la turbine hydraulique un fonctionnement nominal constant a été défini, à savoir :

- Puissance électrique moyenne sur un cycle : 1kW
- Surface de capteurs solaires : 20m²
- Températures du fluide de travail au générateur de vapeur et au condenseur : $T_h \approx 100$ °C et $T_b \approx 30$ °C.
- Fluide de travail : R1233zd.
- Volume des cylindres de transfert : 20 litres.

Le volume des cylindres de transfert de 20 litres, choisi à l'origine de cette étude, résulte d'un compromis entre l'encombrement du procédé et des durées de phases du cycle pas trop courtes.

Ces paramètres ont été intégrés à l'étude quasi-statique du procédé CAPILI pour permettre de définir un premier profil de variation de différentiel de pression aux bornes de la turbine, étape nécessaire à l'estimation du travail hydraulique exploitable par la turbine (Figure IV-4). Les détails des équations utilisées pour ces calculs sont données en annexe (Annexe 3).

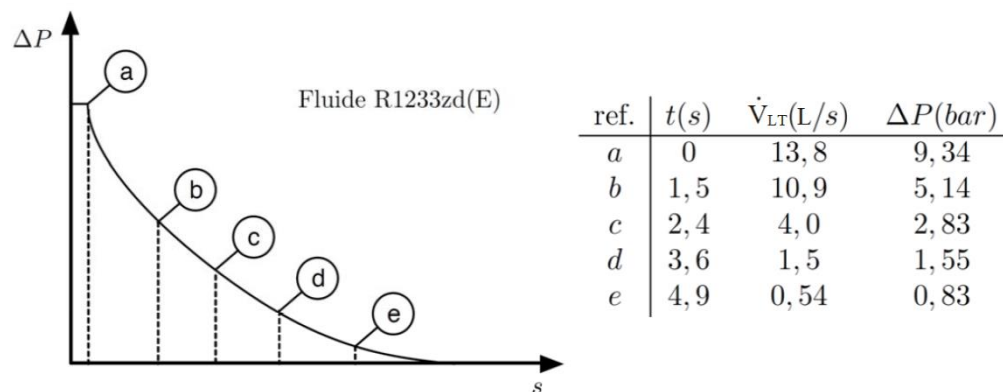


Figure IV-4 : Conditions opératoires de la turbine hydraulique pendant un cycle du procédé CAPILI, pour des CT de 20 L chacun.

La Figure IV-4 montre très clairement que la première phase du procédé CAPILI, qui consiste à envoyer une certaine quantité de vapeur à pression constante dans le cylindre de transfert (CT), est courte comparée à la seconde, qui consiste à isoler ce CT de l'évaporateur pour récupérer l'énergie de la détente supposée isentropique de la vapeur. Durant cette seconde phase, la quantité de travail hydraulique potentiellement récupérable est relativement importante ; la gaspiller comme cela est envisagé avec d'autres procédés thermo-hydrauliques étudiés précédemment (Section I.4) dégraderait nettement les performances énergétiques du cycle. En effet l'énergie à la détente représente plus de la moitié de l'énergie récupérable. Mais c'est également cette phase qui rend nettement plus complexe la récupération de cette énergie avec un rendement de transformation acceptable. Comme la Figure IV-4 le montre, les pressions et débits durant cette phase varient de manière importante sur une durée relativement courte (≈ 5 secondes par demi-cycles dans le cas le plus défavorable).

C'est à partir de ces données que le CREMHyG a travaillé au dimensionnement d'une turbine hydraulique qui maximiserait le rendement de transformation sur l'ensemble du demi-cycle – en particulier pendant la phase à ΔP décroissant – à travers différentes stratégies en agissant sur :

- Le profil des pales de la turbine.
- La possibilité de modifier en continu le distributeur hydraulique.
- La possibilité de moduler la charge électrique de la génératrice.

3.2. Conclusions de l'étude du CREMHyG

L'étude effectuée par le CREMHyG n'est pas parvenue à répondre à l'ensemble des questions définies dans notre cahier des charges, principalement à cause de conditions

opératoires trop éloignées des conditions de travaux de turbines hydrauliques traditionnelles. Néanmoins quelques points, détaillés ci-dessous, ont été éclaircis.

Le premier choix à faire concernait le type de turbine hydraulique. Le procédé CAPILI implique l'utilisation d'une turbine hydraulique à réaction ce qui élimine les technologies Pelton, Turgo ou Banki et limite donc le choix aux technologies Francis ou Kaplan. La technologie Kaplan s'avère plus adaptée à de faibles différentiels de pression et de forts débits, ce qui n'est pas le cas avec ce procédé CAPILI. La technologie Francis permet de travailler dans des conditions très variées en fonction de la géométrie de pales choisie. Or les conditions opératoires décrites dans la section précédente nous permettent de calculer la vitesse spécifique de notre turbine, ce qui oriente notre choix vers les turbines hydrauliques Francis dites "lentes". C'est donc cette dernière technologie qui a fait l'objet de l'étude.

Concernant les performances à attendre d'une telle turbine, plusieurs points d'interrogation subsistent. D'une part, le différentiel de pression varie trop fortement pour garantir qu'une géométrie de pales permette un rendement de transformation satisfaisant sur l'ensemble du cycle. S'il est tout à fait envisageable de dimensionner un profil de pale qui garantisse un rendement de transformation hydraulique/mécanique d'approximativement 85% pendant la phase $\alpha\beta$ (voir Figure IV-5), l'étude n'a pu prédire de quelle façon ce rendement allait se détériorer durant la chute du ΔP ce qui représentait malheureusement le principal point d'interrogation à lever. Le profil de pales plutôt exotique présenté dans la Figure IV-5 qu'entraîne un dimensionnement au point de fonctionnement caractéristique "a" du cycle (Figure IV-5) ne laisse pas présager d'une bonne adaptabilité sous des conditions de fonctionnement variables.

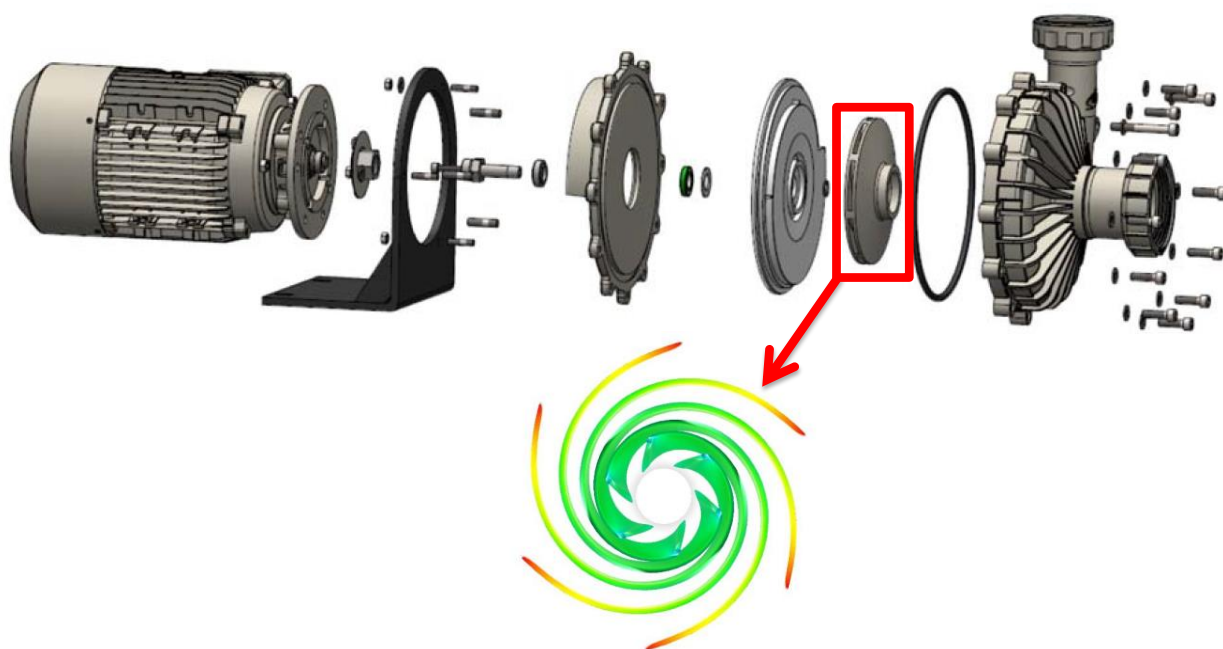


Figure IV-5 : Étude d'un profil des pales de la roue correspondant au point de fonctionnement "a", obtenu à l'aide d'un logiciel de tracé d'aubages par méthode inverse.

De plus, la solution d'un distributeur à ouverture variable a rapidement été écartée du fait des temps de cycles jugés beaucoup trop courts pour mettre efficacement en œuvre une telle régulation. Le dernier degré de liberté qui consiste à piloter la charge de la génératrice électroniquement semble plus plausible bien que complexe à mettre en œuvre. En effet, la

variation de charge de la turbine qui résulte du frein électrique de la génératrice doit être contrôlable par un régulateur qui permettrait d'adapter de façon dynamique cette charge au juste niveau et ainsi maximiser le rendement de transformation de la turbine. Or si ce cycle est déphasé par les inerties des composants, la turbine n'agit plus comme un frein synchronisé.

L'inertie mécanique de l'ensemble turbine/génératrice nous amène d'ailleurs à nous questionner sur la faisabilité du procédé CAPILI. Au vu de la forte variation des conditions de fonctionnement sur un temps très court et du fort couplage entre le cycle thermodynamique et la récupération d'énergie électrique, il est très probable que l'inertie mécanique de la turbine vienne perturber le bon déroulement du cycle thermodynamique. Afin de pouvoir dimensionner correctement les aubages de la turbine, ces couplages doivent nécessairement faire l'objet d'une étude dynamique approfondie qui n'a pas pu être réalisée durant cette thèse.

Enfin concernant l'intérêt économique d'un tel dispositif, il faut rappeler que l'aspect concurrentiel de celui-ci dépendait principalement de la possibilité d'atteindre des rendements de transformation supérieurs à ceux des turbines à vapeur qui équipent les cycles organiques de Rankine et pour un coût (lié à la complexité) qui soit acceptable. La sollicitation mécanique qui résulte du pic de pression est à la fois une contrainte en effort sur l'accouplement (arbre, palier de la transmission turbine et génératrice) et en charge de pression sur la volute du fait des niveaux élevés agissant sur les parois. Ces sollicitations agissent de manière cyclique et risquent d'engendrer une fatigue prématurée de ces composants. Par ailleurs, la production d'une puissance moyenne d'1 kW, implique une puissance maximale très supérieure pendant la phase $\alpha\beta$ et la récupération de ces pics de puissance nécessite de surdimensionner la génératrice, nécessitant des composants plus chers et plus lourds, impliquant une inertie mécanique accrue. Finalement la détente du fluide de travail dans le cycle CAPILI avait a priori un meilleur rendement isentropique que celui dans un cycle classique de Rankine, d'une part parce que le rendement volumétrique est très proche de l'unité (pas de fuite au niveau du piston liquide) et d'autre part parce que la détente peut plus facilement être adiabatique. Mais les difficultés d'ordre technologique induites par le fonctionnement périodique du procédé CAPILI ont dégradé cet avantage théorique initial.

L'étude confiée au CREMHyG a permis de mettre en évidence que les hypothèses selon lesquelles la récupération du travail par le biais d'une turbine hydraulique permettrait d'atteindre de meilleurs rendements globaux que ceux de turbines à vapeur étaient très optimistes. Dans le cadre de cette étude, ces hypothèses ont été remises en question par différents problèmes cités ci-dessous.

- Impossibilité de définir une géométrie de pale garantissant un rendement convenable pendant la chute du différentiel de pression aux bornes de la turbine.
- Cycles trop courts pour permettre la maximisation du rendement par l'intermédiaire d'une régulation mécanique de l'angle d'attaque des distributeurs. La solution consistant à augmenter la taille des cylindres de transfert permettrait d'allonger la durée des cycles, mais au détriment de l'encombrement du système.
- Inertie mécanique importante qui complexifie la régulation électronique de la charge et pourrait perturber le fonctionnement du cycle thermodynamique.

Pour être validées, ces hypothèses dont dépend l'intérêt concurrentiel du procédé CAPILI nécessiteraient de lever ces différents verrous technologiques. Ce travail à la fois conséquent et très spécialisé ne pouvant être fait dans le cadre de cette thèse, l'utilisation du procédé CAPILI a

donc été délaissée au profit d'une autre solution plus conventionnelle afin de conserver la fonctionnalité de trigénération du procédé complet.

4. Production électrique par cycle organique de Rankine

Le procédé CAPILI ne permettant pas actuellement d'obtenir des rendements convenables, une seconde solution mettant en œuvre un cycle organique de Rankine est ici étudiée. Également adaptable au procédé CHV3T, elle permet de conserver la fonctionnalité de trigénération, c'est-à-dire d'assurer les fonctions chauffage et climatisation avec la possibilité de produire de l'électricité à partir d'énergie solaire à basse température.

4.1. Combinaison du cycle ORC et du procédé CHV3T

Le cycle organique de Rankine (ORC) est la solution la plus répandue pour la production d'électricité à partir de chaleur à basse température. Son fonctionnement a déjà été détaillé au Chapitre I. Les ORC ont l'avantage d'être a priori plus simples à mettre en œuvre que le procédé CAPILI et comme pour ce dernier, une partie de ses composants sont déjà présents sur la partie motrice du procédé CHV3T. La Figure III-3 détaille l'intégration du seul composant supplémentaire, à savoir la turbine à vapeur, ou expandeur (EXP) couplée à une génératrice dans la partie motrice du procédé CHV3T. L'offre de turbine à vapeur de petites puissances reste encore assez limitée, en pratique la turbine à vapeur pour les petites puissances peut aussi être réalisée à partir d'un compresseur spiro-orbital (ou Scroll) modifié en "expandeur" en intervertissant les clapets d'admission et de refoulement et désigné sous le terme de "Scroll expandeur".

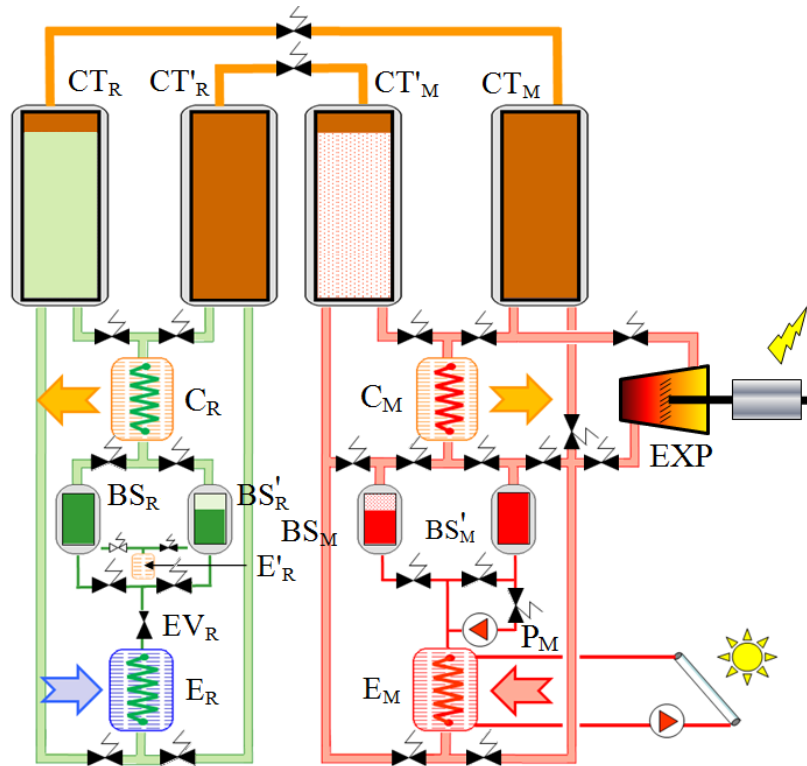


Figure IV-6 : Schéma simplifié présentant l'ensemble des composants constituant l'ORC et la variante WGS du CHV3T

Comme pour le fonctionnement du procédé CHV3T, le champ solaire connecté à l'évaporateur moteur E_M permet d'évaporer le fluide de travail wf_M (R123zd). Néanmoins ces vapeurs à haute pression ne servent pas à mettre en mouvement le liquide de transfert ; un jeu de vanne redirige ces vapeurs vers une turbine à vapeur afin de les détendre et de produire l'énergie mécanique nécessaire à l'entraînement d'une génératrice qui convertit cette dernière en électricité. Les vapeurs à basse pression issues de la détente dans la turbine sont condensées dans le condenseur moteur C_M . Les condensats qui s'accumulent dans les bouteilles BS_M et BS'_M sont ensuite pressurisés à l'aide de la pompe (P_M) pour être renvoyés dans l'évaporateur moteur et recommencer un cycle.

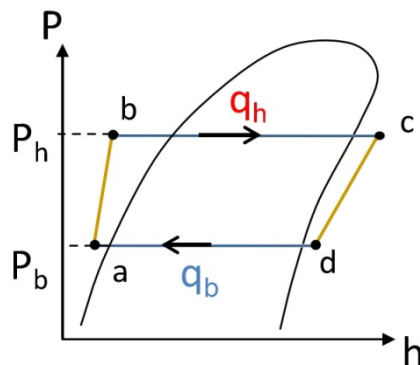


Figure IV-7 : Cycle organique de Rankine dans le diagramme de Mollier.

Ces différentes étapes peuvent être visualisées sur le diagramme de Mollier présenté dans la Figure IV-7. Les seules différences entre celui-ci et le diagramme de Mollier du cycle CAPILI sont d'une part l'absence du point intermédiaire "e", et d'autre part une légère surchauffe en sortie d'évaporateur. Cette surchauffe n'est pas toujours indispensable ; elle dépend de la proportion

liquide/vapeur du fluide de travail après la détente et de la technologie de la turbine qui peut accepter une certaine fraction de liquide.

Cela permet donc d'estimer les performances du procédé dans les mêmes conditions de travaux que celles décrites dans le Tableau II.1.

4.2. Performances du cycle ORC en quasi-statique

L'étude quasi-statique de l'ORC est très proche de celle du cycle CAPILI, précédemment évalué. Les seules différences concernent la prise en compte de l'éventuelle légère surchauffe en sortie d'évaporateur et d'un rendement isentropique de turbine qui provoque une diminution de la température du point *d*. Ce rendement a été pris égal à 70%, cette valeur paraît réaliste au vu des rendements calculés dans de nombreuses expérimentations indiquées dans un article de Bao et al.[65].

Avec les mêmes hypothèses, les mêmes équations (voir section IV.2.1) et les mêmes conditions de travail (Tableau II.1) on peut déterminer les différents points thermodynamiques du cycle fonctionnant avec le fluide R1233zd (Tableau IV.3).

Tableau IV.4 : Propriétés thermodynamiques des différents points du cycle OR avec le fluide R1233zd.

	a	b	c	d
T (°C)	24,20	25,09	109,12	51,42
P (MPa)	0,1260	1,2650	1,2650	0,1260
h (kJ/kg)	229,87	231,37	475,99	445,01
s (kJ/kg,K)	1,10	1,11	1,78	1,82
u (kJ/kg)	229,77	230,37	457,78	425,08
v (m ³ /kg)	0,00079	0,00079	0,01440	0,15819
qualité	SubcooledLiq	SubcooledLiq	1,00	SuperheatedVap

Dans ces conditions de fonctionnement, le rendement thermique du cycle ORC calculé selon l'équation (59) atteint 12,1%. En prenant en compte les autres rendements de transformation (60) le rendement global tombe à 5,3%.

Cette étude quasi-statique permet une rapide évaluation des performances du cycle ORC dans ces conditions nominales. Mais il s'agit d'une estimation. En effet dans le cadre d'une application solaire où les conditions de fonctionnement du procédé varient tout au long de la journée l'ORC fonctionnera la plupart du temps en dehors de ses conditions nominales.

Afin de mieux évaluer les performances de l'ORC et d'affiner le dimensionnement du procédé, une modélisation dynamique avec la prise en compte des conditions de fonctionnement variables et leurs incidences sur les performances des différents composants ainsi que sur la régulation a été réalisée (voir section suivante).

5. Modélisation dynamique du cycle organique de Rankine

La modélisation dynamique permet de prendre en compte beaucoup plus de paramètres que la modélisation dite quasi-statique. Cette dernière permet une estimation rapide des performances en condition de fonctionnement stable, mais qui ne sont qu'imparfaitement représentatives des conditions réelles, notamment dans le cas de procédés solaires tels que celui étudié ici où les apports de la source chaude sont variables tout au long de la journée.

Cette section détaille les objectifs de cette modélisation, décrit les modèles appliqués aux différents composants et finalement, analyse le fonctionnement de l'ORC dans des conditions plus réalistes c'est-à-dire avec des hypothèses moins simplificatrices. Les simulations du procédé sont dans un premier temps effectuées dans des conditions fixes afin de les comparer aux résultats de l'étude quasi-statique, puis sous des conditions de fonctionnement variables. Enfin une simulation sur l'ensemble d'une journée type est également effectuée.

5.1. Principes de la modélisation dynamique sous Modelica

Cette modélisation dynamique utilise le langage de programmation ouvert Modelica via le logiciel Dymola. Ce langage-objet bénéficie de propriétés très intéressantes pour décrire les comportements hybrides, discrets et continus, de systèmes multidisciplinaires. Des informations complémentaires sur le langage Modelica ou le logiciel Dymola peuvent être trouvées au sein de l'article suivant de R.Plateaux et al. [71].

Pour cette étude, nous avons eu recours à la bibliothèque de composants open-source *ThermoCycle* [72] développée par le laboratoire de thermodynamique de l'université de Liège, ainsi que la base de données thermodynamique *CoolProp* [69] développée par ce même laboratoire. Ces deux bibliothèques permettent d'accéder à toute une série de composants thermodynamiques tels que les échangeurs de chaleur, pompes, ou turbine à vapeur dont les modèles pourront être modifiés pour correspondre plus précisément à nos attentes et être compatibles aux fluides sélectionnés (R1234yf ou R1233zd).

Les hypothèses simplificatrices prises en compte pour cette modélisation sont les suivantes :

- Les variations d'énergies cinétique et potentielle sont négligeables
- Pas d'inertie thermique (sauf dans les échangeurs de chaleur)
- Les pertes de charge et pertes thermiques sont négligées

La modélisation proposée permet de tenir compte de la variabilité du rendement des différents composants comme celui de la pompe ou de la turbine à vapeur en fonction des conditions de fonctionnement de la machine.

5.1.1. Modélisation d'un composant

En langage Modelica, un composant (ou objet) est une classe avec un comportement décrit par ses équations, ses paramètres et ses variables sous deux représentations distinctes. D'une part la partie codage distingue la déclaration des paramètres et variables, l'affectation des variables aux connecteurs et l'énoncé des équations qui régissent le fonctionnement du modèle, d'autre part la représentation graphique de ce composant et de ses connecteurs permet de le

connecter ensuite à d'autres composants afin qu'ils puissent interagir entre eux. De par son aspect hiérarchique, un objet peut être composé d'autres sous-objet (Figure IV-8).

À titre d'exemple, l'échangeur de chaleur est composé de plusieurs objets :

Flow1D : Ce modèle décrit l'échange thermique entre un fluide et une surface d'échange. Cette surface d'échange peut être discrétisée en plusieurs nœuds afin de mieux prendre en compte l'évolution des échanges thermiques au fil de l'échangeur en fonction de l'état thermodynamique du fluide étudié (liquide/biphasique/gazeux).

MetalWall : Permet de prendre en considération l'accumulation thermique au sein des ailettes/tubes/parois de l'échangeur.

CountCurr : Ce modèle permet simplement d'orienter les flux dans l'échangeur pour permettre les simulations en fonctionnement co-courant ou contre-courant.

Comme on peut le voir sur la Figure IV-8.c, l'échangeur de chaleur est composé de deux modèles *Flow1D*, un pour chaque fluide au sein de l'échangeur (réfrigérant/caloporteur) reliés entre eux par l'intermédiaire d'un modèle *MetalWall* et d'un modèle *CountCurr*.

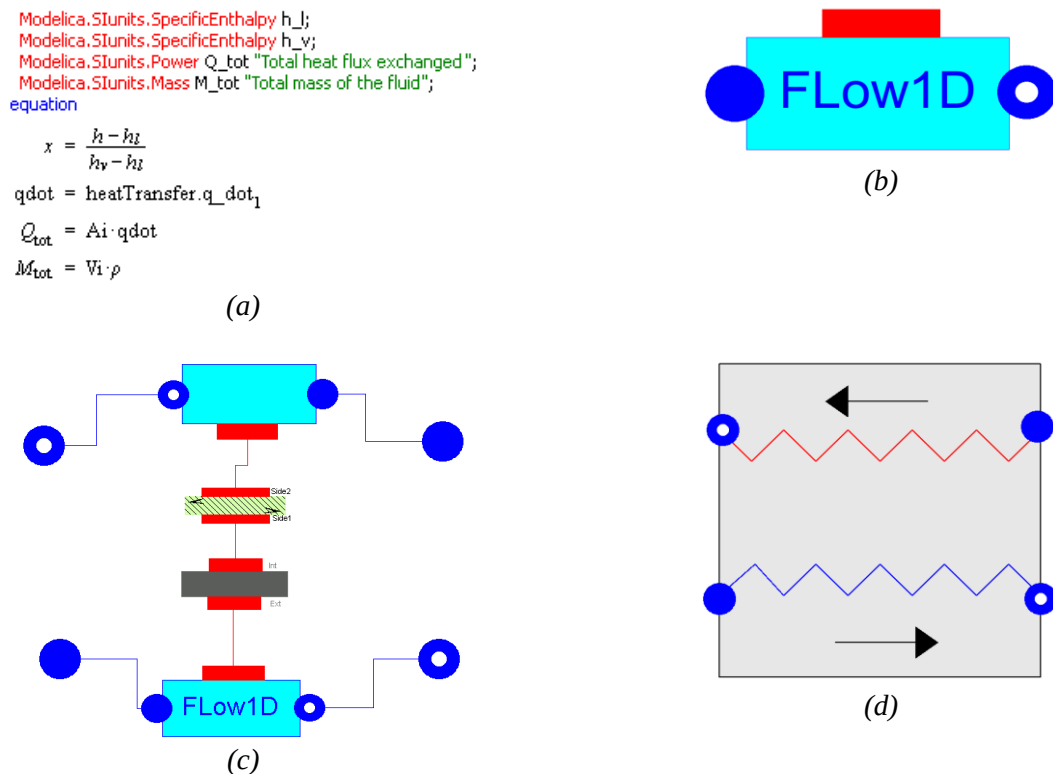


Figure IV-8 : Illustration des différentes étapes de la conception d'un échangeur de chaleur.

(a) Code contenant les variables et équation du modèle Flow1D,

(b) Représentation graphique du modèle Flow1D,

(c) Assemblages de différents modèles pour concevoir l'échangeur de chaleur,

(d) Représentation graphique du composant échangeur de chaleur.

Ce formalisme est réutilisé pour chaque composant tel que la pompe, la turbine à vapeur, les capteurs solaires ou les systèmes de régulation. Ainsi il est possible de se constituer une bibliothèque de modèles génériques facilitant l'adaptation et l'évolution des composants pour

coller au mieux à nos besoins en fonction des ressources de calcul allouées. Ainsi ces bibliothèques peuvent être partagées pour faciliter le travail collaboratif.

Les équations qui régissent le fonctionnement des différents composants sont soit disponibles via le site internet dédié à la librairie *ThermoCycle*, soit directement disponibles sous *Dymola*. *Modelica* étant un langage complètement ouvert, toutes les équations décrivant chaque objet sont disponibles et modifiables.

Parmi les composants de la bibliothèque *ThermoCycle*, plusieurs ont été modifiés tels que la pompe afin qu'ils correspondent aux besoins de la simulation. En plus des composants de la bibliothèque *ThermoCycle*, d'autres modèles tels que les capteurs solaires, et un modèle de donnée climatique ont été ajoutés. Ces modifications seront brièvement décrites ci-dessous.

Pompe : Le calcul du rendement isentropique a été défini par un polynôme afin d'être générique. Ce rendement est fonction du rapport de débit de la pompe à son débit maximal (Figure IV-9). Le rendement global de la pompe tiens également compte d'un rendement mécanique constant, fixé lui à 0,9.

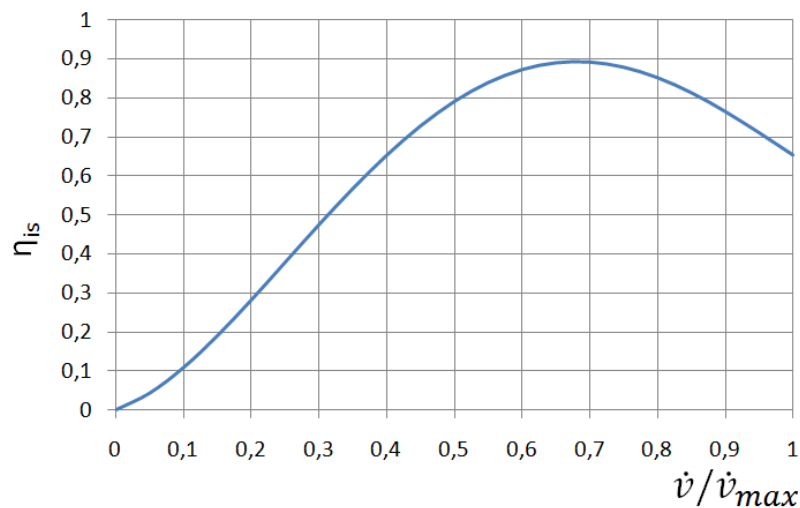


Figure IV-9 : Rendement isentropique de la pompe en fonction de $\dot{v}/\dot{v}_{max}$

Capteur solaire : Afin de prendre en compte de façon dynamique le rendement des capteurs solaires dans le calcul du rendement global, un modèle de capteur solaire a été développé. Sa représentation graphique ainsi que ses paramètres et variables sont donnés dans la Figure IV-10.

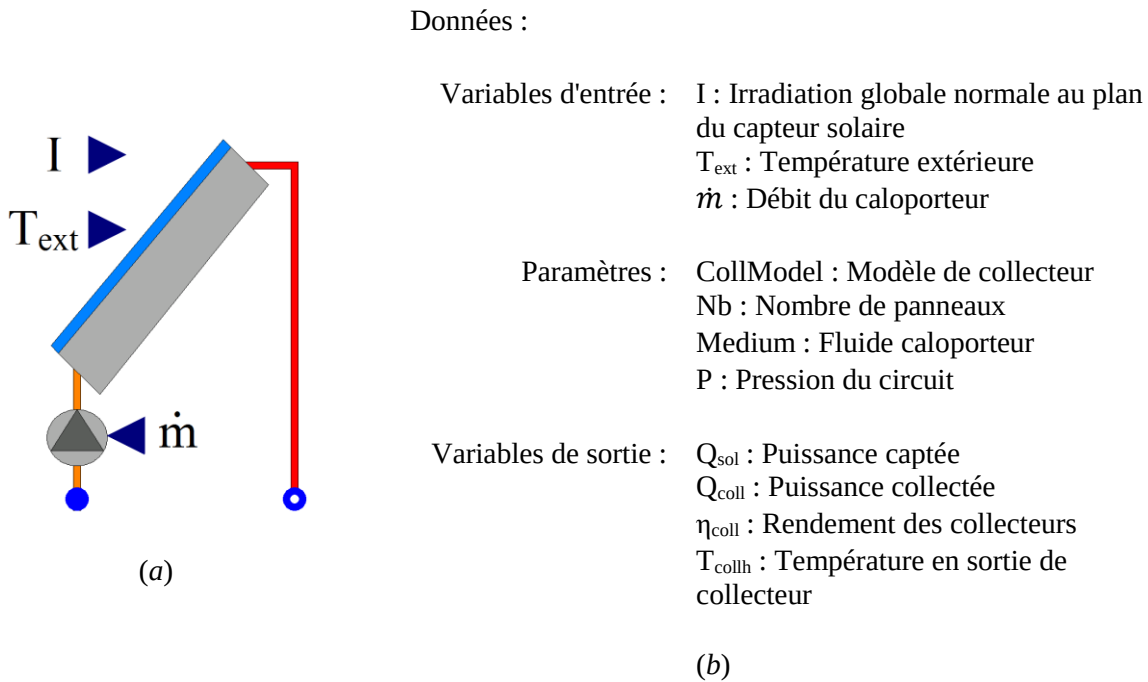


Figure IV-10 : (a) Représentation graphique du modèle de collecteur solaire (b) Liste des variables d'entrée, des paramètres et des variables de sortie du modèle de collecteur solaire.

En connaissant l'irradiation globale, la température extérieure et le modèle de capteur solaire, on peut déterminer la puissance captée, le rendement des capteurs et donc, la puissance collectée. Connaissant le débit du fluide caloporteur et l'état thermodynamique à l'entrée du collecteur, on en déduit la température du caloporteur en sortie des collecteurs solaires.

Modèle de données climatiques : Dans ce modèle sont enregistrées les données climatiques de plusieurs journées types, entre autres la température extérieure et l'ensoleillement qui sont utiles à la fois au calcul du rendement des collecteurs solaires et également à déterminer la température du fluide caloporteur du condenseur.

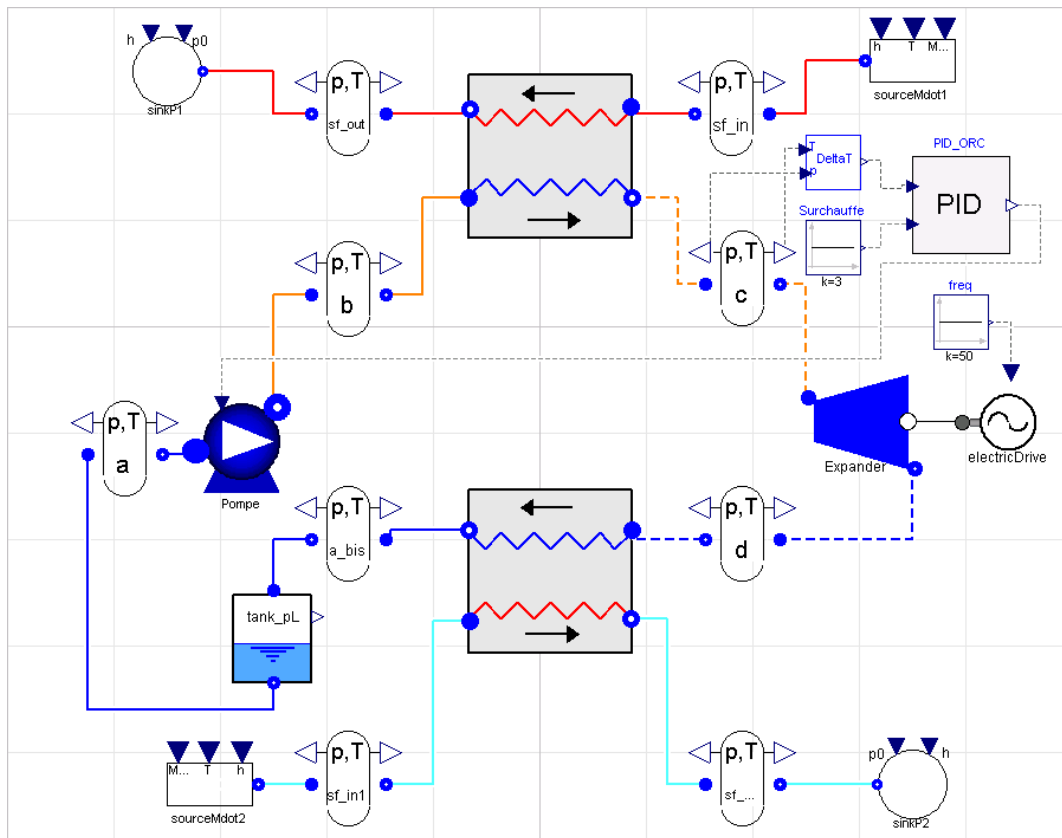
Scroll expandeur : Le calcul de ce rendement de façon analytique dépend de nombreux paramètres et est complexe à appréhender. Afin de se rapprocher des performances réelles, des études empiriques ont été menées par Declaye et al. [73] sur des machines similaires de type scroll expandeur dans des conditions de travail proches de celles étudiées dans le cadre de cette étude. Même si le fluide de travail n'est pas le même, les rendements équivalents peuvent être estimés pour le fluide R1233zd, ce dernier étant le successeur du fluide R123 couramment utilisé pour les applications ORC. Ces paramètres empiriques ont été utilisés pour calculer le rendement isentropique de l'expandeur dans le cadre de cette étude.

5.1.2. Modélisation de l'ensemble du cycle

Une fois la bibliothèque de composants développée, ceux-ci doivent être assemblés. Dans un premier temps afin de comparer les résultats de l'étude dynamique aux résultats de l'étude quasi-statique effectuée précédemment, les sources et puits de chaleurs sont simulés par des sources de chaleur supposées à débit, température et pression constants.

- deux modèles d'échangeur de chaleur (évaporateur/condenseur),
- un réservoir pour les condensats,
- une pompe,
- une turbine à vapeur aussi appelée expandeur,
- des sources et puits de chaleur,
- une régulation PID servant à assurer une surchauffe en sortie d'évaporateur en pilotant la vitesse de rotation de la pompe.

Les paramètres de chaque composant ont été choisis en fonction des résultats préliminaires de l'étude quasi-dynamique réalisée au chapitre précédent et sont détaillés en annexe (Annexe 4).



Une fois les composants assemblés et leurs paramètres définis, il reste à affecter les conditions initiales nécessaires au lancement de la simulation. Cette étape cruciale peut s'avérer fastidieuse, la simulation quasi-dynamique ne permettant pas toujours de connaître toutes les valeurs requises.

Afin de comparer les résultats de la simulation dynamique à ceux de l'étude quasi-statique, une première simulation utilisant la configuration décrite dans la Figure IV-11 a été exécutée. Les conditions opératoires sont les mêmes que celles choisies pour l'étude quasi-statique, soit :

Température de la source chaude : 115°C
 Température de la source froide : 15°C

À la différence de l'étude quasi-statique, une surchauffe de 3°C en sortie d'évaporateur a été fixée pour s'assurer que seule de la vapeur traverse la turbine, ce qui évite aussi des instabilités numériques. L'ensemble des paramètres géométriques de l'expandeur sont donnés en annexe (Annexe 5). Les résultats obtenus sont présentés et comparés aux valeurs obtenues par l'étude quasi-statique dans le Tableau IV.5.

Tableau IV.5 : Comparaison des performances entre la simulation quasi-statique et la simulation dynamique.

<u>Quasi-statique</u>	<u>Dynamique</u>
Th : 109,12°C	Th : 109,10°C
Tb : 24,2°C	Tb : 25,6°C
η_{th} : 12,05%	η_{th} : 11,70%
η_{is} : 70%	η_{is} : 67%

Une première différence entre les deux simulations s'explique notamment par une meilleure prise en compte des températures d'évaporation et de condensation. Par exemple on peut voir la répartition des températures au sein de l'évaporateur sur la Figure IV-12-(a). Celle-ci découle d'hypothèses sur les coefficients de transfert de chaleur retenus (voir annexe 4) et ne sont pas forcément exactes mais seulement représentatives. Les valeurs des différents coefficients d'échanges thermiques entre le fluide caloporteur et le fluide de travail sous différents états (liquide sous-refroidi, mélange biphasique ou vapeur) sont récapitulées dans le Tableau IV.6.

Tableau IV.6 : Valeurs des coefficients d'échange thermique retenu pour la simulation dynamique.

Phase liquide :	500 W/m ²
Changement de phase :	1500 W/m ²
Phase gazeuse :	750 W/m ²

La seconde principale différence réside dans la méthode de calcul du rendement isentropique de "l'expandeur" ; dans la modélisation dynamique, il n'est pas fixé arbitrairement, mais découle de paramètres empiriques déterminés sur une turbine similaire à celle utilisée dans le cadre de cette étude.

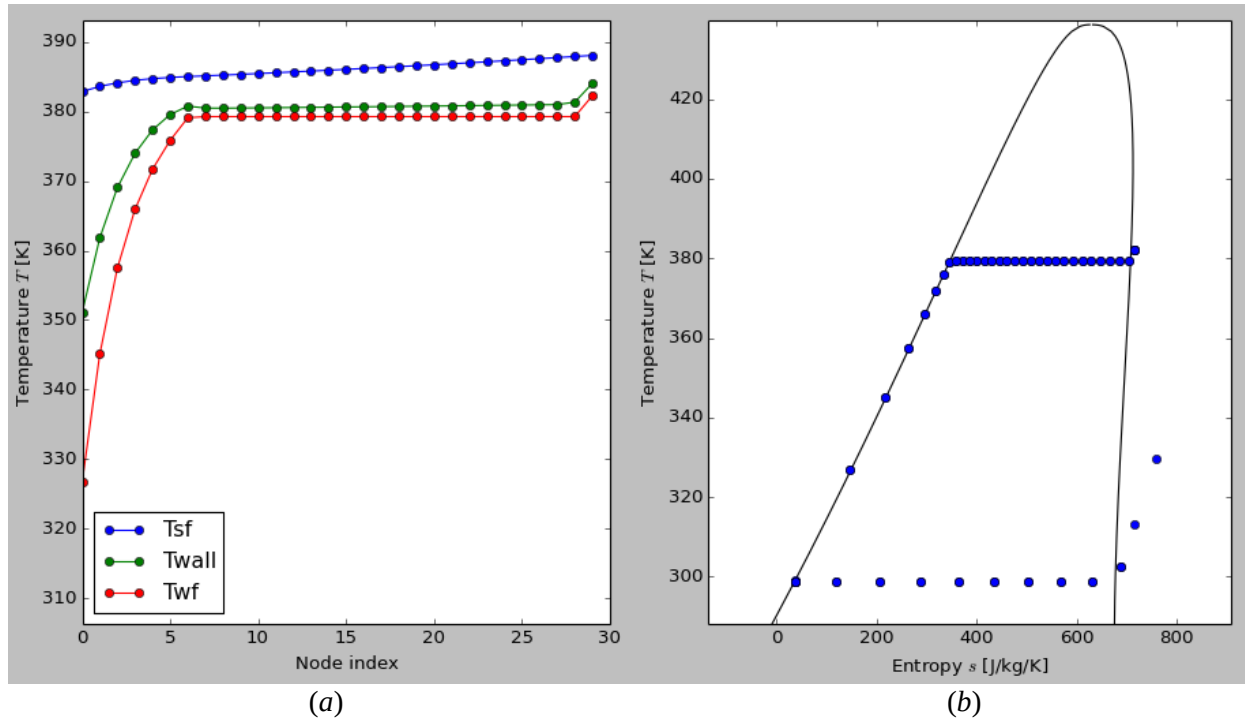


Figure IV-12 : (a) Répartition des températures au sein de l'évaporateur avec T_{sf} la température du fluide caloporteur, T_{wall} la température des parois entre les deux fluides et T_{wf} la température du fluide de travail. (b) Cycle complet dans le diagramme T-s

Les résultats obtenus par les deux simulations sont très proches et les différences observées s'expliquent logiquement. Cette première confrontation permet de valider la méthode utilisée pour la simulation dynamique, étant donné que la simulation "quasi-statique" est peu sujette à erreur dans ce cas. Ainsi l'étude de l'ORC dans des conditions de fonctionnement dynamique nous permettra de mieux appréhender les performances du procédé en conditions réelles et d'affiner le dimensionnement des différents éléments.

5.2. Estimation des performances sous conditions opératoires variables

La simulation du système dans sa globalité est réalisée sous conditions opératoires variables. Les modèles de capteurs solaires et données météo sont donc ajoutés aux modèles déjà en place (Figure IV-13).

Ces deux modèles supplémentaires permettent de simuler le fonctionnement du procédé sur une journée complète et de mesurer l'impact d'une variation de l'irradiation ou des températures extérieures sur les performances de chacun des composants qui constituent l'ORC. Un exemple sera décrit et commenté dans la suite de cette section pour une simulation effectuée grâce aux conditions climatiques mesurées le 17 février 2016 utilisant 9 collecteurs solaires de type VIESSMAN-Vitosol 300T.

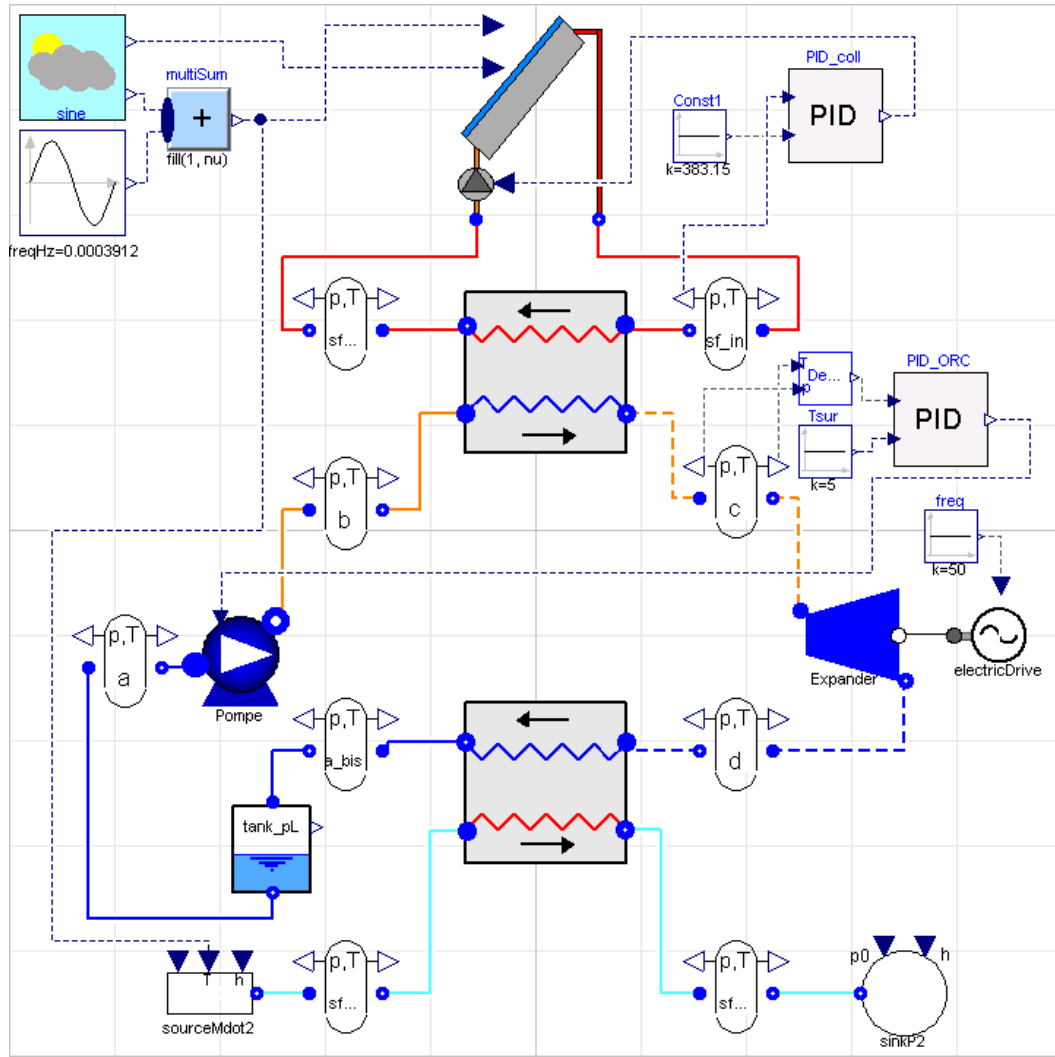


Figure IV-13 : Représentation graphique des différents composants de l'ORC pour la simulation avec Dymola d'une journée type

Toutefois les conditions climatiques brutes sont difficilement utilisables directement du fait de variations trop brusques qui entraînent des temps de calcul extrêmement longs et des divergences numériques. Ces données sont donc traitées au préalable comme décrit dans le paragraphe suivant.

5.2.1. Données météorologiques

Les données météorologiques sont acquises à l'aide d'une station météo sur le site de Perpignan. L'irradiation solaire globale est mesurée par un pyranomètre installé plein sud avec une inclinaison de 40° par rapport à l'horizontale qui est également l'inclinaison envisagée pour les capteurs solaires. Les relevés du 17 février 2016 (de 8h à 15h30 en temps solaire vrai) qui ont servi à la simulation dynamique détaillée dans cette section sont présentés dans la Figure IV-14.

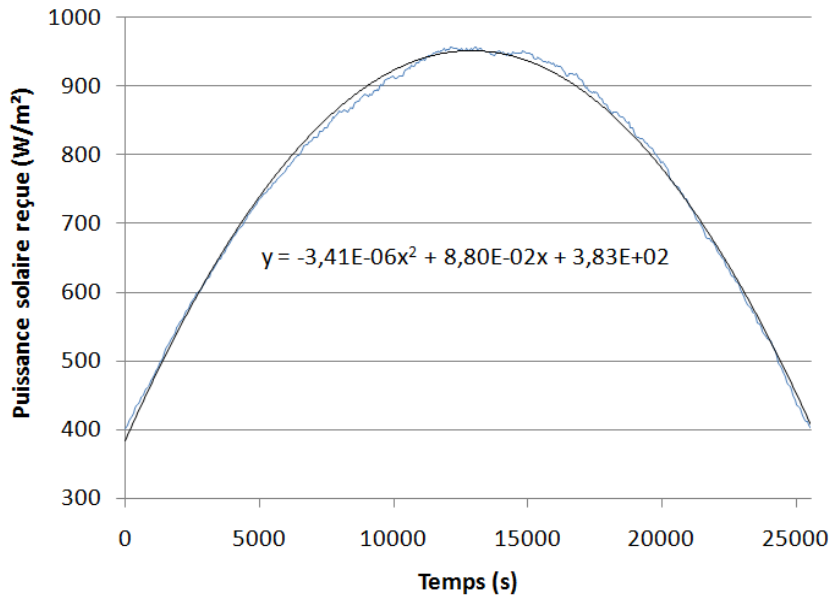


Figure IV-14 : Évolution de l'irradiation solaire globale (rayonnement direct + diffus) pendant la journée du 17 février 2016 à Perpignan entre 8h et 15h30 (TSV). Mesure avec un azimut de 0° (plein sud) et une inclinaison de 40°. Lissage quadratique des densités de flux.

Ces données peuvent être lissées, pour cette période quasi sans nuages, avec une précision très acceptable par un polynôme de second degré. La lecture d'une fonction dans un calcul itératif étant beaucoup plus rapide que la lecture d'une valeur dans un fichier externe, l'utilisation de ce lissage quadratique permet d'améliorer grandement la vitesse de calcul pour la simulation dynamique.

En plus de l'irradiation solaire, la température extérieure est également mesurée, celle-ci étant nécessaire pour le calcul du rendement des capteurs solaires et pour définir la température de condensation du cycle ORC. Afin de faciliter le calcul, la température extérieure a donc elle aussi été représentée par une interpolation polynomiale de degré deux. Néanmoins, afin de conserver l'aspect plus variable de la température extérieure (par exemple dû à des passages nuageux), la fonction de degré 2 est additionnée à une sinusoïde permettant de simuler artificiellement des variations d'une amplitude de 4°C avec une période d'approximativement 3/4 d'heure.

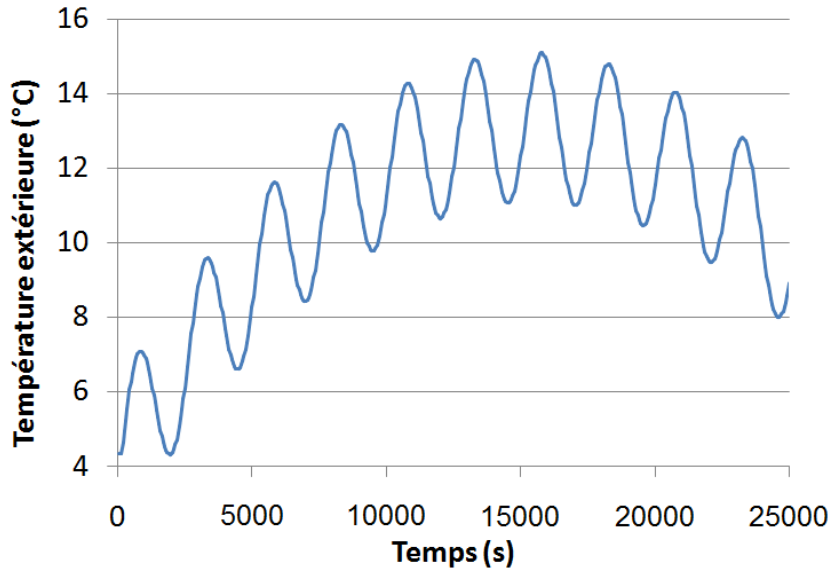


Figure IV-15 : Évolution artificielle de la température extérieure pendant la journée du 17 février 2016 entre 8h et 15h30 (TSV) à Perpignan.

Cette approche (représentée sur la Figure IV-15) permet notamment de mesurer la réponse des différents modèles de régulation sans trop affecter le temps de calcul de la simulation. Ces systèmes de régulation sont indispensables au bon fonctionnement du procédé en particulier quand les conditions opératoires sont variables comme cela est montré dans le paragraphe suivant. Par la suite les conditions d'ensoleillement lissées (Figure IV-14) et les fluctuations artificielles de la température extérieure (Figure IV-15) entre 8h30 et 15h30 (TSV) constitueront les conditions météorologiques dites "type d'une journée d'hiver" (à Perpignan).

5.2.2. Régulation de l'ORC sous contraintes variables

Le système étudié comporte deux régulations distinctes :

- Une régulation PID vise à contrôler la température en sortie des capteurs solaires dans le but d'optimiser le rendement global de l'installation en limitant la chute du rendement des capteurs. Afin de mesurer les avantages et inconvénients de ce choix, des simulations avec et sans cette régulation ont été comparées (Figure IV-16).
- Une seconde régulation, de type PID, fixe une surchauffe des vapeurs de 5K en sortie d'évaporateur afin d'éviter que du liquide n'entrave le bon fonctionnement de la turbine à vapeur. En pratique cette régulation commande la vitesse de rotation de la pompe de manière à ce que le débit de fluide de travail s'adapte en permanence à la puissance fournie à l'évaporateur.

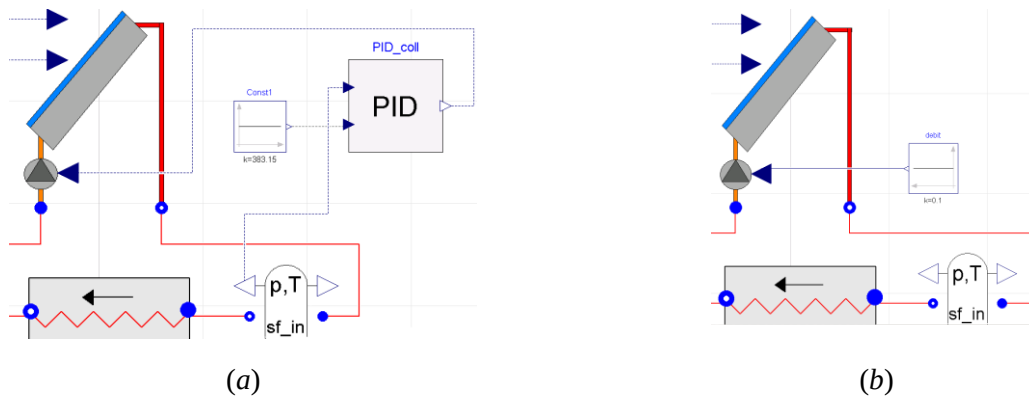


Figure IV-16 : Représentation graphique de la simulation (a) avec régulation de la température du fluide caloporteur en sortie des capteurs solaires (b) sans régulation de température.

Il apparaît que contrairement à nos attentes, le choix de la température du fluide caloporteur ne permet pas d'imposer la pression d'évaporation du fluide de travail dans l'évaporateur. La génération en direct d'un courant de 50Hz par notre génératrice induit une vitesse de rotation de la turbine à vapeur de 3000 tr/min ; la surchauffe étant elle aussi fixée à 5K, le débit de la pompe de l'ORC est imposé alors par le PID. Dans ces conditions, si la puissance solaire est insuffisante, comme c'est le cas pendant les matinées et soirées, la température du caloporteur s'effondre très rapidement dans l'évaporateur et au final la pression du fluide de travail est la même avec ou sans régulation de température (voir Figure IV-17). Assez paradoxalement, l'utilisation d'une régulation quand la puissance solaire est insuffisante revient donc à dégrader le rendement des capteurs solaires sans que cela n'induisse le moindre avantage.

En cas de puissance solaire trop importante, les différentes simulations effectuées font apparaître que les deux systèmes de régulations entrent en conflit. La vitesse de rotation et la cylindrée de la turbine à vapeur étant fixées, le débit de gaz admissible pour une pression donnée admet un maximum.

De fait, en limitant la température du fluide caloporteur à 110°C, il arrive que la turbine à vapeur paraisse sous-dimensionnée vis-à-vis du débit de vapeur venant de l'évaporateur. Si la turbine à vapeur n'est plus capable d'assimiler l'intégralité de la puissance solaire reçue, on constate alors une diminution progressive du différentiel de température du fluide caloporteur aux bornes de l'évaporateur, ce problème déjà rencontré dans la bibliographie peut être résolu en adaptant la vitesse de rotation de la turbine aux conditions de fonctionnement.

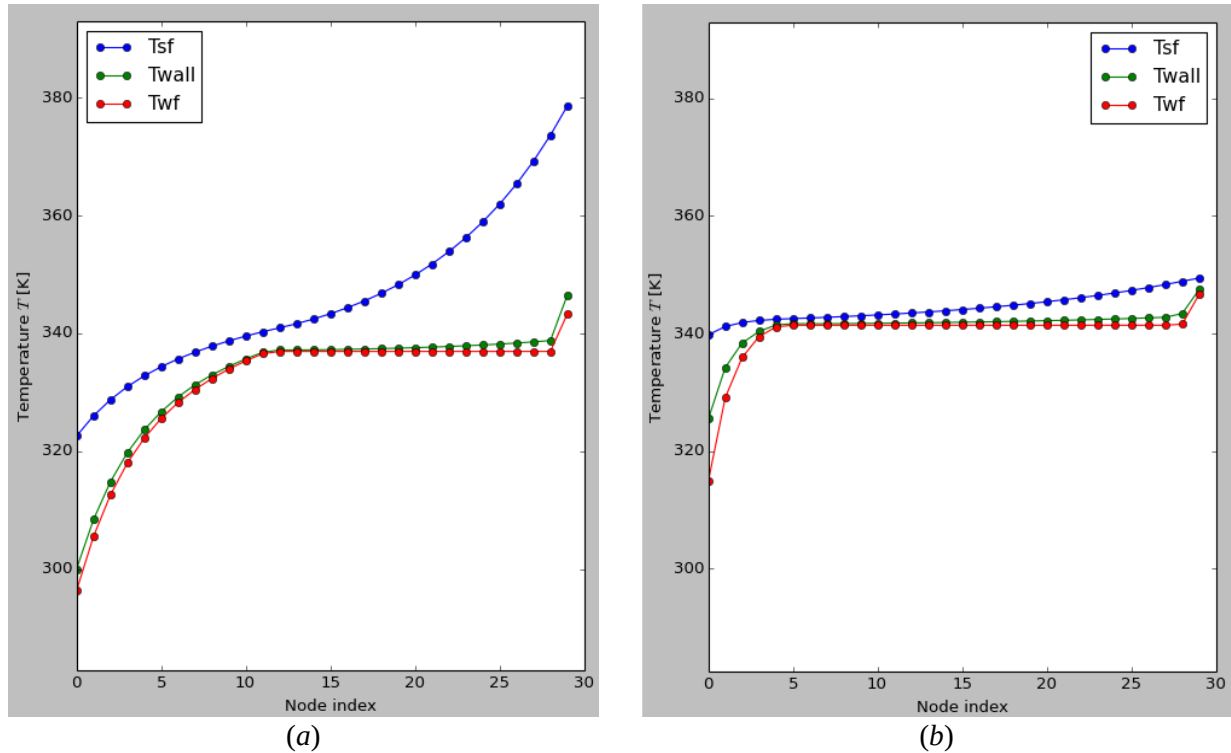


Figure IV-17 : Représentation graphique de l'évolution des températures au sein des différents nœuds de l'échangeur quand la puissance solaire est insuffisante (début ou fin de journée). Les courbes bleu T_{sf} , verte T_{wall} et rouge T_{wf} représentent respectivement le fluide caloporteur, la paroi entre les deux fluides et le fluide de travail. (Figure a) avec régulation de la température à 110°C (383 K) en sortie des capteurs solaires. (Figure b) sans régulation de température.

Par ailleurs, à une augmentation de la température en entrée des capteurs solaires, le PID répond par une augmentation du débit du fluide caloporteur pour tenter de maintenir à 110°C la température en sortie. Ceci entraîne une forte augmentation des pertes de charge et donc de la consommation électrique de la pompe sans garantir malgré tout le respect de la consigne comme on peut le voir sur la Figure IV-18a.

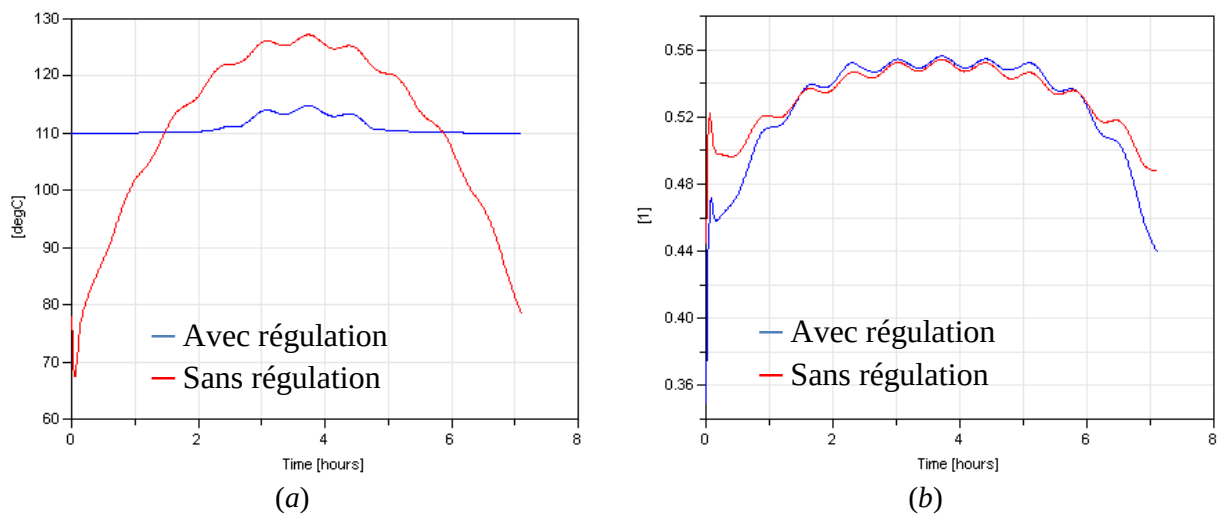


Figure IV-18 : (a) Évolutions sur une journée entre 8h et 15h30 (TSV) avec ou sans régulation a) de la température en sortie des capteurs solaires ; b) du rendement des capteurs solaires

Ainsi les deux configurations testées (avec ou sans régulation) apparaissent imparfaites. L'absence de régulation entraîne des températures en sortie de collecteurs trop importantes,

dommageable au rendement global de l'installation, alors que l'utilisation de la seule régulation de température sans régulation de la vitesse de rotation de la turbine entraîne une dégradation du rendement des capteurs solaires en début et fin de journée et une surconsommation de la pompe solaire en milieu de journée.

Un stockage tampon de fluide caloporteur pourrait atténuer ce problème. Cependant la solution la plus adaptée reste la mise au point d'un système de régulation spécialisé qui tiendrait compte à la fois des apports solaires et de la surchauffe du fluide de travail pour piloter de concert la vitesse de rotation de la pompe et celle de la turbine tout en cherchant à maximiser le rendement global de l'ORC. Cela impliquerait également la génération d'un courant à fréquence variable et donc l'utilisation d'un onduleur. Cette solution trop complexe pour être étudiée ici fait néanmoins l'objet de travaux au sein d'autres laboratoires [74].

Si les deux configurations étudiées (avec ou sans régulation) ne permettent pas d'atteindre le rendement global optimal, l'utilisation de la régulation entraîne des débits de fluide caloporteur irréalistes. Cette solution a donc été écartée. Pour les simulations suivantes, c'est donc la configuration "sans régulation de température" (voir Figure IV-16-b) qui a été conservée.

En revanche la régulation PID de la surchauffe des vapeurs en sortie d'évaporateur semble bien jouer son rôle (voir Figure IV-19-a). On constate cependant un passage systématique du fluide de travail à l'état biphasique en début de chaque simulation. Cet artefact numérique probablement dû à de mauvais paramètres d'initialisation n'a pas pu être complètement éliminé. En effet le modèle utilisé ici à 7583 paramètres et variables ; il est compliqué de définir lesquels posent problème. De toute façon les conséquences sont minimales, les premières minutes de la journée ne sont pas représentatives.

Mis à part ces problèmes numériques en début de simulation, le PID joue bien son rôle (Figure IV-19-b) ; il commande le débit de la pompe de l'ORC qui varie entre 0,7 et 1,95 L/min en fonction des apports solaires de façon à maintenir la surchauffe des vapeurs à 5K (Figure IV-19-a).

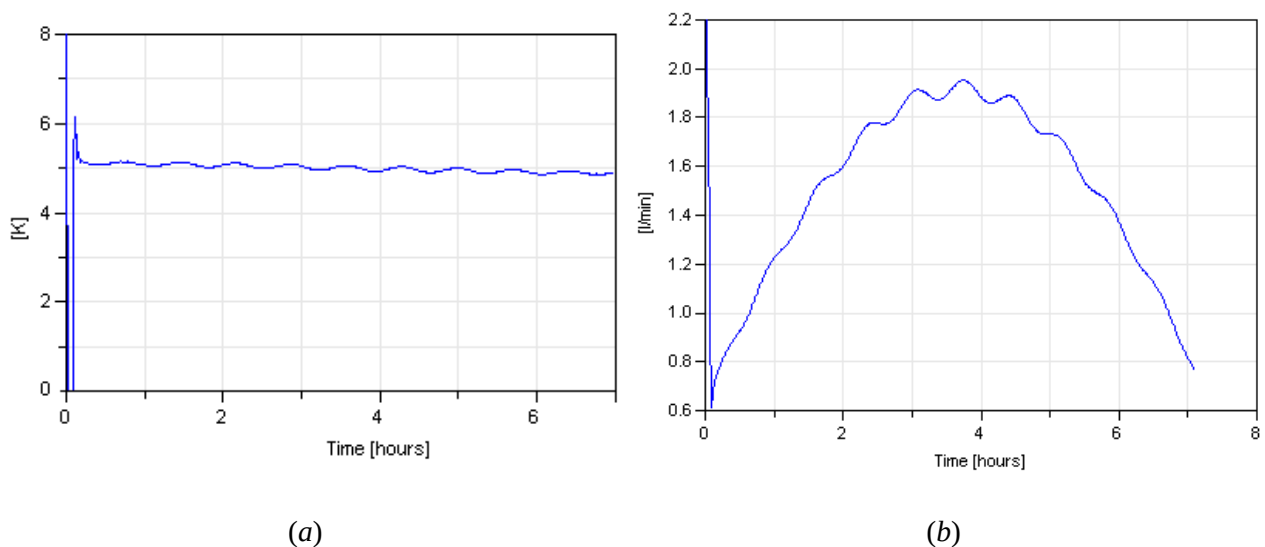


Figure IV-19 : (a) Faible variation de la surchauffe des vapeurs en sortie d'évaporateur au cours de la journée (b) Évolution concomitante du débit de la pompe de l'ORC.

Cette évolution de débit affecte le rendement de la pompe. L'influence des conditions opératoires sur les différents rendements est analysée à la prochaine section.

5.2.3. *Évolution des différents rendements au cours de la journée*

Le principal avantage de cette simulation dynamique réside dans sa capacité à évaluer l'évolution du rendement des différents composants en fonction de la variation des conditions opératoires. Cela permet une meilleure évaluation des performances journalières et s'avère très utile pour le dimensionnement des différents éléments.

❖ Rendement de la pompe de l'ORC

Le débit de la pompe de l'ORC varie de 0,7 à 1,95 L/min au cours de la journée (Figure IV-19-b). En conséquence le rendement global de cette pompe qui se calcule à partir du rendement isentropique, lui-même dépendant du rapport entre le débit et le débit maximum admissible (voir Figure IV-9), devient variable au cours de la journée bien qu'il dépende aussi d'un rendement de conversion mécanique, lui considéré constant (voir Figure IV-20).

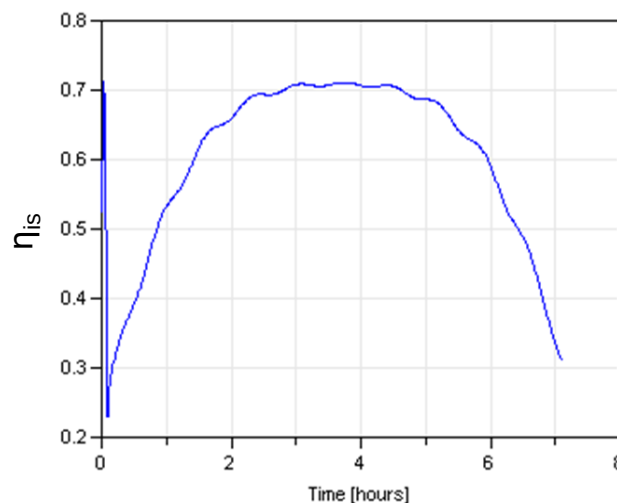


Figure IV-20 : Évolution du rendement de la pompe de l'ORC avec les débits variables de la Figure IV-19-b au cours de la journée type d'hiver.

On constate que le rendement est très faible en début (8h30) et fin de journée (15h30 en temps solaire vrai) ; cela est dû à une faible puissance solaire, la surchauffe de 5K ne pouvant être assurée qu'avec des débits très faibles de fluide de travail. Dans ces périodes de fonctionnement, la pompe apparaît comme largement surdimensionnée ; ce fonctionnement très éloigné des conditions nominales d'utilisation induit de très faibles rendements. Toutefois ces rendements deviennent tout à fait convenables entre 10h et 14h (TSV), la pompe fonctionnant alors avec un débit plus proche de ses conditions de fonctionnement nominales.

Néanmoins, on remarque que ces faibles rendements en début et en fin de journée n'impactent que très peu les performances globales du procédé. En effet le travail hydraulique à apporter est relativement faible étant donné les faibles différentiels de pression et les faibles débits nécessaires durant ces périodes de fonctionnement.

❖ Rendement de l'expandeur de l'ORC

La simulation dynamique peut donner aussi l'évolution du rendement de la turbine à vapeur ou de l'expandeur. Pour rappel, le rendement isentropique est calculé à partir de paramètres empiriques issus d'une étude menée par Declaye et al. [73] sur une machine sensiblement équivalente. Le calcul de ce rendement isentropique est déterminé à partir de la densité du fluide de travail, de la vitesse de rotation et du rapport de pression aux bornes de la turbine (Figure IV-21).

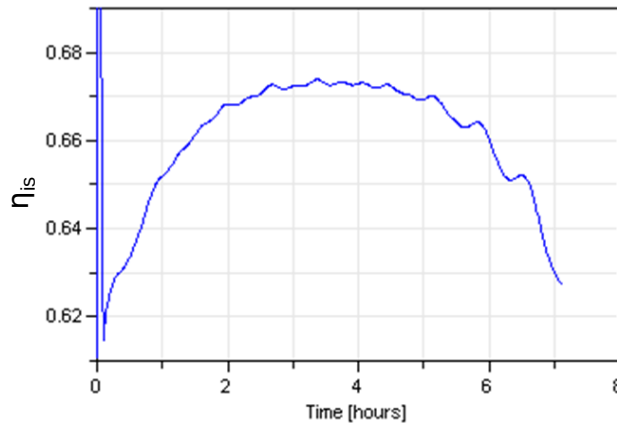


Figure IV-21 : Évolution du rendement isentropique de la turbine de l'ORC au cours d'une journée type d'hiver.

On constate que celui-ci varie au cours de la journée type d'hiver entre 61 et 67%. Ce rendement plus faible que le rendement optimal de 75% calculé dans l'étude de Declaye s'explique par plusieurs raisons. La principale est que le rapport de pression aux bornes de la turbine évaluée à 9,43 au maximum pour ce jour-là est très supérieur au rapport de pression optimal de 4,45 déterminé dans l'étude. Cette valeur optimale est à peu près vérifiée avec les simulations d'une journée d'été, car l'écart de température entre T_h et T_b et donc le rapport de pression est moins important. Pour ces simulations en condition d'été, la valeur maximale du rendement de la turbine dépasse légèrement 70%.

Toutefois, la technologie intrinsèque des scroll expandeurs ne permet pas une exploitation optimale des ratios de pression importants. C'est ce qui motive certains laboratoires et entreprises à orienter leur recherche vers d'autres technologies d'expandeurs [75].

En dehors du rapport de pression, plusieurs paramètres plus ou moins éloignés des conditions nominales de l'expandeur expliquent l'écart du rendement tel que la vitesse de rotation ou le facteur de remplissage de l'expandeur (Filling Factor). L'étude de Declaye [73] montre aussi que la maximisation du rendement isentropique d'une turbine à vapeur dépend de l'optimisation assez fine de plusieurs critères. Malheureusement toutes ces conditions opératoires nominales ne peuvent être réunies dans le cadre d'une application solaire qui dépend à la fois des variations de l'ensoleillement et des températures extérieures.

❖ Rendement des capteurs solaires

Enfin le rendement des capteurs solaires dépend de critères spécifiques au capteur, mais également de la température extérieure et de l'irradiation solaire. Celles-ci étant changeantes au

cours d'une journée il est intéressant de mesurer l'évolution de ces rendements en fonction des modèles de capteurs solaires. Les caractéristiques des différents collecteurs solaires considérés ici sont données dans le Tableau IV.7.

Tableau IV.7 : Caractéristiques techniques des différents capteurs solaires considérés pour la simulation dynamique.

Constructeur	Référence	Famille	η_0	k1	k2
VIESSMANN	Vitosol 300-T SP3 A	Sous vide	0,751	1,24	0,0063
WAGNER	EURO L 20 AR	Plan	0,848	3,46	0,0165
TVP-Solar	MT-Power	Plan sous vide	0,759	0,508	0,007

En effet, jusqu'ici toutes les simulations utilisaient le modèle de collecteur solaire VIESSMAN-Vitosol 300T. Le choix du collecteur a une incidence sur la température délivrée à l'évaporateur et en cascade sur le fonctionnement de chacun des composants. Les évolutions du rendement au cours de la même journée type d'hiver pour ces 3 modèles de collecteurs sont données dans la Figure IV-22.

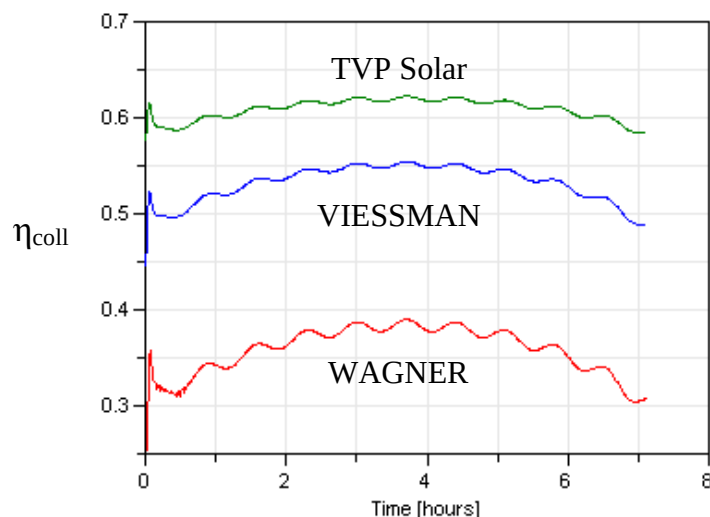


Figure IV-22 : Évolutions du rendement η_{coll} de trois modèles de capteurs : plans sous vide TVP-Solar M, à tubes sous vide VIESSMAN Vitosol 300T et plans classiques WAGNER L20 AR, pour la journée type d'hiver.

On constate que le rendement des collecteurs solaires VIESSMAN varie entre 49 et 55%, ce rendement étant principalement affecté par l'évolution de l'irradiation solaire au cours de la journée. Les autres technologies testées sont les capteurs plans avec le modèle WAGNER L20AR et les capteurs plans sous vide TVP-Solar. Le rendement des capteurs plans WAGNER est plutôt faible, entre 30 et 40% ; ces capteurs ont plus de déperditions thermiques et ne sont pas adaptés pour fonctionner à des températures qui dépassent les 80 °C. En revanche les capteurs plans, mais sous vide, développés récemment par l'entreprise TVP Solar, permettent d'atteindre les meilleurs rendements, variant entre 58 et 62% tout en travaillant à des températures supérieures aux deux autres technologies.

Les performances de ces trois types de capteurs ont une incidence sur les performances globales du système ORC comme cela est montré au paragraphe suivant.

5.2.4. Performances du convertisseur ORC sur une journée type d'hiver

Les sections précédentes nous ont permis d'étudier l'évolution des performances des différents composants au fil de la journée type d'hiver. Leur prise en compte permet d'évaluer maintenant les performances globales du procédé que sont :

- Le rendement de Carnot, calculé grâce aux températures de fonctionnement du procédé (voir eq. 2), à savoir la température en sortie des collecteurs pour la température haute, et la température extérieure comme température basse.
- Le rendement thermique du procédé (η_{th}), calculé d'après l'équation (59). Il donne les performances du cycle ORC seul et est relativement proche de celui calculé pendant l'étude quasi-statique.
- Le rendement global (η_G), qui revient à prendre en compte les autres rendements et particulièrement celui des capteurs solaires.
- Enfin le rendement exergétique, calculé à partir du rendement global et du rendement de Carnot (eq. 1). Il indique l'écart entre la machine étudiée et une machine idéale dite de Carnot, fonctionnant avec les mêmes températures de sources et puits de chaleur. Le rendement exergétique est souvent employé comme un outil permettant la comparaison de systèmes réels fonctionnant eux avec des températures de sources et puits de chaleur différentes.

Ces divers rendements sont présentés dans la Figure IV-23

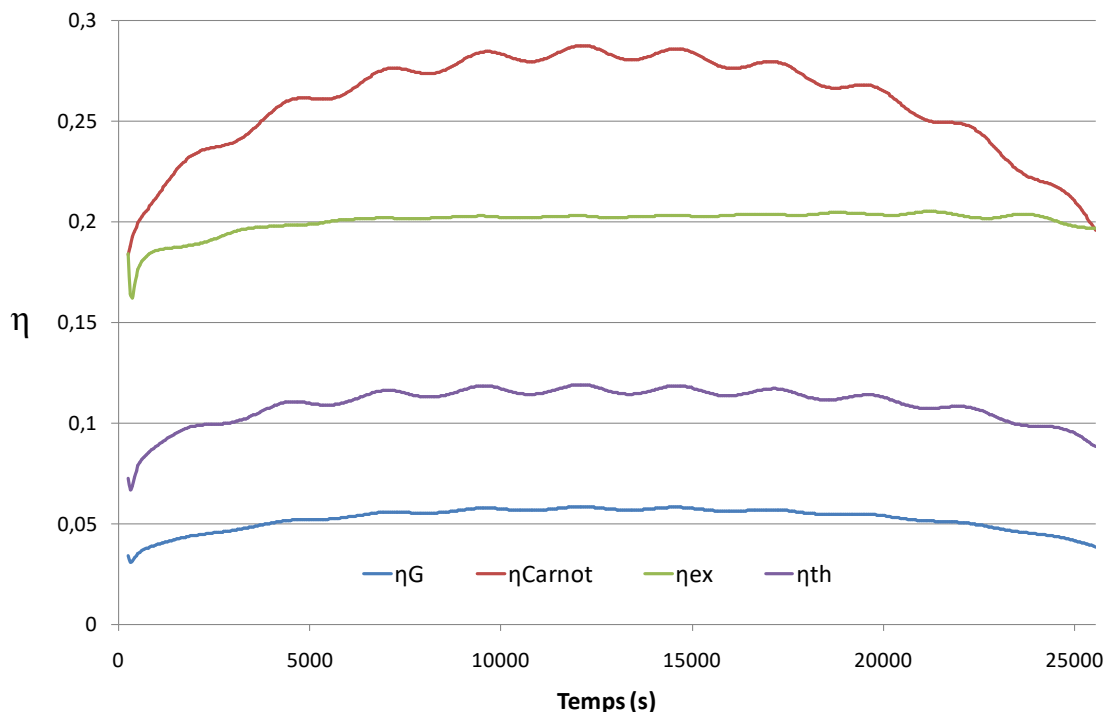


Figure IV-23 : Évolutions du rendement de Carnot, du rendement exergétique, du rendement thermique et finalement du rendement global du convertisseur ORC au cours de la journée type d'hiver.

Ces résultats obtenus par la simulation dynamique sont tout à fait cohérents vis-à-vis des performances indiquées dans la littérature. L'étude de Quoilin et al. conduit à des rendements globaux de procédés ORC solaires fonctionnant à basse température variant entre 2 et 8% [27]. L'absence de récupérateur en sortie de turbine ainsi que l'utilisation d'une turbine à vapeur mono-étagée peuvent expliquer le rendement légèrement en deçà de celui calculé dans cette étude.

Connaissant l'énergie incidente sur le champ de capteurs solaires cumulée au cours de la journée type d'hiver, on peut déterminer les énergies collectées puis restituées sous forme électrique par l'ORC dont une partie est consommée par la pompe (Figure IV-24).

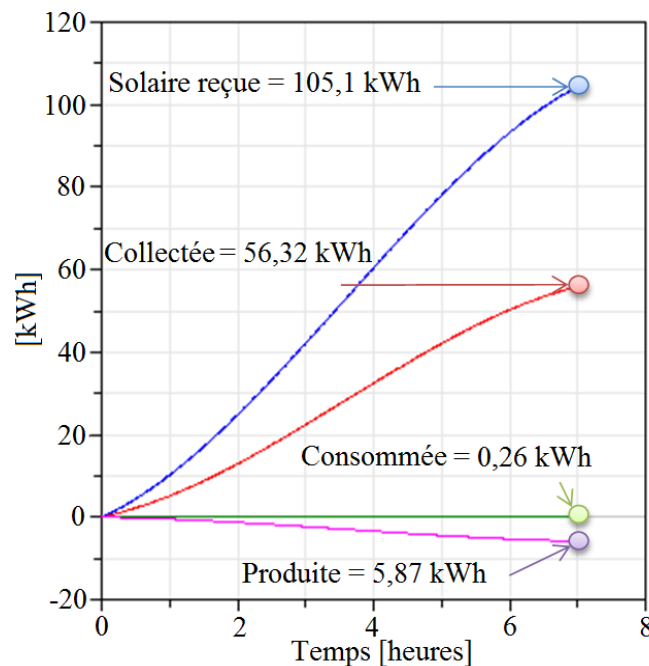


Figure IV-24 : Évolutions de l'énergie solaire reçue, de l'énergie solaire collectée, de la consommation électrique de la pompe et de l'électricité produite au cours de la journée type d'hiver.

Ainsi la journée du 17 février 2016 à Perpignan étudiée ici, aurait théoriquement permis de produire 5,87 kWh d'électricité. Sachant que la pompe aurait consommé 0,26 kWh et que l'énergie solaire reçue par les collecteurs solaires représente 105,1 kWh, on obtient un rendement global moyen du convertisseur ORC de 5,3% (en négligeant la consommation des autres auxiliaires, tels que les pompes de circulation des fluides caloporteurs).

Les mêmes simulations ont été effectuées avec 3 technologies de capteurs solaires envisagées (Tableau IV.7). Ces différentes technologies ne permettent pas d'atteindre les mêmes températures d'évaporation. Ainsi il en ressort que les capteurs plans classiques (à pression atmosphérique) conduisent à un rendement global moyen de 3,28% seulement. Ce faible rendement global est principalement dû au rendement des collecteurs solaires (35%). Si la pompe apparaît surdimensionnée dans ce cas de figure, ce qui conduit à un rendement de la pompe relativement faible (48% en moyenne), l'impact sur les performances globales reste assez marginal (+/- 0,1%). Les capteurs plans sous vide permettent d'atteindre une plus haute température de source chaude et avec un meilleur rendement de collecteur (53%), d'où un

rendement global moyen quasiment doublé, de 6,27%. Un tableau récapitulatif est présenté ci-dessous (Tableau IV.8).

Tableau IV.8 : Tableau récapitulatif avec (min/max) des performances de l'ORC pour les différents capteurs solaires pendant la journée ensoleillée d'hiver.

	VIESSMAN	WAGNER	TVP-Solar
I	765 W/m ² (383/950)	765 W/m ² (383/950)	765 W/m ² (383/950)
T_{collh}	110 °C (67/127)	95 °C (55/113)	116 °C (72/133)
T_{ext}	10 °C (4,3/15)	10 °C (4,3/15)	10 °C (4,3/15)
η_{th}	11,2% (6,7/11,9)	10,1%	11,5%
η_{coll}	53,2% (49/55)	35% (30/39)	60,9% (58/62)
η_G	5,3% (3/5,8)	3,3%	6,3%
η_{carnot}	25,9% (18/29)	23,1%	27,2%
η_{ex}	20% (16/20,5)	14,2%	23%
η_{is_turbine}	66% (61/67)	64,6% (61/67)	66,5% (62/67)
η_{PM}	60% (22/71)	48,2% (20/63)	63,3 (25/71)

Les mêmes simulations dynamiques ont été faites pour une journée type d'été, mais pour le seul capteur Viessman (Tableau IV.9). On observe qu'avec un ratio de pression moins grand aux bornes de la turbine, celle-ci atteint un meilleur rendement isentropique. Les capteurs solaires ont également un meilleur rendement dû à l'augmentation de l'irradiation. Ce gain est néanmoins compensé par l'augmentation de la température extérieure et donc de la température de condensation, ce qui implique un rendement thermique (η_{th}) plus faible. Au final le rendement global d'été s'avère quasi-identique au rendement d'hiver, 5,24% contre 5,3% respectivement.

Toutes ces informations nous permettent de faire plusieurs propositions dans la section suivante afin d'améliorer les performances et la robustesse du procédé ORC.

Tableau IV.9 : Tableau récapitulatif des performances de l'ORC avec capteurs solaires VIESSMAN pendant une journée ensoleillée d'été.

VIESSMAN	
I	840 W/m ² (408/1025)
T_{collh}	122 °C (80/138)
T_{ext}	23,8 °C (17/28)
η_{th}	10,4%
η_{coll}	56,2% (53/58)
η_G	5,24%
η_{carnot}	24,9%
η_{ex}	21%
η_{is_turbine}	69,1% (64/71)
η_{PM}	66% (33/71)

5.3. Perspectives d'amélioration

La simulation dynamique a montré que l'ORC est relativement sensible aux variations de ses conditions de fonctionnement. D'autant que seules des simulations de journées bien ensoleillées ont été effectuées ici. L'utilisation d'un stockage thermique atténuerait fortement ces fluctuations en lissant les variations de température au niveau de la source chaude de manière à rester proche des conditions nominales de fonctionnement, en facilitant la régulation des capteurs solaires et en limitant l'impact de passages nuageux. Le dimensionnement de ce stockage n'a pas été abordé ici, mais cette solution devra être évaluée d'un point de technico-économique, l'utilisation d'un stockage trop conséquent serait un frein dans le domaine résidentiel.

Une autre possibilité d'amélioration porte sur la régulation de l'ORC. Cependant, la seule régulation du débit de la pompe de l'ORC ne suffit pas à ajuster correctement l'électricité produite avec des apports variables de chaleur. En absence de tout système de stockage thermique un nouveau système de régulation qui ajusterait à la fois le débit de la pompe et la vitesse de rotation de la turbine en tenant compte des apports radiatifs ainsi que de la surchauffe des vapeurs permettrait plus de flexibilité et finalement maximiserait le rendement global de l'installation.

Enfin une dernière amélioration consisterait à utiliser un récupérateur de chaleur en sortie de turbine. Cette technologie qui équipe souvent les ORC n'a pas été évaluée ici. Elle consiste à ajouter un échangeur de chaleur en sortie de turbine à vapeur de manière à récupérer la chaleur de ces vapeurs avant que le fluide de travail ne soit condensé. Cette chaleur peut ainsi servir à préchauffer le fluide de travail avant que celui-ci entre dans l'évaporateur, ce qui permet ainsi d'atteindre un meilleur rendement.

Ces quelques propositions qui n'ont pu être étudiées dans le cadre de cette étude permettraient à la fois de faciliter l'utilisation de l'ORC tout en maximisant le rendement global de l'installation. Néanmoins il est nécessaire d'étudier aussi le surcoût occasionné par ces améliorations afin d'estimer si celles-ci peuvent être amorties dans le cadre d'une application résidentielle de faible puissance.

6. Conclusion

À travers ce chapitre nous avons tout d'abord étudié le procédé thermohydraulique CAPILI et évalué ses potentialités via une étude quasi-statique. Le principal verrou scientifique et technologique que représente la turbine hydraulique en fonctionnement instationnaire a été étudié conjointement avec le laboratoire CREMHyG. Bien que cette étude ne nous ait pas permis finalement d'évaluer le rendement d'une turbine de petite puissance fonctionnant dans des conditions de fonctionnement variables comme espéré, elle pointe des difficultés technologiques qui compromettent la faisabilité et l'efficacité globale du convertisseur CAPILI pour cette application de faible puissance. En effet, les paramètres géométriques des turbines hydrauliques sont finement dimensionnés de façon à maximiser leur rendement dans des conditions opératoires bien définies. Or le procédé CAPILI implique des conditions opératoires variables, notamment le différentiel de pression aux bornes de la turbine qui varie d'un ΔP maximal à un ΔP nul en un temps d'autant plus court que le volume des cylindres de transfert est petit. Dans ces conditions il paraît très compliqué d'atteindre des rendements équivalents à ceux de turbines à vapeur qui fonctionnent dans un ORC classique de façon plus stable autour d'un point nominal. De plus certaines interrogations subsistent, telles que les effets de l'inertie de la turbine hydraulique et sa génératrice sur le cycle thermodynamique du CAPILI. Seules l'expérimentation et/ou une simulation dynamique seraient capables de répondre à ces interrogations.

Afin de conserver la finalité de trigénération du procédé complet, le convertisseur CAPILI a été remplacé par un convertisseur plus classique de type ORC. L'ORC a été étudié en fonctionnement quasi-statique dans un premier temps, puis en dynamique. La simulation dynamique a permis de mieux appréhender l'évolution des performances des différents composants de l'ORC sur des journées complètes et avec différentes technologies de capteurs solaires. Il ressort de cette étude qu'un rendement moyen de 3 à 6% peut être atteint pendant une journée ensoleillée d'hiver à Perpignan en fonction des technologies de capteurs solaires étudiées. Plusieurs suggestions ont été faites afin d'améliorer ce rendement et faciliter la mise en œuvre du procédé, notamment l'utilisation d'un stockage, en plus de protéger des passages nuageux il permettrait de maintenir plus longtemps le fonctionnement du procédé autour de ses conditions opératoires nominales, permettant de maximiser son rendement global.

Une fois les performances des procédés CHV3T et ORC connues, il est intéressant d'étudier le couplage de ces deux procédés et d'en réaliser le dimensionnement en vue de la fabrication d'un prototype. C'est l'objet du chapitre suivant.