

Heat storage for the coupling of Waste Heat Recovery and hydrogen production in a Solid-Oxide electrolyser

Titouan FABIANI^{1,2,3}, Patrice TOCHON¹, Nolwenn LE PIERRES², Pierre DUMOULIN³

1 : GENVIA SAS, Plaine Saint Pierre, 34500 Béziers, France

2 : Université Savoie Mont-Blanc, CNRS, LOCIE, 73370 Le Bourget-du-Lac, France

3 : LITEN, DTCH, LCST, CEA, 38000 Grenoble, France

Abstract

The dihydrogen molecule H_2 is set to play a major role in future energy systems, both as a component of fuels or synthesis gases, and as an energy carrier for long-term electricity storage. Water electrolysis technologies based on renewable electricity represent a credible decarbonized alternative to current H_2 production by steam reforming, which emits high levels of CO_2 . Among these, Solid Oxide Electrolysis Cells (SOEC) have significant potential for achieving low-cost, decarbonized production (Reytier *et al.*, 2015).

To operate efficiently, a SOEC system needs a thermal management system capable of heating incoming streams up to the SOEC operating temperature (700-850°C). For the superheating stage, between 150°C and the operating temperature, the heat from the SOEC outflows is generally recovered in high-temperature exchangers (Min, Choi and Hong, 2022). Consequently, dry steam generation represents the largest thermal energy consumption of the system and has a significant impact on the overall efficiency of hydrogen production. In this work, a thermal system is designed to generate steam from waste heat in the form of industrial gases. This thermal system is modelled using Dymola software based on the Modelica language. In this way, it is possible to dynamically simulate the thermal system response to variations in the flow rate and temperature of the industrial waste heat.

In the proposed thermal architecture, the heat from the waste heat flux is extracted through a tube bundle heat exchanger to heat a primary thermal oil loop. The hot thermal oil is then used in a plate steam generator to, first, heat the secondary flow of liquid water up to the saturation temperature, and second, evaporate water to produce steam. High-temperature heat exchangers are finally used to recover heat from the SOEC system output streams. Thermocline sensible storage is added to the primary oil loop to maintain a constant secondary flow of steam to the SOEC despite the highly variable availability of industrial waste heat. An electric heater is also added to the oil loop, as a back-up. The entire thermal system is controlled by various pumps and valves located in the oil loop and at the level of the industrial exhaust. Ultimately, real temperature and flow data from the exhaust gases of an industrial plant are used to size and test the thermal architecture.

The heat exchangers are modeled in 0D using the LMTD method. A 1-tank thermocline thermal storage with a rock bed is chosen in this study. The use of a rock bed reduces the total amount of expensive thermal oil contained in the thermal storage system, and therefore its total installation cost. This also influences the thermal stratification of the fluid. The thermocline storage is modeled in 1D along the vertical axis. Conducto-convective exchange between the oil and the rocks, conduction between the rocks and conduction in the oil in the vertical direction are considered. Finally, the SOEC system is represented by a stationary model based on experimental results.

The thermal system is designed and controlled to maintain the hydrogen production in the SOEC constant during the operation of the industrial plant, whatever the temperature and flow rate of the recoverable industrial gases. When too little thermal power is available from the industrial gases, it is possible to switch on the electric heater or extract hot oil from the thermal storage. The sizing of the various components and the control strategy are studied with the aim of optimizing the thermal architecture according to the following criteria: energy efficiency, power consumption and cost of dihydrogen production. By implementing the steam generation system described in this work, the overall power consumption and operating costs of the hydrogen production system can be reduced by around 15%.

Stockage thermique pour le couplage entre récupération de chaleur fatale et production d'hydrogène dans un électrolyseur à oxyde solide

Titouan FABIANI^{1,2,3}, Patrice TOCHON¹, Nolwenn LE PIERRES², Pierre DUMOULIN³

1 : GENVIA SAS, Plaine Saint Pierre, 34500 Béziers, France

2 : Université Savoie Mont-Blanc, CNRS, LOCIE, 73370 Le Bourget-du-Lac, France

3 : LITEN, DTCH, LCST, CEA, 38000 Grenoble, France

Résumé

Le dihydrogène H_2 est appelé à jouer un rôle majeur dans les futurs systèmes énergétiques, à la fois comme composant des carburants ou comme gaz de synthèse, mais aussi comme vecteur énergétique permettant le stockage d'électricité à long terme. Les technologies d'électrolyse de l'eau à partir d'électricité renouvelable représentent une alternative décarbonée crédible à la production de H_2 actuelle par vaporéformage, très émettrice de CO_2 . Parmi celles-ci, la technologie de Cellules d'Electrolyse à Oxyde Solide (SOEC) a un potentiel important pour atteindre une production décarbonée et peu onéreuse (Reytier *et al.*, 2015).

Pour fonctionner efficacement, une SOEC a besoin d'un système de gestion thermique capable de chauffer les fluides entrants jusqu'à la température de fonctionnement de la SOEC (700-850°C). Pour l'étape de surchauffe, entre 150°C et la température de fonctionnement, la chaleur des fluides sortants de la SOEC est généralement récupérée dans des échangeurs à haute température (Min et al, 2022). Dès lors, la génération de vapeur sèche représente la consommation de chaleur la plus importante du système et a un impact important sur l'efficacité globale de la production d'hydrogène. Dans ce travail, un système de gestion thermique est conçu pour produire de la vapeur à partir de rejets de chaleur fatale issue de fumées industriels. Ce système thermique est modélisé à l'aide du logiciel Dymola, basé sur le langage Modelica. Ainsi, il est possible de simuler la réponse dynamique du système thermique aux variations de débit et température des rejets thermiques industriels.

Dans l'architecture thermique proposée, la chaleur des fumées est prélevée au travers d'un échangeur à faisceau de tubes pour chauffer une boucle primaire d'huile thermique. L'huile thermique chaude est ensuite utilisée dans un générateur de vapeur à plaques pour chauffer l'eau liquide secondaire jusqu'à sa température de saturation puis pour évaporer cette eau et produire de la vapeur. Des échangeurs de chaleur haute température sont finalement utilisés pour récupérer la chaleur des fluides en sortie de la SOEC. Un stockage sensible thermocline est présent sur la boucle primaire d'huile dans le but de maintenir un débit de vapeur d'eau vers la SOEC malgré la très grande variabilité de la chaleur fatale industrielle. Une chauffe électrique est également ajoutée sur la boucle d'huile, en appoint. Le contrôle de l'ensemble du système thermique est réalisé grâce à différentes pompes et vannes dans la boucle d'huile et au niveau du rejet industriel. In fine, des données réelles de température et débits des fumées d'une usine industrielle sont utilisés pour le dimensionnement et le test de cette architecture thermique.

Les échangeurs sont modélisés en 0D grâce à la méthode DTLM. Un stockage thermique thermocline à 1 réservoir avec lit de roches est choisi dans cette étude. L'utilisation d'un lit de roches permet de réduire la quantité d'huile thermique onéreuse contenue dans le stockage thermique, et donc, de réduire son coût total d'installation. Cela a également des effets positifs sur la stratification thermique du fluide. Le stockage thermocline est modélisé en 1D selon l'axe vertical. L'échange conducto-convectif entre l'huile et les roches, la conduction entre les roches et la conduction dans l'huile dans le sens vertical sont pris en compte. Enfin, le système SOEC est représenté par un modèle stationnaire construit à partir de résultats expérimentaux.

Le système de gestion thermique est conçu et piloté pour maintenir un fonctionnement à débit constant de la SOEC quels que soient la température et le débit des gaz industriels récupérables. Lorsque trop peu de puissance thermique est disponible sur les gaz industriels, il est possible de mettre en marche la chauffe électrique où d'extraire l'huile chaude du stockage thermocline. Le dimensionnement des différents éléments ainsi que la stratégie de contrôle sont étudiés dans le but d'optimiser l'architecture thermique selon les critères suivants : l'efficacité énergétique, la consommation électrique et le coût de production du dihydrogène. La mise en place du système de production de vapeur décrit dans ce travail permet de réduire d'environ 15% la consommation électrique globale ainsi que les coûts de fonctionnement de la production d'hydrogène.

INTRODUCTION

L'hydrogène est considéré par de nombreux experts comme un potentiel vecteur énergétique majeur pour des applications futures de mobilité, de chauffage urbain ou de stockage à long terme de l'électricité. Dans ce contexte, les technologies SOEC (Cellule d'Electrolyse à Oxyde Solide) représentent une solution de production de grand intérêt grâce à leur rendement électrique η_{elec}^{PCI,H_2} plus élevé que les autres technologies d'électrolyse : à membrane échangeuse de protons (PEM) et alcaline (AEL). En effet, en considérant le pouvoir calorifique inférieur (PCI) dans le calcul, l'efficacité η_{elec}^{PCI,H_2} des systèmes SOEC pourrait atteindre plus de 80 à 85 % contre 60 à 70 % pour les deux autres technologies (Grigoriev *et al.*, 2020). Cela confère aux technologies SOEC un fort potentiel de production d'hydrogène bon marché, même en cas de coûts élevés de l'électricité (Reytier *et al.*, 2015).

Ces nombreux avantages s'accompagnent cependant de la complexité de faire fonctionner un appareil à une haute température de cellule $T_{cell} \in [700^\circ C ; 900^\circ C]$. En effet, il est nécessaire de maintenir le stack SOEC à T_{cell} pendant son fonctionnement et l'eau entrante doit être préalablement évaporée et chauffée jusqu'à T_{cell} . Dès lors, la gestion thermique du stack a un impact important sur l'efficacité globale du système. Petipas, Brisse et Bouallou en 2014 montrent que l'énergie nécessaire pour produire la vapeur à basse température représente 18% de l'énergie électrique totale consommée dans le système. Par conséquent, une différence de 18 % entre les rendements de deux architectures de systèmes SOEC pourrait dépendre uniquement du système de gestion thermique choisi.

Dans ce travail, la possibilité d'un couplage thermique entre un système SOEC et une récupération de chaleur fatale (WHR pour Waste Heat Recovery) provenant de rejets industriels est étudiée pour la production de vapeur d'eau. Lorsque l'on compare les caractéristiques des systèmes SOEC et WHR, leur compatibilité est loin d'être évidente. D'une part, l'apport de chaleur du système WHR peut fortement varier en température comme en débit et peut même être arrêté. D'autre part, le fonctionnement du système SOEC exige un débit de vapeur constant à une pression et une température constante. Pour des faibles variations de la source de chaleur fatale, l'utilisation de dispositifs tels qu'une chauffe électrique permet de réguler le système. Cependant, en cas de variations importantes ou d'arrêts de la ressource, planifiés ou non, toute la génération de vapeur serait faite de manière électrique, soit un procédé très énergivore et coûteux.

Les systèmes de stockage d'énergie thermique (TES pour Thermal Energy Storage) sont utilisés dans de nombreuses applications thermiques pour éviter les problèmes d'adéquation entre la ressource et la demande de chaleur. Ils permettent d'éviter la perte de chaleur excédentaire en la stockant pour plus tard (Gil *et al.*, 2010; Alva *et al.*, 2018) et offrent également des solutions pour les arrêts de la production thermique en fournissant l'énergie précédemment stockée. Comme le montre la Figure 1, ce travail propose d'étudier l'intégration d'un système TES thermocline dans un système de production de vapeur à partir de WHR. Dans cette architecture, les gaz industriels sont envoyés au récupérateur pour chauffer une boucle intermédiaire d'huile thermique. L'huile thermique chaude est ensuite utilisée dans un générateur de vapeur (GV) pour évaporer l'eau nécessaire à la SOEC. Des échangeurs de chaleur à haute température sont ensuite utilisés pour récupérer la chaleur des débits de sortie chauds de l'électrolyseur. Enfin, les débits d'entrée sont chauffés électriquement pour entrer dans la SOEC à T_{cell} .

Le stockage thermocline et une chauffe électrique supplémentaire sont intégrés à la boucle d'huile dans le but de maintenir un débit de vapeur constant vers le système SOEC malgré la disponibilité très variable de la chaleur fatale industrielle. Le contrôle de l'ensemble du système thermique est réalisé grâce à différentes pompes et vannes dans la boucle d'huile et le débit de gaz industriel. L'objectif est de générer un débit de vapeur constant \dot{m}_w^{GV} dans le GV. Un objectif supplémentaire est de maintenir une température constante $T_{w,out}^{GV}$ de la vapeur à la sortie du GV. En effet, les échangeurs et chauffes haute température situés en aval du GV sont dimensionnés pour amener la vapeur de la température $T_{w,out}^{GV}$ à la température T_{cell} . Une chute de la température $T_{w,out}^{GV}$ peut entraîner une perte d'efficacité sur les échangeurs haute température et une surconsommation d'électricité dans les chauffes.

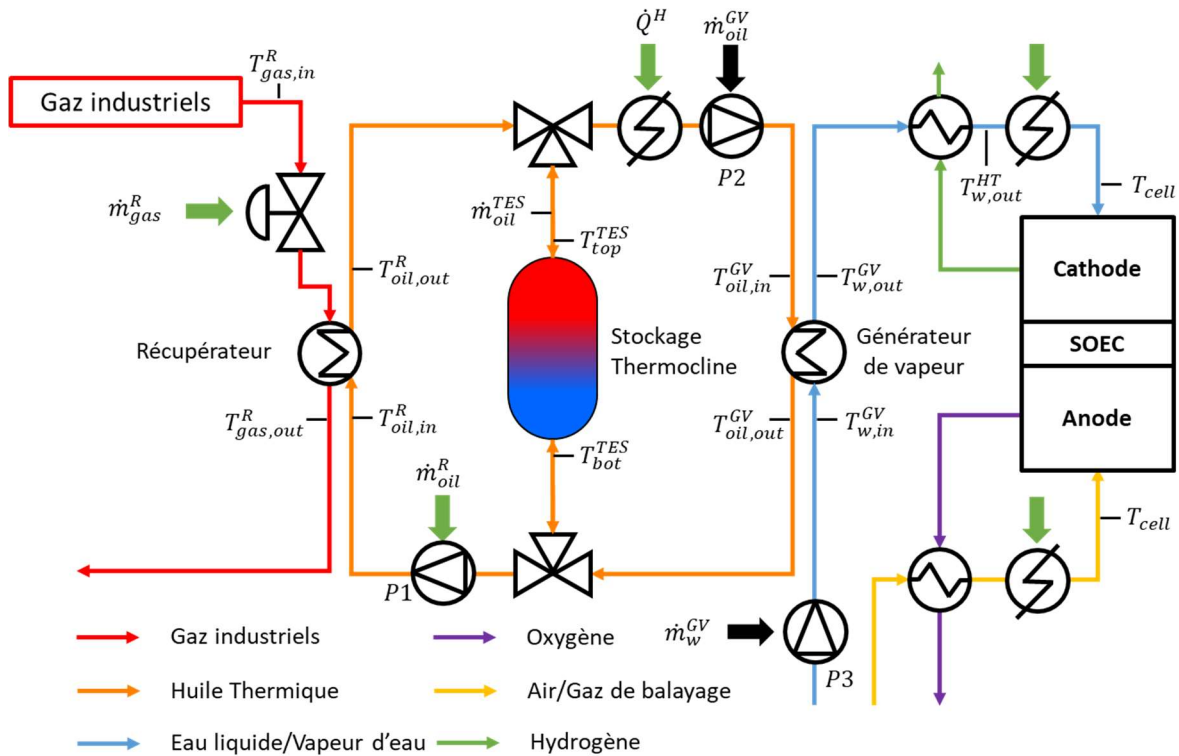


Figure 1. Schéma du système thermique proposé pour le couplage entre récupération de chaleur fatale industrielle, stockage thermique et génération de vapeur pour un système SOEC.

Comme le montrent les flèches vertes et noires de la Figure 1, la stratégie de contrôle doit respecter certaines contraintes. Le débit d'eau \dot{m}_w^{GV} envoyée dans le GV doit évidemment être constant pour produire un débit de vapeur constant. De plus, pour maintenir une température constante de la vapeur à la sortie du GV, une quantité constante de chaleur \dot{Q}_{ex}^{GV} doit être échangée dans le GV. Ceci peut être assuré en fournissant un débit constant d'huile \dot{m}_{oil}^{GV} dans le GV à une température constante $T_{oil,in}^{GV}$. Comme le montre la Figure 1, les pompes P2 et P3 fonctionnent donc en mode stationnaire. Les autres composants peuvent être contrôlés pour maintenir la température de l'huile entrant dans le générateur de vapeur. Ces composants sont : une vanne contrôlant le débit de gaz \dot{m}_{gas}^R entrant dans le récupérateur ; une pompe P1 en amont du récupérateur pour contrôler le débit d'huile \dot{m}_{oil}^R dans le récupérateur et une chauffe électrique en amont de la pompe P2 du GV pour fournir la chaleur \dot{Q}^H au flux d'huile entrant. Le sens de circulation et la valeur du débit d'huile thermique \dot{m}_{oil}^{TES} dans le stockage thermocline sont alors des conséquences des deux autres débits dans la boucle d'huile. Il est considéré comme positif quand il s'écoule vers le bas lors de la charge. Finalement, deux chauffeuses sont placées juste en amont du système SOEC pour s'assurer que les débits d'entrée sont à T_{cell} .

MODELISATION DU SYSTEME D'INTEGRATION THERMIQUE

Dans l'état de l'art actuel, la production de vapeur et la gestion thermique des systèmes SOEC sont réalisées par des moyens électriques. L'intérêt principal du développement du couplage (ou intégration) thermique avec des sources de chaleur externes présentée ici est de remplacer une partie de l'énergie électrique globale consommée par de l'énergie thermique récupérée. Bien entendu, la récupération de cette puissance thermique s'accompagne du coût d'investissement de l'installation des différents composants thermiques et fluidiques et de leur consommation d'électricité spécifique, relativement faible, mais existante. L'objectif de ce travail est donc d'évaluer l'influence de l'installation d'un tel système thermique sur la consommation finale d'électricité nécessaire pour produire une quantité donnée d'hydrogène. Le but est également de définir, en fonction d'un cas applicatif, des règles de concept sur le dimensionnement et sur la stratégie de contrôle des différents éléments du système thermique. Pour ce faire, le système est simulé dynamiquement.

L'ensemble du système SOEC peut être divisé en deux sous-systèmes différents : le sous-système WHR-GV et le sous-système SOEC. Le sous-système WHR-GV est constitué des composants thermiques situés à gauche du générateur de vapeur dans la Figure 1. Ce sous-système se caractérise par un comportement fortement dynamique en raison des variations importantes de la puissance thermique disponible dans les gaz industriels récupérés. Par conséquent, ce sous-système est modélisé à l'aide du logiciel Dymola basé sur le langage Modelica. Ce logiciel est spécialement conçu pour simuler des systèmes dynamiques (en particulier énergétiques). Le sous-système SOEC est composé de la SOEC ainsi que des échangeurs et des chauffes situées en aval du GV. Contrairement au sous-système WHR-GV, le sous-système SOEC est, dans la mesure du possible, exploité en mode stationnaire. Par conséquent, la modélisation et la simulation dynamiques ne sont pas nécessaires ici. Ce sous-système est modélisé à l'aide d'un programme Python.

Sous-système WHR-GV

Le sous-système WHR-GV est composé de trois éléments principaux : le récupérateur, le stockage thermocline et le générateur de vapeur. Ces trois éléments sont reliés par la boucle d'huile thermique. L'huile thermique Therminol 66 (Eastman, 2021) a été choisie comme fluide caloporteur pour sa plage de température de fonctionnement étendue allant de 0°C à 350°C (Marvillet, 2015). L'utilisation d'eau liquide pressurisée est également envisageable car elle possède de meilleures propriétés thermodynamiques que les huiles thermiques et est peu cher. Cependant, l'emploi d'eau pressurisée demande de placer tout le sous-système WHR-GV sous une pression importante (15 bars pour $T_{sat} = 198^\circ\text{C}$). La plage de températures de fonctionnement est dès lors réduite et la pressurisation implique des coûts supplémentaires.

Récupérateur

Le récupérateur est conçu pour échanger de la chaleur entre un gaz de rejet et une huile thermique liquide. La technologie d'échangeur choisie à cette fin est à faisceau de tubes dans une configuration d'écoulement à courants croisés. Comme il n'y a pas de changement de phase dans le récupérateur, on utilise un modèle DTLM avec le calcul d'une résistance thermique globale entre le débit de gaz et le débit d'huile. Un facteur de correction de 0,85 est pris en compte pour tenir compte de la configuration à courants croisés de l'écoulement. Les résistances thermiques du côté gaz et du côté huile sont calculées respectivement grâce à la corrélation proposée par Zukauskas et Ulinskas en 1988 et à la corrélation proposée par Gnielinski en 1976. Le coefficient de transfert thermique dépend fortement du débit massique de fluide envoyé dans l'échangeur et les résistances thermiques sont donc évaluées à chaque pas de temps.

Générateur de Vapeur

Le GV est conçu comme un échangeur de chaleur à plaques brasées, avec trois zones différentes :

- La zone de préchauffe dans laquelle l'eau liquide est chauffée de $T_{ambient} = 20^\circ\text{C}$ à sa température de saturation $T_{w,sat}$;
- La zone d'évaporation dans laquelle l'eau liquide est évaporée à la température constante $T_{w,sat}$ et
- La zone de surchauffe dans laquelle la vapeur est chauffée de $T_{w,sat}$ à $T_{w,out}^{GV}$.

Les débits massiques d'huile et d'eau étant constants, les valeurs des coefficients de transfert de chaleur peuvent également être considérées comme constantes. Pour les écoulements monophasiques, la corrélation de Focke, Zachariades et Olivier en 1985 est utilisée. Pour les écoulements diphasiques, une corrélation proposée par le GRETh en 1997 est utilisée. Cette corrélation est obtenue en prenant la valeur maximale entre un coefficient d'ébullition convective et un coefficient d'ébullition nucléée. Le coefficient de convection est obtenu avec la corrélation de Focke et al. de 1985 et le coefficient d'ébullition nucléée est obtenu avec la corrélation développée par Cooper en 1984.

Le comportement du GV varie légèrement en fonction de la température d'entrée de l'huile thermique. Les paramètres impactés sont les longueurs des 3 zones à l'intérieur de l'échangeur ainsi que les températures d'entrée et de sortie des zones. Des modèles DTLM sont utilisés sur les zones de préchauffe et d'évaporation pour calculer la surface d'échange nécessaire à ces deux zones. Enfin, un troisième modèle DTLM est utilisé pour calculer la température de sortie de la vapeur en fonction de la surface d'échange restante.

Système de stockage thermique (TES)

Pour des raisons économiques et pratiques, le système TES choisi est un système de stockage sensible dual et à un réservoir. Les volumes chauds et froids d'huile thermique sont stockés dans le même réservoir. Le fluide chaud est naturellement stocké au-dessus du fluide froid en raison des différences de densité. Le chargement et le déchargement du réservoir sont réalisés en injectant ou en prélevant du fluide chaud au sommet du réservoir. La zone à fort gradient thermique entre les volumes froid et chaud de l'huile thermique est appelée « thermocline ». Pour faire fonctionner efficacement un système TES thermocline à un réservoir, l'objectif est d'empêcher la zone à fort gradient thermique de s'étendre, préservant ainsi la qualité énergétique du fluide chaud stocké. La Figure 2 montre un schéma d'un système TES thermocline ainsi qu'une description des phénomènes physiques représentés dans le modèle utilisé dans ce travail.

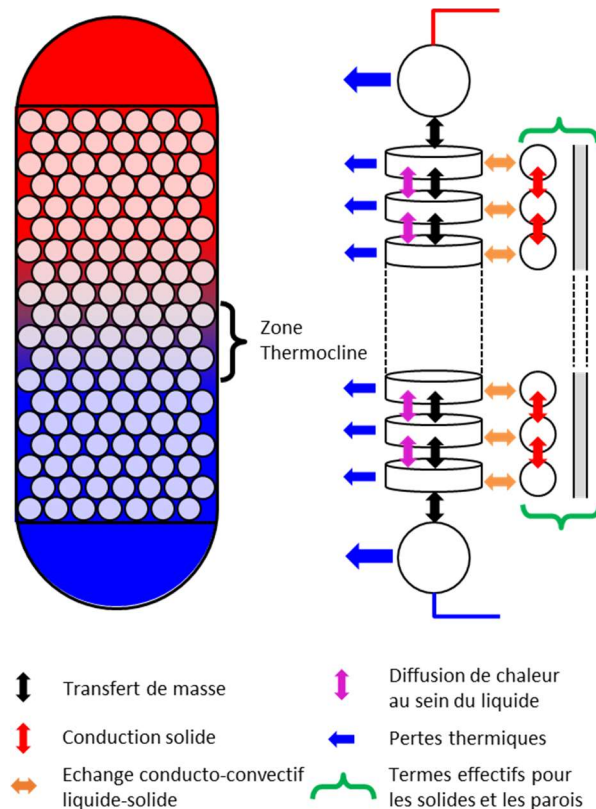


Figure 2. Phénomènes physiques représentés dans le modèle de système TES thermocline.

Le système TES se présente sous la forme d'un cylindre avec des fonds bombés en haut et en bas. L'huile thermique étant très chère, une partie du réservoir est remplie de roches de quartzite. Le quartzite représente un compromis entre de bonnes caractéristiques thermodynamiques et un prix réduit (Fasquelle, 2017). Le chargement thermique du TES est réalisé par l'échange de chaleur entre l'huile thermique et le lit de roches. Lorsque la vitesse d'écoulement u à l'intérieur du TES est inférieure à 3 mm/s (Esence *et al.*, 2019), l'écoulement se comporte comme un écoulement piston et il y a peu d'écoulements de recirculation. Cela évite un mélange important entre les zones chaudes et froides, qui serait préjudiciable au fonctionnement du stockage. Dans ce cas, les différences de température sont faibles sur une section transversale et le comportement du système TES peut être modélisé en 1-D. Le diamètre des roches est choisi suffisamment petit pour que le transfert de chaleur par conduction au sein des roches soit dominant par rapport au transfert de chaleur par convection entre les roches et l'huile. Le rapport entre la résistance thermique de conduction et la résistance thermique de convection est estimé grâce au nombre de Biot (Esence *et al.*, 2019):

$$Bi = \frac{h * D_r}{\lambda_r}$$

Avec h le coefficient d'échange thermique entre l'huile et la roche, D_r le diamètre moyen des roches et λ_r la conductivité thermique de la roche. Dans le cas où on a $Bi < 0.1$, le solide peut être qualifié de thermiquement mince. Cette condition est bien remplie dans notre système. On considère alors la température du lit de roches homogène sur une section de passage horizontale.

Dans cette étude, le système TES est donc discrétisé en 1-D le long de son axe vertical, dans le lit rocheux, selon la méthode des volumes finis avec 40 mailles (Figure 2, droite). Le modèle considéré est basé sur un travail antérieur d'Esence *et al.* en 2019. À chaque maille, un volume fini est considéré pour l'huile thermique avec la résolution des équations de conservation de l'énergie et de la masse. De même, un volume fini est considéré pour le solide avec la résolution de l'équation de conservation de l'énergie. Les phénomènes suivants sont pris en compte : transfert de masse de l'huile le long de l'axe vertical (en noir, Figure 2) ; échange de chaleur conducto-convectif entre l'huile et la roche (en orange) ; diffusion de la chaleur le long de l'axe vertical dans l'huile (en rose) ; conduction le long de l'axe vertical dans le lit de roche (en rouge) et pertes thermiques à travers la paroi et les fonds bombés (en bleu). La conductivité verticale ainsi que l'inertie thermique des parois sont prises en compte par le biais de termes effectifs dans l'équation de conservation de l'énergie de la matrice rocheuse (représentée par les accolades vertes, Figure 2). Une couche d'isolation entourant le réservoir est également prise en compte.

Autres composants

Les autres composants du sous-système WHR-GV sont les suivants : une vanne papillon pour la régulation du débit de gaz, deux pompes P1 et P2 pour le contrôle du débit dans la boucle d'huile, deux vannes trois voies en haut et en bas du stockage, une chauffe électrique sur la boucle d'huile et une pompe à eau P3 en amont du GV. La chauffe électrique est discrétisée dans le sens de l'écoulement d'huile et l'inertie thermique de la paroi est considérée.

Sous-système SOEC

Le sous-système SOEC est composé des échangeurs et des chauffes électriques à haute température situés en aval du GV et de la SOEC lui-même. La SOEC est modélisée comme une boîte noire. Chaque molécule de vapeur générée par le GV est finalement transformée en une molécule de dihydrogène. Par conséquent, nous pouvons considérer la formule suivante : $\dot{m}_{H_2}^{prod} = \frac{\dot{m}_{w,out}^{GV}}{9}$ sur la base du rapport entre leurs masses molaires. De même, pour la consommation électrique du système SOEC, nous considérons la valeur de $P_{elec} = 39 \text{ kWh/kg}_{H_2}$ telle que donnée par le rapport SRIA 2021-2027 publié en 2022. Cette valeur représente l'objectif européen pour 2024 de production d'hydrogène à pression atmosphérique par SOEC.

Les échangeurs haute température sont modélisés avec une efficacité constante de 0,9 et leur modélisation n'est réalisée que pour voir si les variations de température de la vapeur à la sortie du GV ont un impact sur la consommation d'électricité des chauffes haute température. Les chauffes sont représentées par une consommation d'électricité égale à leur puissance thermique.

Dimensionnement du système

Le système thermique est conçu sur la base du choix d'une température chaude $T_{oil,hot}$ et d'une température froide $T_{oil,cold}$ pour la boucle d'huile. Ce choix de température a un impact important sur le dimensionnement des différents composants et résulte d'un compromis entre plusieurs contraintes. D'un côté, il faut avoir une température froide $T_{oil,cold}$ la plus haute possible pour augmenter la différence de température au sein du GV et donc son efficacité. De l'autre, il faut avoir une température chaude $T_{oil,hot}$ la plus basse possible pour améliorer l'efficacité du récupérateur. Enfin, il convient d'avoir une différence de température $\Delta T = T_{oil,hot} - T_{oil,cold}$ la plus importante possible pour avoir une densité d'énergie spécifique d'huile importante et améliorer la densité énergétique du stockage thermique.

La température chaude $T_{oil,hot}$ correspond à la température $T_{oil,out}^R$ d'huile à la sortie du récupérateur ainsi qu'à la température $T_{oil,in}^{GV}$ d'huile en entrée du GV. Le choix de sa valeur a donc un impact sur le dimensionnement de ces deux échangeurs. Cependant, la contrainte la plus forte se trouve au niveau du récupérateur. En effet, une valeur trop haute de $T_{oil,hot} = T_{oil,out}^R$ rendrait l'échange de chaleur impossible lorsque $T_{gas,in}^R > T_{oil,hot}$. $T_{oil,hot}$ est donc choisie grâce à une analyse basée sur le pincement thermique au

sein du récupérateur après une étude des données de température des gaz industriels. Pour 80% de l'ensemble des données, la température d'entrée du gaz est supérieure à 200°C. Dans ce travail, on choisit d'assurer une différence de température de 15 K entre l'huile et le gaz le long du récupérateur. On choisit donc une température chaude $T_{oil,hot} = 185^\circ C$. À cause des variations de l'apport de chaleur industriel, la température de l'huile en sortie du récupérateur $T_{oil,out}^R$ peut varier de +/- 5 K même avec un pilotage et un design adaptés du système thermique. Le GV est dimensionné sur le cas le plus restrictif et on considère donc la température $T_{oil,in}^{GV} = 180^\circ C$.

$T_{oil,cold}$ correspond à la température $T_{oil,out}^{GV}$ d'huile en sortie du GV et à la température $T_{oil,in}^R$ en entrée du récupérateur. Ici, c'est au niveau du GV que se trouve la contrainte la plus forte. En effet, il faut une valeur assez haute de $T_{oil,cold} = T_{oil,out}^{GV}$ pour assurer un échange efficace dans le GV. $T_{oil,cold}$ est donc choisie sur la base d'une analyse du pincement thermique dans le GV. Cette analyse se situe au niveau de la zone d'évaporation du GV. Sur cette zone, l'eau s'évapore en restant à une température T_{sat} constante, pendant que l'huile se refroidit. Le pincement thermique se fait donc entre la température de saturation de l'eau T_{sat} et la température la plus froide d'huile dans la zone d'évaporation. Il est situé à la fin de la zone d'évaporation, si l'on se place du côté de l'huile thermique. La production de vapeur est réalisée à la pression $P_{cell} = 1.6 \text{ bar}$, ce qui correspond à une température de saturation $T_{sat} = 112.3^\circ C$. Ici encore, on choisit un pincement thermique de 15 K, ce qui signifie que l'huile doit être à 130°C à la fin de la zone d'évaporation.

Dans la zone d'évaporation, on considère donc une variation de la température d'huile de 50 K entre 180°C et 130°C. Sur cette zone, on a donc la relation suivante : $\dot{m}_{oil}^{GV} * C_{p_{oil}} * (180 - 130) = \dot{m}_w^{GV} * h_{lv,w}$ avec $C_{p_{oil}}$ la capacité thermique spécifique de l'huile thermique et $h_{lv,w}$ la chaleur latente de vaporisation de l'eau. En se basant sur les caractéristiques thermodynamiques de l'huile et de l'eau, on obtient un facteur de 22,2 entre le débit massique de l'eau et celui de l'huile : $\dot{m}_{oil}^{GV} = 22,2 * \dot{m}_w^{GV}$. En prolongeant le calcul sur la zone de préchauffe, on obtient une température d'huile en sortie du GV $T_{oil,out}^{GV} = 120^\circ C$. Finalement, on obtient $T_{oil,cold} = 120^\circ C$.

Le dimensionnement du GV à plaques est réalisé sur la base de ces valeurs de température et de débit massique. Pour le récupérateur, les températures d'huile chaude et froide $T_{oil,hot}$ et $T_{oil,cold}$ sont considérées du côté de l'huile. L'échangeur est dimensionné sur la base des valeurs moyennes de débit massique et de température des gaz industriels. La section de passage de la thermocline est choisie pour maintenir la vitesse d'écoulement u en dessous de 3 mm/s lorsque le débit massique d'huile sortant du TES est égal au débit massique d'huile envoyé au GV : $\dot{m}_{oil}^{TES} = -\dot{m}_{oil}^{GV}$ (en décharge). Dans un premier dimensionnement, le système thermocline est dimensionné pour stocker l'énergie correspondant à 3,2 heures de production de vapeur. Finalement, la chauffe électrique de la boucle d'huile est dimensionnée pour pouvoir générer de la vapeur même si aucune chaleur n'est disponible dans le récupérateur ou dans le TES. Par conséquent, la chauffe est dimensionnée pour chauffer un débit massique d'huile \dot{m}_{oil}^{GV} de $T_{oil,ho}$ à $T_{oil,cold}$.

SIMULATIONS

Le jeu de données d'entrée représente les variations de température et de débit d'une ressource de chaleur fatale industrielle typique pendant 5 heures (Figure 3.b) et c)). Cette chaleur fatale industrielle se présente sous la forme de gaz industriels. Pendant cette période de 5 heures, l'installation fonctionne en continu. Cette ressource de chaleur fatale industrielle a été choisie, d'une part, car un jeu de données réelles était disponible et d'autre part, car elle représente un cas favorable pour la mise en place d'un système de récupération. Cela est dû à la température suffisamment importante des gaz industriels et au fonctionnement continu de l'installation sur la plage de temps observée. La réponse du sous-système WHR-GV aux variations de ce jeu de données est simulée sur Dymola pour obtenir la consommation d'électricité du système ainsi que la température et le débit massique de la vapeur produite. Le sous-système WHR-GV fonctionne selon une stratégie de contrôle optimisée.

Stratégie de contrôle

L'objectif de la stratégie de contrôle est de fournir en permanence un débit massique d'huile \dot{m}_{oil}^{GV} à $T_{oil,hot}$ à l'entrée du GV avec une consommation d'électricité la plus faible possible. Pour ce faire, il est possible d'agir sur trois éléments différents : le débit de gaz dans le récupérateur, le débit d'huile dans le récupérateur et la puissance thermique fournie par la chauffe électrique située sur la boucle d'huile. Pour chacun de ces éléments, une boucle de contrôle PID est développée et ajoutée au système. Pour les débits massiques, le signal de consigne est $T_{oil,hot} = 185^\circ\text{C}$ et le signal de mesure est $T_{oil,out}^R$. Pour la chauffe, un capteur de température à l'entrée de P2 donne le signal de mesure. La boucle de régulation PID de la chauffe fonctionne indépendamment des deux autres éléments afin de garantir que $T_{oil,in}^{GV}$ est toujours supérieure à 180°C . Elle est donc utilisée soit pour compenser les variations de température de $T_{oil,in}^{GV}$, soit pour chauffer le débit d'huile lorsqu'aucune chaleur n'est disponible ni au récupérateur ni dans le TES.

Les valeurs de consigne correctes pour les trois éléments sont déterminées en fonction des indicateurs suivants du système : la puissance récupérable du flux de gaz \dot{Q}_{reco}^R , et les températures en bas et en haut du système T_{bot}^{TES} et T_{top}^{TES} . Si \dot{Q}_{reco}^R est supérieur à la puissance échangée au GV \dot{Q}_{ex}^{GV} , l'excès de chaleur récupérée $\dot{Q}_{excess}^R = \dot{Q}_{reco}^R - \dot{Q}_{ex}^{GV}$ est positif et il est stocké dans le TES. Si $\dot{Q}_{reco}^R < \dot{Q}_{ex}^{GV}$, \dot{Q}_{excess}^R est négatif et de la chaleur est récupérée depuis le TES. Dans les deux cas, le débit massique du TES est la différence entre les débits massiques du récupérateur et du GV : $\dot{m}_{oil}^{TES} = \dot{m}_{oil,PID}^R - \dot{m}_{oil}^{GV}$.

En fonctionnement nominal, le débit massique de gaz est le débit de gaz récupérable : $\dot{m}_{gas}^R = \dot{m}_{gas,reco}^R$ et le débit massique d'huile est contrôlé par la boucle de régulation PID sur la pompe P1 : $\dot{m}_{oil}^R = \dot{m}_{oil,PID}^R$. La boucle de régulation PID garantit que $T_{oil,out}^R = T_{oil,hot}$. Le sous-système WHR-GV fonctionne de manière nominale tant que $\dot{m}_{oil,PID}^R$ reste dans $[\dot{m}_{oil,max}^R; \dot{m}_{oil,min}^R]$. Pour maintenir la vitesse d'écoulement u du TES en dessous de 3 mm/s pendant le chargement, il faut que $\dot{m}_{oil}^{TES} \leq \dot{m}_{oil}^{GV}$ dans le TES, donc $\dot{m}_{oil,max}^R = 2 * \dot{m}_{oil}^{GV}$. $\dot{m}_{oil,min}^R$ est le débit massique le plus faible pour lequel la température de sortie de l'huile du récupérateur $T_{oil,out}^R$ peut être maîtrisée. En effet, lorsque le flux d'huile dans le récupérateur devient laminaire, l'échange de chaleur devient moins efficace et il n'est plus possible de contrôler efficacement la température de sortie. Lorsque $\dot{m}_{oil,PID}^R$ est en dehors de $[\dot{m}_{oil,max}^R; \dot{m}_{oil,min}^R]$, \dot{m}_{oil}^R est fixé à sa valeur maximale ou minimale et le débit massique de gaz est contrôlé par la boucle de contrôle PID sur la vanne : $\dot{m}_{gas}^R = \dot{m}_{gas,PID}^R$. Ici encore, l'objectif est d'avoir $T_{oil,out}^R = T_{oil,hot}$. Finalement, lorsque $T_{gas,in}^R < T_{oil,hot}$, les débits massiques d'huile et du gaz dans le récupérateur sont fixés à zéro. Dans ce cas, aucune chaleur n'est récupérée.

La stratégie de contrôle est partiellement modifiée lorsque le système TES est soit complètement chargé, soit déchargé. Lorsqu'il est complètement déchargé, la zone thermocline atteint le sommet du réservoir et la température de l'huile au sommet T_{top}^{TES} commence à diminuer. Lorsque $T_{top}^{TES} < T_{oil,cold}$, le système TES ne peut plus récupérer de chaleur et son débit massique d'huile \dot{m}_{oil}^{TES} est fixé à zéro au lieu d'être négatif lorsque $\dot{Q}_{reco}^R < \dot{Q}_{ex}^{GV}$. Par conséquent, dans ces cas, la valeur de $\dot{m}_{oil,min}^R$ est fixée à \dot{m}_{oil}^{GV} et la limite de température de récupération de chaleur au niveau du récupérateur est abaissée de $T_{oil,hot}$ à 130°C . En effet, l'objectif devient alors de chauffer le débit massique d'huile \dot{m}_{oil}^R en récupérant le plus de chaleur possible. Lorsque le système TES est complètement chargé, l'excès de chaleur récupérée \dot{Q}_{excess}^R est seulement nécessaire pour maintenir le système TES chargé en compensant ses pertes de chaleur. Par conséquent, dans cette situation, la puissance thermique maximale échangée au niveau du récupérateur $\dot{Q}_{ex,max}^R$ est la puissance thermique nécessaire pour chauffer un flux massique $\dot{m}_{oil,max}^R = \dot{m}_{oil}^{GV} + \dot{m}_{oil,PT}^{TES}$ de $T_{oil,hot}$ à $T_{oil,cold}$ avec $\dot{m}_{oil,PT}^{TES}$, le débit massique nécessaire pour compenser les pertes thermiques.

RESULTATS

La Figure 3 montre l'évolution des variables clés du sous-système WHR-GV au cours d'une simulation de 5 heures. Pendant cette période, la température d'entrée du gaz varie entre 160°C et 500°C, comme le montre la Figure 3.c), et le débit massique d'entrée du gaz (noir) varie entre 20 et 40 kg/s, comme le montre la Figure 3.b). Figure 3.a), l'évolution du débit massique d'huile du récupérateur \dot{m}_{oil}^R est présentée en orange et elle est comparée à sa valeur maximale (noir) et minimale (vert). Figure 3.b), l'évolution du débit massique de gaz récupérateur \dot{m}_{gas}^R est présentée en rouge et comparée au débit de gaz récupérable $\dot{m}_{gas, reco}^R$ (noir). Les Figures 3.c) et 3.d) présentent l'évolution des températures au point le plus chaud dans, respectivement, le récupérateur et le GV. La Figure 3.e) présente l'évolution de l'état d'énergie (SOE) du TES, qui est égal à 0 lorsque tous les fluides et solides du TES sont à $T_{oil, cold}$ et à 1 lorsqu'ils sont à $T_{oil, hot}$. Enfin, la Figure 3.f) représente la puissance échangée au niveau du récupérateur (rouge) et du GV (bleu) et la puissance fournie par la chauffe électrique (noir).

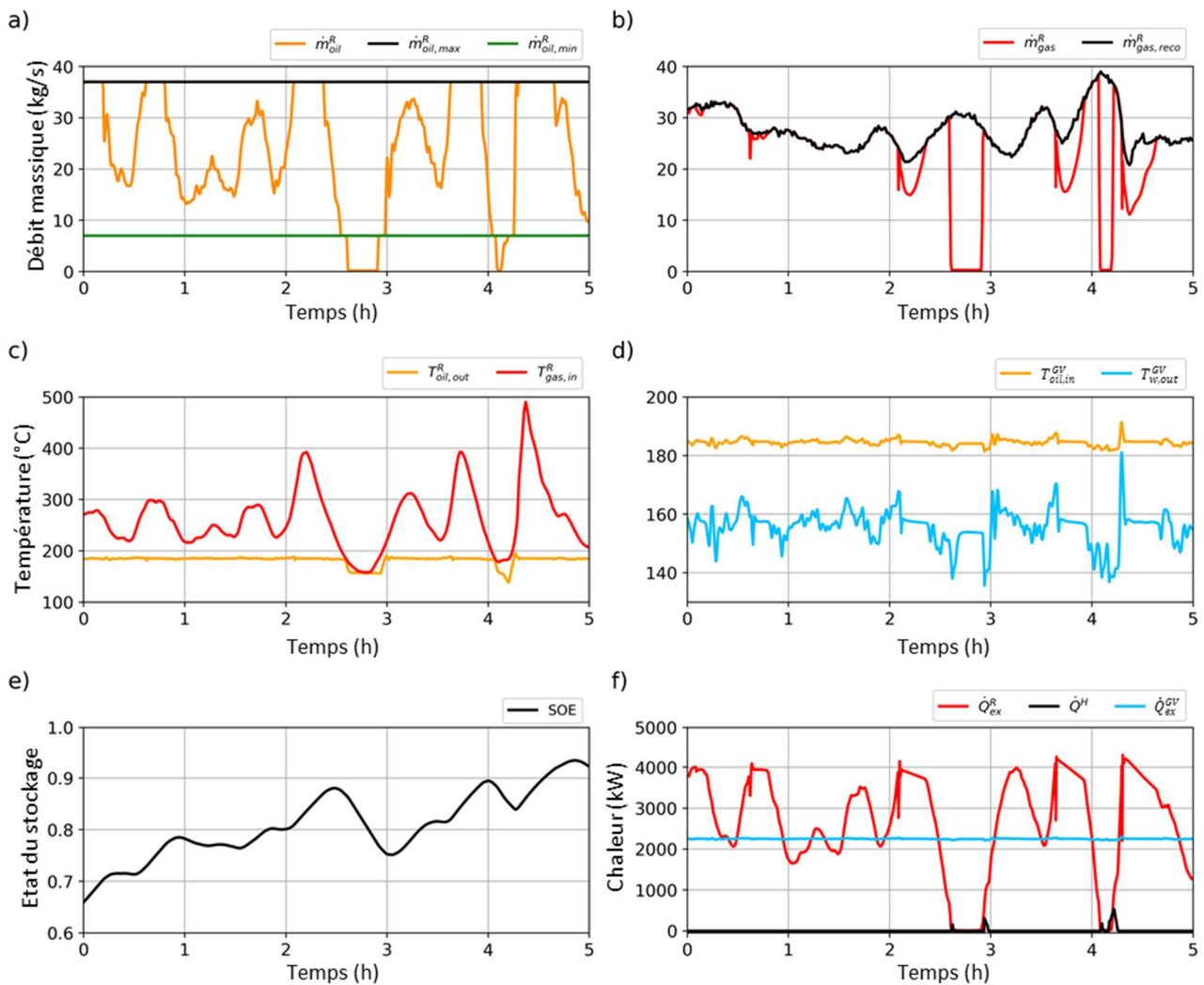


Figure 3. Évolution des variables clés du système thermique : a) Débit massique d'huile dans le récupérateur ; b) Débit massique de gaz dans le récupérateur ; c) Températures au point le plus chaud du récupérateur ; d) Températures au point le plus chaud du GV ; e) État de l'énergie (SOE) dans le TES ; f) Puissance thermique échangée au niveau du récupérateur et de l'évaporateur et puissance fournie par la chauffe électrique.

Dans le créneau horaire [1h ; 2h], le système fonctionne de manière nominale. Comme le montre la Figure 3.b), le débit de gaz n'est pas régulé et il est donc égal au débit de gaz récupérable $\dot{m}_{gas, reco}^R$. Le débit massique d'huile est régulé par le régulateur PID (Figure 3.a)), et sa valeur est comprise entre $\dot{m}_{oil, min}^R$ et $\dot{m}_{oil, max}^R$. Le débit massique TES est alors $\dot{m}_{oil}^{TES} = \dot{m}_{oil, PID}^R - \dot{m}_{oil}^{GV}$ et la puissance thermique chargée ou déchargée est

l'excès de chaleur récupérée $\dot{Q}_{excess}^R = \dot{Q}_{reco}^R - \dot{Q}_{ex}^{GV}$. Dans l'intervalle de temps [1h ; 1,5h], $\dot{Q}_{excess}^R < 0$ et le SOE diminue lentement (Figure 3.e)). Dans la tranche horaire [1,5h ; 2h], $\dot{Q}_{excess}^R > 0$ et le SOE augmente.

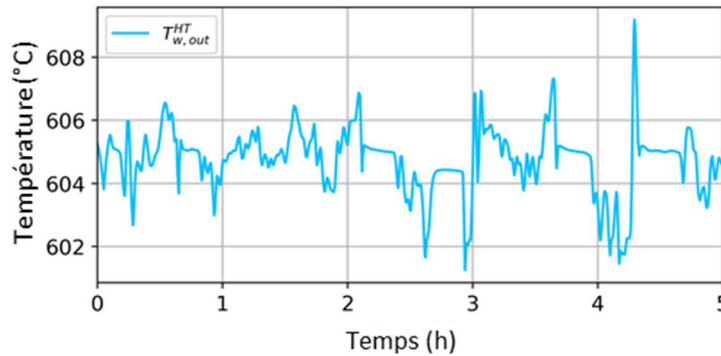


Figure 4. Température de la vapeur en sortie de l'échangeur haute température.

Dans la tranche horaire [2.1h ; 2.3h], la puissance récupérable \dot{Q}_{reco}^R est trop élevée et $\dot{m}_{oil,PID}^R > \dot{m}_{oil,min}^R$. Pendant cette période, \dot{m}_{oil}^R est fixé à $\dot{m}_{oil,max}^R$ (Figure 3.a)) et le débit massique de gaz est régulé par un régulateur PID, donc $\dot{m}_{gas}^R < \dot{m}_{gas,reco}^R$ (Figure 3.b)). Dans les tranches de temps courtes [2,5h ; 2,6h] et [2,9h ; 3,0], la puissance récupérable \dot{Q}_{reco}^R est trop faible et \dot{m}_{oil}^R est fixé à $\dot{m}_{oil,min}^R$. Le débit massique de gaz est régulé par le contrôleur PID. Finalement, lorsque la température de gaz devient inférieure à $T_{oil,hot}$ dans l'intervalle de temps [2,6h ; 2,9h], \dot{m}_{oil}^R et \dot{m}_{gas}^R sont réglés sur zéro. Aucune chaleur n'est échangée dans le récupérateur et le débit massique du TES est égal au débit massique de l'huile du récupérateur $\dot{m}_{oil}^{TES} = -\dot{m}_{oil}^{GV}$.

Avec cette stratégie de contrôle, la température d'entrée $T_{oil,in}^{GV}$ de l'huile est maintenue entre 180 et 192°C (voir Figure 3.d)). Ces faibles variations ont encore un fort impact sur la température de sortie de la vapeur $T_{w,out}^{GV}$. Cette dernière varie entre 135 et 180°C pendant les 5 heures de la simulation. Pour étudier l'impact de ces variations sur le sous-système SOEC, nous simulons la réponse de l'échangeur de chaleur vapeur-hydrogène à haute température. La température de la vapeur à la sortie du système est illustrée à la figure 4. L'échangeur a un effet de lissage sur la température, qui ne varie qu'entre 600 et 610°C. Cet effet de lissage valide l'approche scientifique envisagée dans ce travail, qui consiste à concentrer l'étude sur le sous-système WHR-GV. La stratégie de contrôle est optimisée puisque, lorsque le système TES n'est pas complètement déchargé, la chauffe électrique n'est presque jamais utilisée. Figure 3.f), cette chauffe ne sert que brièvement à compenser les fortes variations de puissance échangée à $t=2,6h$, $t=2,9h$, $t=4,1h$ et $t=4,2h$.

ECONOMIES D'ENERGIE ELECTRIQUE

Le fonctionnement du sous-système WHR-GV est ensuite simulé sur un ensemble de données de 13 jours afin d'estimer les économies potentielles d'énergie électrique. Sur cet ensemble de données, le fonctionnement de l'installation est continu. La consommation totale d'énergie électrique de trois architectures différentes est comparée et présentée à la Figure 5.a). Ces architectures sont les suivantes : A) la vapeur est uniquement produite grâce à une chauffe électrique, B) un sous-système WHR-GV sans TES est utilisé et C) un sous-système WHR-GV avec TES est utilisé. La Consommation d'Énergie Électrique (CEE) du système A) est d'environ $46 kWh/kg_{H_2,prod}$. La CEE des systèmes B) et C) est respectivement de 87,2 % et 85,7 % de la CEE du système A). Le système TES thermocline considéré pour le système C) est suffisamment grand pour générer de la vapeur sans WHR pendant 3,2 heures. Pour une production de $1000 kg_{H_2}/jour$, le volume d'un tel système TES serait d'environ $30 m^3$ et sa capacité énergétique serait d'environ $1000 kWh$.

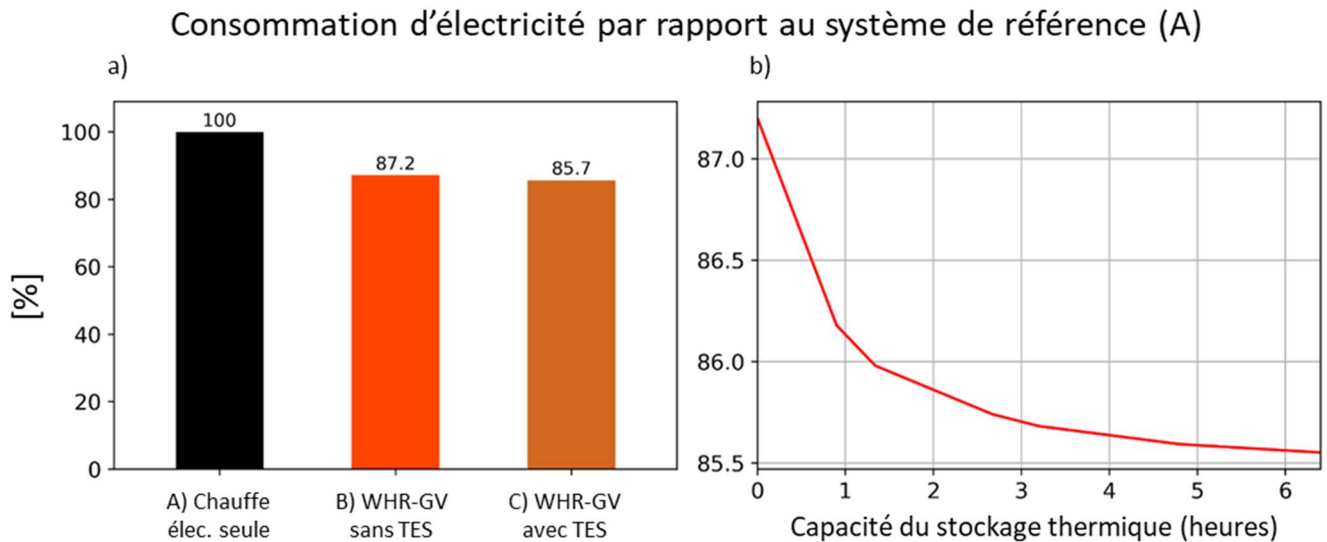


Figure 5. Consommation d'électricité de l'ensemble du système SOEC : a) Comparaison entre trois architectures différentes ; b) Consommation du système avec TES en fonction de la capacité du TES.

La Figure 5.b) montre l'évolution de la consommation d'énergie électrique du système en fonction de la capacité énergétique du TES. En termes économiques, la réduction de la CEE du système et des dépenses d'exploitation (OPEX) se fait grâce à une augmentation de la capacité installée du système TES et donc des dépenses d'investissement (CAPEX). Avec une capacité de stockage de 3 heures, la CEE du système est déjà réduite de 1,5 % par rapport à un scénario sans TES. Au fur et à mesure que le TES croît, le taux de réduction de la CEE diminue. En effet, avec une capacité de 6 heures, la CEE n'est réduite que de 0,2 % supplémentaire par rapport au système comprenant une capacité de stockage de 3 heures. Ainsi, l'augmentation de la capacité de la TES n'est plus aussi intéressante. Ces résultats numériques sont fortement liés à l'amplitude et à la fréquence des variations de \dot{Q}_{reco}^R dans notre jeu de données et ne peuvent pas être généralisés à d'autres ressources WHR. Cependant, la forme générale de la courbe de la Figure 5.b) devrait également se retrouver dans des systèmes thermiques WHR-GV-TES similaires couplés à une SOEC. La forme de la courbe suggère qu'un compromis économique peut et doit être trouvé entre les OPEX et les CAPEX.

CONCLUSION

Pour un fonctionnement optimisé, une SOEC a besoin d'un apport de chaleur pour produire sa vapeur surchauffée. Le développement futur de la technologie SOEC doit nécessairement s'accompagner de la mise en place de systèmes de production de vapeur écologiques et peu coûteux. Dans ce travail, le couplage entre une SOEC et un apport de chaleur par récupération de chaleur fatale industrielle est étudié. Le sous-système WHR-GV mis au point comprend une boucle d'huile thermique intermédiaire permettant de faire le lien entre la fonction WHR et la fonction GV. Un TES thermocline ainsi qu'une chauffe électrique sont ajoutés à la boucle d'huile thermique pour assurer un apport de vapeur constant vers la SOEC malgré les variations importantes en température et en débit de l'apport de chaleur industrielle.

La stratégie de contrôle de la boucle d'huile thermique est étudiée pour permettre une génération de vapeur constante avec une CEE la plus faible possible. Les performances du système mis en place sont comparées à celle d'un système SOEC de référence qui réaliserait la génération de vapeur à l'aide d'un GV électrique. Par rapport au système de référence, le couplage avec un sous-système WHR-GV sans TES permet d'économiser 12.8% de CEE. L'ajout d'un TES permet d'économiser 14.3 % de CEE par rapport au système de référence. Ce résultat est cohérent avec ceux observés par Petipas et al en 2014 et montre le caractère optimal du dimensionnement des composants thermiques ainsi que de la conception de la stratégie de contrôle. La comparaison avec la littérature est toutefois limitée par les différences entre les modèles SOEC considérés. La

relation entre l'énergie économisée et la capacité du stockage est étudiée et montre qu'à partir d'une certaine taille de stockage, l'augmentation de la capacité ne permet plus que des économies d'énergie minimales.

Les développements futurs devraient inclure une étude technico-économique ainsi qu'une étude de l'impact de différents paramètres clés sur la CEE et l'efficacité η_{elec}^{PCI,H_2} . Certains de ces paramètres clés comprennent les caractéristiques de la ressource WHR considérée, par exemple la température moyenne des gaz résiduels, l'amplitude et la fréquence des variations, l'arrêt potentiel de la production et un rapport entre \dot{Q}_{reco}^R et \dot{Q}_{ex}^{GV} . Il convient également d'étudier l'impact de l'efficacité des échangeurs et de la taille du stockage thermique dans différentes configurations. Enfin, la réalisation physique et l'installation du système permettrait de comparer des résultats expérimentaux et de simulation. Cela permettrait de valider les hypothèses de modélisation et de confirmer la pertinence des résultats de simulation.

REFERENCES

- Alva, G., Lin, Y. and Fang, G. (2018) ‘An overview of thermal energy storage systems’, *Energy*, 144, pp. 341–378. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.12.037>.
- Cooper, M.G. (1984) ‘SATURATION NUCLEATE POOL BOILING - A SIMPLE CORRELATION’, in *First U.K. National Conference on Heat Transfer*. Elsevier, pp. 785–793. Available at: <https://doi.org/10.1016/B978-0-85295-175-0.50013-8>.
- Eastman (2021) *Technical Data Sheet Therminol® 66 Heat Transfer Fluid*. Available at: <https://www.therminol.com/product/71093438?pn=Therminol-66-Heat-Transfer-Fluid> (Accessed: 26 January 2024).
- Esence, T. *et al.* (2019) ‘A versatile one-dimensional numerical model for packed-bed heat storage systems’, *Renewable Energy*, 133, pp. 190–204. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.10.012>.
- Fasquelle, T. (2017) *Modélisation et caractérisation expérimentale d’une boucle solaire cylindro-parabolique intégrant un stockage de type thermocline*. Université de Perpignan.
- Focke, W.W., Zachariades, J. and Olivier, I. (1985) ‘The effect of the corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers’, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 28(8), pp. 1469–1479. Available at: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(85\)90249-2](https://doi.org/10.1016/0017-9310(85)90249-2).
- Gil, A. *et al.* (2010) ‘State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1—Concepts, materials and modellization’, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(1), pp. 31–55. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.07.035>.
- Gnielinski, V. (1976) ‘New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow’, *International Chemical Engineering*, 16(2), pp. 359–368.
- Grigoriev, S.A. *et al.* (2020) ‘Current status, research trends, and challenges in water electrolysis science and technology’, *International Journal of Hydrogen Energy*, 45(49), pp. 26036–26058. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2020.03.109>.
- Marvillet, C. (2015) ‘Fluides caloporteurs - Propriétés’, *Thermique pour l’industrie* [Preprint]. Available at: <https://doi.org/10.51257/a-v2-be9571>.
- Min, G., Choi, S. and Hong, J. (2022) ‘A review of solid oxide steam-electrolysis cell systems: Thermodynamics and thermal integration’, *Applied Energy*, 328, p. 120145. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2022.120145>.
- Petipas, F., Brisse, A. and Bouallou, C. (2014) ‘Benefits of external heat sources for high temperature electrolyser systems’, *International Journal of Hydrogen Energy*, 39(11), pp. 5505–5513. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2014.01.179>.
- Reytier, M. *et al.* (2015) ‘Stack performances in high temperature steam electrolysis and co-electrolysis’, *International Journal of Hydrogen Energy*, 40(35), pp. 11370–11377. Available at: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2015.04.085>.
- Zukauskas, A. and Ulinskas, R. (1988) ‘Heat transfer in tube banks in crossflow’. Available at: <https://www.osti.gov/biblio/5833318> (Accessed: 2 May 2024).