

Principes de modélisation du système multifonction multi-source

Les premières étapes de ce travail ont consistées à étudier des systèmes solaires et leur développement au cours de temps. Cette bibliographie nous aide à mieux comprendre la tendance générale de cette évolution ainsi que les problématiques auxquelles il faudra probablement faire face à l'avenir.

Parallèlement à cette étude bibliographique, nous nous sommes penché également sur la prise en main d'un outil de simulation modulaire qui va nous permettre d'utiliser des modèles de composants déjà validés de type boîte noire ou boîte grise. Le modèle de simulation d'un système solaire multifonction (SYSMFS) sera mis en place en se basant sur un schéma hydraulique proposé ; ce modèle est le premier sujet d'intérêt de cette thèse.

Suivant ce but, nous avons donc étudié les modèles des composants essentiels nécessaires pour ce genre de systèmes et qui sont fournis avec l'outil de simulation choisi. Cependant, le composant clé de ce modèle, la machine frigorifique à absorption, a été développé au cours d'un projet ANR dans lequel une partie de ce travail s'est inscrit.

Dans ce chapitre, les éléments essentiels du modèle du SYSMFS sont présentés avec une partie théorique décrivant leurs modèles, la méthode de la modélisation de SYSMFS et la méthode d'estimation de la consommation électrique des composants du modèle. La méthode d'estimation de la consommation du système de référence sans recours à l'énergie solaire renouvelable est également présentée. En l'absence des données physiques, ce système servira à la validation du modèle numérique, au moins, d'un point de vue conceptuel.

2.1 Installations solaires multifonction multi-source

Nous illustrons, tout d'abord, les composants d'une installation solaire générique ; puis, nous présentons trois schémas pour un système solaire multifonction.

2.1.1 Composants principaux d'une installation solaire générique

D'une manière générale, un système composé (installation solaire dans notre cas) est constitué de plusieurs sous-systèmes, qui sont, eux-mêmes, constitués de composants plus basiques. Alors que les fonctions assignées à ces composants restent les mêmes au sein du système, leurs dimensions (géométrie, paramètres, etc.) peuvent changer suivant le schéma hydraulique de l'installation, l'emplacement de composant dans le schéma et l'estimation de la puissance demandée à chaque composant.

Les installations solaires multifonction multi-source destinées à la préparation de l'ECS, au chauffage, et au rafraîchissement sont composées généralement des éléments suivants (les éléments entre parenthèses sont en option) :

1. panneaux solaires plans, sous vide ou paraboliques ;
2. circuit solaire primaire ;
3. échangeur de chaleur (s'il s'agit d'un échangeur séparé et un circuit solaire secondaire) ;
4. ballon de stockage thermique (stockage du liquide froid ou chaud selon l'emplacement du ballon) ;
5. (échangeur à plaque pour produire de l'ECS instantanément) ;
6. (échangeur et ballon de stockage thermique pour l'ECS) ;

7. (source d'appoint) ;
8. une machine frigorifique à absorption ;
9. (système d'évacuation pour la machine frigorifique à absorption si elle ne contient pas un dissipateur dédié à cet effet) ;
10. système de distribution de la chaleur dans les locaux desservis ;
11. système de contrôle commande.

La Figure 2.1 donne une idée de l'acheminement de l'énergie dans un système générique de type SYSMFS. Dans la même figure, les numéros des blocs correspondent à celle des articles dans la liste précédente. Les éléments qui figurent en ligne pointillée sont des éléments en option qui peuvent remplacer d'autres éléments dans une autre conception par exemple.

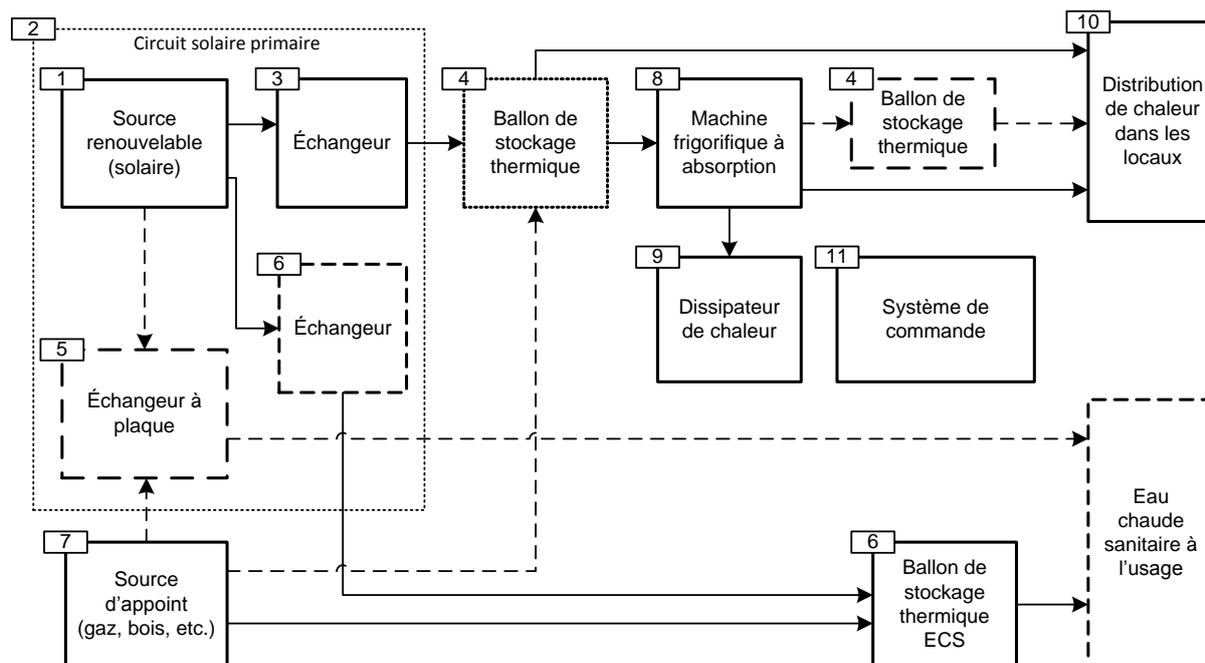


Figure 2.1 : Schéma synoptique d'une installation solaire incorporant deux sources et deux types d'usage

La façon dont les liaisons entre les blocs sont montrées dans la Figure 2.1 n'est pas exhaustive ; il existe beaucoup d'autres possibilités qui varient selon les composants présents dans le schéma et selon leurs rôles respectifs dans le système.

La diversité des possibilités dont ces composants se regroupent et se complètent entre eux n'est pas un choix unique ; elle explique encore la diversification des solutions proposées pour les SSC les ancêtres des SYSMFS. Ce fait a été déjà relevé lors des travaux menés par l'agence internationale de l'énergie AIE lors de sa tâche 26 (voir 0).

Prenant ce fait en considération, nous avons donc adopté une technique de travail bien particulière [46]. Cette technique nous aide à profiter au maximum de ce que l'outil de simulation peut nous offrir, tout en minimisant au mieux les erreurs accumulées ainsi que les contraintes imposées par l'outil de simulation choisi.

2.1.2 Schémas types

Nous avons vu dans le chapitre précédent que les systèmes solaires combinés (SSC), les ancêtres des SYSMFS, ont connu des structures de plus en plus complexes par rapport aux systèmes qui les ont précédé. La complexité supplémentaire est liée aux nouveaux composants (sous-systèmes) qui s'accumulent afin de répondre aux nouvelles fonctionnalités recherchées par le

consommateur ou le fabricant. La situation s'empire si on sait que le système doit impérativement incorporer au moins deux sources d'énergie : une renouvelable (gratuite et non-garantie) et une source auxiliaire payante (gaz, bois, etc.). Le fait d'être multi-source conduit à une diversité non-négligeable de possibilités à disposition du concepteur d'un tel système pour gérer ces sources d'énergies.

En 2007, l'année où cette thèse a été amorcée, les schémas hydrauliques qui pouvaient décrire un système solaire multifonction multi-source étaient rares. Les schémas disponibles étaient en majorité des résultats des efforts des fabricants des machines frigorifiques à absorption ; ces schémas de base, qu'ils proposaient à leur clientèle, correspondaient à la puissance et à la spécificité de la machine.

Le projet ANR ABCLIM-SOL, dans lequel cette thèse s'est inscrite, nous a donné accès aux schémas développés par le fabricant espagnol qui a fourni au projet une machine frigorifique à absorption d'une puissance frigorifique nominale de 4.5kW. Nous illustrons ci-dessous trois schémas différents proposés dans le manuel de cette machine.

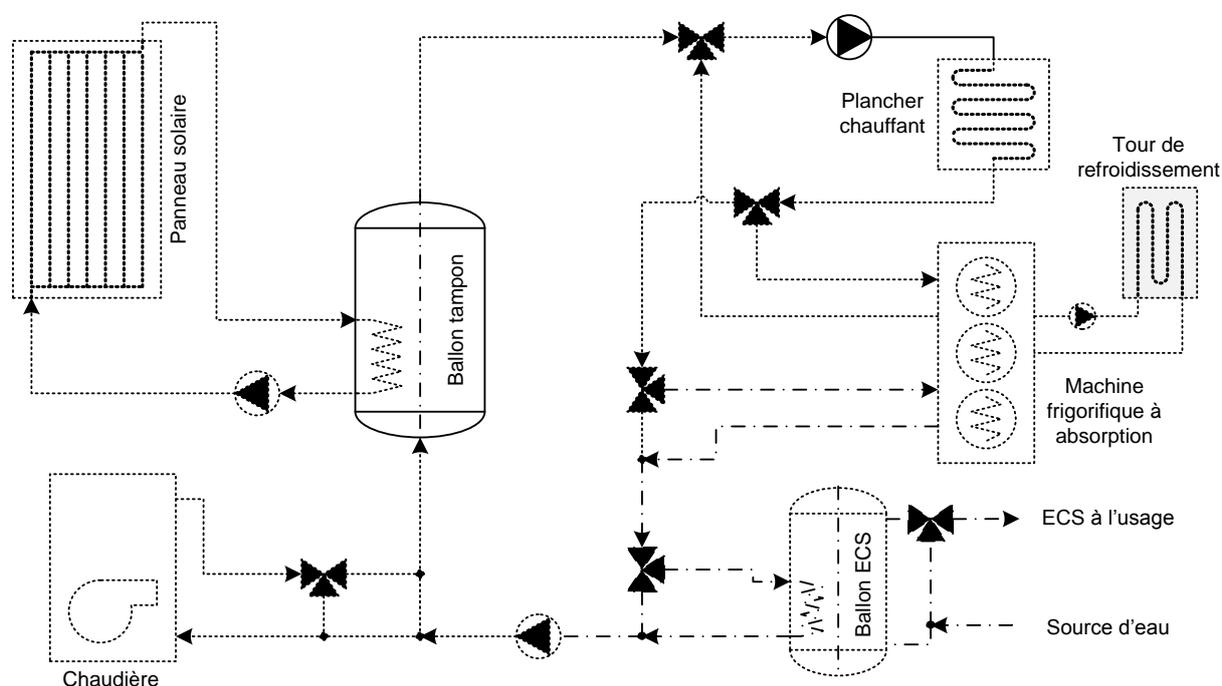


Figure 2.2 : Schéma n°1 du fabricant de la machine frigorifique à absorption de 4.5kW

Dans la Figure 2.2, les circuits d'usage sont reliés entre eux en série. Le ballon tampon solaire se recharge d'une part grâce à l'échangeur intégré et d'une autre part grâce à la chaudière qui est installée à son entrée. Le circuit de chauffage par plancher chauffant, celui de rafraîchissement par absorption et celui d'ECS sont reliés en série avec des vannes trois voies qui les alimentent par le fluide caloporteur chaud ou qui fait passer ce fluide directement au circuit suivant « bypass ».

L'idée de relier les trois circuits en série dans le schéma précédent donne une certaine flexibilité pour la gestion de la priorité de la distribution de l'énergie dans le système suivant les ratios des vannes 3 voies ; cette solution a cependant quelques inconvénients. La chute de température après chaque passage dans un circuit varie selon le rendement de ce dernier ; c.-à-d. que la température qui arrive à l'échangeur du ballon d'ECS varie entre 30°C et 35°C (température requise pour le plancher chauffant) en hiver et entre 55°C et 95°C en été (température requise

pour la machine à absorption) pour un fonctionnement parallèle de climatisation et d'ECS. De plus, la priorité du circuit d'ECS est fortement diminuée car il se trouve à la fin de la chaîne de distribution. Le bilan énergétique doit être calculé en permanence par le système de contrôle-commande afin de préserver le rendement total du système.

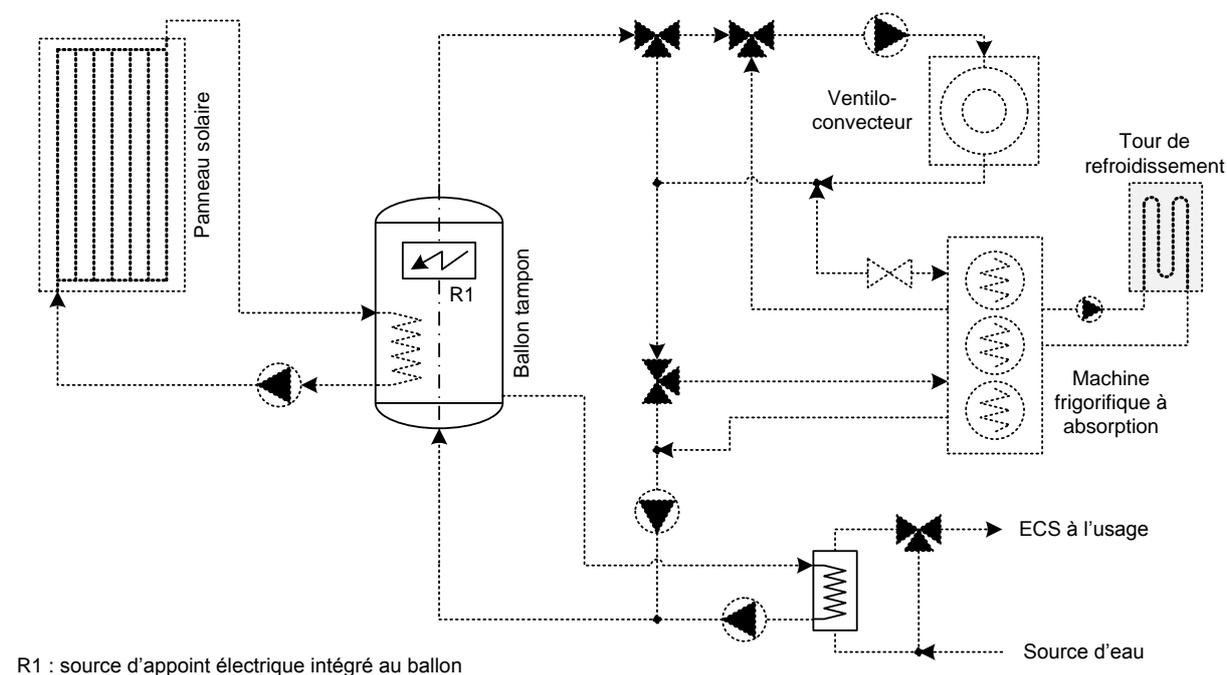


Figure 2.3 : Schéma n°2 du fabricant de la machine frigorifique à absorption de 4.5kW

Le schéma proposé dans la Figure 2.3 reprend la configuration du schéma précédent avec un échangeur à plaque pour le chauffage d'ECS alimenté directement du ballon tampon ; cette configuration rapporte des améliorations au niveau de la préparation d'ECS, ce qui garantit, par rapport au schéma précédent, la priorité de l'ECS.

Le plancher chauffant a été remplacé également par un ventilateur-convecteur ce qui fait que le régime des températures de fonctionnement change en conséquence. La présence du ventilateur-convecteur dans le système de diffusion de chaleur dans les locaux signifie une alimentation en température de fonctionnement plus élevée en hiver ; la gamme des températures conseillées pour un ventilateur-convecteur en mode chauffage varie entre 60°C et 70°C. Il se peut que le panneau solaire ne soit pas en mesure de générer de telles températures dans certaines régions géographiques (Nord de la France par exemple) et le système va faire appel forcément à la source d'appoint, donc une énergie payante. La source d'appoint est intégrée, quant à elle, au ballon principal sous la forme d'une résistance électrique ou un échangeur à fluide relié à une chaudière externe.

La Figure 2.4 représente le troisième schéma dans la série des schémas proposés par le fabricant de la machine à absorption. Par rapport au schéma précédent, ce schéma place l'échangeur à plaque pour l'ECS directement dans le circuit solaire primaire ; ce qui permet de profiter de la chaleur du fluide chaud en provenance du panneau solaire. Le circuit d'ECS ne comporte pas de ballon de stockage dédié et la production de l'ECS se fait donc d'une manière instantanée. L'appoint pour le circuit ECS est également absent dans cette configuration, ce qui nous laisse penser au choix d'un appoint électrique instantané.

Grâce à une vanne trois voies située à la sortie du panneau, l'énergie solaire est acheminée soit vers un échangeur pour l'ECS, soit vers le circuit du système de climatisation (chauffage et

refroidissement). Cette dernière solution peut apparaître conventionnelle mais elle permet plus de contrôle sur le système en fonction de la quantité de l'énergie solaire disponible et de la demande.

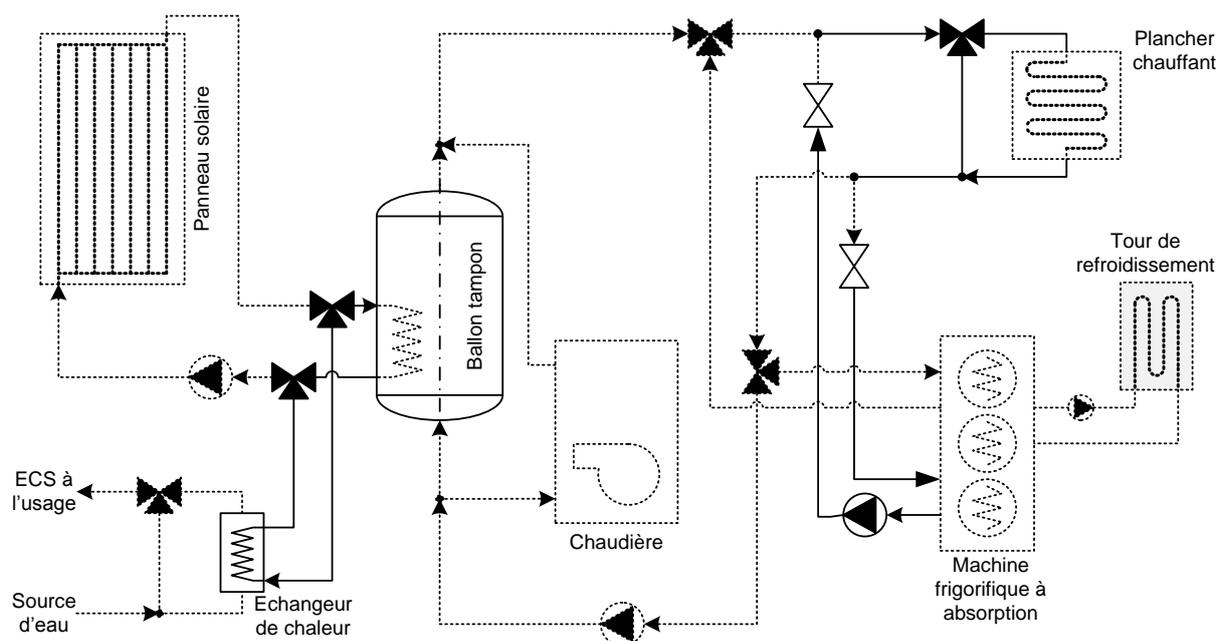


Figure 2.4 : Schéma n°3 du fabricant de la machine frigorifique à absorption de 4.5kW

Suivant la saison, le ballon solaire fournit de l'eau chaude pour le chauffage par plancher chauffant ou pour le circuit de régénération de la machine frigorifique à absorption. La chaudière d'appoint est située en parallèle avec le ballon tampon afin qu'il puisse fournir directement du fluide chaud au circuit d'usage et à la température requise.

2.1.3 Schéma initial retenu pour la modélisation du SYSMFS

Avec les schémas présentés précédemment (Figures .2, .3 et 2.4), notre choix doit maintenant se porter sur une de ces solutions ou sur une version modifiée. D'ailleurs, nous pouvons nous appuyer sur l'analogie entre les SSC et les SYSMFS afin de remplir le manque d'informations dans la littérature en ce qui concerne le dimensionnement de leurs composants et sur la structure du système de contrôle-commande.

L'étude pilote menée par la tâche 26 de l'AIE se présente comme ayant une vue globale sur les SSC. À ce titre, nous empruntons quelques connaissances acquises lors de cette tâche comme : des schémas technologiques, le dimensionnement et les conseils pratiques concernant certaines hypothèses. Ces éléments s'avèreront indispensables en vue d'élaborer le modèle SYSMFS.

Le schéma présenté dans la Figure 2.5 est élaboré à partir des connaissances acquises sur les schémas proposés par les fabricants des machines frigorifiques à absorption de petites puissances et ceux étudiés par la tâche 26 de l'AIE. Ce schéma sera celui que nous avons retenu pour la partie simulation dans la suite de ce travail. Il n'est pas encore finalisé car nous allons le modifier en fonction des résultats de la simulation qui seront présentés dans le chapitre Chapitre 3.

Une reprise de ce schéma avec un plancher chauffant à la place du ventilo-convecteur est également possible. Nous nous sommes d'ailleurs penché sur ce point ; mais la complexité pour mettre en place un modèle stable de plancher chauffant a largement retardé sa mise en œuvre par rapport à la partie optimisation. Toutefois, l'objectif de cette étude ne se résume pas à la

modélisation du SYSMFS ; ce modèle sera développé en vue d'être utilisé plus tard pour les tests des algorithmes d'optimisation.

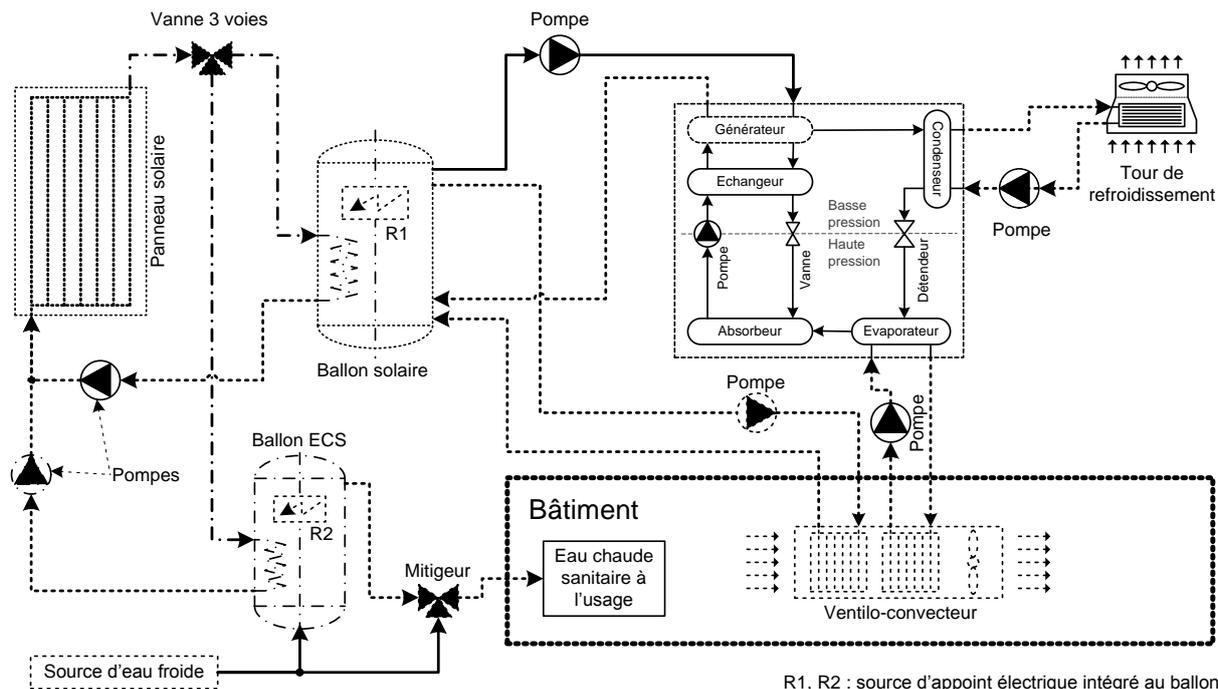


Figure 2.5 : Schéma initial retenu pour la partie analyse et optimisation

2.2 Outils de simulation

Dès le début de ce travail, le choix a été porté sur l'outil de simulation TRNSYS [23]. Ce logiciel est largement utilisé par la communauté scientifique internationale dans le domaine de l'énergétique [47].

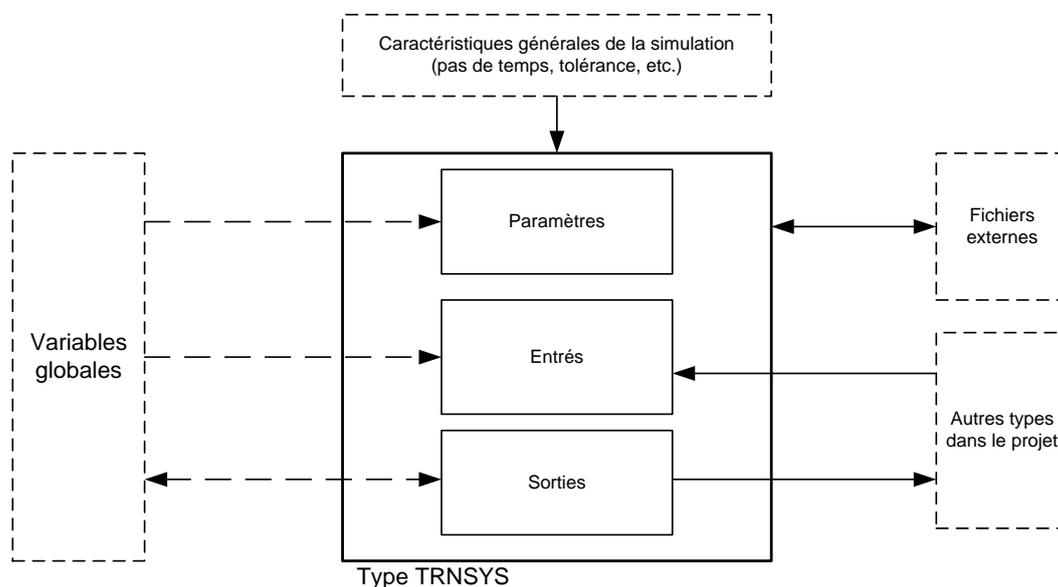


Figure 2.6 : Schéma synoptique d'un type TRNSYS

La particularité de cet outil réside dans la flexibilité donnée par son interface utilisateur qui représente les modèles en bloc avec des paramètres, des entrées et des sorties. Les blocs qui représentent les modèles sont appelés communément « Types » (Figure 2.6) ; l'ordre du calcul et la priorité de chaque type est déterminé individuellement par le solveur.

Après chaque itération, les valeurs des variables sont transférées d'un type au suivant selon la séquence du solveur ; les variables d'entrée, « inputs », ou de sorties, « outputs », peuvent donc changer de valeurs à chaque pas de temps. Le transfert de valeurs entre deux blocs se fait en fonction des liens prédéfinis par l'utilisateur, qui permettent uniquement le transfert de certaines variable et pas toutes.

Les propriétés constantes d'un type (hauteur, capacité thermique, etc.) représentent les « paramètres » ; ils seront définis uniquement au début de la simulation et ils ne peuvent en aucun cas être modifiés au cours d'une simulation. De plus, l'outil offre la possibilité d'employer de variables globales pour les valeurs des paramètres, ce qui va être utile pour les étapes prochaines.

TRNSYS offre des types (modèles) disponibles directement dans la bibliothèque livrée avec l'outil comme : un lecteur des données météo, un profil de soutirage pour l'ECS, la modélisation détaillée des bâtiments multizones, etc. D'autres types et bibliothèques supplémentaires peuvent être rajoutés ultérieurement afin de combler le manque d'un ou plusieurs modèles dont on aura besoin dans l'avenir. Les types TRNSYS qui nous ont permis de modéliser le SYSMFS sont présentés dans Tableau 2.1.

Tableau 2.1 : Types TRNSYS choisis pour la modélisation de SYSMFS

Type n°	Type modélisé
Type 109	Lecteur des données météo
Type 33	Calcul psychrométrique
Type 69b	Température du ciel
Type 501	Profil de température du sol
Type 648	Boite mélangeur d'air
Type 753a	Batterie chaude de ventilo-convecteur
Type 508h	Batterie froide de ventilo-convecteur
Type 662	Ventilateur à vitesse variable
Type 56b	Bâtiment multizone
Type 31	Tuyau (modélisation thermique uniquement)
Type 3b	Pompe à fluide
Type 6	Chauffe-eau électrique
Type 93	Mémoire d'état de valeur d'entrée
Type 2b	Contrôleur de type arrêt/marche avec hystérésis
Type 60c	Ballon de stockage thermique stratifié
Type 510	Tour de refroidissement à air
Type 14b	Profil d'épuisement d'ECS
Type 11b	Vanne de contrôle de flux influencée par la température
Type 11f	Vanne de contrôle de flux
Type 11h	Pièce T mélangeur de flux
Type 1b	Panneau solaire
Type 663	Unité de chauffage électrique d'appoint

La pièce maîtresse du SYSMFS est la machine frigorifique à absorption de petite puissance. Son modèle n'est pas disponible dans la bibliothèque standard. L'introduction relativement récente de ces appareils n'a pas permis de faire suffisamment d'expérimentations dédiées au domaine de la simulation numérique pour cette technologie. Or, les fabricants de ces appareils n'ont pas encore conçu des modèles mathématiques de leurs machines.

Nous étions donc dans l'obligation de chercher notre modèle auprès des partenaires du projet ANR mené au sein du laboratoire commun CETHIL-EDF (BHEE) ; nous avons effectué des tests sur ce modèle avant de l'intégrer dans le modèle final ; plus de détails seront donnés dans le chapitre suivant.

2.3 Hypothèses de la modélisation

Pour qu'une fonction mathématique soit bien définie en termes d'application, il est obligatoire de préciser les sous-ensembles dans lesquels elle et ses variables sont valides. Il est nécessaire également de bien décrire l'expression de la fonction avec les contraintes auxquelles elle est soumise. Sans ces deux points de base, l'application ainsi que les résultats obtenus peuvent être parfois très loin de la réalité.

Ce principe est aussi valable pour les modèles numériques qui sont en eux-mêmes des fonctions mathématiques. Dans ce contexte, les hypothèses retenues pour le modèle de SYSMFS seront présentées ci-après. Il convient de les mentionner car ces hypothèses, prises en compte lors de la modélisation, vont influencer d'une manière explicite ou implicite le modèle SYSMFS final.

Lors de la conception d'un système (tel que SYSMFS), seules des limitations théoriques de chaque composant (température, flux, etc.) seront prises en compte. La mesure de protection de la température de stagnation⁴ dans les panneaux solaires ne sera pas, par exemple, implémentée dans le modèle final. Cette décision est due, d'une part, à la complexité du modèle SYSMFS qui est liée au nombre important des composants à intégrer et, d'une autre part, à la volonté de diminuer la probabilité des problèmes de convergence qui augmente avec la complexité du modèle final.

Le choix du pas de temps du modèle numérique qui convient au système est une étape cruciale avant le modèle final. Le pas de temps affecte d'une manière indirecte le système de contrôle-commande du modèle ; l'estimation de l'énergie consommée ainsi que le maintien du confort thermique dans les locaux desservis seront éventuellement affectés par le choix de ce pas.

Un pas de temps très petit (de l'ordre d'une minute), augmente certainement la précision de la solution obtenue ; le temps total de calcul pour une simulation devient, dans ce cas, très important. Il est pour habitude de prendre un pas de temps d'une heure pour un problème de simulation thermique des bâtiments. Prenant l'inertie du bâtiment en considération, un pas de temps d'une heure peut être suffisant pour la simulation d'un bâtiment individuel sans équipement de type CVC ; cependant, le fonctionnement d'un appareil comme le chauffage sur une base horaire ne donne pas une bonne réponse au système de contrôle-commande.

La simulation d'un bâtiment associé au système CVC et pour une durée d'une heure, entraîne forcément une surconsommation d'énergie ou un manque du confort humain thermique. Lors d'une simulation, le premier cas résulte d'un fonctionnement prolongé du système CVC en attente de la prochaine itération pour l'arrêter ; le deuxième cas provient du retardement de la réponse du système CVC en attente de la prochaine itération ce qui produira des écarts importants de la température de consigne.

Durant une simulation, la convergence de la solution est assurée par un processus itératif d'un pas de temps adapté au modèle. Le modèle SYSMFS est composé de plusieurs composants dont chacun est modélisé par un modèle statique ou dynamique qui peut avoir son propre pas de temps. Compte tenu du temps de réponse des modèles du panneau solaire au bâtiment, un pas de temps global de 6 minutes a été choisi pour le modèle SYSMFS. Ce pas de temps (0,1 minutes) est une multiplication de 1 h ce qui a été recommandé dans la documentation du modèle de bâtiment.

⁴ Température du fluide caloporteur au repos dans le panneau solaire qui continue à se chauffer par l'ensoleillement incident.

Ce pas garantit un choix équilibré qui prend en compte le temps de réponse de la machine frigorifique et celui du panneau thermique (de l'ordre de quelques minutes). Il permet également le bon fonctionnement du système de contrôle-commande ; des tests sur le modèle final n'ont révélé aucun fonctionnement inapproprié. Un écart de 21% sur la consommation finale du système a été constaté lors du teste de sensibilité entre un pas de temps de 0,1 h et 1 h ; ce qui est dû au fonctionnement prolongé des composants (temps de réponse assez élevé). Nous avons trouvé également que cette valeur a été déjà utilisée comme un bon compromis pour un modèle du chauffage solaire [48].

Les accessoires techniques nécessaires pour le bon fonctionnement du système physique, comme, par exemple, le système de vidange du fluide caloporteur et les vannes supplémentaires dans le circuit hydraulique, seront négligés dans le modèle numérique. Il est important de noter que les composants non-inclus dans le modèle pourraient éventuellement consommer de l'énergie qui se rajoute à la consommation totale du système.

2.4 Modélisation du SYSMFS

Dans cette section, nous présentons une brève description de la modélisation de chacun des composants essentiels au modèle SYSMFS comme : le bâtiment, le panneau solaire thermique, le stockage thermique de la chaleur et la machine frigorifique à absorption de petite puissance. Les circuits de l'ECS, du système d'appoint, de la diffusion de chaleur et du contrôle-commande, seront également présentés dans cette section.

2.4.1 Modélisation de bâtiment

Dans le cadre du projet ANR ABCLIM-SOL, trois types de bâtiments ont été modélisés : un logement individuel d'une surface de 100 m², un bâtiment collectif d'une surface totale de 710 m² et un bâtiment de bureau d'une surface de 400 m². Pour cette étude, nous nous intéressons uniquement au bâtiment individuel d'une surface de 100 m², composé de cinq pièces. Ce bâtiment sera associé au modèle SYSMFS à optimiser.

Afin de simuler le comportement d'un bâtiment associé au système CVC, deux approches de calcul sont possibles : statique et dynamique. Dans l'approche statique, les charges thermiques du bâtiment sont déjà pré-estimées et le système CVC modélisé doit subvenir à ces charges ; le temps de calcul est effectivement diminué mais l'inertie du bâtiment n'est pas prise en compte. Le bâtiment est entièrement modélisé en temps réel lors de l'approche dynamique. L'effet de l'inertie du bâtiment sur la réponse du système CVC peut être observé clairement mais au prix d'un temps de calcul et d'une convergence de solution moins garantie par rapport à la première approche.

Par soucis de cohérence du texte, l'estimation des charges thermiques du bâtiment individuel sera présentée ultérieurement dans le Chapitre 3. Le profil de température de consigne, le profil des apports internes de chaleur, les caractéristiques de la ventilation et des infiltrations seront également décrits avec plus de détails dans le Chapitre 3.

2.4.2 Modélisation du panneau solaire thermique

Contrairement aux sources classiques de chaleur comme le fuel ou le nucléaire, pour les sources renouvelables on parle plutôt de capture de l'énergie par le moyen d'un appareil spécifique, comme un panneau solaire. Cet appareil sert également à convertir et à transférer cette énergie captée à un intermédiaire (fluide, courant électrique) qui la distribuera ensuite à l'usage ou au stockage.

Au cours du développement de ces appareils, plusieurs variantes ont été créés afin de répondre à une plage de fonctionnement précise demandée ou afin d'améliorer le rendement du captage. Sur le marché actuel, par exemple, nous retrouvons des capteurs solaires de type plan, sous vide et de type parabolique.

Lors de la modélisation du SYSMFS, nous employons uniquement un modèle du panneau solaire thermique de type plan. Ce choix est fait en fonction des besoins de la machine frigorifique à absorption de petite puissance dont la température de fonctionnement normal ne dépasse pas 100°C. Les panneaux plans sont, en général, capable de chauffer le fluide caloporteur à une température atteignant 120 °C et plus. Des panneaux sous vides pourront être effectivement plus efficace mais avec quelques répercussions sur le coût d'investissement.

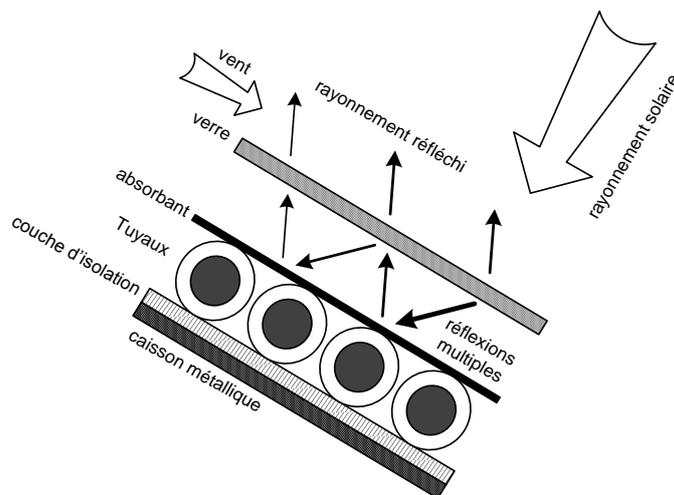


Figure 2.7 : Coupe transversale dans un panneau solaire thermique plan

La Figure 2.7 est une coupe transversale d'un panneau solaire thermique plan qui illustre sa composition. La boîte métallique avec son couvercle en verre constitue une serre qui enferme la chaleur du rayonnement incident et qui augmente le rendement total du panneau. De plus, l'intérieur de la boîte est couvert avec un isolant comme la laine de verre ou la mousse synthétique. La chaleur captée est aussitôt transmise au fluide caloporteur qui circule dans les tuyaux du panneau ; le fluide caloporteur peut être de l'eau avec un taux faible d'antigel (glycol) afin de prévenir le gel du circuit solaire en hiver.

Les tuyaux exposés au soleil se chauffent en absorbant une fraction de l'énergie solaire incidente sur le panneau ; ils commencent, quant à eux, à émettre un rayonnement thermique de grande longueur d'onde selon la loi de Stefan-Boltzmann [49]. Ce rayonnement infrarouge est absorbé, à son tour, par le verre de la couverture composée d'une matière transparente à la lumière visible mais opaque aux longueurs d'onde supérieures à 2,5 μm . Le verre, qui a absorbé le rayonnement infrarouge, se chauffe lui-aussi et se met à rayonner par les deux faces ce qui fait qu'une partie de ce rayonnement retourne à l'absorbant des tuyaux et devient une sorte d'effet de serre.

La couverture en verre joue également un rôle primordial qui limite les pertes thermiques par convection vers l'air ambiant. Dans cette zone, seul un phénomène de transfert conductif est mis en jeu. La lame d'air emprisonnée entre la face intérieure du verre et la face supérieure de l'absorbant élimine en partie l'échange par convection naturelle. L'épaisseur de cette lame est fine car, sinon, un mouvement de l'air se formera et un phénomène de convection naturelle prendra place.

Techniquement, les panneaux solaires plans sont fabriqués en pièces détachées (modules) que l'on peut regrouper afin de former le panneau complet à la surface nécessaire pour l'installation. Ces modules peuvent être interconnectés entre eux en parallèle ou en série, selon la configuration requise. Le fabricant fournit aussi une valeur nominale du débit conseillé pour le module. Un débit variable peut aider à contrôler d'une façon optimale la quantité de chaleur reçue par le fluide caloporteur lors de son passage par un module ; mais soin doit être fait afin d'éviter un surchauffe des panneaux s'il n'y a pas de demande parallèlement au fort ensoleillement. Pour cette étude, le panneau fonctionne dans un régime constant de débit.

Un autre aspect technique réside dans le choix de l'orientation et de l'inclinaison du panneau solaire fixe. L'angle d'orientation est situé entre la normale au plan de la surface du panneau et le Sud géographique. L'inclinaison du panneau est définie par l'angle entre la surface du panneau et l'horizon. Trois valeurs d'inclinaison standards sont couramment utilisées dans la pratique 30°, 45° et 60°. Pour une consommation quasi-constante sur l'année et un site d'installation situé en France métropolitaine, le choix d'une inclinaison à 45° reste favorable, même pour les consommations saisonnières [49].

La modélisation du panneau se fait par le Type 1b fourni par la bibliothèque standard de TRNSYS [23] ; ce modèle se base sur la courbe d'efficacité qui est modélisé, à son tour, par une équation quadratique. Suivant Hottel-Whillier [6], l'efficacité d'un panneau solaire est donnée par :

$$\eta = a_0 - a_1 \frac{(\Delta T_T)}{I_T} - a_2 \frac{(\Delta T_T)^2}{I_T} \quad (30)$$

où η est l'efficacité du panneau solaire, ΔT_T est la différence de la température entre la température moyenne du fluide à l'intérieur du panneau solaire et la température ambiante externe [23] (°C), a_0 est le coefficient d'efficacité optique du panneau ou l'efficacité à température ambiante car si $\Delta T_T = 0 \Rightarrow \eta = a_0$ (coefficient de conversion optique), a_1 est le coefficient d'efficacité linéaire du panneau (coefficient global de déperditions thermiques) ($W/m^2.K$), a_2 est le coefficient d'efficacité quadratique du panneau (coefficient de déperditions thermiques non linéarités) ($W/m^2.K^2$), I_T est ensoleillement globale incident sur la surface du panneau solaire (W/m^2).

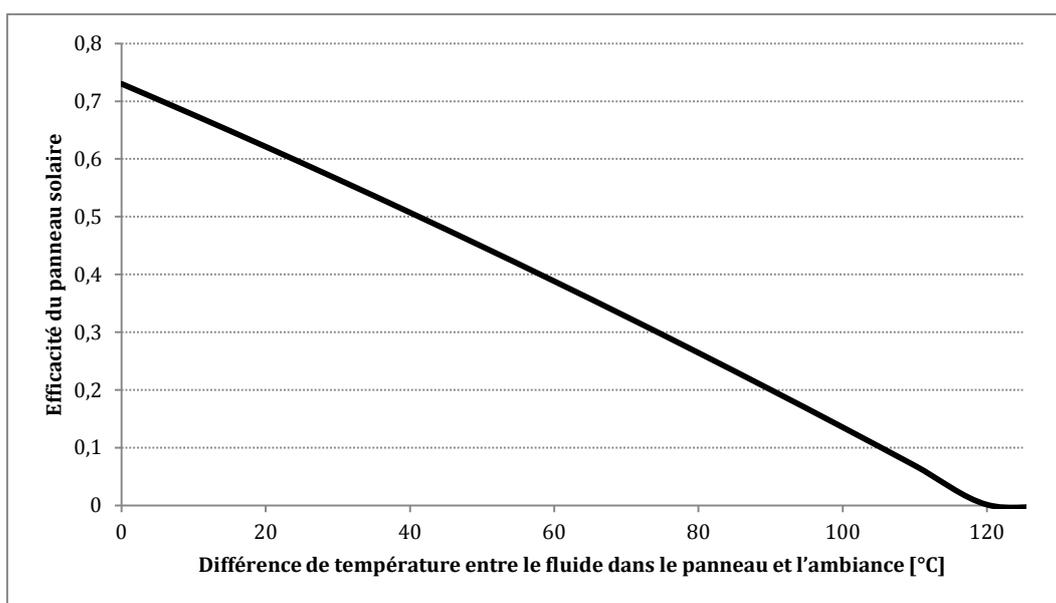


Figure 2.8 : Exemple d'efficacité d'un panneau solaire pour un ensoleillement de 800 W/m²

La Figure 2.8 est une représentation graphique exemplaire de l'Équation (30) pour un panneau solaire dont les caractéristiques sont les suivantes [50] : $a_0 = 0,73$, $a_1 = 4.26$, $a_2 = 0,005$). Les caractéristiques choisies donnent une courbe presque linéaire en fonction d'ensoleillement égal à 800 W/m^2 (Figure 2.8). Lors de la simulation, la valeur d'ensoleillement est prise directement dans la base de données METEONORM pour la ville correspondante et pour chaque heure de l'année.

Habituellement, un échangeur de chaleur sépare le circuit solaire primaire du circuit d'usage. Cet échangeur permet l'utilisation de deux fluides caloporteurs dans le système ; il permet également de mieux contrôler la quantité de fluide qui passe dans le panneau solaire (mesure de protection).

Suivant le schéma que nous proposons pour SYSMFS (Figure 2.5), la priorité à la gestion de l'énergie captée par les panneaux solaires est donnée soit au circuit d'ECS ou bien au système de chauffage et refroidissement. Dans la situation d'une demande nulle de la part du système, l'énergie captée peut être alors stockée dans un ballon tampon.

Dans des bonnes conditions d'ensoleillement et durant les heures creuses (pas de demande), le fluide caloporteur en état de repos (stagnation) peut être dangereux pour l'intégrité structurelle des panneaux. En période estivale, la température du fluide dans le panneau monte facilement à des valeurs grandes (supérieure à 200°C) ; le fluide peut s'évaporer ce qui crée une pression sur les parois de la tuyauterie du circuit solaire primaire. Il existe plusieurs solutions afin de se protéger d'une telle situation comme : le « drainback », un boucle de décharge, un vase d'expansion ou le refroidissement nocturne.

La situation précédente s'aggrave si le panneau solaire a été surdimensionné par rapport aux besoins lors de la conception du système. Un dimensionnement qui garantit une distribution équitable de l'énergie captée, entre le stockage et l'usage, ne peut pas donc être effectué uniquement avec une méthode de dimensionnement heuristique.

2.4.3 Modélisation du stockage thermique

Le bâtiment emmagasine de la chaleur qui peut être libérée plus tard à l'intérieur du bâtiment. À cause de ce fait, la fluctuation de la température interne ne suit pas toujours celle de la température ambiante ; un décalage entre ces températures s'installe donc au cours de la journée. Un système SYSMFS doit alors fonctionner plus de temps afin de maintenir le confort thermique dans ces locaux.

Pour un SYSMFS sans aucun stockage, la source solaire n'est pas stable dans le temps et un fonctionnement avec épuisement direct du panneau solaire peut être interrompu, par exemple, à cause d'une couverture nuageuse importante ; cette période dépendra, en conséquence, entièrement de la source d'appoint.

Un ballon de stockage du fluide caloporteur (de l'eau par exemple) a une capacité de stockage thermique qui varie en fonction de son niveau d'isolation et de son volume physique. Ce type de stockage reste actuellement un des moyens le plus répandu de stockage de la chaleur dans le domaine du CVC et de l'ECS. Mais cette solution n'est pas pour autant sans effets secondaires.

Durant une journée type, le cycle de recharge représente quelques inconvénients dû à sa propre inertie. Au début de la journée, la température du fluide caloporteur dans le circuit primaire solaire et dans le ballon de stockage est relativement basse. Suivant le volume du ballon et le débit du fluide dans le circuit primaire, le temps de rechargement peut largement ralentir la

mise en marche des systèmes associés au système de captage et de stockage solaire. Un « by-pass » peut être donc employé afin de contourner le passage par le ballon thermique et envoyer le fluide chauffé directement aux systèmes associés. Cette solution ralentit cependant la recharge du ballon et le fonctionnement du système sera également sensible aux variations de la source solaire.

Après qu'il ait épuisé son énergie dans le circuit d'usage (CVC), le fluide caloporteur retourne au ballon de stockage thermique dans sa partie basse ; le fluide est relativement froid par rapport à celui chauffé dans le ballon car il vient de perdre sa chaleur dans le système externe. Dans le ballon, le fluide se chauffe et remonte progressivement vers le haut du ballon où il sera extrait pour l'envoyer à nouveau dans le circuit d'usage.

Or, pendant ce cycle, l'entrée du liquide froid au ballon crée une sorte de jet froid qui se mélange directement au liquide en train de se chauffer dans le ballon ; ce phénomène chaotique diminue fortement la qualité de transfert de chaleur dans le ballon et la performance de système entier sera en conséquence affectée [51], [52].

Des techniques de stratification du fluide stocké améliorent la distribution des températures dans le ballon, ce qui diminue, d'un autre côté, les pertes thermiques dues au phénomène de mélange du fluide relativement froid qui entre au ballon en provenance du circuit d'usage et celui chauffé dans le ballon. La différence de densité du fluide et la transition rapide de la température dans une fine couche de ce liquide forment des couches invisibles du liquide appelées thermoclines. En prenant ce fait en compte, un ballon de stockage thermique peut être divisé en plusieurs couches de ce type lors de sa modélisation.

Actuellement, des recherches sont en cours pour développer d'autres formes de stockage de chaleur latente comme les matériaux à changement de phase d'origine organique ou inorganique. L'intérêt de ce dernier réside essentiellement dans la densité de chaleur accumulée par volume ; en revanche, ces matériaux ont une conductivité thermique basse ce qui complique le processus de recharge et déstockage de la chaleur accumulée [53].

Le stockage du froid reste une option coûteuse qui dépend du régime de fonctionnement de la machine frigorifique choisie ; certains fabricants recommandent parfois l'installation de ce type de stockage pour éviter un fonctionnement intermittent de l'appareil.

2.4.3.1 Modèle du ballon de stockage thermique

La bibliothèque standard de l'outil de simulation TRNSYS offre plusieurs modèles de ballon de stockage thermique. Ces modèles diffèrent dans leurs orientations (horizontal, vertical) et leurs formes (cylindriques, volume variable, etc.).

Pour cette étude, nous allons utiliser le Type 60c qui modélise un ballon de stockage thermique stratifié avec deux entrées et deux sorties de fluide. Pour le besoin de ce travail, nous avons choisi de modéliser le SYSMFS avec deux ballons stratifiés de stockage thermique : un ballon alimente le système de chauffage et de refroidissement et l'autre alimente le circuit d'ESC.

Le volume de chaque ballon est divisé en 8 couches égales en épaisseur afin d'incorporer le phénomène de stratification dans le modèle SYSMFS (Figure 2.9). Cette division en huit couches est considéré comme un équilibre entre la précision et la rapidité du modèle car plus le nombre de couches est grand, plus le modèle est précis et plus le temps de calcul est long [47].

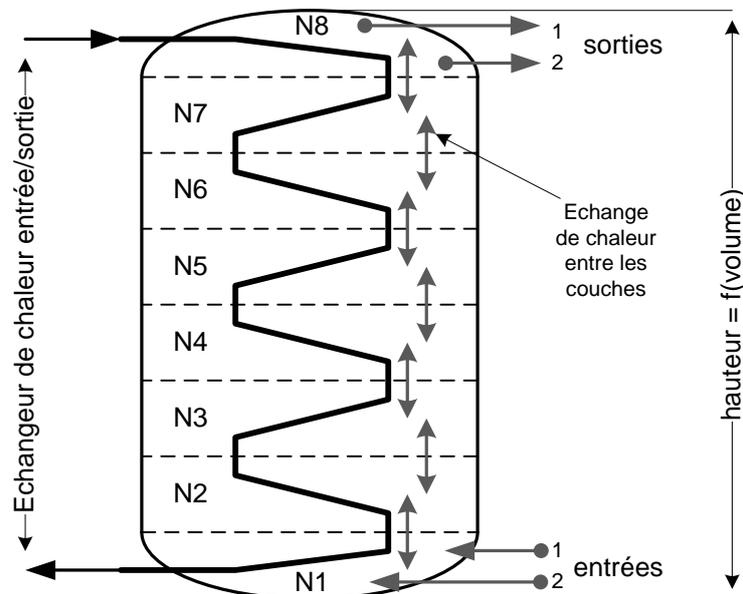


Figure 2.9 : Illustration du principe de modélisation du ballon de stockage thermique

La Figure 2.10 montre l'équilibre d'énergie pour une seule couche du fluide stratifié [23]. Le modèle du ballon prend en compte également le mélange du fluide à l'interface de chaque couche et le phénomène de conduction thermique au long de la paroi de la couche, qui participe à une dé-stratification avec un paramètre de conductivité supplémentaire Δk . Ce terme de conductivité se rajoute à la conductivité totale du fluide dans le ballon.

Trois sources d'énergie sont disponibles dans ce modèle : un échangeur de chaleur à fluide intégré au ballon, une résistance électrique et un brûleur à gaz. Nous n'utilisons que l'échangeur interne qui sera relié au circuit solaire primaire et la résistance électrique qui sert à chauffer le fluide du ballon en cas de besoin.

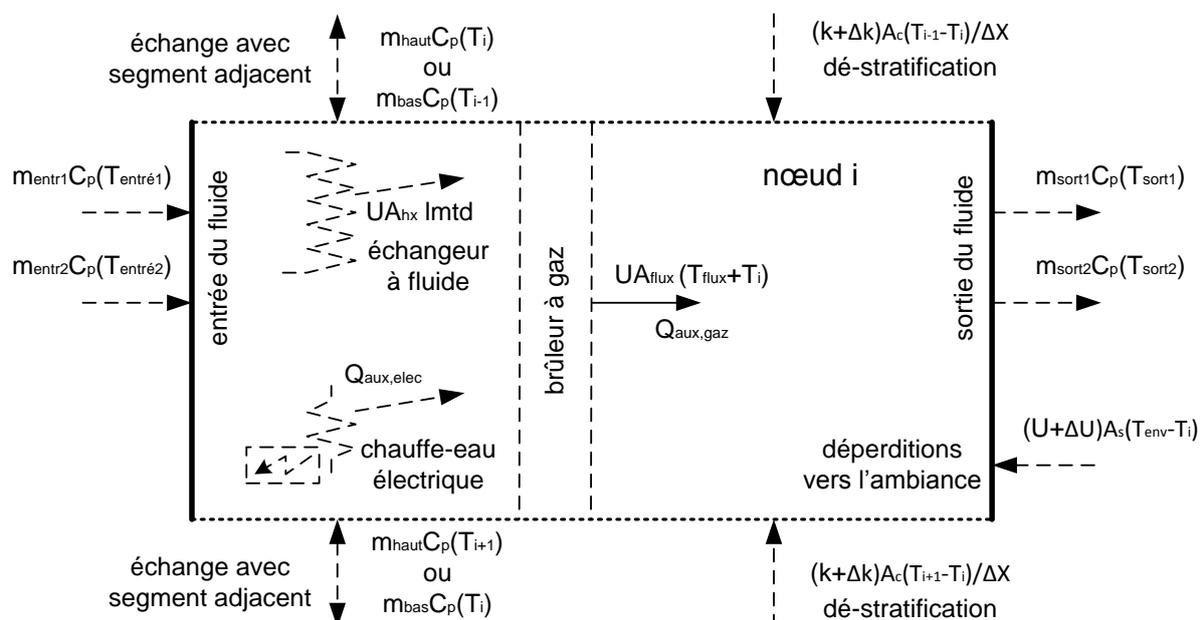


Figure 2.10 : Représentation graphique des flux d'énergie dans une couche [23]

D'après la Figure 2.10 et en combinant tous les flux d'énergie dans une équation différentielle et en tenant compte qu'un débit (m_{haut}, m_{bas}) peut être non nul au moment donné, la température du nœud i est donnée par [23] :

$$\begin{aligned}
(M_i C_p) \frac{dT_i}{dt} = & \frac{(k + \Delta k) A_{c,i}}{\Delta x_{i-1 \rightarrow i}} (T_{i+1} - T_i) + \frac{(k + \Delta k) A_{c,i}}{\Delta x_{i+1 \rightarrow i}} (T_{i-1} - T_i) \\
& + (U_{bln} + \Delta U_i) A_{s,i} (T_{env} - T_i) + UA_{flux,i} (T_{flux} - T_i) \\
& + m_{bas} C_p (T_{i-1}) - m_{haut} C_p (T_i) - m_{bas} C_p (T_i) + m_{haut} C_p (T_{i+1}) \\
& + \gamma_{ctrl} Q_{aux,elec} + UA_{hx1} (lmt d_1) + UA_{hx2} (lmt d_2) + UA_{hx3} (lmt d_3) \\
& + m_{entr1} C_p (T_{entr1}) - m_{sort1} C_p (T_i) + m_{entr2} C_p (T_{entr2}) - m_{sort2} C_p (T_i)
\end{aligned} \tag{31}$$

où M_i est la masse du nœud i , $A_{c,i}$ est la surface de la coupe transversale du nœud i , $A_{s,i}$ est la surface du nœud i , C_p est la chaleur spécifique du liquide dans le ballon, k est la conductivité thermique du liquide dans le ballon, $\Delta x_{i-1 \rightarrow i}$ est la distance du centre du nœud i au nœud ci-dessus, $\Delta x_{i+1 \rightarrow i}$ est la distance du centre du nœud i au nœud ci-dessous, T_{env} est la température ambiante, T_i est la température du nœud i , T_{flux} est la température de l'énergie transférée au flux de gaz pour le bruleur à gaz (non utilisée pour cette étude), U_{bln} est le coefficient de perte du ballon, ΔU_i est le coefficient de perte supplémentaire du nœud i , UA_{flux} est le coefficient de conductance au flux de gaz pour le bruleur à gaz, UA_{hx} est la valeur totale du coefficient UA de l'échangeur de chaleur, $lmt d$ est la différence de température moyenne logarithmique, m_{haut} , m_{bas} sont les flux massiques vers le haut du ballon et vers le bas du ballon, γ_{ctrl} est le signal de contrôle du chauffe-eau électrique, $Q_{aux,elec}$ est l'énergie fournie par le chauffe-eau électrique, m_{entr1} , m_{entr2} sont les flux massiques aux entrées 1 et 2 du ballon, m_{sort1} , m_{sort2} sont les flux massiques aux sorties 1 et 2 du ballon.

L'intégration des dérivées de la température dans l'Équation (31) pour chaque nœud du ballon donne la température du segment correspondant. Le modèle dispose de son propre pas de temps interne afin de minimiser l'erreur. Ainsi, ses résultats ne seront pas affectés par la taille du pas de temps global du solveur.

2.4.3.2 Hauteur du ballon de stockage thermique

Le volume et la hauteur du ballon principal sont deux grandeurs dimensionnantes que l'on cherche à optimiser. En général, la procédure d'optimisation prévoit les variations des grandeurs à optimiser afin de déterminer itérativement leurs valeurs optimales. Un système destiné à être optimiser doit avoir une certaine liberté au niveau des paramètres à optimiser.

La procédure d'optimisation, qui sera mené ultérieurement, demande que le volume du ballon soit variable. Or le volume d'un ballon cylindrique est directement lié à sa hauteur. Suite d'une étude à petite échelle sur le marché des ballons de stockage thermiques, nous avons déterminé la relation entre le volume et la hauteur pour des volumes de moins de $0,6 \text{ m}^3$ par une équation linéaire par régression. Pour les volumes de plus de $0,6 \text{ m}^3$, la hauteur est donnée par une relation adaptée de la Tâche 26 de l'AIE [54] :

$$H_{bln} = 1,737 \cdot V_{bln} + 1,014 : V_{bln} < 0,6 \text{ m}^3 \tag{32}$$

$$H_{bln} = \max(\min(2,2, (1,78 + 0,39 \ln(V_{bln}))), 1,25) : V_{bln} \geq 0,6 \text{ m}^3$$

où H_{bln} est la hauteur du ballon de stockage thermique (m), V_{bln} est le volume du ballon (m^3).

Les valeurs dans l'Équation (32) sont utilisées à des fins de simulation. Elles sont basées sur des informations mis à disposition par les fabricants des ballons de stockage thermiques.

Le volume et la hauteur du ballon d'ECS sont déterminés, quand à eux, en fonction des besoins et du nombre d'occupants du bâtiment ; leurs valeurs seront considérées alors constantes lors de l'optimisation du dimensionnement du modèle SYSMFS.

2.4.4 Modélisation du circuit d'eau chaude sanitaire

Le chauffage solaire d'ECS peut être fait soit rapidement avec des chauffe-eaux instantanés, soit lentement dans un volume de stockage thermique ; la première méthode utilise un échangeur à plaque sans stockage, tandis que l'autre prévoit un ballon de stockage avec un échangeur à fluide intégré ou séparé du ballon selon la configuration du système.

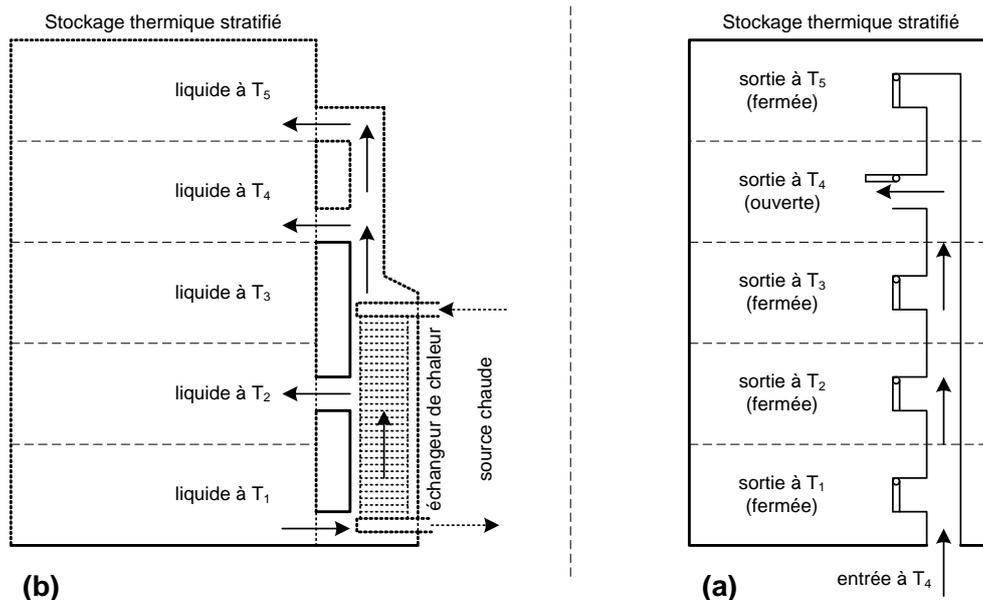


Figure 2.11 : Deux méthodes de stratification dans les ballons de stockage thermique

De point de vue du gradient de la température interne dans le ballon de stockage, les ballons sont soit stratifiés ou complètement mélangés. La stratification peut être obtenue par la convection naturelle sans équipements spéciaux ou par d'autres méthodes plus sophistiquées [3] ; la Figure 2.11 en montre deux par exemple.

Le circuit d'ECS devra respecter quelques normes en vigueur en ce qui concerne la température de stockage d'eau chaude dans le ballon et la température d'eau livrée à l'usage. Pour limiter le développement des bactéries, par exemple, la température de l'ECS ne doit pas descendre en dessous de 60°C dans le stockage. Cette température relativement élevée empêche la formation des bactéries responsable de la légionellose. En même temps, les utilisateurs d'ECS doivent être protégés contre les risques de brûlures de peau aux points de puisage ; l'eau chaude est alors mélangée avec l'eau de la source froide qui baisse sa température au voisinage de 50 °C pour l'usage.

Dans le secteur résidentiel, le besoin énergétique en ECS peut être estimé comme [49] :

$$B_{ECS} = \sum(1,16 V_{ECS} \Delta T I_p) \quad (33)$$

où B_{ECS} est la consommation totale du logement en ECS (Wh), V_{ECS} est le volume d'ECS par jour et par occupant (litre), ΔT est la différence de température entre la température d'eau froide et la température de consigne de l'ECS, I_p est le nombre de personnes vivant dans le logement.

Tableau 2.2 : Consommation d'ECS par nombre de pièces du logement (Source : [49])

Nombre de pièces du logement	1	2	3	4	5
Consommation (litre/jour) à 60°C	40	55	75	95	125

Dans l'Équation (33), la différence de température entre l'eau froide de la source et de la température de consigne de l'ECS est prise normalement proche de 45 °C. Le volume de consommation d'ECS est donné en fonction du nombre des pièces dans le logement comme dans le Tableau 2.2. La consommation mensuelle de l'ECS change selon le mois de l'an ; le Tableau 2.3 donne la répartition de la hausse ou de la baisse estimée à base de 1.

Tableau 2.3 : Répartition mensuelle des consommations d'ECS (Source : EDF : Eau chaude électrique Résidentiel et Tertiaire, Mars 1987)

Mois	janvier	février	mars	avril	mai	juin	Juillet	août	septembre	Octobre	novembre	Décembre
Taux de répartition mensuelle	1,25	1,20	1,10	1,05	1,00	0,80	0,50	0,60	0,90	1,05	1,15	1,4

Pour un logement de cinq pièces (§2.4.1), la consommation de l'eau chaude sanitaire est estimée donc à 125 L/jour (Tableau 2.2). En prenant en compte le taux maximal de l'utilisation pendant le mois de décembre (Tableau 2.3), le volume initial du ballon de stockage d'ECS est de :

$$V_{bln,ECS} = 125 \times 1,4 = 175 \text{ litre} \quad (34)$$

Ce volume est pour le liquide et l'échangeur dans le ballon ; le volume nécessaire pour le modèle SYSMFS est considéré 150 L. Cette valeur est déjà optimale pour ce bâtiment ; elle est considérée comme une valeur fixe durant toutes les étapes suivantes de ce travail. Le besoin total en ECS du bâtiment étudié est estimé ainsi à 30,33 kWh/m²/an.

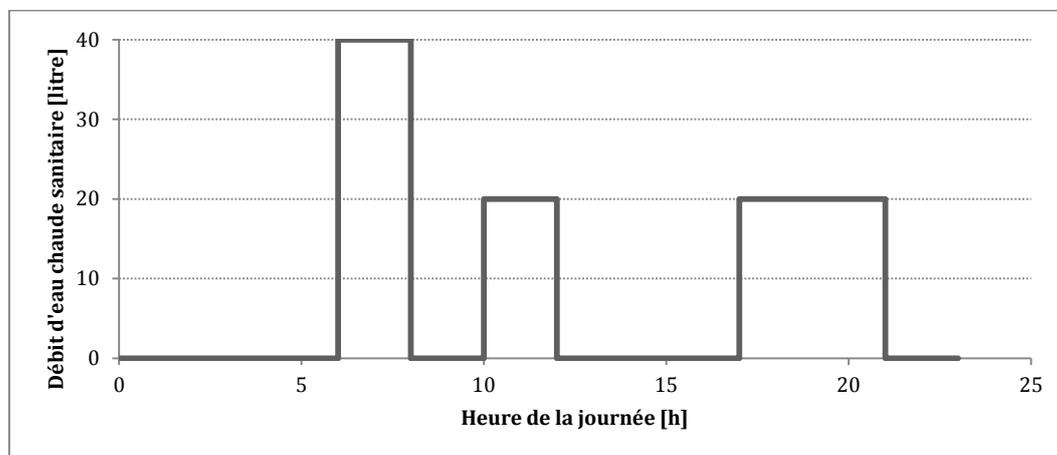


Figure 2.12 : Profil de soutirage d'ECS pour le bâtiment individuel

Le soutirage d'eau chaude n'est pas constant pendant une journée type. Des études ont été menées sur les formes possibles du profil type de consommation journalière suivant la catégorie du bâtiment et la région géographique. La Tâche 26 de l'AIE a proposé une méthode de superposition des consommations diverses afin d'obtenir le profil final; un logiciel a été développé dans ce but. La Figure 2.12 montre le profil de soutirage d'ECS choisi pour être intégré dans le modèle SYSMFS. Ce profil est simple mais il prend en compte les soutirages principaux d'ECS durant une journée : une douche, utilisation simple et un bain le soir. Il peut être alors comparable au profil de probabilité (Figure 2.13) donné par la Tâche 26 [55].

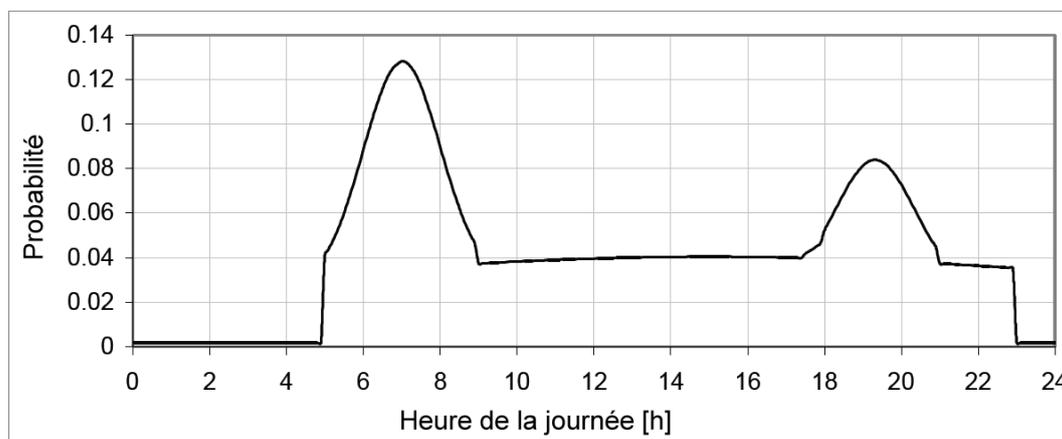


Figure 2.13 : Distribution de probabilité durant la journée avec un pas de temps de 6 minutes (source : [55])

Il est indispensable à la modélisation de définir une fonction qui représente la température d'eau froide en provenance du réseau public d'eau sur un an. La température d'eau froide peut être décrite comme une fonction sinusoïdale qui représente la variation annuelle [3] :

$$T_{eau,src} = T_{moyn} + \Delta T_{eau,amp} \sin\left(360 \frac{t_{sim} + 24 (273,75 - d_{off})}{8760}\right) \quad (35)$$

où $T_{eau,src}$ est la température de l'eau froide de source (°C), T_{moyn} est la température moyenne annuelle de l'eau froide (°C), $\Delta T_{eau,amp}$ est l'amplitude moyenne pour la variation saisonnière de la température de l'eau froide (K), t_{sim} est le temps de la simulation (h), d_{off} est le jour de l'année où la température de l'eau est maximale.

Les valeurs de T_{moyn} , de $\Delta T_{eau,amp}$ et de d_{off} pour la ville de Carpentras sont données dans le Tableau 2.4 conformément à la norme française EN12976-2 [56].

Tableau 2.4 : Facteurs pour l'Équation (35) pour le calcul de la température d'eau froide (source : [3])

Emplacement	T_{moyn} (°C)	$\Delta T_{eau,amp}$ (K)	d_{off} (Jour)
Carpentras	13,5	4,5	19

Le dimensionnement de la surface d'échange de l'échangeur de chaleur intégré au ballon prend en compte la température de l'eau d'entrée et de sortie de l'échangeur, la température moyenne du ballon et la température d'eau froide. La quantité de chaleur stockée dans le ballon ECS peut être donnée par l'équation suivante :

$$Q_{HX,ECS} = \frac{4,19 V_{bln,ECS} (T_{bln,ECS} - T_{eau,src})}{t_{rech,ECS}} \quad (36)$$

où $Q_{HX,ECS}$ est la chaleur transférée par l'échangeur (kW), $V_{bln,ECS}$ est le volume du ballon ECS (litre), $T_{bln,ECS}$ est la température du fluide dans le ballon ECS (°C), $t_{rech,ECS}$ est le temps estimé pour la recharge du ballon (s).

Avant de calculer la surface d'échange, on détermine la différence de températures moyenne logarithmique :

$$lmtd = \frac{dt_{sort} - dt_{entr}}{\ln(dt_{sort} - dt_{entr})} \quad (37)$$

où

$$dt_{entr} = T_{HX,entr} - T_{bln} \quad (38)$$

et

$$dt_{sort} = T_{HX,sort} - T_{eau,src} \quad (39)$$

où $T_{HX,entr}$ est la température d'entrée de l'échangeur (°C), $T_{HX,sort}$ est la température à la sortie de l'échangeur (°C), dt_{entr} est la différence de températures entre l'entrée de l'échangeur et la température du ballon ECS (°C), dt_{sort} est la différence de températures entre la sortie de l'échangeur et la température d'eau froide (°C), $lmtd$ est la différence de températures logarithmique moyenne (K).

Nous considérons que l'échangeur dimensionné est à contre courant ; la circulation du fluide dans l'échangeur est dans le sens inverse du mouvement d'eau chaude dans le ballon d'ECS (mouvement du liquide de bas en haut). La surface d'un échangeur en cuivre peut être ainsi estimée par l'équation suivante :

$$A_{HX} = \frac{1000 Q_{HX,ECS}}{U_{HX} lmtd} \quad (40)$$

où A_{HX} est la surface de l'échangeur intégré du ballon solaire ou du ballon d'ECS (m²) et U_{HX} est le coefficient de transmission thermique de l'échangeur ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$).

La surface de l'échangeur est estimée à 0,65 m² ; nous optons cependant pour une valeur moyenne arrondie de 1 m².

En outre, la pompe qui assure l'alimentation de l'échangeur de chaleur et du ballon d'ECS est dimensionnée en fonction de la chaleur transférée par cet échangeur. Le débit maximal de la pompe solaire de recharge du ballon d'ECS est estimé à 380 kg/h selon l'équation suivante :

$$\dot{m}_{pmp,ECS} = \frac{1000 Q_{HX,ECS}}{C_p (T_{HX,entr} - T_{HX,sort})} \quad (41)$$

où $\dot{m}_{pmp,ECS}$ est le flux maximal de la pompe solaire du ballon ECS (kg/sec) et C_p est la chaleur spécifique du fluide caloporteur (J/kg.K). La puissance électrique de cette pompe est estimée dans le paragraphe §2.5.1.

2.4.5 Modélisation de la tuyauterie

La circulation du fluide dans l'ensemble d'un système hydraulique se fait physiquement par le moyen de tuyaux qui ont un impact thermique et hydraulique sur la circulation de ce fluide.

L'outil de simulation proposé pour la modélisation du SYSMFS dispose d'un modèle de tuyauterie dont le calcul nécessite peu de temps de calcul. Le modèle « Type 30 » de la bibliothèque standard de TRNSYS modélise un élément du tuyau d'une longueur définie. Ce modèle ne prend pas en compte la modélisation hydraulique ou la chute de pression tout au long du tuyau. Il modélise seulement les échanges thermiques du fluide avec l'ambiance.

Inspiré de l'exemple des simulations par la tâche 26 de l'AIE et la norme française EN12976-2 [56], les données techniques de la tuyauterie entre le panneau solaire et l'échangeur interne dans le circuit solaire primaire sont prises comme :

- matériau d'isolation : laine de verre ;
- conductivité thermique du matériau d'isolation : $0,04 \text{ W}/(\text{m.K})$;
- épaisseur de l'isolation : 35 mm ;
- diamètre de tuyau : 50,8 mm ;
- longueur de tuyau (aller + retour) : 30 m [3];
- température ambiante autour du tuyau : 15°C [54].

Dans la pratique, le diamètre du tuyau est lié au débit du fluide qui le traverse. Dû à une difficulté technique liée à l'outil de simulation, nous n'avons pas pu faire en sorte que le tuyau change de diamètre en fonction de la surface du panneau ; nous avons dimensionné la tuyauterie pour le cas le plus défavorable, c'est-à-dire, pour 50 mm.

2.4.6 Modélisation du circuit solaire

Les éléments principaux mentionnés précédemment (§2.4.2, §2.4.3, §2.4.4 et §2.4.5) peuvent être regroupés afin de former le circuit solaire primaire. Le panneau solaire, les deux ballons de stockage thermique, les pompes et la tuyauterie constituent donc le circuit solaire primaire (Figure 2.14).

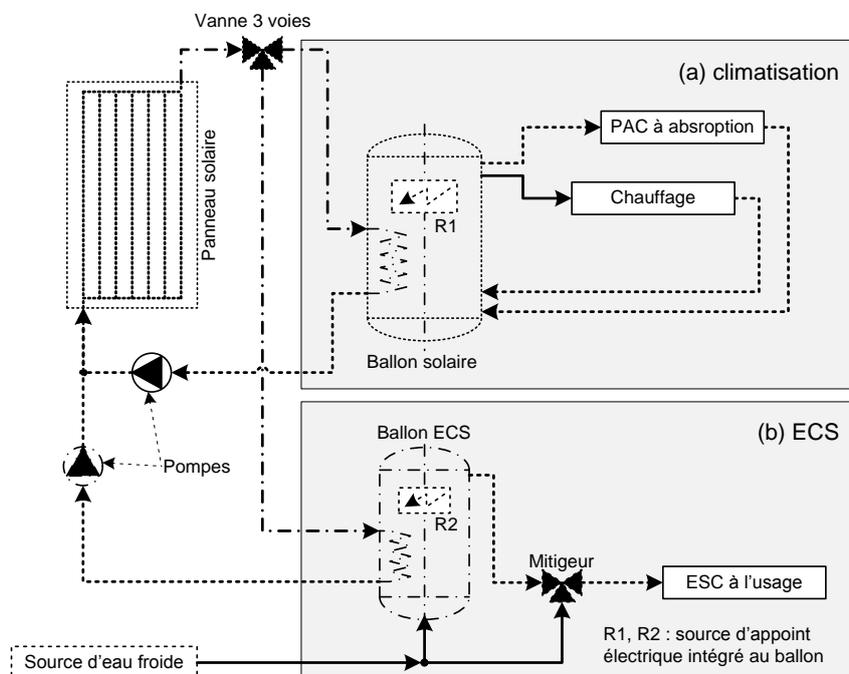


Figure 2.14 : Modélisation du circuit solaire

Selon la configuration présentée dans la Figure 2.14, aucun des deux circuits solaires principaux (circuits a et b dans la Figure 2.14) n'a la priorité absolue en ce qui concerne la recharge par la source solaire. Le panneau solaire alimente ainsi le ballon qui signale une demande de recharge

suivant la température de sa partie basse ; ce qui est d'ailleurs la philosophie de contrôle-commande pour les systèmes solaires.

Au cas où les deux ballons demandent simultanément de la chaleur, le débit du fluide caloporteur provenant des panneaux peut être divisé entre les deux circuits au prorata des débits déterminés pour chaque ballon en fonction de sa charge et le temps de recharge choisi. Le rapport des débits est maintenu par la vanne trois voies installée à la sortie du panneau.

2.4.7 Modélisation de la machine frigorifique à absorption de petite puissance

Le projet ANR ABCLIM-SOL a ciblé l'étude de trois machines frigorifiques à absorption de petites puissances ; des modèles de ces trois machines ont été développés par l'INES dans le but de le tester avec trois types de bâtiments. Lors de ce travail, nous nous intéressons uniquement au modèle de la machine Rotartica présentée dans la Figure 2.15 ; les caractéristiques techniques de cette machine sont présentées dans le Tableau 2.5.



Figure 2.15 : Installation de la machine frigorifique à absorption Rotartica à l'INES (source : F. Boudéhenn / CEA)

Pour atteindre la température d'eau chaude primaire mentionnée dans le Tableau 2.5, le mode d'emploi de la machine recommande des panneaux performants comme des panneaux plans améliorés. La machine est équipée par un système de commande qui mesure la température du fluide chaud dans le circuit primaire. Il démarre la machine quand cette température atteint 85°C. La machine peut ainsi continuer à fonctionner pour les températures entre 55 °C et 100 °C. Au-delà de 100 °C, l'absorbant (LiBr) risque de se cristalliser⁵ dans les échangeurs de la machine empêchant en conséquence le bon fonctionnement de la machine et même son arrêt.

Le modèle développé à l'INES simule le comportement de la machine frigorifique à partir de l'expression des puissances en fonction des températures moyennes arithmétiques de ces trois circuits (eau glacée, refroidissement et régénération) [57] :

$$P_x = U_x \cdot \Delta T_x \quad (42)$$

où P_x est la puissance du circuit d'eau glacée, d'eau de refroidissement ou de régénération de la machine frigorifique à absorption (W), U_x est le coefficient d'échange global (W/K), ΔT_x est l'écart de température de fonctionnement qui peut s'exprimer par la différence entre les températures moyennes arithmétiques interne et externe (K).

⁵ La solution absorbante devient hautement concentrée et des cristaux de LiBr se forment ; ils peuvent boucher les tuyaux ce qui empêche la bonne circulation des fluides. Les causes probables de cristallisation sont : air dans le circuit, température de refroidissement/régénération très élevée ou une panne électrique soudaine.

Tableau 2.5 : Caractéristiques techniques de la machine frigorifique à absorption Rotartica 4.5 kW_{ref}

Propriété	Valeur	Unité
Capacité frigorifique	4,5	kW
Coefficient de performance	0,7	
Consommation électrique	600	W
Circuit d'eau glacée		
Température d'entrée	12	°C
Température de sortie	7	°C
Pertes de charge dans le circuit d'évaporateur	300	mbar
Débit	1188	kg/h
Circuit d'eau de refroidissement		
Puissance de réjection	10,8	kW
Température d'entrée	38	°C
Température de sortie	42	°C
Pertes de charge dans le circuit d'absorbeur/condenseur	800	mbar
Débit	2016	kg/h
Circuit d'eau chaude primaire (régénération)		
Puissance de la source d'eau chaude (à 90 °C)	6,7	kW
Température d'entrée	100	°C
Température de sortie	95	°C
Température minimale	80	°C
Température maximale	120	°C
Pertes de charge dans le circuit du générateur	200	mbar
Débit	1188	kg/h

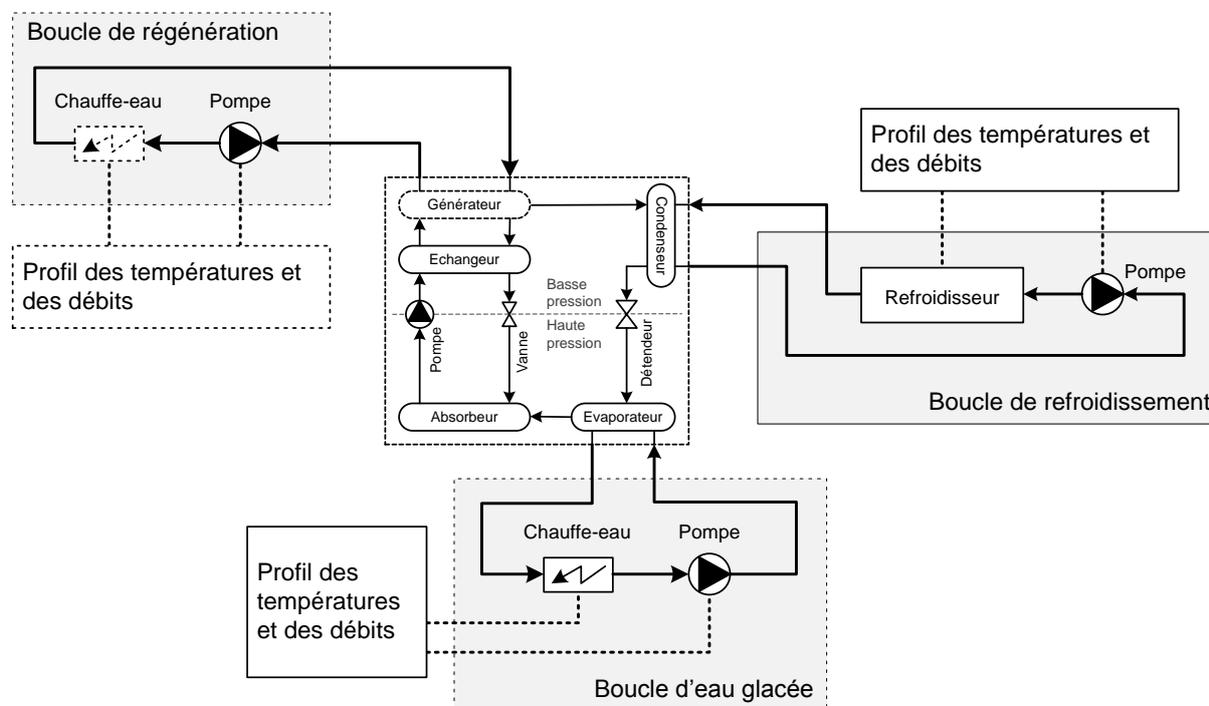


Figure 2.16 : Banc d'essais virtuel du modèle de la machine frigorifique à absorption

Ces températures permettent alors la définition d'une fonction caractéristique qui permet, à son tour, la linéarisation de l'expression des puissances en fonction des coefficients empiriques. Ces

derniers sont déterminés par le calage sur des essais expérimentaux en statique. Le modèle prend en compte également la consommation électrique de la machine qui provient essentiellement du moteur électrique qui fait tourner l'échangeur rotatif.

Préalablement à l'intégration du modèle de la machine frigorifique dans le modèle SYSMFS, il est indispensable de l'essayer dans un banc d'essais virtuel (Figure 2.16). Cette procédure nous permet de mieux comprendre le comportement du modèle vis-à-vis des données empiriques fournies par l'INES.

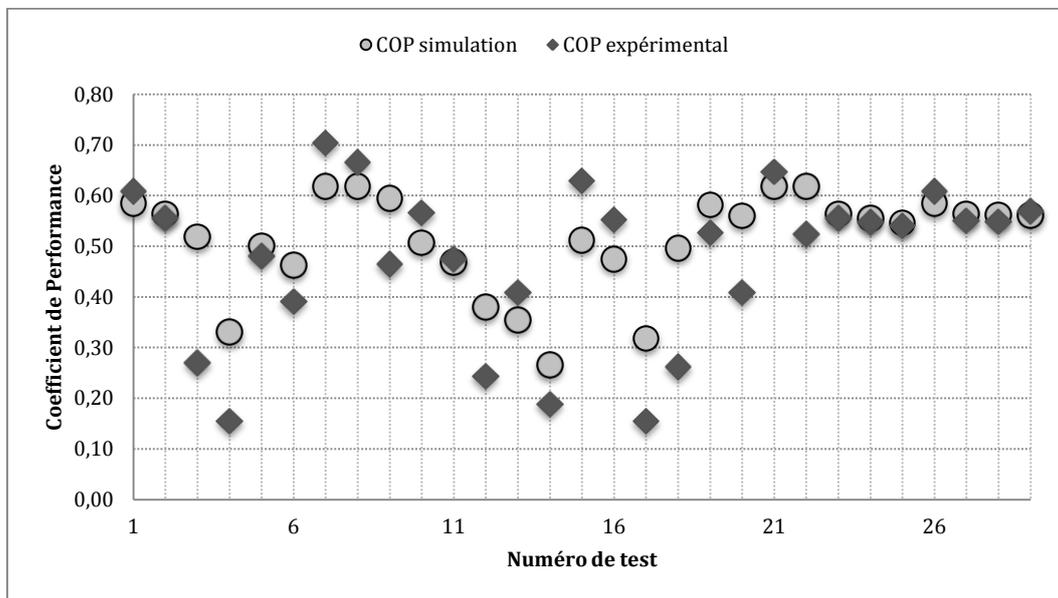


Figure 2.17 : Comparaison du coefficient de performance du modèle avec l'expérimentation

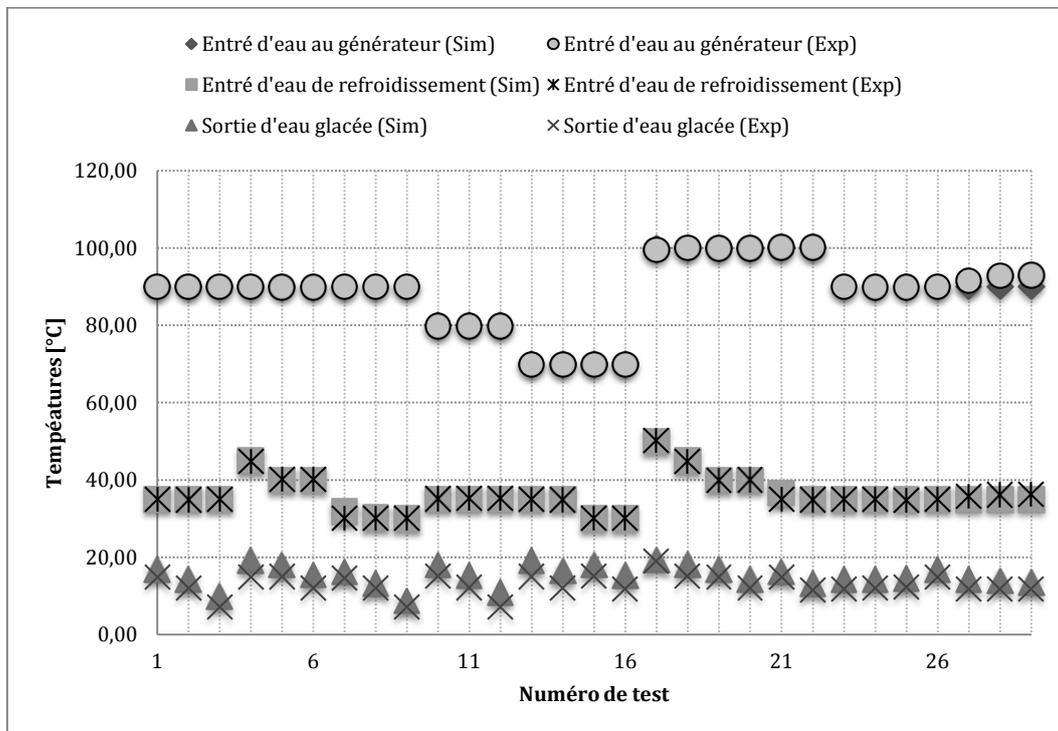


Figure 2.18 : Comparaison des températures dans les trois circuits principaux du modèle avec l'expérimentation

Dans un premier temps, les tests ont montré que cette intégration a réussi comme le montrent les comparaisons avec les résultats empiriques des trois circuits principaux. L'écart des

températures (Figure 2.18) semble négligeable pour le modèle ; tandis que celui du COP (Figure 2.17) est plus important. Ce fait indique que le modèle de la machine a encore besoin d'ajustement futur si on voudrait avoir un modèle SYSMFS plus précis.

D'autre part, ces essais nous renseignent d'avantage sur les limitations du modèle par rapport à la machine physique ; ces limitations et les moyens pour les contourner seront mentionnés ultérieurement.

2.4.8 Modélisation du circuit de refroidissement pour la machine frigorifique

Selon le principe thermique du fonctionnement d'une machine frigorifique à absorption (§0), la quantité de chaleur introduite dans la machine doit être évacuée. La chaleur fournie au générateur de la machine, à laquelle se rajoute la quantité de chaleur extraite dans l'évaporateur, sont évacuées généralement par le moyen d'un circuit de refroidissement. Un « dry-cooler » (échangeur à air) peut être intégré dans le corps de la machine. Dans notre cas, la machine testée et son modèle ne disposent pas d'un tel échangeur.

Une tour de refroidissement humide fermée est alors prévue dans le modèle SYSMFS. Cette technologie de refroidissement a quelques inconvénients reliés à la limite de la température humide de l'air, au besoin en eau d'une source externe, à la formation de brouillard et au risque de Légionellose. D'un autre côté, son avantage réside néanmoins dans un meilleur refroidissement et des températures de fonctionnement assez basses par rapport aux autres méthodes [58].

Le modèle de la tour de refroidissement disponible dans la bibliothèque TESS permet de définir les seuils de température à respecter [59]. La puissance du moteur du ventilateur et le débit d'air sont également manipulables afin d'adapter le modèle au besoin du système associé à la tour. La circulation de fluide dans la tour et entre la tour et la machine se fait par une pompe de circulation qui fonctionne en parallèle avec la machine frigorifique et le ventilateur de la tour.

2.4.9 Modélisation du circuit de diffusion de chaleur dans les locaux desservis

La diffusion de la chaleur dans les locaux forme le dernier anneau dans la chaîne du système de climatisation (chauffage et refroidissement). L'émission, ou l'extraction, de la chaleur nécessite un transfert thermique entre le fluide caloporteur et l'air du local desservi. Ce transfert se fait de plusieurs manières dont l'échange convectif naturel par un plancher chauffant ou l'échange convectif forcé par un ventilo-convecteur (VCV). Le Tableau 2.6 résume les avantages et les inconvénients d'un plancher chauffant (PL) et d'un ventilo-convecteur.

Le mouvement forcé de l'air à travers l'échangeur augmente l'efficacité du transfert thermique et le système de distribution a une petite inertie. L'augmentation du taux de transfert entraîne en conséquence une dissipation rapide de la chaleur. Le régime de température est adapté à ce rythme avec des températures entre 60°C à 70°C en mode chauffage et avec une température autour de 12°C en mode refroidissement [60].

Un système solaire équipé par un plancher chauffant fonctionne à une température moyenne de 35°C. Cette configuration est théoriquement plus adaptée qu'un ventilo-convecteur aux conditions défavorables d'ensoleillement en hiver. L'inertie supplémentaire du plancher engendre une réponse lente du système. La modélisation du plancher et son réglage risque également d'être assez délicats ce qui peut affecter directement la réponse du modèle final du SYSMFS.

En été, un système à plancher chauffant doit intégrer soit un plafond rafraichissant, soit une ventilo-convecteur. Cependant, la présence de ces deux types d'émetteurs en même temps n'est pas couramment rencontrée dans les logements individuels.

Tableau 2.6 : Comparaison de deux méthodes de distribution de chaleur dans les locaux (source : [13])

Méthode	Ventilo-convecteur	Plancher chauffant
avantages	coût d'investissement moins élevé que le plancher chauffant-rafraichissant	faible température de fonctionnement en chauffage
	pas de restrictions concernant l'emplacement du mobilier	silencieux
	presque pas d'inertie (réaction instantanée)	pas de risque de brûlure au contact accidentel
inconvénients	risque de condensation	difficile de changer le type d'émetteurs par la suite
	risque de courant d'air (si mal installé ou mal réglé)	coût d'investissement relativement élevé
	risque de nuisance sonore	nécessite un dimensionnement et installation de très bonne qualité
	consommation des ventilateurs	risque d'inconfort (si mal réglé)
	régime de température de fonctionnement élevé en chauffage	besoin d'appoint au départ à cause de l'inertie élevée du plancher

Prenant ces facteurs en compte, ainsi que la faible inertie du ventilo-convecteur, le choix du ventilo-convecteur pour le modèle de base pourrait s'avérer, dans un premier temps, plus convenable pour l'objectif de cette étude. Une autre solution, à base de plancher chauffant, pourrait être également prévue par la suite pour une étude comparative.

La modélisation d'un plancher chauffant est faite cependant dans le cadre du projet ABCLIM-SOL. Les ingénieurs qui ont travaillé dans le projet ont utilisé le modèle SYSMFS avec un plancher chauffant associé à un bâtiment individuel, un petit collectif et un tertiaire de bureau. Un exemple de ces résultats est présenté dans l'annexe .

2.4.10 Modélisation de l'appoint

La propriété multi-source du SYSMFS provient du fait qu'il intègre au moins deux sources d'énergie : solaire et appoint. La présence de l'appoint électrique intégré au modèle de SYSMFS le rend plus représentatif en termes de performance réelle. Des modélisations similaires dans la littérature ont été basées uniquement sur l'énergie captée (fraction solaire et rendement). Dans ces cas, la simulation négligeait la contribution de la source auxiliaire indispensable dans certains climats [61].

Les systèmes solaires multi-source peuvent être classés en trois catégories principales suivant l'emplacement de leur l'appoint dans le circuit hydraulique. La Figure 2.19 donne une illustration de ces trois catégories ou trois modes :

- mode série où le ballon et l'appoint sont connectés en série permettant ainsi de chauffer le fluide caloporteur à la sortie du ballon, si nécessaire ;
- mode parallèle où l'alimentation en fluide chaud se fait en alternance à partir du ballon ou à partir de l'appoint ;

- mode mixte où l'appoint injecte son énergie directement dans le ballon ; il peut être alors une chaudière ou une résistance électrique.

Le dimensionnement de chaque chauffe-eau électrique se fait proportionnellement au besoin maximal de la section alimentée par cet appoint. La puissance nominale d'appoint est estimée pour le cas le plus désavantageux où le système dépend entièrement de l'appoint (exemple : pas d'ensoleillement pour plusieurs jours). L'énergie d'appoint est exploitée suivant la demande et la température du fluide caloporteur.

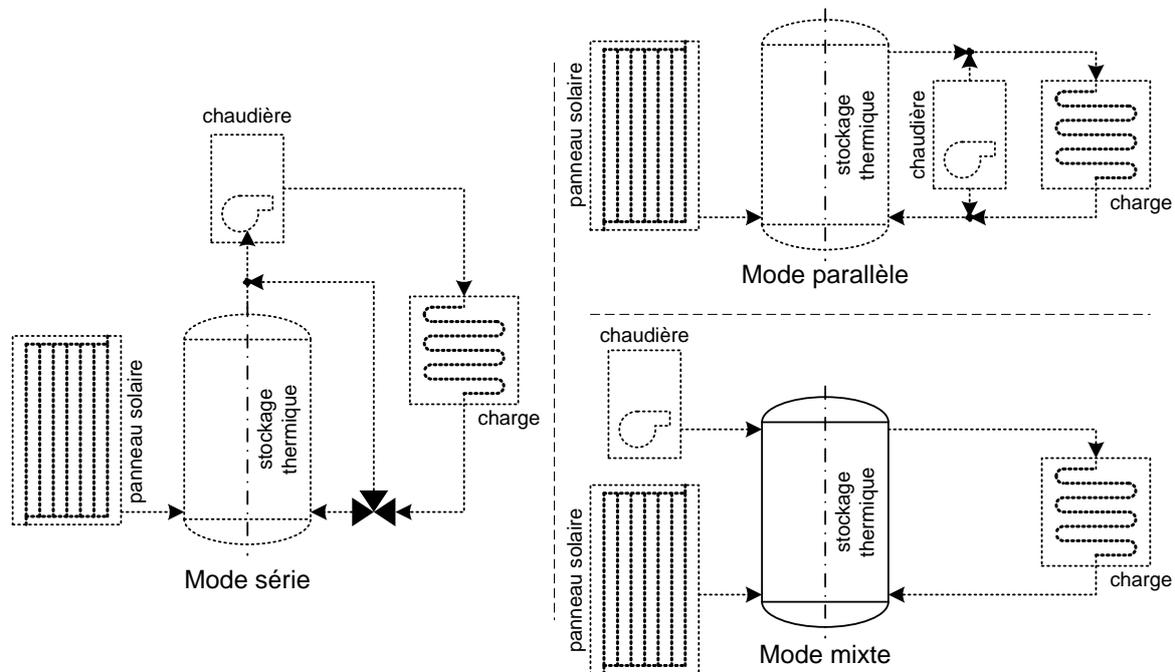


Figure 2.19 : Gestion de l'appoint suivant son emplacement

Le type d'appoint retenu pour ce travail est purement électrique. Ce choix n'implique pas qu'il est la meilleure solution mais il est fait pour permettre l'estimation de la consommation. Le modèle du SYSMFS est équipé par une résistance électrique qui permet d'injecter presque instantanément la chaleur nécessaire au système ; il est également possible de placer la résistance électrique soit directement dans le ballon ou sur une partie externe du circuit suivant les configurations.

Du point de vue du bilan énergétique, l'énergie de la source auxiliaire peut être considérée comme une pénalisation due au manque d'énergie solaire qui entraîne bien entendu un manque du confort thermique. Afin de préserver les conditions du confort, la quantité d'énergie rajoutée par la source auxiliaire sera ainsi considérée comme un surcoût économique supplémentaire. Pour combler ce manque, certains fabricants ont déjà intégré une chaudière à gaz directement dans certains de leurs modèles des ballons solaires [50].

Lors du calcul du coût d'exploitation final, on compte uniquement l'énergie payée par le client ; le coefficient de transition de l'électricité entre le compteur électrique et le point d'épuisement est pris en compte (de l'ordre de 99%). En même temps, une source d'appoint à gaz est probablement la solution la plus prisée sur le marché actuel, le remplacement de la résistance électrique par une chaudière à gaz ou à bois pourrait être envisagé ultérieurement sans changer de manière significative le modèle.

2.4.11 Modélisation de la commande

L'algorithme de contrôle-commande est basé sur un contrôleur de température de type marche/arrêt. Ce contrôleur dépend de l'état de sa sortie à l'instant précédent, γ_{k-1} , afin de déterminer son action à l'instant actuel, γ_k . Illustré graphiquement dans la Figure 2.20, ce principe de fonctionnement peut être exprimé mathématiquement comme :

$$\text{si } \gamma_{k-1} = 1 \text{ et } \Delta T_L \leq (T_H - T_L) \Rightarrow \gamma_k = 1 \quad (43)$$

$$\text{si } \gamma_{k-1} = 1 \text{ et } \Delta T_L > (T_H - T_L) \Rightarrow \gamma_k = 0$$

$$\text{si } \gamma_{k-1} = 0 \text{ et } \Delta T_H \leq (T_H - T_L) \Rightarrow \gamma_k = 1$$

$$\text{si } \gamma_{k-1} = 0 \text{ et } \Delta T_H > (T_H - T_L) \Rightarrow \gamma_k = 0$$

où $\Delta T_L, \Delta T_H$ sont les tolérances basse et haute du contrôleur qui délimitent la zone de hystérésis montrée dans la Figure 2.20 (°C), γ est le signal de contrôle, T_L, T_H sont les limites basse et haute de la température (°C).

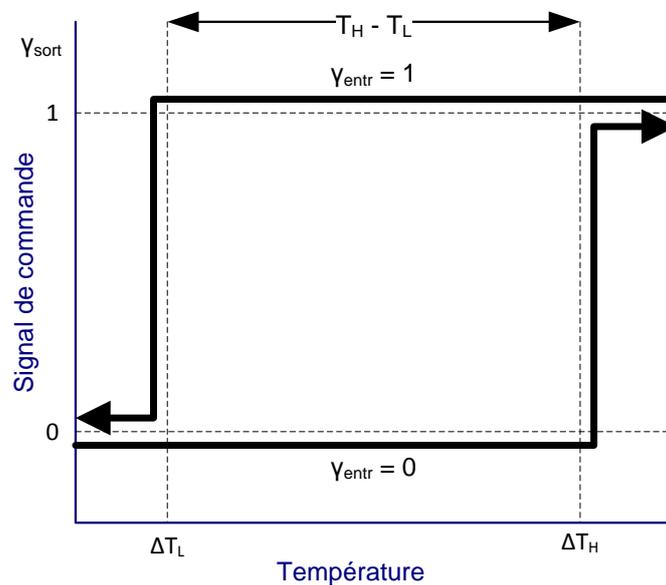


Figure 2.20 : Schéma d'action du contrôleur de type marche/arrêt

La température de consigne est assignée pour chaque contrôleur suivant sa fonction. Tous les contrôleurs dans le modèle ont des tolérances de 0,1 °C pour la valeur basse et 1 °C pour la haute. Une condition supplémentaire s'ajoute aux conditions précédentes par mesure de sécurité :

$$\text{si } T_{entr} > T_{max} \Rightarrow \gamma_{sort} = 0 \quad (44)$$

Cette mesure de protection est largement rencontrée dans les installations domestiques où il faut se protéger des températures extrêmes. Des limites de températures sont introduites, par exemple, dans le modèle SYSMFS ; elles empêchent les pompes solaires de continuer à recharger les ballons quand la température du ballon atteint 95 °C pour le ballon solaire principal et 90 °C pour celui d'ECS. Toutefois, c'est une limite qui a été imposée par le modèle de ballon de stockage thermique.

Au total, le modèle du système comporte quatre contrôleurs : un thermostat pour le chauffage et le refroidissement, deux contrôleurs pour la recharge du ballon solaire et du ballon ECS et un contrôleur pour assurer la gestion de l'énergie solaire captée.

Le thermostat mesure la température de l'air dans les locaux desservis. Il est soumis aux préférences de l'utilisateur qui choisira les températures de confort pour l'été et l'hiver (paramètre de régulation). Par défaut, la température de consigne est fixée à 19 °C en hiver et à 26 °C en été.

La période de chauffage ou de refroidissement est considérée comme un paramètre du modèle. Le refroidissement fonctionne entre le début du mois de juin (jour 151 ou 3624 h) jusqu'à la fin du mois de septembre (jour 273 ou 6552 h) ; en dehors de ces périodes, le système fonctionnera en mode chauffage.

La recharge des ballons par les panneaux solaires est réglée par deux contrôleurs. Quand la température à la sortie du panneau solaire dépasse celle dans la partie basse d'un ballon, la pompe associée à ce ballon est mise en marche. La vanne trois voies, à la sortie des panneaux, dirige le fluide dans la direction du ballon qui a demandé la recharge. Au cas où la commande indique la recharge de deux ballons en même temps, la vanne divisera le débit principal en provenance des panneaux par le rapport :

$$Ta_{van} = \frac{FR_{pmp,sol}}{FR_{pmp,ECS}} \quad (45)$$

où Ta_{van} est le rapport utilisé par la vanne trois voies pour la recharge instantanée de deux ballons, $FR_{pmp,sol}$ est le débit nominal de la pompe de recharge du ballon solaire principal, $FR_{pmp,ECS}$ est le débit nominal de la pompe de recharge du ballon ECS.

Le dernier contrôleur a pour mission d'éviter que la recharge du ballon ECS se déroule en parallèle par la pompe solaire et par l'appoint, ce qui met en avant l'utilisation de la source renouvelable.

Au delà de ce qui était mentionné, l'optimisation des algorithmes de contrôle est toujours possible. Une méthode de contrôle plus avancée (PI, PID), un modèle prédictif (en fonction des prévisions météo) et le confort adaptatif sont des voies à explorer.

2.5 Estimation de la consommation du système

Dans un système multi-sources, la consommation d'énergie peut être classée en deux catégories : une consommation d'appoint et une consommation de nature parasitaire. L'énergie finale consommée s'écrit [3] :

$$E_{tot} = E_{app} + E_{par} = \frac{W_{app}}{\eta_{elec}} + \frac{W_{par}}{\eta_{elec}} \quad (46)$$

où E_{tot} est l'énergie primaire (Wh), E_{app} est l'énergie primaire consommée par l'appoint (Wh), E_{par} est l'énergie primaire consommée par les composants du système (Wh), W_{app} est la consommation de l'appoint (Wh), W_{par} est la consommation des composants du système (Wh), η_{elec} est le coefficient d'efficacité de transport d'énergie qui est considéré égal à 99% (§2.4.10).

La consommation d'appoint représente la part de l'énergie qui se transforme en chaleur par le moyen des résistances électriques ou des chauffe-eaux instantanés. L'estimation de ce genre de consommation est relative à la puissance de l'appareil et la durée de son fonctionnement :

$$W_{app} = \sum_{i=1}^3 \Delta t_{app,i} \cdot P_{app,i} \quad (47)$$

où W_{app} est la consommation d'appoint (Wh), i est le nombre d'appoints dans le système, $\Delta t_{app,i}$ est le temps de fonctionnement de l'appoint (h), $P_{app,i}$ est la puissance de l'appoint (W).

La somme des consommations électriques de tous les composants, hors chauffe-eau, d'un système solaire est considéré par la Tâche 26 de l'AIE comme parasite. Cette consommation comprend la demande électrique des pompes à fluide, de la chaudière et ses accessoires, des vannes équipées par actionneurs, le système de distribution de la chaleur et des contrôleurs programmables. Dans ce contexte, la consommation des composants auxiliaires pour le SYSMFS modélisé est alors :

$$W_{par} = W_{pmps} + W_{blr} + W_{hp} + W_{hdst} + W_{vs} + W_{ctrl} \quad (48)$$

où W_{par} est la consommation des composants du système (Wh), W_{pmps} est la consommation des pompes (Wh), W_{blr} est la consommation de la chaudière (s'il y en a) (Wh), W_{hp} est la consommation de la machine frigorifique à absorption et sa tour de refroidissement (Wh), W_{hdst} est la consommation du système de distribution de la chaleur dans les locaux desservis (Wh), W_{vs} est la consommation des vannes contrôlées (Wh), W_{ctrl} est la consommation des contrôleurs programmables (Wh).

Sachant que le système étudié utilise uniquement une source électrique comme source d'appoint, la consommation de la chaudière est alors considérée nulle dans l'Équation (48). Les autres consommations seront plus détaillées dans les paragraphes suivants.

2.5.1 Consommation des pompes à fluide

La consommation des pompes dans le modèle SYSMFS peut être donnée comme la somme des puissances de toutes les pompes individuelles dans le circuit hydraulique en fonction de leurs durées de fonctionnement :

$$W_{pmps} = \Delta t_{pmp,sol} P_{pmp,sol} + \Delta t_{pmp,ECS} P_{pmp,ECS} + \Delta t_{pmp,sh} P_{pmp,sh} + \sum_{i=1}^3 \Delta t_{pmp,hp,i} P_{pmp,hp,i} + \sum_{j=1}^m \Delta t_{pmp,aux,j} P_{pmp,aux,j} \quad (49)$$

où W_{pmps} est la consommation des pompes (Wh), $\Delta t_{pmp,sol}$ est le temps de fonctionnement de la pompe solaire (pompe dans la boucle solaire) (h), $P_{pmp,sol}$ est la puissance de la pompe solaire (W), $\Delta t_{pmp,ECS}$ est le temps de fonctionnement de la pompe de recharge du ballon ECS (h), $P_{pmp,ECS}$ est la puissance de la pompe de recharge du ballon ECS (W), $\Delta t_{pmp,sh}$ est le temps de fonctionnement de la pompe du système de chauffage (h), $P_{pmp,sh}$ est la puissance de la pompe du circuit de chauffage (W), $\Delta t_{pmp,hp,i}$ est le temps de fonctionnement des pompes à fluide dans les trois boucles du circuit de la machine frigorifique à absorption (h), $P_{pmp,hp,i}$ est la puissance de chaque pompe dans le circuit de la machine frigorifique à absorption (W), $\Delta t_{pmp,aux,i}$ est le temps de fonctionnement de chaque pompe supplémentaire dans le système (h), $P_{pmp,aux,i}$ est la puissance de chaque pompe supplémentaire dans le système (W).

La puissance électrique de la pompe dans le circuit de l'eau glacée de la machine frigorifique peut être évaluée à 17 W pour chaque 1 kW de la puissance de la machine frigorifique associée [62].

Les pompes pour le chauffage, l'ECS, la tour de refroidissement et la boucle de régénération de la machine à absorption ont une consommation présumée invariable avec les paramètres à optimiser dans le modèle SYSMFS. La puissance électrique de chacune de ces pompes est égale à 50 W.

Certaines machines à absorption peuvent, bien entendu, intégrer une ou plusieurs pompes dans le corps de la machine, ce qui n'est pas le cas de la machine étudiée.

La puissance électrique prise en compte lors du calcul de la consommation des pompes est celle du moteur de la pompe. Aucune énergie n'est transférée du moteur au fluide traversant la pompe.

2.5.2 Consommation de la pompe solaire

La pompe solaire se situe dans une position intermédiaire entre le panneau solaire et l'échangeur de chaleur du ballon de stockage thermique. Lors de nos simulations, seule la puissance de cette pompe est modélisée avec l'aide du Type 3b de TRNSYS. Ce modèle calcule le débit massique en fonction du signal de contrôle ; la puissance électrique consommée par le moteur de la pompe est également estimée. Pour le modèle SYSMFS, nous ne considérons pas les gains de chaleur en provenance de composants auxiliaires actifs dans le système ; aucun échange thermique n'est alors permis entre le moteur et le fluide. La température du fluide sortant de la pompe est :

$$T_{pmp,sort} = T_{pmp,entr} + \frac{P_{pmp} F_{par}}{\dot{m} C_p} = T_{pmp,entr} + 0 = T_{pmp,entr} \quad (50)$$

où $T_{pmp,sort}$ est la température de fluide à la sortie de la pompe (°C), $T_{pmp,entr}$ est la température de fluide à l'entrée de la pompe (°C), P_{pmp} est la puissance électrique de la pompe (W), F_{par} est la fraction de la puissance de pompe convertie en énergie thermique fournie au fluide, \dot{m} est le débit massique du fluide, C_p est la chaleur spécifique du fluide (J/kg.K), \dot{m} est le débit du fluide entrant et sortant de la pompe (kg/s).

Le débit du fluide traversant la pompe est :

$$\dot{m}_{entr} = \gamma \dot{m}_{sort} \quad (51)$$

où \dot{m}_{entr} est le débit massique à l'entrée de la pompe (kg/s), γ est le signal de commande pour la pompe, \dot{m}_{sort} est le débit massique à la sortie de la pompe (kg/s).

La puissance à la sortie de la pompe est toujours fonction du signal de commande :

$$P_{pmp} = \gamma P_{pmp,max} \quad (52)$$

où P_{pmp} est la puissance de la pompe (W), γ est le signal de commande pour la pompe, $P_{pmp,max}$ est la puissance nominale de la pompe (W).

Dans le circuit primaire d'un système solaire, la puissance électrique de la pompe solaire est donnée en fonction de son débit nominal ; ce dernier est déterminé, à son tour, par la surface du panneau solaire. La Tâche 26 d'AIE a proposé la formule suivante afin d'estimer la puissance électrique de la pompe solaire principale avec un échangeur intégré au ballon solaire thermique et une surface du panneau pouvant aller jusqu'à 75 m² [3] :

$$P_{pmp,sol} = 0,3 A_{panu}^2 - 2,5 A_{panu} + 50 \quad (53)$$

où $P_{pmp,sol}$ est la puissance de la pompe solaire (W), A_{panu} est la surface du panneau solaire à condition que $A_{panu} \leq 75m^2$ (m^2).

La Figure 2.21 trace l'Équation (53) précédente pour la gamme de puissance requise pour des surfaces entre $5 m^2$ et $75 m^2$. Dans la zone $[0 m^2, 30 m^2]$, la puissance électrique requise peut paraître raisonnable, mais au-delà, elle devient assez élevée.

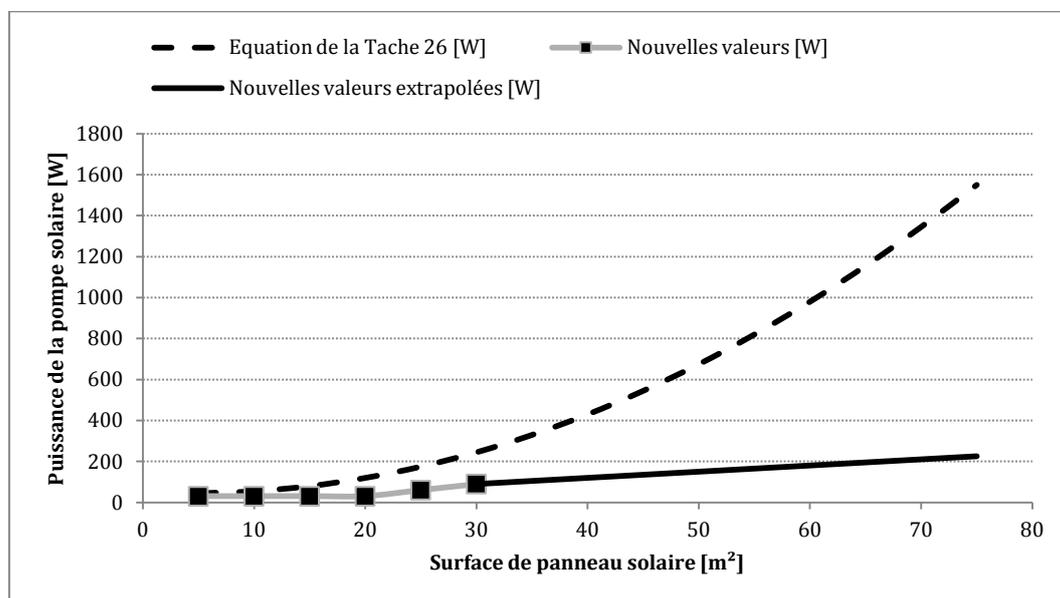


Figure 2.21 : Puissance électrique de la pompe solaire principale

Pour confirmer cette dernière hypothèse, nous avons trouvé dans la littérature trois valeurs de puissance correspondantes à trois gammes de surface du panneau [63] :

$$P_{pmp,sol} = 30 \text{ W} : A_{panu} \leq 20 \text{ m}^2 \quad (54)$$

$$P_{pmp,sol} = 60 \text{ W} : A_{panu} \leq 25 \text{ m}^2$$

$$P_{pmp,sol} = 90 \text{ W} : A_{panu} \leq 30 \text{ m}^2$$

Par extrapolation linéaire, nous avons pu établir une nouvelle équation qui donne la puissance dans la gamme $[30, 75] m^2$:

$$P_{pmp,sol} = 30 \text{ W} : A_{panu} \leq 20 \text{ m}^2 \quad (55)$$

$$P_{pmp,sol} = 3.04 A_{panu} - 4.61 \text{ [W]} : A_{panu} > 20 \text{ m}^2$$

Une comparaison (Figure 2.21) de cette dernière équation avec l'équation (53) montre un écart important entre les deux propositions dans la gamme de surface $[30, 75] m^2$.

La puissance de la pompe peut être estimée d'une manière classique en fonction des pertes de charge dans le circuit solaire primaire. Nous n'avons pas cependant considéré cette approche car nous avons souhaité que la puissance de la pompe soit fonction de la surface du panneau solaire. Du fait que nous ne disposons pas de suffisamment de données pour valider l'Équation (55), nous sommes contraints alors d'utiliser l'Équation (53) pour cette étude.

2.5.3 Consommation du système de distribution de chaleur

La consommation d'un système de distribution de chaleur d'un ventilo-convecteur est donnée par :

$$W_{hdst} = \Delta t_{hdst} P_{hdst} \quad (56)$$

où W_{hdst} est la consommation du système de distribution de la chaleur dans les locaux desservis (Wh), Δt_{hdst} est le temps de fonctionnement du système de distribution de la chaleur, P_{hdst} est la puissance du moteur électrique de ventilateur dans le ventilo-convecteur (520 W pour cinq unités [64]) (W).

Au cas où le système est équipé d'un plancher chauffant, cette consommation pourra être considérée comme négligeable, car le transfert de chaleur à l'air se fait par convection naturelle. La consommation des pompes reliées au système de distribution de chaleur a été déjà définie dans le paragraphe §2.5.1.

2.5.4 Consommation de la machine frigorifique à absorption

Suivant la technologie utilisée, une machine frigorifique à absorption peut avoir un moteur ou une pompe à vide. La machine étudiée a un moteur électrique qui fait tourner l'échangeur rotatif (le tambour). La machine contient également une vanne de contrôle et un contrôleur dont la consommation peut être négligeable lors de la modélisation. La tour de refroidissement humide contient à son tour un ventilateur dont on estime la puissance à 200 W [65].

La consommation de la machine frigorifique à absorption et de la tour de refroidissement associée est donnée par :

$$W_{hp} = \Delta t_{hp} \times P_{hp} \quad (57)$$

où W_{hp} est la consommation de la machine frigorifique à absorption et de la tour de refroidissement (Wh), Δt_{hp} est le temps de fonctionnement de la machine frigorifique et de la tour de refroidissement, P_{hp} est la puissance du moteur électrique de la machine et de la tour de refroidissement (W).

2.5.5 Consommation des contrôleurs et des vannes de contrôle

Le modèle SYSMFS final contient cinq contrôleurs. Pour chaque contrôleur, une puissance de 1 W a été considérée ; la somme totale donne alors la consommation du système de contrôle-commande estimée à :

$$W_{ctrl} = 5 \times 8760 = 43\,800 \text{ Wh} \quad (58)$$

où W_{ctrl} est la consommation des contrôleurs qui fonctionnent pendant 1 an (Wh). De même, le système a une seule vanne trois voies motorisée, ce qui génère une consommation estimée à :

$$W_{vs} = 1 \times 8760 = 8\,760 \text{ Wh} \quad (59)$$

où W_{vs} est la consommation des vannes trois voies motorisées (Wh).

2.6 Pénalités supplémentaires pour le manque de confort thermique

Le confort thermique est un facteur qui doit être satisfait à tout moment. Des inconforts occasionnels sont, bien entendu, acceptables suivant leurs amplitudes et leurs durées. Le facteur économique ne permet pas à lui seul à garantir le confort thermique ; mais si c'est le cas, la comparaison de deux solutions va tourner certainement dans la faveur de la solution la plus économe.

Le confort thermique est un concept qui prend en compte une dizaine des facteurs physiques et physiologiques comme : la température de l'air, la vitesse de l'air, etc. Dans la littérature, Il existe

plusieurs méthodes pour estimer le confort thermique. Pour le modèle SYSMFS, le critère de confort est basé essentiellement sur la température de l'air à l'intérieur des locaux desservis et sur la température de l'ECS délivrée à l'usage.

La pénalité supplémentaire pour la température de l'ECS est donnée pour 45°C par [54] :

$$Q_{pen,ECS} = \sum_{i=1}^{t_{sim}} \Delta t_i \dot{m} C_p \left\{ \left(\max(0, (45 - T_{ECS})) + 1 \right)^x - 1 \right\} + \max(0, (45 - T_{ECS})) \quad (60)$$

où $Q_{pen,ECS}$ est la quantité de chaleur supplémentaire à rajouter à la consommation du système si la température de l'ECS n'est pas celle demandée (Wh), Δt_i est le pas de temps de la simulation (ex. 0,1 h [48]) (h), t_{sim} est le temps total de la simulation (h), \dot{m} est le débit massique (kg/sec), C_p est la chaleur spécifique de l'eau (J/kg.K), T_{ECS} est la température de l'ECS délivrée à l'usage (°C), x est une valeur de l'exponentielle $x = 2$.

La pénalité pour le chauffage est donnée pour 19,5°C par :

$$Q_{pen,sh} = \sum_{i=1}^t \Delta t_i UA \left\{ \max \left(0, \left[\left(\max(0, (19.5 - T_{air})) + 1 \right)^x - 1 \right] + \max(0, (19.5 - T_{air})) \right) \right\} \quad (61)$$

où $Q_{pen,sh}$ est la quantité de chaleur supplémentaire à rajouter à la consommation pour pénaliser le manque de confort en hiver (Wh), Δt_i est le pas de temps de la simulation (ex. 0,1 h [48]) (h), t_{sim} est le temps total de la simulation (h), UA est le coefficient de perte de chaleur pour le bâtiment (W/K), T_{air} est la température de l'air dans les locaux desservis (°C), x est une valeur de l'exponentielle $x = 2$ (Shah, 2002).

La pénalité pour le refroidissement est donnée pour 27°C par :

$$Q_{pen,sc} = \sum_{i=1}^t \Delta t_i UA \left\{ \max \left(0, \left(\max(0, (T_{air} - 27)) + 1 \right)^x - 1 \right) \right\} \quad (62)$$

où $Q_{pen,sc}$ est la quantité de chaleur supplémentaire à rajouter à la consommation pour pénaliser le manque de confort en été (Wh), Δt_i est le pas de temps de la simulation (ex. 0,1 h [48]) (h), t_{sim} est le temps total de la simulation (h), UA est le coefficient de perte de chaleur pour le bâtiment (W/K), T_{air} est la température de l'air dans les locaux desservis (°C), x est une valeur de l'exponentielle $x = 2$ (Shah, 2002).

Les fonctions de pénalité, Équations (60), (61) et (62), que nous employons pénalisent le manque de confort occasionnel avec un incrément sur l'énergie consommée par le système et ainsi sur le coût d'exploitation du système. Ce surcoût est proportionnel de deuxième ordre ($x = 2$) à l'écart de la température consigne, ce qui pénalise sévèrement les mauvaises solutions.

2.7 Validation du modèle SYSMFS

Couramment, la démarche pour la modélisation d'un phénomène passe par une étape expérimentale afin de vérifier et de valider le modèle de simulation proposé.

Pour que les résultats de la modélisation soient corrects, il faut que le modèle et les hypothèses de calcul soit justes. Cependant, le modèle de SYSMFS est très complexe, il contient un nombre

considérable d'éléments qui doivent être paramétrés et des connexions qui doivent être vérifiées. Une vérification exhaustive d'un tel modèle n'est pas pratiquement faisable.

Une autre modalité de vérification du modèle a été proposée dans le contexte du projet ABCLIM-SOL. Il est proposé de comparer les résultats du modèle SYSMFS à ceux d'un système classique sans recours à une source renouvelable. Cette comparaison permet ainsi d'estimer la fiabilité du modèle vis-à-vis d'un système CVC conventionnel.

2.8 Estimation du système de référence

L'évaluation de la validité d'une solution à énergie renouvelable passe avant tout par une comparaison avec une solution classique sans recours à la source renouvelable. Un système de référence peut être alors estimé à partir des données comme les besoins thermiques du bâtiment.

La consommation en énergie du système de référence peut être définie comme :

$$Q_{aux,ref} = Q_{sh} + Q_{ECS} + Q_{dep,ref} \quad (63)$$

où $Q_{aux,ref}$ est la consommation d'énergie de référence (Wh), Q_{sh} est la charge du chauffage (Wh), Q_{ECS} est le besoin énergétique en ECS (Wh), $Q_{dep,ref}$ sont les pertes thermiques subies par le système de référence (Wh).

On considère que la partie chauffage et refroidissement du système de référence n'est pas équipée d'un stockage thermique. Un seul ballon d'ECS subit des pertes thermiques annuelles (c. à d. durant 8760 h) estimées à [3] :

$$Q_{dep,ref} = UA_{bln,ref} (T_{bln,ref} - T_{amb}) \times 8760 \quad (64)$$

où $Q_{dep,ref}$ sont les pertes thermiques subies par le système de référence (Wh), $T_{bln,ref}$ est la température moyenne du ballon ECS de référence (°C), T_{amb} est la température ambiante (°C), $UA_{bln,ref}$ est le coefficient de déperditions thermiques (W/K).

D'après la norme française [66] le volume du ballon de stockage ECS doit être pris égal à 75% du volume de soutirage journalier (estimé à 150 L, §2.4.4) avec un coefficient des déperditions thermiques :

$$UA_{bln,ref} = 0,16 \sqrt{V_{bln,ECS,ref}} \quad (65)$$

où $UA_{bln,ref}$ est le coefficient de déperditions thermiques (W/K). $V_{bln,ECS,ref}$ est le volume du ballon ECS de référence (litre).

Lors du calcul du système de référence, les pertes dues à la tuyauterie sont négligées.

La consommation en énergie primaire de référence est alors :

$$E_{aux,ref} = \frac{Q_{aux,ref}}{\eta_{aux,ref}} \quad (66)$$

où $E_{aux,ref}$ est l'énergie primaire consommée par le système de référence (Wh), $Q_{aux,ref}$ est la consommation d'énergie de référence (Wh), $\eta_{aux,ref}$ est le coefficient d'efficacité annuelle moyenne de 85% [3].

Comme le système de référence n'a pas besoin d'appoint supplémentaire, l'énergie consommée par les composants auxiliaires peut être alors estimée à partir de la somme :

$$W_{par,ref} = W_{pmps,ref} + W_{blr,ref} + W_{hp,ref} + W_{hdst,ref} \quad (67)$$

où $W_{par,ref}$ est la consommation des composants auxiliaires du système de référence (Wh), $W_{pmps,ref}$ est la consommation des pompes du système de référence (Wh), $W_{blr,ref}$ est la consommation de la chaudière du système de référence (Wh), $W_{hp,ref}$ est la consommation de la machine frigorifique du système de référence (Wh), $W_{hdst,ref}$ est la consommation du système de distribution de la chaleur du système de référence (Wh).

D'une manière similaire à l'estimation de la consommation des pompes du modèle SYSMFS, la consommation des pompes du système de référence s'appuie sur la puissance de chaque pompe et sa durée de fonctionnement. La durée de fonctionnement de chaque pompe varie suivant les besoins du circuit dans lequel se trouve cette pompe. Pour les pompes de référence, la consommation est :

$$W_{pmps,ref} = \Delta t_{pmp,sh,ref} P_{pmp,sh,ref} + \Delta t_{pmp,hp,ref} P_{pmp,hp,ref} + \Delta t_{pmp,ECS,ref} P_{pmp,ECS,ref} \quad (68)$$

où $W_{pmps,ref}$ est la consommation des pompes du système de référence (Wh), $\Delta t_{pmp,sh,ref}$ est le temps de fonctionnement de la pompe du système de chauffage de référence (h), $P_{pmp,sh,ref}$ est la puissance de la pompe du circuit de chauffage de référence (W), $\Delta t_{pmp,hp,ref}$ est le temps de fonctionnement de la pompe dans le circuit de la machine frigorifique de référence (h), $P_{pmp,hp,ref}$ est la puissance de la pompe dans le circuit de la machine frigorifique de référence (W), $\Delta t_{pmp,ECS,ref}$ est le temps de fonctionnement de la pompe dans le circuit ECS de référence (h), $P_{pmp,ECS,ref}$ est la puissance de la pompe dans le circuit ECS de référence (W).

Les valeurs des temps de fonctionnement pour le modèle SYSMFS sont calculées au cours de chaque simulation ; pour le système de référence, ces valeurs sont estimées à partir de la puissance disponible et la demande énergétique. Le temps de fonctionnement est estimé pour la pompe ECS à [3] :

$$\Delta t_{pmp,ECS,ref} = \frac{Q_{ECS} + Q_{dep,ref}}{P_{blr,ref}} \quad (69)$$

où $\Delta t_{pmp,ECS,ref}$ est le temps de fonctionnement pour la pompe dans le circuit d'ECS de référence (h), Q_{ECS} est le besoin énergétique en ECS (Wh), $Q_{dep,ref}$ sont les pertes thermiques subies par le système de référence (Wh), $P_{blr,ref}$ est la puissance nominale de la chaudière de référence qui correspondra à la charge thermique $Q_{aux,ref}$ (W).

De même pour la pompe dans le circuit du chauffage :

$$\Delta t_{pmp,sh,ref} = \frac{Q_{sh}}{P_{blr,ref}} \quad (70)$$

où $\Delta t_{pmp,sh,ref}$ est le temps de fonctionnement pour la pompe dans le circuit du chauffage de référence (h), Q_{sh} est la charge du chauffage (Wh), $P_{blr,ref}$ est la puissance nominale de la chaudière de référence qui correspondra à la charge thermique $Q_{aux,ref}$ (W).

La consommation électrique de la chaudière est estimée en fonction de sa puissance :

$$W_{blr,ref} = \Delta t_{blr,ref} P_{blr,ref} \quad (71)$$

où $W_{blr,ref}$ est la consommation de la chaudière de référence (Wh), $\Delta t_{blr,ref}$ est le temps de fonctionnement de la chaudière de référence (h), $P_{blr,ref}$ est la puissance nominale de la chaudière de référence qui correspondra à la charge thermique $Q_{aux,ref}$ (W).

On considère que l'énergie $Q_{aux,ref}$, estimée par l'Équation (63), doit être fournie par une chaudière de référence. Cette chaudière fonctionnera théoriquement pour un temps estimé à :

$$\Delta t_{blr,ref} = \frac{Q_{aux,ref}}{P_{blr,ref}} \quad (72)$$

où $\Delta t_{blr,ref}$ est le temps de fonctionnement de la chaudière de référence (h), $Q_{aux,ref}$ est la consommation d'énergie de référence (Wh), $P_{blr,ref}$ est la puissance nominale de la chaudière de référence (W).

La consommation de la machine frigorifique peut être estimée en fonction de son coefficient de performance :

$$W_{hp,ref} = Q_{sc} \left(1 + \frac{1}{COP_{hp,ref}} \right) \quad (73)$$

où $W_{hp,ref}$ est la consommation de la machine frigorifique (Wh), Q_{sc} est la charge de refroidissement (Wh), $COP_{hp,ref}$ est le coefficient de performance de la machine frigorifique de référence (de l'ordre de 2.5).

Quant au système de distribution de chaleur, il s'agit d'un moteur pour le ventilo-convecteur. Si aucun stockage n'est employé pour le circuit de CVC, la durée de fonctionnement du système de distribution de chaleur de référence peut être considérée égale, dans l'ensemble, à celle de la chaudière et celle de la machine frigorifique :

$$W_{hdst,ref} = (\Delta t_{blr,ref} + \Delta t_{hp,ref}) P_{hdst,ref} \quad (74)$$

où $W_{hdst,ref}$ est la consommation du système de distribution de la chaleur du système de référence (Wh), $\Delta t_{blr,ref}$ est le temps de fonctionnement de la chaudière de référence (h), $\Delta t_{hp,ref}$ est le temps de fonctionnement de la machine frigorifique de référence (h), $P_{hdst,ref}$ est la puissance du moteur électrique du ventilo-convecteur (W), avec :

$$\Delta t_{hp,ref} = \frac{Q_{hp,ref}}{P_{hp,ref}} \quad (75)$$

où $\Delta t_{hp,ref}$ est le temps de fonctionnement de la machine frigorifique de référence (h), $Q_{hp,ref}$ est la consommation d'énergie de référence (Wh), $P_{hp,ref}$ est la puissance nominale de la machine frigorifique de référence (W).

Les consommations électriques du système de régulation et des vannes motorisées sont considérées négligeables pour le système de référence.

La consommation (parasitaire) des composants auxiliaires de référence en énergie primaire :

$$E_{par,ref} = \frac{W_{par,ref}}{\eta_{par,ref}} \quad (76)$$

où $E_{par,ref}$ est la consommation des composants auxiliaires de référence en énergie primaire (Wh), $W_{par,ref}$ est la consommation des composants auxiliaires du système de référence (Wh), $\eta_{par,ref}$ est le coefficient de transition de l'électricité (de l'ordre de 99% §2.4.10).

L'énergie totale primaire consommée par le système de référence est alors :

$$E_{tot,ref} = E_{aux,ref} + E_{par,ref} \quad (77)$$

où $E_{tot,ref}$ est la consommation totale de référence en énergie primaire du système de référence (Wh), $E_{aux,ref}$ est la consommation de référence en énergie primaire (Équation (63)) (Wh), $E_{par,ref}$ est la consommation des composants auxiliaires de référence en énergie primaire (Wh).

L'inertie du système et du bâtiment est considérée comme nulle lors de l'estimation de la solution de référence. Il faut remarquer également que la solution de référence ne prend pas en compte des facteurs dynamiques comme on le fait dans une simulation, par exemple.

2.9 Conclusion du chapitre

Dans ce chapitre, nous avons présenté la base de travail pour la modélisation du SYSMFS. Les schémas types et les composants d'un tel système sont présentés ; un schéma initial basé sur ces schémas a été ensuite élaboré. Les principes de la modélisation des composants principaux du système sont présentés avant de détailler le calcul de consommation pour le système et ses composants. Le modèle ajoute automatiquement des surconsommations (pénalités) au cas où le confort thermique n'est pas respecté par le système ; les fonctions de pénalités sont également indiquées dans ce chapitre.

La validation du modèle avec des données empiriques n'était pas possible durant cette étude. Cependant le principe d'estimation de la consommation d'un système de référence sans recours à l'énergie solaire est présenté. Une comparaison de ce système avec les résultats du modèle SYSMFS vont permettre de valoriser l'économie de ce dernier par rapport au système CVC classique.

