# Optimisation biénergie d'un panneau solaire multifonctionnel : du capteur aux installations in situ

Laetitia Brottier

▶ **To cite this version:**

Laetitia Brottier. Optimisation biénergie d'un panneau solaire multifonctionnel : du capteur aux installations in situ. Mécanique [physics.med-ph]. Université Paris Saclay (COmUE), 2019. Français. NNT : 2019SACLN009 . tel-02133891

**HAL Id: tel-02133891**

**https://theses.hal.science/tel-02133891v1**

Submitted on 20 May 2019

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

université PARIS-SACLAY

NNT : 2019SACLN009

Thèse de doctorat

école normale supérieure paris-saclay

# Optimisation biénergie d'un panneau solaire multifonctionnel : du capteur aux installations in situ

Thèse de doctorat de l'Université Paris-Saclay
préparée à Ecole normale supérieure Paris-Saclay

École doctorale n°579 : sciences mécaniques et énergétiques, matériaux et géosciences (SMEMAG)
Spécialité de doctorat: Energétique

Thèse présentée et soutenue à Cachan, le 29 mars 2019, par

**Mme Laetitia Brottier**

Composition du Jury :

| | |
|---|---|
| Monica Siroux<br>Professeur, INSA de Strasbourg (ICube UMR 7357 GCE) | Présidente du jury |
| Christophe Ménézo<br>Professeur, Université de Savoie (LOCIE UMR 5271 USMB-CNRS) | Rapporteur |
| Mohammed El Ganaoui<br>Professeur, Université de Lorraine/ IUT Longwy (LERMAB) | Rapporteur |
| Rachid Bennacer<br>Professeur, ENS Paris-Saclay (LMT UMR 8535 CNRS) | Directeur de thèse |
| Ya Brigitte Assoa<br>Ingénieur de recherche, CEA (LITEN) | Examinateur |
| Daniel Zenhäusern<br>Wissenschaftlicher Mitarbeiter II, SPF (Institut für Solartechnik) | Examinateur |
| Philippe Papillon<br>Ingénieur de recherche, Ancien expert international du CEA | Examinateur |
| Kamilia Abahri<br>Maître de Conférences, ENS Paris-Saclay (LMT UMR 8535) | Examinateur |

# Avant-Propos

Cette thèse s'inscrit au cœur de mon double parcours de création de l'entreprise DualSun sur un nouveau concept de panneau solaire PVT hybride et d'investigation en grande partie sur mon temps libre des phénomènes physiques pour la prédiction de nos performances systèmes par la modélisation.

Je tiens à remercier chaleureusement mon directeur de thèse Rachid Bennacer pour sa bonne humeur et son indéniable soutien dans les méandres de la physique. Je remercie aussi toute l'équipe du Laboratoire de Mécanique et Technologie de l'ENS Paris-Saclay pour leur appui tant administratif que scientifique pendant cette thèse.

Je tiens évidemment à remercier toute l'équipe DualSun pour leur soutien et leur investissement autour de ce concept novateur, en particulier Jérôme Mouterde mon associé qui dirige avec constance l'entreprise DualSun, mais également Lucien Blanc, Jean-Michel Hugo, Rodrigo José Ruiz García, Gaëlle Terrom, Viktor Vesser, Jean-Marie Drap, Geoffroy Gauthier et Gabriel Blaise qui ont rendu possibles tous les monitorings chez nos clients.

Je remercie aussi les exploitants et les bureaux d'études tiers qui nous ont partagé leurs données, en particulier Sébastien Naudin de Transénergies, Jean-Paul Girard de Dalkia et Romain Jost d'Heliopac.

Je remercie également les équipes de laboratoires qui nous ont permis d'accéder à des données brutes suite aux tests sur les modules PVT DualSun, en particulier Ulrich Fritzsche du TUV Rheinland et Franck Medlege, Matthieu Marriotto et David Cheze du CEA INES.

Une pensée pour mon mari et aux grands-parents, qui ont assuré la garde de mes trois enfants pour me permettre d'avancer le manuscrit pendant les vacances durant ces 6 années.

Je suis convaincue que l'impact sur nos vies du réchauffement climatique et de la raréfaction des ressources fossiles sera lourd dans les années proches, mais je crois fermement que l'énergie solaire apporte un rayon de soleil sur cet horizon obscurci, en garantissant un confort possible – ne serait-ce que des douches chaudes et la possibilité de faire tourner un lave-linge pour tous !
En ces temps où les hommes sont devenus des supers-héros par les machines qu'ils contrôlent grâce à l'énergie, l'application de la science et de son esprit de rationalité est nécessaire pour prendre conscience des enjeux, et faire face à nos externalités. Mais la science ne suffit pas pour changer le monde, comprendre n'est rien si l'on n'agit pas. Comme le dit Gandhi : « *Soyez le changement que vous voulez voir dans le monde* ».

Peut-être que ma petite pierre à l'édifice avec cette réflexion pour augmenter l'utilisation de l'énergie solaire sur des surfaces restreintes de bâtiment par le solaire hybride, mieux compris et de plus en plus compétitif, aidera. Quoiqu'il en soit, j'ai pris du plaisir à comprendre l'inexpliqué, et à manipuler des concepts théoriques pour améliorer la réalité.

# Synthèse

Dans un contexte de lutte contre le réchauffement climatique, le bâtiment est un secteur stratégique du fait de sa forte consommation de chaleur et d'électricité. Le solaire, thermique et photovoltaïque, a de forts atouts pour répondre à cet enjeu avec une compétitivité qui s'accélère. En particulier, le solaire hybride PVT est prometteur avec un double gain : l'extraction de la chaleur sous le module photovoltaïque apporte à la fois un gain de rendement électrique, et un gain de par l'utilisation de cette chaleur pour les besoins du bâtiment. L'état de l'art permet de toucher du doigt la diversité des concepts de solaire hybride, et le PVT plan non survitré à eau a été retenu dans cette thèse. Cette typologie d'hybride constitue l'essentiel du marché à ce jour. Pour faire face à des problématiques de durabilité et de performance, DualSun a conçu un module hybride avec un échangeur en acier inoxydable directement laminé pendant le process du module photovoltaïque.

L'analyse de ces capteurs est faite en Partie I, d'abord avec un modèle 3D de l'échangeur. Ce modèle permet de déterminer des débits minimaux acceptables, de quantifier l'intérêt à ne pas isoler les bords du module et de visualiser que la perte de charge pour ce concept est principalement liée aux entrées et sorties du module mais reste tout à fait standard pour des circulateurs solaires du commerce. Devant les limitations en termes de périmètre et de temps de calcul de ce modèle 3D, des modèles simplifiés sont proposés et comparés. Les résultats de ces modèles simplifiés corroborent une température de stagnation du concept DualSun de l'ordre de 75°C pour un ensoleillement de 1000W/m² et une température ambiante de 30°C, ce qui confirme que le design est intrinsèquement résiliant à la surchauffe même en l'absence de besoins d'eau chaude. Enfin les performances thermiques sur 9 prototypes avec des variations de composition couche par couche ont confirmé que le modèle est robuste. La puissance thermique du design de base (non isolé) est de 758W thermique pour un besoin à 30°C et la puissance photovoltaïque de 250Wc électrique dans des conditions extérieures standards (STC) de 1000W/m² avec une température ambiante de 25°C.

Une analyse système de ces modules intégrés dans un ensemble complexe est réalisée dans la Partie II. Pour le système dit préchauffage d'eau sanitaire en maison individuelle (CESI), les quatre logiciels PVSyst, PVGis, Polysun, Solo sont comparés au logiciel Trnsys avec les Type 295 et Type 816 qui intègrent les deux modèles simplifiés du module définis dans la partie I. Les modèles physiques de ces logiciels sont cohérents entre eux dans le domaine d'utilisation.
Les résultats de ces logiciels utilisés à partir de données statistiques pour la météo et les habitudes de consommation sont comparés à des mesures terrain sur 28 installations CESI hybride chez des particuliers. L'objectif a été de quantifier les erreurs d'estimation des prédictions statistiques par rapport au réel. Si l'écart type sur productible photovoltaïque et les températures maximales atteinte par les modules reliés à l'incertitude sur la météo est faible (environ 10%), l'écart type sur l'estimation du besoin sur la base d'un volume moyen consommé est beaucoup plus forte (de l'ordre de 30%) du fait d'un comportement très irrégulier de consommation chez les particuliers en terme d'heure et de volume de puisage en fonction des jours. Les températures moyennes atteintes au niveau des modules sont supérieures à 45°C pendant la moitié de l'année et permettent un préchauffage effectif du ballon sanitaire. Des couvertures solaires des besoins d'eau chaude de 57-58% sont mesurées près de Lyon.
Dans le chauffage d'eau sanitaire collectif en couplage pompe à chaleur (HP+) ou en chauffage piscine (SP), les modèles statistiques permettent une évaluation des productibles du fait d'une stabilité des besoins. Avec 36 m² de PVT et 73 m² de moquette en source froide de deux pompes à chaleur de 12kW pour 4000L, le solaire a délivré 72% des besoins pour 73 appartements à Marseille sur l'année. 300m² de PVT pour la piscine couverte de 1100m$^3$ à Sète ont permis d'économiser 30% des besoins pour 6000L/j de douches et 20% des besoins de chauffage piscine de juin à septembre.

En conclusion, le solaire hybride devrait être une technologie clé de la transition énergétique pour les bâtiments dans les années à venir, sa compétitivité avec le vecteur électrique est déjà réelle. La technologie est appelée à évoluer pour réduire ses coûts d'année en année à l'instar du photovoltaïque et renforcer ainsi son positionnement face au gaz.

# Nomenclature

| Symbole | Unité | Description |
|---|---|---|
| %BACK | - | Taux de pertes par convection face arrière |
| %OPT | - | Taux de pertes par réflexion |
| %RAD | - | Taux de pertes radiatives |
| %TOP | - | Taux de pertes par convection face avant |
| <Tfluide_moyen> | °C | Température moyennée sur l'épaisseur |
| A | - | Paramètre issu de l'équation bilan sur les cellules PV |
| $A_bord_{gauche}$ | m² | Surface du bord non refroidi du module - à gauche (entrée de fluide en bas, boîte de jonction en haut) |
| $A_bord_{haut}$ | m² | Surface du bord non refroidi du module - en haut (entrée de fluide en bas, boîte de jonction en haut) |
| A_emboutis | m² | Surface de contact entre les plaques plane et emboutie |
| A_fb | m² | Surface de contact entre le fluide et les bords non refroidis, différente en fonction du bord considéré |
| A_fluide | m² | Surface de la plaque plane de l'échangeur refroidie par le fluide |
| A_sf | m² | Surface de contact entre le fluide et le solide |
| a0 | - | Coefficient normatif dans l'équation linéaire de performance thermique (à vent fixé), souvent appelé rendement optique |
| a1 | W/m²/K | Coefficient normatif dans l'équation linéaire de performance thermique (à vent fixé), souvent appelé coefficient de perte |
| Area | m² | Surface de la plaque plane de l'échangeur |
| B | - | Paramètre issu de l'équation bilan sur les cellules PV |
| B | kWh/an | Besoin total |
| B0 | - | Constante pour le calcul du facteur d'angle d'incidence |
| $b_1/c_1$ | W/K/m² | Coefficient normatif dans l'équation linéaire de performance thermique, coefficient de perte à vent nul |
| $b_2/c_3$ | W.s/K/m3 | Coefficient normatif dans l'équation linéaire de performance thermique, coef. d'impact du vent sur le coefficient de perte |
| Becs | kWh/an | Besoins nets d'eau sanitaire |
| Bi | - | Nombre de Biot |

| Symbole | Unité | Description |
|---|---|---|
| $b_u.\eta_0 / c_6$ | s/m | Coefficient normatif dans l'équation linéaire de performance thermique, coef. d'impact du vent sur le rendement dit optique |
| C | - | Paramètre issu de l'équation bilan sur une tranche de fluide |
| C(m) | L/j | Consommation journalière d'eau sanitaire moyennée sur le mois |
| c1-c8 | | Coefficients normatifs dans l'équation de performance thermique issue de la norme ISO9806:2017 |
| Cp | J/kg/K | Capacité thermique massique |
| D | - | Paramètre issu de l'équation bilan sur une tranche de fluide |
| Dc | m | Diamètre de l'emboutis |
| dcp | m | Distance entre les emboutis, centre à centre |
| Dh | m | Diamètre hydraulique (quatre fois le ratio section de passage sur le périmètre mouillé de cette section) |
| Ds | W/K | Coefficient de déperditions du ballon |
| e_backsheet | m | Epaisseur de backsheet |
| e_cell | m | Epaisseur des cellules |
| e_eva | m | Epaisseur d'encapsulant |
| e_inox | m | Epaisseur d'inox |
| e_isolant | m | Epaisseur d'isolant |
| e_verre | m | Epaisseur de verre |
| ebords_inox | m | Demi-largeur du bord non refroidi considéré (distance caractéristique des échanges conductifs) |
| Ee | m | Epaisseur de la plaque plane de l'échangeur (=e_inox pour le design inox) |
| EFF_gnd | ° | Angle d'incidence effectif pour le diffus en provenance du sol |
| EFF_sky | ° | Angle d'incidence effectif pour le diffus en provenance du ciel |
| Egap | eV | Energie du gap du matériau (1,12 eV pour le silicium cristallin) |
| EL | W/m² | Irradiance de grandes longueurs d'onde mesurée dans le plan du capteur (λ>3µm) |
| Em(m) | W/m² | Ensoleillement maximal moyenné sur le mois |
| Et | m | Epaisseur de nappe de fluide |
| Eth | kWh/an | Energie thermique |
| f | - | Coefficient de friction |

| Symbole | Unité | Description |
|---|---|---|
| G | W/m² | Ensoleillement (irradiance solaire hémisphérique) |
| G' | - | Ratio d'ensoleillement sur l'ensoleillement de référence |
| Gb | W/m² | Irradiance directe |
| Gd | W/m² | Irradiance diffuse |
| G(m) | kWh/m² | Irradiation solaire mensuelle sur le plan des capteurs |
| Gref | W/m² | Ensoleillement de référence (1000W/m²) |
| GT | W/m² | Irradiance solaire hémisphérique globale |
| h | W/m²/K | Coefficient d'échange thermique |
| Hback | W/m²/K | Coefficient de convection thermique via la face arrière du module |
| Hedge | W/m²/K | Coefficient de convection thermique via les côtés du module |
| Hfluid | W/m²/K | Coefficient de convection thermique dû au débit de fluide |
| hinf | W/m²/K | Coefficient de convection thermique dû au débit de fluide sur la plaque emboutie |
| Hrad | W/m²/K | Coefficient d'échange radiatif avec le ciel |
| hsup | W/m²/K | Coefficient de convection thermique dû au débit de fluide sur la plaque plane |
| Htop ou Hwind | W/m²/K | Coefficient de convection thermique via la face avant du module |
| I | W/m² | Flux résultant sur l'échangeur (post perte du laminé photovoltaïque) |
| I[A] | A | Intensité de courant du module |
| Io | A | Courant de saturation inverse |
| Iph | A | Photocourant |
| $k_B$ | J/K | Constante Boltzmann (1,381 x$10^{-23}$ J/K) |
| K | W/(m².K) | Coefficient de déperditions thermiques équivalent du circuit de captage |
| Kb(θ) | - | Facteur d'angle d'incidence pour un rayonnement direct dans l'équation de performance thermique (norme ISO9806:2017) |
| Kd | - | Facteur d'angle d'incidence pour un rayonnement diffus dans l'équation de performance thermique (norme ISO9806:2017) |
| keff | W/m/K | Conductivité thermique équivalente de l'ensemble constitué par le fluide, la plaque emboutie et l'isolant |
| Kx, Ky, Kz | W/m/K | Conductivité apparente de la plaque emboutie dans la direction x, y ou z |

| Symbole | Unité | Description |
|---|---|---|
| L | m | Longueur caractéristique (en général, du module) |
| LC | m | Longueur caractéristique pour le nombre de Biot |
| Lenght | m | Longueur du module (1,64 m) |
| LF | m | Largeur de la nappe d'eau |
| $\dot{m}_{in}$ | L/h | Débit de fluide en entrée de module |
| Ncs | - | Nombre de cellules en série |
| Pf | bar | Pression du fluide |
| Pout | bar | Pression en sortie (= pression atmosphérique) |
| Ppv | W | Puissance photovoltaïque |
| Pth | W | Puissance thermique |
| q | C | Charge d'un électron (1,602 $10^{-19}$ C) |
| $R_B$ | m².K/W | Résistance thermique équivalent entre le fluide et l'ambiante en face arrière |
| Re | - | Nombre de Reynolds |
| Rinf | m².K/W | Résistance thermique équivalent pour la plaque emboutie isolée |
| Rinter | m².K/W | Résistance thermique équivalent des cellules (comprises) à la plaque plane (comprise) |
| $R_P$ | m².K/W | Résistance thermique équivalent entre le fluide et le haut des cellules |
| Rs | Ω | Résistance séries |
| Rsh | Ω | Résistance Shunt |
| Rsup | m².K/W | Résistance thermique équivalent pour le verre et l'encapsulant (entre le verre et les cellules) |
| $R_T$ | m².K/W | Résistance thermique équivalent entre le haut des cellules et l'ambiante en face avant |
| Rth_1 | m².K/W | Résistance thermique de la plaque supérieure |
| Rth_2 | m².K/W | Résistance thermique contact entre la plaque plane et la plaque emboutie |
| Rth_3 | m².K/W | Résistance thermique de la plaque emboutie |
| Rth_4 = Rth_isolant | m².K/W | Coefficient de résistance thermique de l'isolant |
| Rth_inox | m².K/W | Coefficient de résistance thermique de l'inox |
| Rth_isolant = Rth_4 | m².K/W | Coefficient de résistance thermique de l'isolant |

| Symbole | Unité | Description |
|---|---|---|
| S1 | °C | Température en sortie du champ de module |
| S2 | °C | Température du bas de ballon |
| S3 | °C | Température du haut de ballon |
| S4 | °C | Température d'eau froide |
| S5 | °C | Température d'eau pré-chauffée en sortie de ballon |
| S6 | °C | Température d'eau chaude post-appoint (Tecs) |
| Tamb | °C | Température ambiante |
| Tback | °C | Température ambiante en face arrière |
| Tbas_max | °C | Température moyenne mensuelle des maxima journaliers du bas de ballon (S2) |
| Tbas_min | °C | Température moyenne mensuelle des minima journaliers du bas de ballon (S2) |
| Tbords | °C | Température maximale du bord considéré |
| Tecs | °C | Température de consommation de l'eau chaude sanitaire |
| TEF | °C | Température d'eau froide |
| Tf = Tfluid | °C | Température du fluide |
| Tf,in = Tin | °C | Température du fluide en entrée du module |
| TF,MEAN = Tm | °C | Température moyenne du fluide |
| Tf,out = Tout | °C | Température du fluide en sortie du module |
| Tfluid = Tf | °C | Température du fluide |
| Tin = Tf,in | °C | Température du fluide en entrée du module |
| Tm = TF,MEAN | °C | Température moyenne du fluide |
| Tm* | K.m²/W | Température réduite |
| Tmax | °C | Température maximale mensuelle en sortie du champ de module (S1) |
| Tmoy | °C | Température moyenne mensuelle des maxima journaliers en sortie du champ de module (S1) |
| Tout = Tf,out | °C | Température du fluide en sortie du module |
| Tpv | °C | Température des cellules |
| T'pv | °C | Différence entre la température des cellules et la température de référence pour les cellules |
| Tref | °C | Température de référence pour les cellules (25°C) |

| Symbole | Unité | Description |
|---|---|---|
| Ts | °C | Température de la phase solide de l'échangeur (inox) |
| Tsky | °C | Température du ciel |
| Tstagn | °C | Température de stagnation |
| $T_{surface}^{local}$ | °C | Température de la surface de la plaque (plane ou emboutie) localement |
| u0 | W/m²/K | Coefficient de convection thermique via la face avant du module, à vent nul |
| u1 | W.s/m³/K | Coefficient de vent pour le coefficient de convection thermique via la face avant du module |
| Uf | m/s | Vitesse du fluide |
| V[V] | V | Tension électrique |
| Vs | L | Volume du ballon de stockage |
| Vwind | m/s | Vitesse de vent |
| Width | m | Largeur du module (0,97 m) |
| X | m | Largeur du bord |
| XCORR | - | Coefficient de correction du modèle TRNSYS en fonction de PVSyst et PVGis |
| XG | m²/W | Coefficient d'ensoleillement pour le rendement photovoltaïque |
| Xiam | - | Facteur d'angle d'incidence global |
| XT | /K | Coefficient d'ensoleillement pour le rendement photovoltaïque |
| Z | m | Epaisseur de la plaque plane sur les bords |
| ZF | m | Epaisseur d'échange conductif entre le bord et le fluide |
| α | Pa.s/m² | Coefficients de frottements visqueux |
| α1 | - | Paramètres électriques spécifiques au produit (Modèle Beyer) |
| α2 | m²/W | Paramètres électriques spécifiques au produit (Modèle Beyer) |
| α3 | - | Paramètres électriques spécifiques au produit (Modèle Beyer) |
| β | Pa.s²/m³ | Coefficients de frottements inertiels |
| γ | - | Facteur de qualité de la Diode (1 à 2) |
| γ_G | - | Paramètre de ventilation arrière |

| Symbole | Unité | Description |
|---|---|---|
| Δ | °C | Différence entre la température de consigne et la température d'eau froide |
| Δ1 | °C | Différence entre la température ambiante diurne et la température d'eau froide |
| Δ2 | °C | Différence entre la température du local et la température d'eau froide |
| δB | - | Ecart relatif entre le besoin total supposé et le besoin total réel |
| ΔTi | °C | Différence de température entre la face supérieure et inférieure de l'isolant |
| ΔTstagn_MPP/OC | °C | Différence de température de stagnation entre un module OC et MPP |
| ε | - | Emissivité |
| ζ | - | Coefficients de friction pour les pertes de charges singulières |
| $\eta_0$ | - | Coefficient normatif dans l'équation linéaire de performance thermique, rendement dit optique à vent nul |
| $\eta_{onduleur}$ | - | Efficacité moyenne des micro-onduleurs Enphase M215 |
| ηp | - | Efficacité de la boucle de captage (pris à 0,7 par défaut) |
| ηpv | - | Rendement photovoltaïque |
| ηpv_ref | - | Rendement photovoltaïque de référence (à G=1000W/m², Tamb=25°C) |
| ηpv_stagn | - | Rendement électrique à la température de stagnation Tstagn |
| ηth | - | Rendement thermique |
| θ | ° | Inclinaison du module |
| λ_backsheet | W/m/K | Conductivité du backsheet |
| λ_cell | W/m/K | Conductivité des cellules |
| λ_eva | W/m/K | Conductivité de l'encapsulant |
| λ_inox | W/m/K | Conductivité de l'inox |
| λ_isolant | W/m/K | Conductivité de l'isolant |
| λ_verre | W/m/K | Conductivité du verre |
| λf | W/m/K | Conductivité du fluide |
| λs | W/m/K | Conductivité de la phase solide (inox) |
| μf | Pa.s | Viscosité dynamique du fluide |
| μIsc | A/K | Coefficient en température pour l'intensité de courant PV |

| Symbole | Unité | Description |
|---|---|---|
| ν | $m^2/s$ | Viscosité cinématique du fluide |
| ρ ou ρf | $kg/m^3$ | Densité du fluide |
| σ | $W/m^2/K^4$ | Constante de Stefan-Boltzmann (~5,67 $x10^{-8}$ $W/m^2/K^4$) |
| τα | - | Coefficient de transmitto-absorbance |
| φ | $W/m^2$ | Densité de flux |
| ϕcc | W | Flux convectif |
| ϕcd | W | Flux conductif |
| ϕimposé | $W/m^2$ | Densité de flux pour un test spécifique |
| φrad | $W/m^2$ | Flux radiatif |

| Indices | Description |
|---|---|
| (m) | la moyenne mensuelle |
| Back | la face arrière (opposée au flux solaire) |
| backsheet | le backsheet |
| CC | les échanges conducto-convectifs |
| CD | les échanges conductifs |
| cell | les cellules |
| F = FLUID | le fluide |
| IN | l'entrée du (champ de) module(s) |
| inox | l'inox |
| isolant | l'isolant |
| OUT | la sortie du (champ de) module(s) |
| PV | le photovoltaïque |
| Rad | les échanges radiatifs |
| TH | le thermique |
| Top | la face avant (recevant le flux solaire) |
| verre | le verre |

# Table des matières


I. Etat de l'art et problématique ..... 14

1.1. Contexte économique : marché solaire et réglementation thermique du bâtiment ..... 14

1.2. Recherche sur le module hybride ..... 19

1.3. Les limites technologiques de l'état de l'art ..... 22

1.4. Design échangeur inox « en nappe » ..... 25

1.5. Etat de l'art de la recherche sur les systèmes hybrides ..... 27

1.6. Démarche pour la thèse ..... 33

**Partie I – à l'échelle du module** ..... 34

II. Modèle 3D ..... 36

2.1. Géométrie ..... 37

2.2. Conditions aux limites ..... 38

2.3. Présentations des différentes méthodes de modélisation numérique ..... 40

2.3.1. Simulation numérique directe ..... 40

2.3.2. Simulation numérique directe simplifiée : Modèle de Conduction Coque ..... 41

2.3.3. Changement d'échelle ..... 41

2.3.4. Stratégie de modélisation ..... 43

2.4. Simulations directes d'un motif élémentaire ..... 43

2.4.1. Géométrie ..... 43

2.4.2. Maillage ..... 44

2.4.3. Champs de vitesses et de températures ..... 45

2.4.4. Coefficients d'échange de chaleur ..... 47

2.4.5. Propriétés effectives ..... 51

2.5. Résultats du modèle global ..... 53

2.5.1. Géométrie du modèle poreux ..... 53

2.5.2. Rendement thermique ..... 55

2.5.3. Profils de vitesse en fonction du débit ..... 59

2.5.4. Pertes de charges ..... 62

2.5.5. Profil de température ..... 75

2.6. Conclusion sur le modèle 3D ..... 86

III. Modèles simplifiés ..... 88

3.1. Modèle photovoltaïque dans les modèles simplifiés ..... 88

3.2. Modèle énergétique unidirectionnel (1D) ..... 91

3.3. Lien avec le modèle linéaire normatif (ISO9806) ..... 94

3.4. Hypothèses pour $H_{RAD}$ ..... 99

3.5. Hypothèses pour $H_{FLUID}$ ..... 101

3.6. Hypothèses pour $H_{WIND}$ (=$H_{TOP}$) ..... 102
3.7. Synthèse du modèle avec les hypothèses sur les coefficients ..... 109
3.8. Mesures de performances et température de stagnation sur le module ..... 112
3.9. Mesures de performance de 9 prototypes ..... 124
**Partie II – à l'échelle du système** ..... 132
IV. Analyse de chauffe-eaux solaires individuels hybrides ..... 132
4.1. Présentation de la démarche ..... 132
4.2. Validité de l'approche quasi-statique, mesure du temps de réponse ..... 134
4.2.1. Choc d'eau froide sous ensoleillement ..... 134
4.2.2. Mesures normative au laboratoire TUV (Allemagne) ..... 136
4.3. Introduction au Chauffe-Eau Solaire Individuel (CESI) hybride ..... 137
4.4. Présentation des logiciels de prédiction ..... 140
4.4.1. Modèles électriques ..... 140
4.4.2. Modèles thermiques ..... 145
4.5. Présentation des 28 installations CESI pilotes ..... 151
4.6. Analyse du biais des statistiques d'ensoleillement ..... 160
4.6.1. Production photovoltaïque ($E_{PV}$) ..... 160
4.6.2. Maximum mensuel et absolu des températures des panneaux solaires ..... 163
4.6.3. Moyenne des maximums des températures journalières des panneaux solaires ..... 167
4.7. Analyse du biais des statistiques de comportement ..... 173
4.7.1. Volume de consommation journalier et la température de consigne ..... 173
4.7.2. Profil de puisage ..... 177
4.7.3. Température d'eau froide ..... 179
4.7.4. Besoin net (Becs) ..... 182
4.7.5. Pertes ballon et besoin total ..... 185
4.8. Impact de ces biais sur les performances thermiques ..... 191
4.8.1. Température de bas de ballon ..... 191
4.8.2. Critère de bon fonctionnement ..... 193
4.8.3. Production de chaleur solaire (Eth) ..... 197
4.8.4. Couverture solaire des besoins ..... 201
4.9. Conclusion sur les performances globales ..... 203
4.10. Synthèse de l'analyse pour les CESI ..... 204
V. Autres systèmes ..... 206
5.1. HP+ : Couplage à une pompe à chaleur eau-eau ..... 206
5.2. SP : Chauffage d'une piscine intérieure ..... 210
VI. Conclusions et perspectives ..... 215
Bibliographie ..... 217

# I. Etat de l'art et problématique

Ce travail de thèse porte sur les panneaux solaires biénergies photovoltaïque et thermique. Dans un premier temps le contexte mondial dans lequel s'inscrit cette technologie sera présenté puis un état de l'art de la recherche sur les modules et les systèmes hybrides et ses limitations, avant de rentrer dans la problématique retenue pour notre étude.

## 1.1. Contexte économique : marché solaire et réglementation thermique du bâtiment

L'intégration de l'énergie solaire devient incontournable dans les bâtiments, cette tendance est doublement tirée :

- d'une part par la **compétitivité** du photovoltaïque comme matériaux de couverture
- d'autre part par la généralisation du **bâtiment responsable** (E+/C-) à horizon 2020

Face au défi majeur du changement climatique, la France a pris des engagements ambitieux d'abord avec les lois Grenelle de 2009, puis avec la **loi de Transition Energétique** de 2015 :

- Réduire les émissions de gaz à effet de serre de 40 % entre 1990 et 2030 et diviser par quatre les émissions de gaz à effet de serre entre 1990 et 2050 (facteur 4).
- Réduire la consommation énergétique finale de 50 % en 2050 par rapport à la référence 2012 en visant un objectif intermédiaire de 20 % en 2030 ;
- Porter la part des énergies renouvelables à 23 % de la consommation finale brute d'énergie en 2020 et à 32 % en 2030

Ces objectifs sont cohérents d'abord avec le **paquet climat énergie** de l'Europe de 2007 qui vise à réduire les émissions de gaz à effet de serre de 20 % (référence : 1990); porter à 20 % la part des énergies renouvelables dans la consommation d'énergie et améliorer l'efficacité énergétique de 20%. Ensuite avec l'**Accord de Paris** (COP21) adopté en 2015 qui prévoit de contenir d'ici à 2100 le réchauffement climatique '' bien en dessous de 2 °C par rapport aux niveaux préindustriels '' avec une étape en dessous de 40 Gigatonnes d'émission en 2030 et une neutralité carbone dans la deuxième moitié du siècle.

En France, le bâtiment représente près de 45% de la consommation énergétique nationale et de plus 25 % des émissions de gaz à effet de serre. Un des leviers d'action est la construction neuve, cadrée par la **Réglementation Thermique (RT)**. Avec la **RT2012**, qui s'applique depuis le 1er janvier 2013 aux maisons individuelles, la réglementation a généralisé le concept de bâtiment à basse consommation (BBC) et limite l'autorisation de consommation d'énergie primaire à 50 kWh/m²/an en moyenne. Pour les maisons individuelles s'ajoutent l'obligation de recours aux énergies renouvelables.

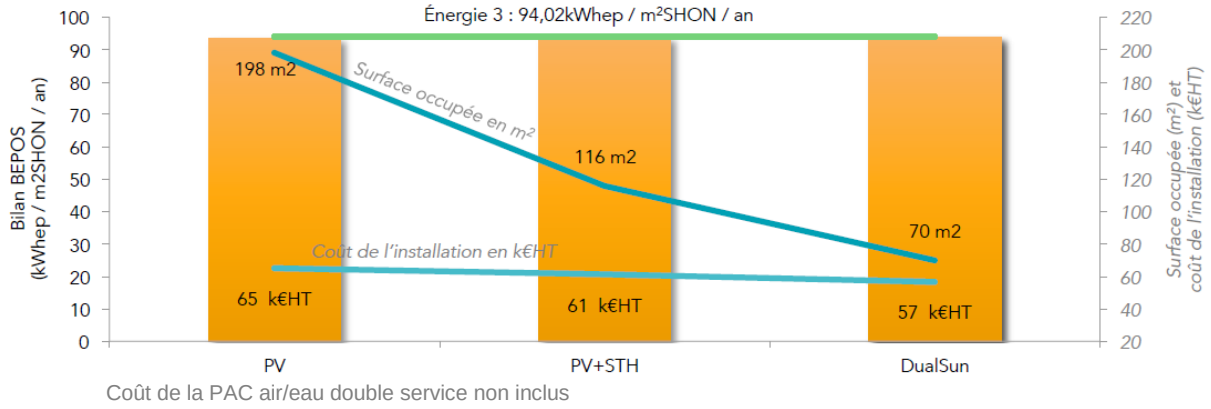
On remarque dans la pratique que le droit à surconsommer des logements collectifs (57,5kWh/m²/an) ne rend plus nécessaire l'intégration d'un poste eau chaude efficace. Dans les maisons individuelles, c'est majoritairement le ballon thermodynamique qui est retenu comme source d'énergie renouvelable. Ainsi à court terme, le solaire semble évincé du neuf.

Cependant, cette tendance du solaire dans les bâtiments deviendra inéluctable avec la généralisation du bâtiment à énergie positive à horizon 2020. Cette fois, la réflexion sur les besoins d'électricité spécifiques (et non plus seulement l'éclairage et la climatisation), incite à compléter la production locale de chaleur pour l'eau sanitaire, par la production d'électricité pour le bâtiment. Le **label Energie Carbone E+/C-** (http://www.batiment-energiecarbone.fr/evaluation/documentation/) qui préfigure la

RE2020 a été promulgué fin 2016, et est le support officiel pour l'**exemplarité des bâtiments publics** (décret n° 2016-1821 du 21 décembre 2016) qui a été inscrite dans la loi de transition énergétique de 2015 et le **bonus de constructibilité** (décret n° 2016-856 du 28 juin 2016). Les arrêtés précisent qu'il s'agit de ne pas dépasser le niveau Energie 3 du label (RT2012 réduit de 20% à laquelle s'ajoutent les consommations autres usages réduit de 20kWhep/an).

Dans ce contexte où l'énergie du bâtiment et le solaire seront de plus en plus intrinsèquement liés, le solaire hybride est prometteur. La technologie permet d'utiliser la même surface pour fournir à la fois de l'électricité **ET** de l'eau chaude au bâtiment, grâce à l'énergie solaire.

En guise d'exemple on citera l'étude du bureau d'étude TRIBU ENERGIE, pour un bâtiment neuf de 40 logements (R+5) d'une surface SHAB de 2103m² en zone H3 dont l'altitude est inférieure à 400m avec un BBio égal à BBioMax-20%, équipé d'une pompe à chaleur (PAC) air-eau double service en appoint, une perméabilité de un, et une ventilation simple flux Hygro B. L'analyse a montré que le module hybride DualSun est sous le seuil Energie 3 de 94,02kWhep/m²SHON/an, pour 70m² de module, là où il faudrait 198m² de modules photovoltaïques et 116m² pour du solaire thermique et photovoltaïque (76m² PV et 40m² ST) (Figure 1). L'hybride occupe donc 65% moins de place en toiture et, de plus, est moins chère qu'une solution photovoltaïque pour le niveau Energie 3 du label E+/C-.




Surface SHAB de 2103m² ; altitude < 400m ; BBio = BBioMax-20%, appoint : pompe-à-chaleur air-eau double service ; perméabilité = 1, ventilation : simple flux Hygro B

*Figure 1 : Etude E+/C- niveau Energie 3, bâtiment R+5 de 40 logements en zone H3, comparaison des solutions solaires [bureau d'études Tribu Energie]*

L'autre pan de la pénétration du solaire dans le bâtiment est la compétitivité de la technologie.
La courbe d'apprentissage représente le prix du système en fonction de la capacité cumulée installée. La pente de la courbe d'apprentissage est d'environ 15% que ce soit pour le solaire photovoltaïque comme pour la chaleur solaire d'après Orozaliev *et al.* 2017 de l'université de Kassel (Figure 2). L'évolution de la capacité installée de photovoltaïque est particulièrement impressionnante : en 25 ans, il s'est installé plus de 300GW dans le monde !

Ces baisses impressionnantes de coûts en peu de temps sont dues à des améliorations technologiques comme en témoignent les courbes des meilleurs rendements cellules en laboratoire mis à jour par NREL (Figure 3), et à un investissement massif d'entreprises chinoises dans des équipements industriels. La capacité moyenne par entreprise pour le top 10 des fabricants de modules (Tableau 1) est d'environ 5GW/an en 2017 contre 1GW/an en 2012 (Top 10 en 2012 : SolarPower Europe, 2013). C'est également cette combinaison de facteurs qui explique que le solaire photovoltaïque a largement pris le pas sur le solaire thermique à concentration pour l'électricité solaire (Gaspar, 2013).

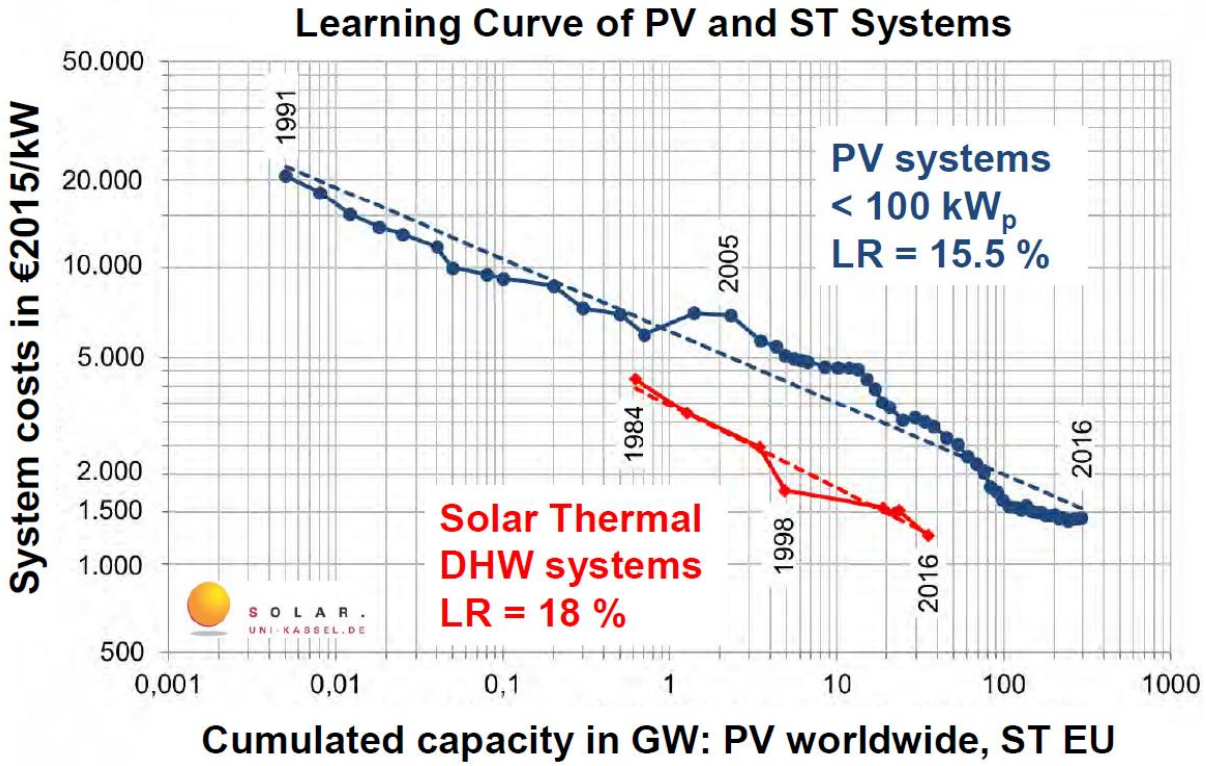



*Figure 2 : Courbe d'apprentissage du photovoltaïque et solaire thermique [Orozaliev et al., 2017]*

| Rang en 2017 | Entreprise | Siège social | | Expéditions* |
|---|---|---|---|---|
| **1** | JinkoSolar | Chine | | 9,8 GW |
| **2** | Trina Solar | Chine | | 9,2 GW |
| **3** | Canadian Solar | Canada | | 6,8 GW |
| **4** | JA Solar | Chine | | 7,1 GW |
| **5** | Hanwha Q CELLS | Corée du Sud | | 3,4 GW |
| **6** | GCL-SI | Hong Kong | | 4,8 GW |
| **7** | LONGi Solar | Chine | | 4,5 GW |
| **8** | Risen Energy | Chine | | 3,1 GW |
| **9** | Shunfeng | Chine | | 2,4 GW |
| **10** | Yingli Green | Chine | | 2,9 GW |

**issues de leurs publications début 2018 des résultats financiers sur l'année 2017 (colonne non inclue dans la source citée)*

*Tableau 1 : Top 10 des fabricants de modules photovoltaïques en 2017 (par volume d'expédition) [pv-tech.org]*

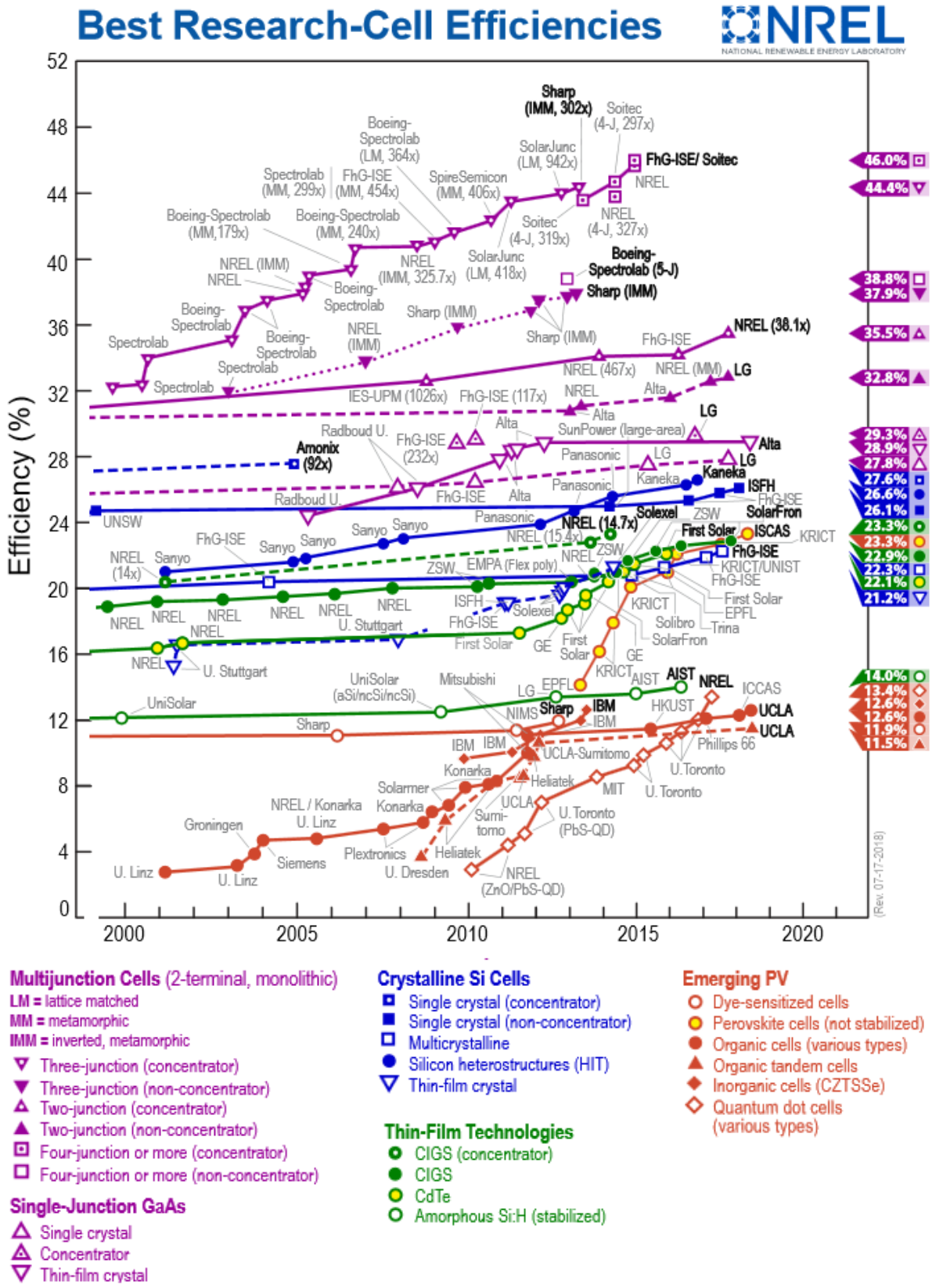



*Figure 3 : Efficacité des meilleures cellules photovoltaïques issues de la recherche [NREL]*

On note au passage avec la Figure 4 que la demande (~100GW/an en 2017) s'est déplacée et est désormais principalement située en Asie (Chine 53%, Inde 10%, Japon 9% à comparer aux USA 12% et Europe 9%).

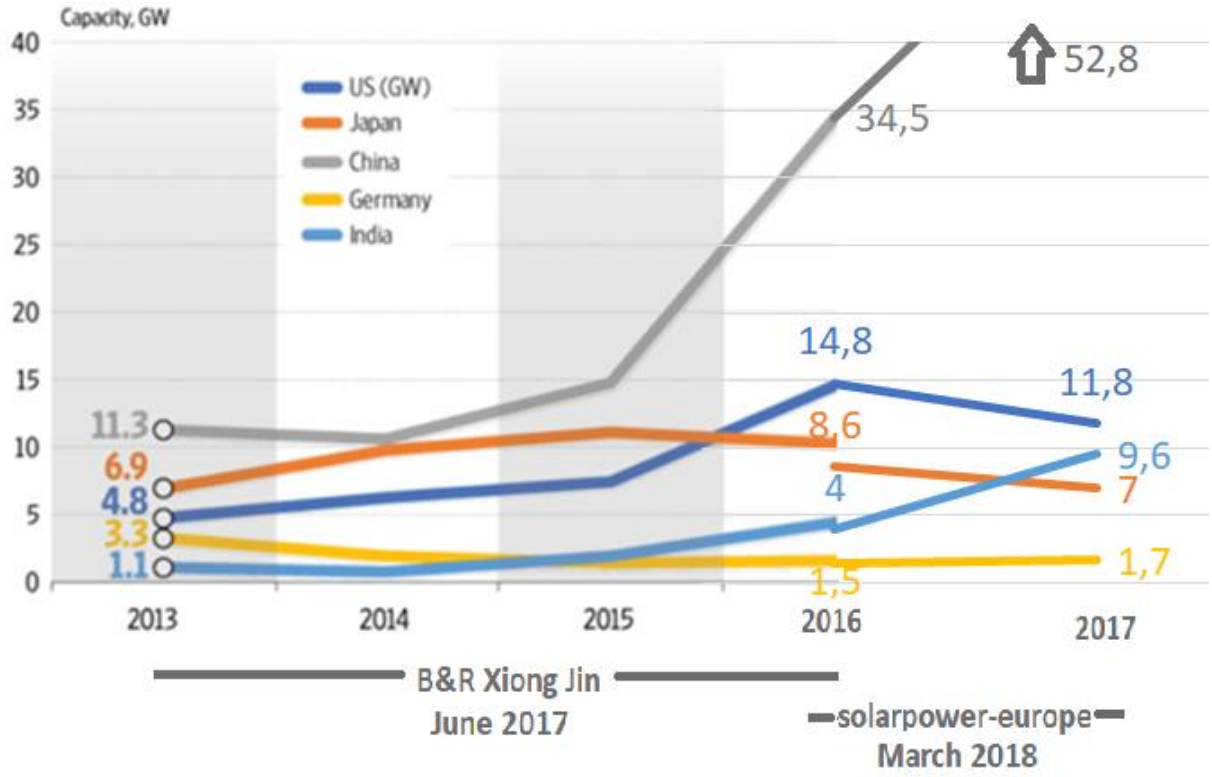
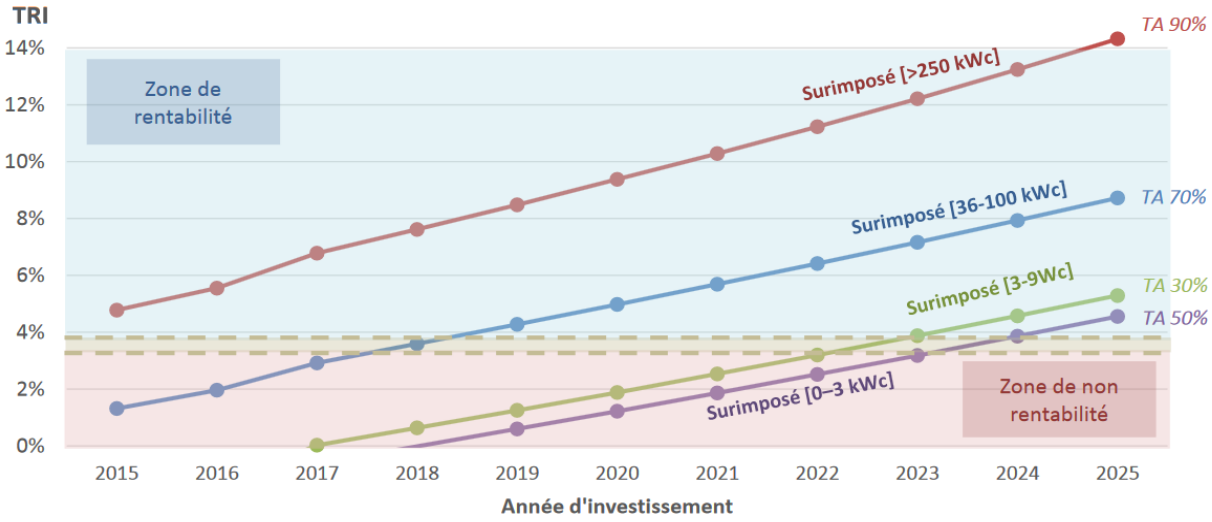



*Figure 4 : Nouvelles capacités photovoltaïques installées dans les pays leader [B&R ; SolarPower Europe]*

Comme on l'a vu avec la courbe d'apprentissage les prix du photovoltaïque baissent très vite, et en France, le photovoltaïque est devenu depuis 2018 moins cher que l'ardoise ! Installer du photovoltaïque dans le neuf a donc, par rapport à l'ardoise, un coût marginal nul. Ceci devrait être vrai pour la tuile d'ici quelques années. Plus généralement, le solaire atteint ou est en passe d'atteindre, selon les régions et les puissances installées, la parité réseau comme le montre la Figure 5 issue de l'étude « Compétitivité et emplois de la filière solaire française d'ici 2023 » de Enerplan, Ademe, ICare & Consult de février 2017.

C'est pourquoi, depuis mai 2017, le gouvernement favorise, à travers le mécanisme de rachat de l'électricité solaire (arrêté du 9 mai 2017), les solutions où le productible photovoltaïque est **autoconsommé**, c'est-à-dire concomitant à un besoin d'électricité local. Le surplus est acheté à un prix faible, i.e. 10c€/kWh pour le 0-3kWc et 6c€/kWh pour le 3-9kWc en mai 2017 mais ces tarifs sont dégressifs en fonction de l'historique des volumes de raccordement. De plus une prime à l'investissement vient donner un coup de pouce à l'investissement. Le dimensionnement se fait désormais moins en fonction de la taille de la toiture ou de la disponibilité financière, que du besoin en électricité du consommateur. Le tarif qui favorisait l'intégré au bâti est réduit et sera supprimé à partir de 2019, la plupart des installations sont désormais, dans la rénovation en France, en surimposé au-dessus des tuiles.




*hors TVA

**VAN** = Valeur Actuelle Nette **TA** = Taux d'autoconsommation **TRI** = Taux de Rentabilité Interne

**Hypothèses :** Hausse des prix réglementés d'électricité de 2,7%/an pour le tarif bleu, de 2,3%/an pour le tarif historique jaune, de 2,6% pour le tarif historique vert; Hausse du prix de l'électricité de gros de 1%/an, **Taux d'actualisation** retenu : 3,9% pour 0-9kWc, 3,4% sinon.

*Figure 5 : Analyse de la rentabilité (au sens de la VAN>0) et du taux de rentabilité interne des projets photovoltaïques en autoconsommation dans le Sud de la France sur 25 ans par segment de marché [Compétitivité et emplois de la filière solaire française d'ici 2023, Enerplan, Ademe, ICare & Consult, février 2017]*

Dans un marché photovoltaïque où les entreprises chinoises dominent complètement les ventes des modules classiques, avec des coûts tirés vers le bas, une solution hybride photovoltaïque-thermique à haute valeur ajoutée permet à une entreprise française comme **DualSun** de tirer malgré tout son épingle du jeu.

La solution permet entre autre d'optimiser le solaire photovoltaïque. En effet, les capteurs perdent en rendement électrique du fait de leur échauffement (environ -0,5%/°C). L'intégration au bâtiment du photovoltaïque amplifie d'autant plus cette problématique car les panneaux sont moins refroidis par ventilation naturelle sur leur face arrière. Dès lors **un contrôle thermique peut permettre un gain de rendement photovoltaïque**. Cette solution est d'autant plus favorable que les calories évacuées par le refroidissement peuvent être **valorisées pour les besoins en chaleur du bâtiment** (eau chaude sanitaire et chauffage). Si on compare au solaire thermique, cette fois, la double production énergétique permet de **diviser par deux le temps de retour sur investissement** des installations.

## 1.2. Recherche sur le module hybride

Pour le contrôle thermique d'un capteur photovoltaïque, l'objectif est de disposer d'un échangeur thermique de grande taille (de l'ordre de 2m²) performant, pour récupérer une densité de puissance qui reste faible (de l'ordre de 500W/m²). Puisque les gains énergétiques sont restreints, la problématique des coûts est particulièrement forte sur ce projet ; en effet, les économies générées peinent à justifier la mise en place de ce refroidissement au niveau du capteur. Les modules hybrides regroupent tous les types de capteurs générant à la fois de la chaleur et de l'électricité avec l'énergie solaire. La recherche s'intéresse à toutes les variantes possibles de la réception du flux solaire, à l'isolation en face avant et arrière, au choix de la technologie photovoltaïque, en passant par le choix de matériaux et la géométrie de l'échangeur ou encore le type de fluide, l'amélioration du contact fluide-échangeur, sans oublier la fixation de l'échangeur au module photovoltaïque comme le résume le Tableau 2. On ne détaillera pas les résultats dans cette thèse, les revues et publications sont indiquées pour aller plus loin si le lecteur le souhaite.

| MODULE | Variantes | Ex. de Fabricants | Ex. de Review (R)/Publications (P) |
|---|---|---|---|
| **Flux solaire** | module plan FPC | **La plupart** | Aste *et al.*, 2014 (R) |
| | concentration CPVT | Solarus | Daneshazarian *et al.*, 2018 (R) |
| | trackers | Sunoyster | |
| **Isolation face avant** | « WISC »* | **La plupart** | Lämmle *et al.*, 2017 (P) |
| | avec revêtement basse émissivité | | |
| | survitré | Endef | |
| | sous-vide | Naked | |
| **PV** | cellules cristallines | **La plupart** | Mishra et Tiwari, 2013 (P) |
| | couches minces | | Hischier *et al.*, 2017 (P) |
| | semi-transparentes | | Staebler *et al.*, 2002 (P) |
| | packing factor moins important | | Vats *et al.*, 2012 (P) |
| **Fluide** | eau/ eau glycolée | **La plupart** | Al-Waelia *et al.*, 2017 (R)<br>Das *et al.*, 2018 (R) |
| | air | Systovi | |
| | nanofluide | | |
| | caloducs | | |
| | réfrigérant | | Zhao *et al.*, 2011 (P) |
| | bi-fluides | | Assoa *et al.*, 2007 (P) |
| **Matériaux échangeur** | cuivre | 3F | |
| | aluminium | Poly Solar Solutions | Chow *et al.*, 2006 (P) |
| | inox | DualSun (Wave) | |
| | polymère | DualSun (Spring)<br>2Power | Sandnes et Rekstad, 2002 (P) |
| **Géométrie échangeur** | sheet-and-tube | MeyerBurger 3S | Wu *et al.*, 2016 (R) |
| | serpentin | Fototherm | |
| | roll bond | Sunerg | |
| | canaux | Li-Mithra | |
| | libre | GSE (air) | Zondag *et al.*, 2003 (P) |
| | avec ailettes | | |
| **Contact** de l'échangeur / du fluide avec le module PV | dessous | **La plupart** | Zondag *et al.*, 2003 (P) |
| | dessus | | |
| | les deux | | |
| | plusieurs passes | | |
| | direct (sans MCP) | **La plupart** | Sathe et Dhoble, 2017 (R) |
| | indirect via un MPC | | |
| **Fixation de l'échangeur** (cas échéant) | collage | **La plupart** | Wu *et al.*, 2016 (R) |
| | encapsulation | DualSun (Wave) | |
| | fixation mécanique | DualSun (Spring) | |
| **Isolant** en face arrière | Avec isolant arrière | **La plupart** | Zondag *et al.*, 2003 (P) |
| | Sans isolant | | |

* WISC = Wind and Infrared Sensitive Solar Collector (on parle parfois de "uncovered")

*Tableau 2 : Exemples de publications et revues par type de variantes analysées pour les modules PVT*

On présente des illustrations de modules issus de fabricants sur les technologies qui ne sont pas à eau du type « WISC » (Wind and Infrared Sensitve Collector). Nous ne les décrirons pas plus dans cette thèse - plus aller plus loin, se reporter à la documentation de ces fabricants. En particulier, il existe des modules hybrides PVT commercialisés sous-vide par exemple avec Naked, à concentration sur tracker comme ceux de SunOyster ou sans tracker comme ceux de Solarus, à vecteur air comme ceux de Systovi et survitré avec par exemple EnDEF (Figure 6). Ceci illustre la diversité des concepts non « WISC » sur le marché.

*Figure 6 : Exemples de modules hybrides PVT non « WISC » commercialisés*

A noter une particularité française, où le PVT WISC à air détient une part importante du marché solaire thermique, avec des acteurs leader dans le photovoltaïque résidentiel comme GSE, Systovi, IRFTS. Cette spécificité fait écho à la recherche. On peut citer par exemple dès 2003, des travaux de Guiavarch, 2003, Bennacer et al., 2007, Fossa et al., 2008 sur le PVT intégré avec convection naturelle, puis avec Assoa, 2008 avec un module bi-fluide et avec le CEA INES via le projet Aerausol2 (2007) et plus récemment avec l'étude de l'intégration de modules photovoltaïques comme éléments de façade, en double peau (Gaillard, 2014), bifaciaux (Soria, 2015) ou semi-transparents (Gaur, 2016). On choisit de ne pas étudier cette technologie. D'abord, l'eau permet un meilleur échange que l'air et une circulation en régime laminaire suffit, là où un régime turbulent est nécessaire pour le PVT air, les consommations des auxiliaires sont donc en faveur du vecteur eau. Ensuite, la barrière technologique à l'entrée de concurrents est plus forte en PVT eau qu'en PVT air. Enfin, le PVT air a des applications différentes du PVT eau. En effet, le PVT air se concentre sur le pré-chauffage de l'air des locaux – la ressource solaire est en décalage avec le besoin de chauffage des locaux mais les besoins sur une maison ancienne peuvent être très importants. En revanche, où le PVT eau s'intéresse plutôt à l'eau sanitaire, qui devient avec les bâtiments récents de plus en plus isolés, le besoin principal de chauffage et dont la demande est importante toute l'année, y compris en été et mi-saison.

## 1.3. Les limites technologiques de l'état de l'art

Malgré la recherche sur le PVT, relativement peu de capteurs solaires hybrides ont été commercialisés. On retrouve ce constat dans la feuille de route de Zondag *et al.*, 2005a basée sur le rapport EU-Project PV – Catapult.

**Cette thèse restreint le scope aux modules plans à eau "WISC" (Wind and Infrared Sensitive Solar Collector) avec un échangeur en contact par-dessous du module photovoltaïque avec cellules cristallines** (Tableau 3). Ce type de modules représentent plus des 2/3 des modules disponibles d'après Zenhäusern *et al.*, 2017 du SPF dans son résumé du marché solaire hybride PVT en Suisse du SPF (Figure 7).

| **MODULE** | **Variante du scope** |
|---|---|
| **Flux solaire** | module plan FPC |
| **Face avant** | « WISC » |
| **PV** | cellules cristallines |
| **Fluide** | eau/ eau glycolée |
| **Contact** | Avec échangeur, par dessous |

*Tableau 3 : Synthèse des variantes retenues dans le scope de la thèse*

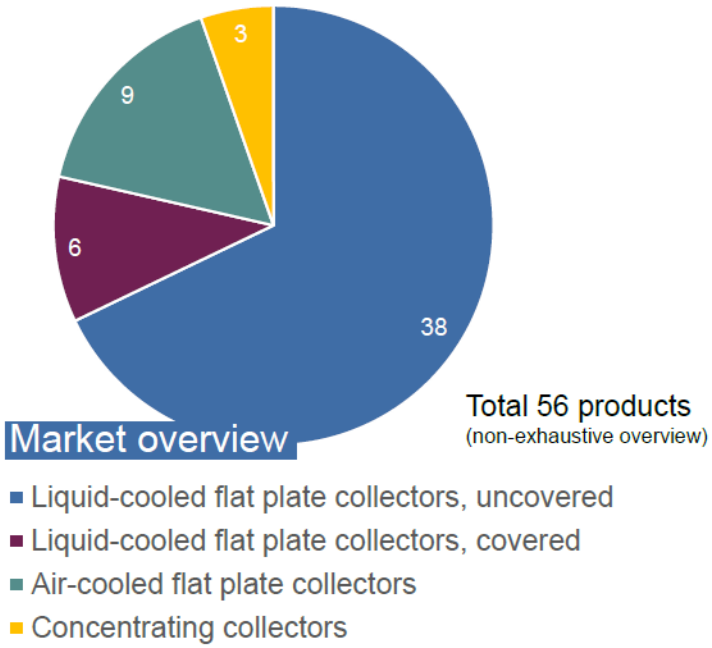



*Figure 7 : Modules PVT disponibles en Suisse par typologie de technologie [Zenhäusern et al., 2017]*

On illustre la variété des designs avec des modules disponibles sur le marché : avec un échangeur en acier inoxydable avec DualSun, en polymère avec 2Power, en serpentin en aluminium avec 3S, en serpentin en cuivre avec Fototherm, en aluminium formé par roll bond avec Sunerg ou en aluminium extrudé avec Li-Mithra (Figure 8).

*DualSun*

*2Power*

*3S*

*Figure 8 : Illustration de modules hybrides PVT « WISC » à eau commercialisés*

Depuis fin 2013, une norme de test des modules hybrides ISO9806 cadre en particulier les mesures de performance sur les modules. Les modules sont électriquement connectés en mode MPPT, des bilans thermiques avec le débit, et la différence de température de l'eau entre la sortie et l'entrée du module sont réalisés sous trois vitesses entre 0 et 3m/s de vent en face avant, avec un ensoleillement supérieur à 700W/m². Les courbes de performance sont déterminées en faisant varier la température d'entrée d'eau. Les résultats sont ensuite présentés sous forme de coefficient définit par une équation normative.

$$\eta = \eta_0.(1 - b_u.V_{wind}) - (b_1 + b_2.V_{wind}).T_m^*$$

On présente les performances référencées par le label SolarKeymark selon les coefficients normatifs (Tableau 4). Les performances optiques à vent nul ($\eta_0$) sont comprises entre 34% et 59,6% et les coefficients de perte à 1m/s de vent sont entre 7,2 et 16W/K/m² ($b_1$+$b_2$ noté aussi $c_1$+$c_3$). Hormis pour l'entreprise SIC, tous les modules ont une surface d'environ 1,6m².

| Entreprise et lien SolarKeymark | $\eta_0$ (-) | $b_u.\eta_0 / c_6$ (s/m) | $b_1/c_1$ (W/K/m²) | $b_2/c_3$ (W.s/K/m³) | Surface (m²) |
|---|---|---|---|---|---|
| Fototherm | 53,3% | 0,019 | 6,058 | 1,474 | 1,64 |
| Solimpeks | 47,6% | | 8,40 | | 1,36 |
| DualSun isolé | 47,5% | 0,003 | 7,411 | 1,7 | 1,65 |
| Poly Solar Solutions AG | 59,6% | 0,041 | 12,88 | 1,11 | 1,57 |
| Solator | 53,5% | 0,036 | 10,74 | 1,0997 | 1,64 |
| 2Power | 47,1% | 0,06 | 5,999 | 1,299 | 1,63 |
| Pegoraro | 51,6% | 0,023 | 11,044 | 1,124 | 1,64 |
| Treelium | 39,4% | 0,012 | 6,54 | 0,71 | 1,64 |
| MeyerBurger | 54,2% | 0,038 | 12,68 | 1,187 | 1,64 |
| DualSun non isolé | 57,0% | 0,011 | 11,20 | 4,8 | 1,65 |
| Solar Energy Booster | 34,0% | 0,029 | 7,54 | 0,37 | 1,63 |
| SIC Divione Elettronica | 38,5% | 0,011 | 11,893 | 0,742 | 0,98 |

*Tableau 4 : Performances de modules hybrides selon la norme ISO9806 [SolarKeymark]*

Nous pouvons citer les plus anciens sur le marché : le capteur solaire hybride à eau non vitré commercialisé par la société Millenium Electric et celui de la société ECN le capteur solaire hybride vitré PVTWINS. Leurs rendements thermiques sont restés limités (autour de 30% à 40%), et les gains photovoltaïques en dessous des attentes (parfois même négatifs). Ceci s'explique par le fait :

- d'un mauvais transfert entre les cellules et les tubes,
- de l'inhomogénéité surfacique des échanges (or, compte tenu du caractère série du montage des cellules, on observe que la cellule la plus chaude conditionne l'ensemble de la puissance électrique délivré par le panneau),
- d'une température de stagnation élevée et des températures en fonctionnement qui dépassent largement celle du photovoltaïque seul, donc diminue son efficacité.

Pour résoudre le manque de production thermique, Solarhybrid (brevet DE202009003904) a proposé d'espacer les cellules photovoltaïques, de manière à laisser passer directement une partie de l'énergie solaire sur l'échangeur thermique. Cette solution diminue encore le productible électrique du capteur, ce choix pénalise le retour sur investissement pour le client, puisque les gains économiques par kWh électriques sont toujours plus élevés que ceux de la chaleur (d'un rapport trois en France).

D'autre part, PTWins (brevet WO9910934) a proposé d'améliorer les transferts thermiques avec une colle époxy chargée en particules conductrices de chaleur. Aujourd'hui, on sait que cette colle, en plus d'être excessivement chère, vieilli mal du fait des contraintes mécaniques du capteur.

Plusieurs projets ont dû abandonner leur perspective de vente du fait de difficultés techniques, comme le révèle la Task 35 de l'IEA SHC (2005-2009) qu'on résume par :

- Décollements des cellules photovoltaïques laminées flexibles, qui ont amené la compagnie Powerlight a arrêté son procédé ;
- Problèmes d'isolation électrique lors du test aux cycles climatiques de Solarwatt (1997) ;
- Incompatibilité des matériaux (verre/cuivre) et la délamination qui s'en suit, qui a entrainé l'échec du projet PV BONUS pour les entreprises SDA, Sunearth & Unisolar en 2003.

L'IDS a proposé une solution de séparation du système de refroidissement en de multiples sous-plaques qui soutiennent le tube d'eau (brevet WO2009149572), pour éviter une délamination par dilatation grâce au jeu laissé entre les sous-plaques, mais la solution proposée est lourde et chère puisqu'il faut assembler un nombre important de sous-éléments.

Fototherma proposé une colle spécifique (film bi-adhésif, brevet EP1873843) qui amortit la dilatation et permet une meilleure tenue dans le temps de l'assemblage. Le frein principal à cette solution est le coût de cette colle et sa forte résistance thermique.

### 1.4. Design échangeur inox « en nappe »

L'idée qui a nourri le développement du DualSun était de réaliser une lamination de l'échangeur en une seule étape pendant l'encapsulation des cellules au verre, avec pour double objectif de minimiser la résistance thermique entre le module photovoltaïque et l'échangeur et de limiter le nombre d'opérations industrielles. L'échangeur est laminé pendant le process de production du laminé photovoltaïque par un éthylène-acétate de vinyle (E.V.A.) qui est déjà utilisé pour encapsuler les cellules entre le verre et la feuille arrière (backsheet) du module photovoltaïque. Le schéma du laminé obtenu est donné dans la Figure 9.

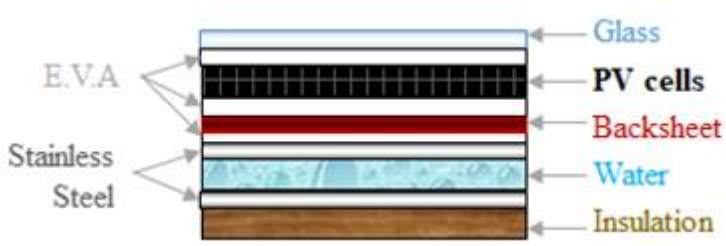



*Figure 9 : Module hybride DualSun – vue en coupe*

Une illustration des faces avant et arrière du module PVT DualSun à la Figure 10.

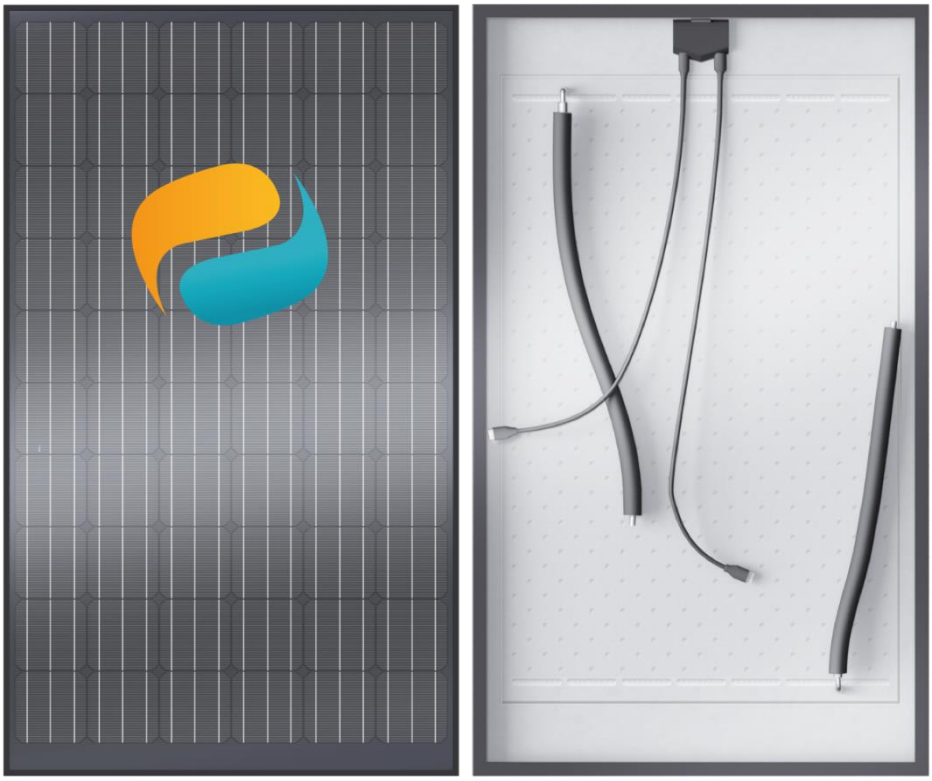


*Figure 10 : Module hybride DualSun – vue recto (photovoltaïque) – verso (échangeur inox)*

Ce nouveau design de module, robuste et performant, a donné du crédit à l'hybride. On traitera en détail, les modèles physiques qui sous-tendent ce concept dans la Partie I de la thèse. Mais au-delà du module, les applications et les systèmes hydrauliques définissent désormais l'essentiel de l'enjeu pour le PVT. Une part importante des coûts, et donc la question de la rentabilité, est liée aux composants et à la performance du système thermique avec ses pompes, ballon, régulateur, appoint. C'est pourquoi l'éclairage de l'état de l'art sur ces aspects système est clé.

## 1.5. Etat de l'art de la recherche sur les systèmes hybrides

Si comme on l'a présenté, l'optimisation du module a fait l'objet de très nombreuses publications, l'analyse de la performance des systèmes avec panneaux solaires hybrides est un domaine très limité et d'autant plus si on continue de restreindre le scope au module « wisc » (PVTw), c'est pourquoi on a aussi considéré les publications avec des modules survitrés (PVTg).

Si on analyse le type d'installations en Suisse - où 56 produits hybrides ont été référencés, trois typologies de systèmes sont mis en œuvre d'après Zenhäusern *et al.*, 2017 (Figure 11) - la quasi-totalité des installations se faisant avec des modules dits « wisc » comme déjà précisé :

- du préchauffage combiné (15%) ou d'eau sanitaire (35%) à circulation forcée
- du couplage via la source froide avec des pompes à chaleur (43%)
- du chauffage piscine (7%)

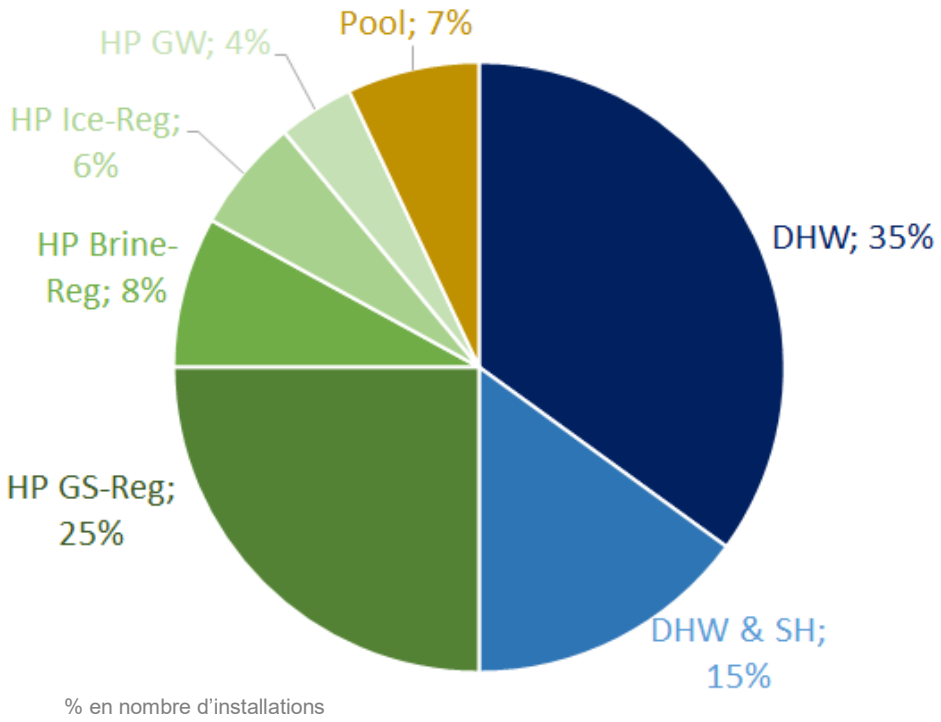



*Figure 11 : Typologies de systèmes en Suisse [Zenhäusern, 2017]*

| | |
|---|---|
| DHW | Chauffe-eau solaire (CESI, CESC) |
| DHW & SH | Système solaire combiné eau chaude et chauffage solaire (SSC) |
| HP GS-Reg | PAC avec régénération solaire de la température du sol |
| HP Brine Reg | PAC avec pré-chauffage solaire de source froide |
| HP Ice-Reg | PAC avec régénération solaire du stockage glace |
| HP GP | PAC avec pré-chauffage solaire du puisage géothermique |
| Pool | Chauffage solaire de piscine |

D'autres applications référencées dans la littérature n'ont pas été installées en Suisse et sont des systèmes de pays plus ensoleillés et/ou avec moins de ressources en eau douce :

- du préchauffage d'eau sanitaire par thermosiphon,
- de la distillation solaire

On ne commentera pas ces applications qui sont trop éloignées d'une application en France métropolitaine.

Certaines publications en particulier pour le thermosiphon ou la distillation solaire étudient des systèmes avec des modules hybridés sur une partie seulement du module (Chow *et al.*, 2005 (HK) :

illustration Figure 14 ; Shyam *et al.*, 2016 (IN) illustration Figure 16) mais ce type de modules n'existe pas pour le moment sur le marché, aussi on ne commentera pas non plus les résultats.

Des publications (Gasner et Wen, 1982 (US) ; Ramos *et al.,* 2017 (ES)) donnent des conclusions en terme de rentabilité, mais les prix évoluant extrêmement vite, en particulier sur le marché du photovoltaïque avec 30% de baisse des coûts sur les modules ne serait-ce que sur le premier trimestre 2018 en France, les résultats sont donc à considérer avec parcimonie.

Plusieurs publications démontrent sur peu de jours (j) l'adéquation d'un cas particulier à un modèle (**Chow *et al.*, 2007** (HK), **Haurant *et al.*, 2014** (FR) **Aste *et al.*, 2016** (IT) : illustrations Figure 13). Peu de données sur un suivi annuel (an) d'installations sont disponibles. En réalité, seule la publication de **Zenhäusern *et al.*, 2017 (CH)** présentent des résultats complets annuels sur un an avec un module wisc (PVTw), et ce suivi est réalisé uniquement sur des installations avec couplage pompe à chaleur.

Les systèmes avec pompe à chaleur – en particulier ceux avec forage - sont onéreux à l'acquisition, mais le productible solaire est plus important qu'en pré-chauffage en direct. Lämmle *et al.*, 2017 calcule pour Munich (DE) un productible de **176kWh_th/m²/an thermique par surface de modules par an pour du pré-chauffage ECS direct contre 376kWh_th/m²/an en apport comme source froide d'une pompe à chaleur**. Zenhäusern *et al.*, 2017 mesure en Suisse sur des logements collectifs des productibles thermiques entre 330 et 416hWh/m²/an en couplage pompe à chaleur ce qui vient conforter cette analyse (illustration Figure 15). De même, le **gain photovoltaïque varie de +1,5% (Lämmle *et al.*, 2017) pour du direct à +7,7% (Brischoux et Bernier, 2016) pour un couplage PAC**. Bertram *et al.*, 2011 (DE) mesure +4% de production photovoltaïque sur une installation en couplage pompe à chaleur (illustration Figure 12) ce qui confirme les ordres de grandeurs calculés.

Pour du pré-chauffage d'eau sanitaire en direct, d'après Zondag *et al.*, 2002 au Pays Bas (NL) l'efficacité thermique moyenne annuelle est de 24% contre 51% pour du solaire thermique classique, soit **un facteur 2** sur le productible par ratio de surface. D'après Lämmle *et al.*, 2017 le productible thermique à Munich (DE) est **comparable au productible photovoltaïque** pour cette application (176kWh_th/m²/an VS 180kWh_pv/m²/an).

Les études présentent également la combinaison en considérant les surfaces. Elswijk *et al.*, 2004 (NL) indique que le même productible peut être atteint pour le pré-chauffage d'eau sanitaire en logement collectif en utilisant 38% de surface en moins avec l'hybride qu'avec une solution côte à côte photovoltaïque et thermique classique. Dupeyrat *et al.*, 2014 (FR) considère que pour une surface fixe disponible de 25m², 12,6% de surface supplémentaire est dédiée au photovoltaïque avec l'hybride par rapport à une solution côte à côte photovoltaïque et thermique classique pour une production thermique donnée.

Enfin pour la piscine, une seule étude (Buonomano *et al.*, 2015) a été recensée, et annonce une efficacité thermique moyenne annuelle de 38,7% en Italie pour une piscine olympique à 28°C, ce qui semble cohérent avec les 24% de Zondag *et al.*, 2002 pour une application de préchauffage d'ECS à 55°C. Enfin, seule une publication très incomplète présente des résultats pour une application industrielle (Fabbri et Matteo, 2014).

Une synthèse des publications sur les systèmes hybrides PVT et de leurs principaux résultats est donnée Tableau 5.

| **Système** | Publication de résultats **Mesures** / Simulation | **Pays** | **Résultats principaux*** |
|---|---|---|---|
| MI* PAC | **Bertram *et al.*, 2011** | **DE** | **39m² PVTw Gain PV +4% (an)** |
| | **Zenhäusern *et al.*, 2017** | **CH** | **7m² PVTw th*220+el*125kWh/m² (an)** |
| | Kern et Russell, 1978 & Gasner et Wen, 1982 | US | Moins rentable que CESI PVT |
| | Nishikawa *et al*, 1993 & Ito *et al*, 1997, 99, 2004 | JP | Isolation arrière non optimum |
| | Jong, 2001 & Bakker *et al.*, 2005 | NL | Surface PVTw=0,75 x (PV+ST), Tforage constant (an) |
| | Brischoux et Bernier, 2016 | CN | Gain PV +7,7% (an) facteur saisonnier (FS) +18% |
| | Baetschmann et Leibundgut, 2012 | CH | COP 8 (an), FS 6 en période de chauffage |
| | Ramos *et al.*, 2017 | ES | 12m² PVTw Couverture : 98% (ssc) + 100% clim |
| | Lämmle *et al.*, 2017 | DE | 18,5m² PVTw 376+182kWh/m² (an) |
| MI CESI | **Chow *et al.*, 2007** | **HK** | **8,4m² PVTw Eff. : th30%+el8% (j) Tstock ~ Tamb+13°C** |
| | **Haurant *et al.*, 2014** | **FR** | **6m² PVTg Efficacité : th+el44% (j) Tstock>55°C** |
| | **Aste *et al.*, 2016** | **IT** | **1,6m² PVTw Efficacité : th33%+el13% (j)** |
| | Zondag *et al.*, 2002 | NL | 3,5m² PVTw 175L Efficacité : th24% (an) // 51% ST pur |
| | Dupeyrat *et al.*, 2014 | FR | 5,8m² PVTg 300L Couv. 60% => surface PV +12,6% |
| | Herrando *et al.*, 2014 | UK | 9m² PVTg 150L th955+el2290kWh Couv. 36% |
| | Axaopoulos et Fylladitakis, 2013 | GR | 5,7m² PVTg 300L 305kWh/m² (an) Couv. 60% |
| | Lämmle *et al.*, 2017 | DE | PVTw th176+el180kWh/m² |
| | Kazanci et al., 2014 | ES | 67,8m² PVTw 180L Couv. 63% (an) |
| MI SSC | **Hayakashi *et al.*, 1989** | **JP** | **48m² PVTg Couverture : th84%+el59% (an)** |
| | **Kim *et al.*, 2014** | **DE** | **9,6m² PVTw Efficacité : th30%+el17% (j)** |
| | Lämmle *et al.*, 2017 | DE | PVTw 126+179kWh/m² |
| MI TS | **Chow *et al.*, 2005, 2009 & Ji *et al.*, 2007** | **HK** | **Tstock>60°C, Efficacité : th40,8%+el9,3% (j)** |
| | **Tripanagnostopoulos *et al.*, 2010** | **GR** | **Tstock -> 40 à 70°C (+35°C/j)** |
| | **Shyam *et al.*, 2016** | **IN** | **Th 3561,9 kWh/an** |
| | Kalogirou et Tripanagnostopoulos, 2005 | GR | 4m² PVTg th1339+el500kWh |
| LC* PAC | **Zenhäusern *et al.*, 2017** | **CH** | **1300m² PVTw th330+el163kWh/m² (an)**<br>**672m² PVTw th400+el130kWh/m²(an)**<br>**285m² PVTw th416+el136kWh/m² (8 mois)** |
| LC CESC | **Rommel *et al.*, 2014** | **CH** | **10,2m² PVTw Gain pv constaté** |
| | Elswijk *et al.*, 2004 | NL | Surface PVTw=0,62 x (PV+ST) |
| | Rommel *et al.*, 2014 | CH | 0,5m²/pers PVTw 330+150kWh/m² (an) |
| | Lämmle *et al.*, 2017 | DE | PVTw 248+182kWh/m² (Gain PV +1,5%) (an) |
| Piscine | Andrews, 1981 | US | Légèrement attrayant |
| | Buonomano *et al.*, 2015 | IT | 377m² PVTw (600x2,1m³) th38,7%+el8,8% |
| Distillation | **Singh *et al.*, 2016** | **IN** | **2m² PVTg Max 160kg/mois Min 48kg/mois** |
| | Kumar et Tiwari, 2009 | IN | 1203,5kg (actif) VS 343,4kg (passif) |
| Bureau | **Zondag *et al.*, 2005b** | **NL** | **54m² PVTg 34MWh/an Efficacité : 13% (an) // 23% ST** |
| | Kern et Russell, 1978 | US | En 1978, PV plus rentable que PVT |
| Industrie | Fabbri et Matteo, 2014 | IT | Process à 18°C : th50% (j), PV +20% (j) |

* MI = Maison Individuelle, LC = Logements Collectifs, (an) = mesuré sur un an, (j) = mesuré sur quelques jours
Productible : en kWh ou kWh/m² (surface de modules), Efficacité : % par rapport à l'ensoleillement,
Couverture : % par rapport aux besoins de consommation, Températures : T en °C
Gain PV : % par rapport au productible du photovoltaïque non hybride,

*Tableau 5 : Synthèse de publications de résultats de mesures ou de simulation pour des systèmes avec PVT*

| | |
|---|---|
| | |
| Bertram *et al.*, 2011 (DE) – MI PAC | Zenhäusern *et al.*, 2017 (CH) – MI PAC |
| Géothermie (3x75m) PAC (12kW) : 39m² $PVT_{wisc}$<br>Gain PV +4%/an | PAC géothermique : 7m² $PVT_{wisc}$<br>th220+el125kWh/m² (an) |

*Figure 12 : Installations monitorées pour le segment maisons individuelles (MI) en couplage PVT + pompe à chaleur (PAC)*

| | |
|---|---|
| | |
| Chow *et al.*, 2007 (HK) – MI CESI | Haurant *et al.*, 2014 (FR) – MI CESI |
| 6 x 1,4 m² PVT wisc + 460L<br>th30%+el8% (j) Tstock ~ Ta+13°C | 6 x 1m² PVT survitrés + 300L<br>th+el44% (j) Tstock>55°C |
| | |
| Aste *et al.*, 2016 (IT) – MI CESI | Kim *et al.*, 2014 (DE) – MI SSC |
| 1 x 1,6 m² PVT wisc + 200L<br>th33%+el13% (j) | 6 x 1,6m² + 500L<br>th30%+el17% (j) |

*Figure 13 : Installations monitorées pour le segment maisons individuelles (MI) en chauffe-eau solaire individuel (CESI) et système solaire combiné (SSC)*

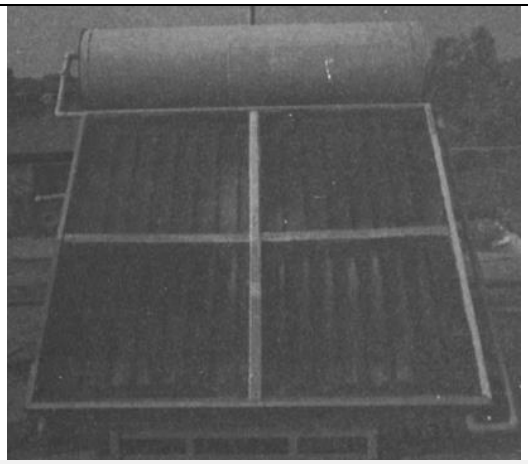
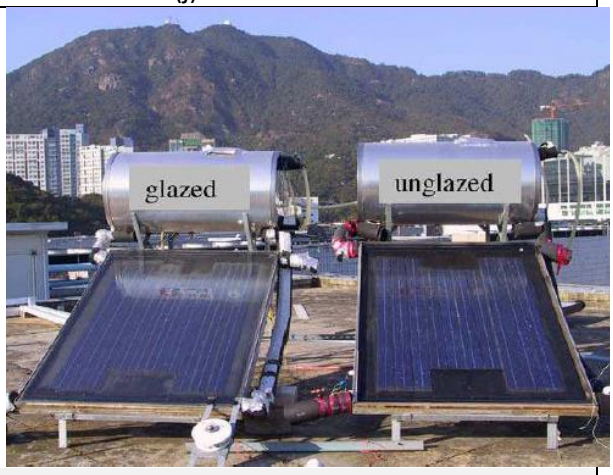
<table>
<tr>
<td>  <br>Agarwal et Garg, 1994 (IN) – MI TS<br>2m² PVT survitrés 100L/200L<br>$T_{stock}$>73°C (100L), >57°C (200L)</td>
<td> <br>Chow et al., 2005 (HK) – MI TS<br>1 x 1,6 m² PVT wisc + 100L<br>Tstock > 60°C (j)</td>
</tr>
<tr>
<td> <br>Ji et al., 2007 (HK) – MI TS<br>1 x 1,8m² PVT survitrés + 160L<br>th50%+el10% (j) +17°C/j</td>
<td>  <br>Chow et al., 2009 (HK) – MI TS<br>1 x 1,3m² survitré et wisc + 155L<br>Tstock -> 37,5°C VS 33,5°C<br>th50,3%+el12,1% VS th40,8%+el9,3% (j)</td>
</tr>
<tr>
<td> <br>Tripanagnostopoulos et al., 2010 (GR) – MI TS<br>6 x 1,6m² + 500L<br>th30%+el17% (j)</td>
<td> <br>Shyam et al., 2016 (IN) – MI TS<br>3561,9 kWh_th/an</td>
</tr>
</table>

*Figure 14 : Installations monitorées pour le segment maisons individuelles (MI) en thermosiphon (TS)*

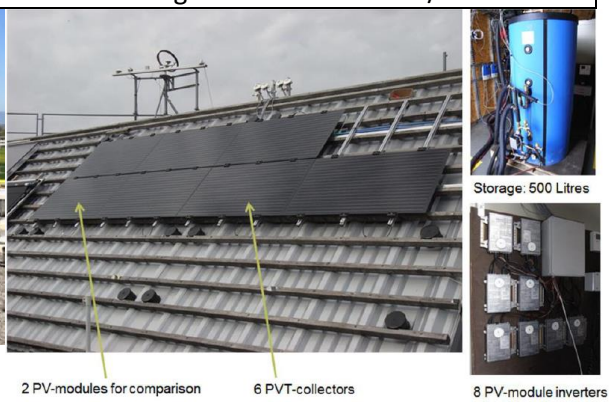
| | |
|---|---|
| | |
| Zenhäusern *et al.*, 2017 (CH) – LC PAC<br>Oberfeld : GS regeneration : 1300m² PVT + 28*200m forage : th330+el163kWh/m² | Zenhäusern *et al.*, 2017 (CH) – LC PAC<br>Blatten : GS regeneration : 672m² PVT + 31*150m forage : th400+el130kWh/m² |
| |  |
| Zenhäusern *et al.*, 2017 (CH) – LC PAC<br>Lintharena Näfels : Ground water preheating : 285m² PVT + GW-HP + stock (8 mois avr-nov) th416+el136kWh/m² | Rommel *et al.*, 2014 (CH) – LC CESC<br>6 x 1,7m² PVT wisc pour 500L (et 2PV)<br>Gain PV constaté (j) |

*Figure 15 : Installations monitorées pour le segment logements collectifs (LC) en couplage PVT + pompe à chaleur (PAC) et en chauffe-eau solaire collectif (CESC)*

| | |
|---|---|
| | |
| Singh *et al.*, 2016 (IN) – Distillation<br>2 x 2m² PVT<br>Max 160,4kg/mois (Juin) min 48,4kg/mois (Déc) | Zondag *et al.*, 2005b (NL) – Bureaux<br>54m² PVT survitrés + 1100m³ (intersaisonnier)<br>34MWh/an soit efficacité 13% (an) // 23% ST |

*Figure 16 : Installations monitorées sur d'autres segments de marché : distillation et chauffage de bureaux.*

## 1.6. Démarche pour la thèse

Pour le module la problématique a été d'améliorer les performances thermiques et la durabilité des modules PVT ''WISC'' à eau. Aussi un échangeur et une fixation spécifiques ont été élaborés par DualSun, ces évolutions ont nécessité la création de nouveau modèle de performance. La première partie traitera de ces modèles et de leur adéquation aux résultats de mesures.

L'utilisation d'une géométrie d'échangeur spécifique « en nappe » nécessite un nouveau modèle physique. On commencera donc par un **modèle fluidique 3D de l'échangeur**. L'objectif est de valider que la géométrie, fortement contrainte par des problématiques terrain, permet des échanges thermiques intéressants (rendement thermique) si possible relativement homogène à l'échelle du module (profil de température), tout en pouvant fonctionner du fait de ses pertes de charge avec des pompes solaires standards (perte de charge globale et répartition vitesse/ pression) et de préconiser des pistes d'amélioration. Les résultats du modèle seront comparés à des mesures de profil de température et de perte de charge à l'échelle du module.
La limite de ce modèle 3D est double. Tout d'abord, on choisit de ne pas modéliser le multicouche photovoltaïque du module PVT, pour éviter des temps de calcul trop important et limiter les risques d'erreur liés à l'introduction de physiques (optique, simulation des défauts d'encapsulation, production électrique du semi-conducteur) non propres à l'innovation qu'est la géométrie échangeur. Ensuite, il est évident, vu les temps de calcul (de l'ordre de 1h), qu'on se doit de simplifier le modèle pour intégrer le comportement de l'échangeur en interaction avec des systèmes réels annuels, dont à la fois les données météo changent à chaque pas de temps, mais également les données en terme de besoin de l'utilisateur en interaction avec le mode de stockage. Il s'agit à minima pour modéliser une année de procéder à un calcul toutes les 1/2h, soit 17520 calculs pour une configuration système soit un ordre de grandeur de 2 ans de calcul par système…
Aussi on utilisera les résultats de ce modèle 3D pour déterminer un **modèle statique 1D** qu'on cherchera également à valider par comparaison avec les mesures de température de stagnation et de rendement thermique normatif en fonction du vent à l'échelle du module.

Dans une seconde partie, le module sera intégré dans un système. Les conditions météo et le besoin à fournir sont variables et nécessitent de définir une méthodologie représentative des performances sur le terrain.

On introduira de ce modèle 1D dans une **modélisation système via le logiciel TRNSYS** pour modéliser la performance annuelle d'un système complet. On vérifiera par la mesure du temps de réponse du module, l'hypothèse d'un modèle quasi-statique (statique à chaque pas de temps) utilisé par TRNSYS. Les résultats seront comparés avec ceux d'autres logiciels et des installations pilotes pour trois types de système : le chauffe-eau solaire individuel (CESI), le chauffage d'eau sanitaire collectif en couplage solaire – pompe à chaleur (HP+) et le chauffage piscine (SP).

De nouveaux systèmes de type thermosiphon demandés par les clients nous amènerons à faire une ouverture vers un capteur polymère.

# Partie I – à l'échelle du module

L'objectif de la Partie I est d'avoir un modèle de module caractérisé et optimisé (illustration Figure 17), qui sera une brique de base pour l'évaluation de systèmes solaires hybrides dans la Partie II.

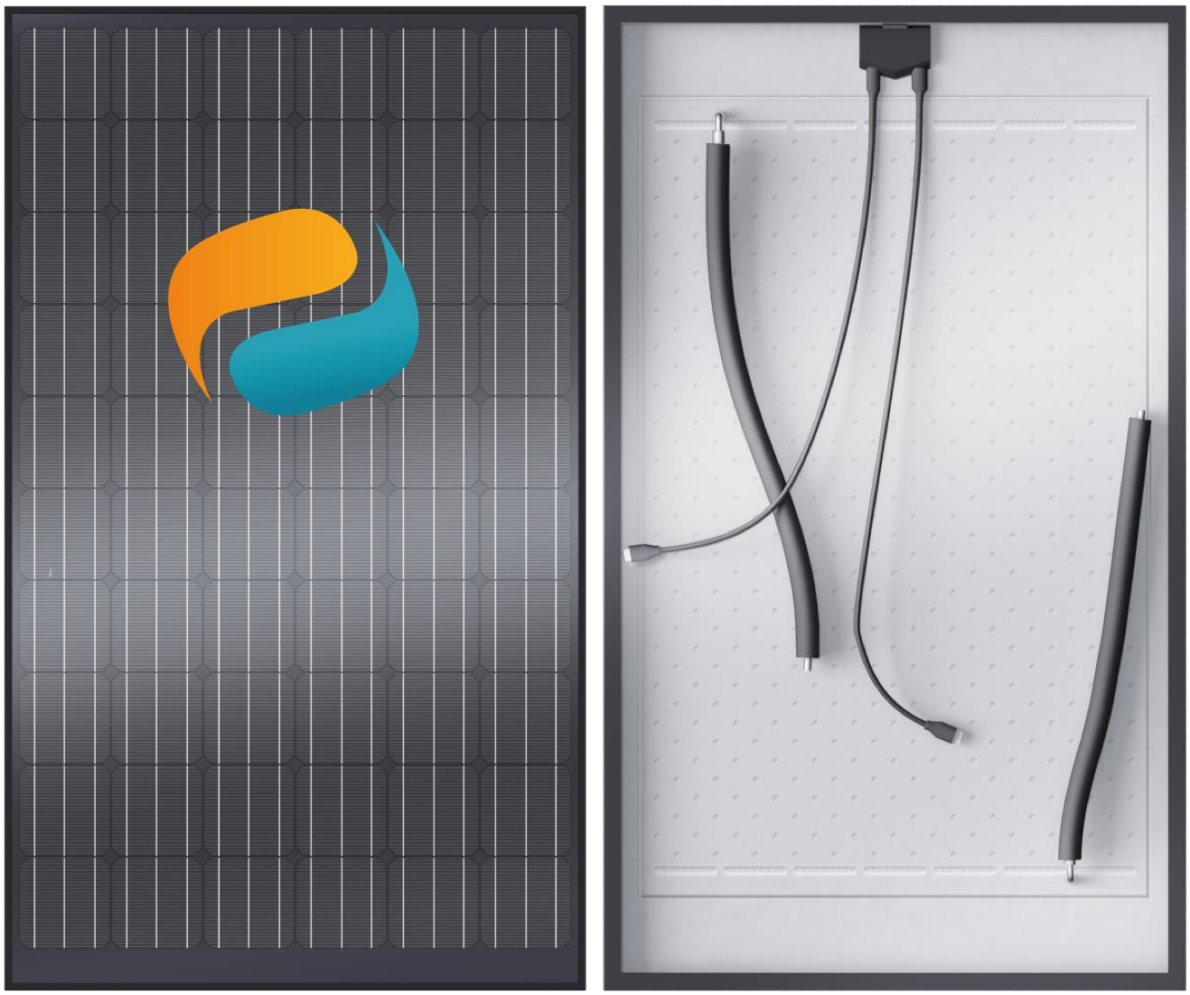


*Figure 17 : Module hybride DualSun – vue recto (photovoltaïque) – verso (échangeur inox)*

On présente ici les spécificités technologiques du module DualSun, qui va être modélisé pour permettre de décrire les phénomènes physiques et de suggérer des améliorations.

Le module DualSun est un module PVT plan ''WISC'' à eau. L'échangeur est fixé au module photovoltaïque par une lamination directe. L'échangeur est incorporé pendant le process de réalisation du module photovoltaïque et l'encapsulant (E.V.A.) rigidifie à la fois le verre, les cellules, la feuille arrière (backsheet) et l'échangeur.

Pour des questions de dilatation différentielle pendant le process, un acier inoxydable de même coefficient de dilatation que le verre a été retenu. La planéité étant un critique pour la lamination, l'échangeur est composé d'une plaque plane, et d'une plaque mise en forme. Afin de résister à la corrosion par eau glycolée, une épaisseur suffisante d'acier inoxydable de 0,6mm a été retenue. Enfin, pour tenir à 3 bar de pression de service, des points en quinconce de maintien entre les deux plaques ont été espacés de 40mm. Pour ces points de contact entre plaques, la plaque arrière a été emboutie

avec un poinçon de 14mm de diamètre sur une profondeur de 2mm puis soudée à la plaque plane, définissant ainsi une nappe d'eau de 2mm. Cette profondeur permet de limiter la perte de charge, tout en minimisant la quantité d'eau sous le module et donc son poids. Enfin des entretoises sont embouties au niveau de la zone d'entrée en générant des fentes de plus en plus large pour répartir le fluide. La zone d'échange ne va pas jusqu'au bord du laminé photovoltaïque, de manière à laisser le boitier de jonction photovoltaïque non immergé. Enfin des contraintes de système d'installation ont conditionnées l'emplacement des entrées sorties à la fois perpendiculaire à l'échangeur et à des distances imposées par rapport au cadre. Le module a des raccords rapides mâle-femelle électriques (« MC4 ») et thermiques (« flexibles ») qui permettent une connexion rapide et simple pendant l'installation. Une vue en plan de l'échangeur est donné à la Figure 18.

Ces réflexions ont abouti à un module DualSun spécifique et protégé par deux brevets internationaux:

- pour le design de l'échangeur avec ses emboutis (WO2012069750)
- et pour la fixation de l'échangeur par lamination directe (WO2013010922).

L'ensemble des contraintes mécanique et industrielle est parfois prépondérant par rapport à des aspects de performances thermiques, mais ces éléments ne sont pas présentés en détail dans ce manuscrit.

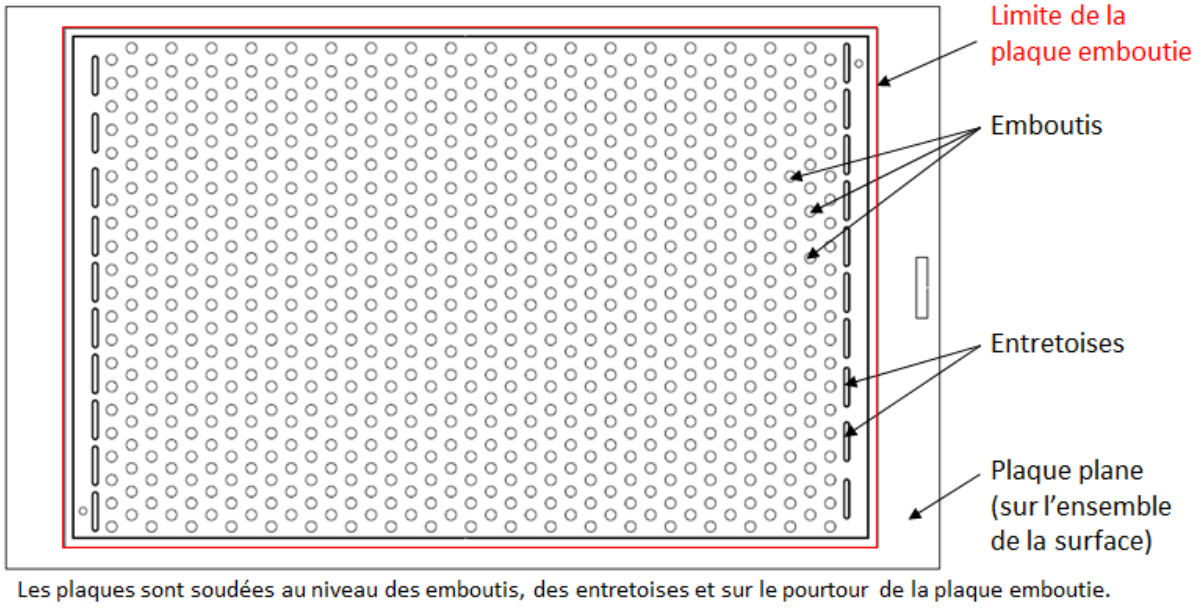



*Figure 18 : Module hybride DualSun – vue en plan de l'échangeur*

Afin de valider la pertinence thermique de la géométrie et de comprendre finement les phénomènes déterminant les échanges - pour suggérer éventuellement des pistes d'optimisation, une modélisation fluidique 3D est d'abord réalisée sous Star CCM+.

Des modèles simplifiés du module à faible temps de calcul sont ensuite proposés et intégrés à des logiciels de prédiction des performances de systèmes complets.

Tous les résultats de ces modèles seront comparés à des mesures en laboratoire effectuées sur le module, on focalisera en particulier sur les rendements thermiques, profils de température, température de stagnation et pertes de charge.

## II. Modèle 3D

Le design d'échangeur du module PVT breveté par DualSun est unique. Il s'agit de deux plaques en acier inoxydable de 0,6mm d'épaisseur. Celle qui est encapsulée côté cellules est plane, celle qui est à l'arrière côté air ambiant est emboutie sur 2mm, ce qui conditionne la hauteur d'eau circulant entre ces deux plaques. Chacun des emboutis est soudés à la plaque plane, et l'étanchéité du pourtour est également réalisée par soudure. Les entrée-sortie sont diamétralement opposées (illustration Figure 19). Cet échangeur ressemble à un échangeur à plaque, l'échange se fait au niveau de toute une nappe d'eau, ce qui se distingue des circulations tubulaires en mode « ailette » utilisées dans l'état de l'art pour les PVT. A noter que cette nappe ne se situe que sur 74% de la surface du module photovoltaïque, les bords du module ne sont pas refroidis.

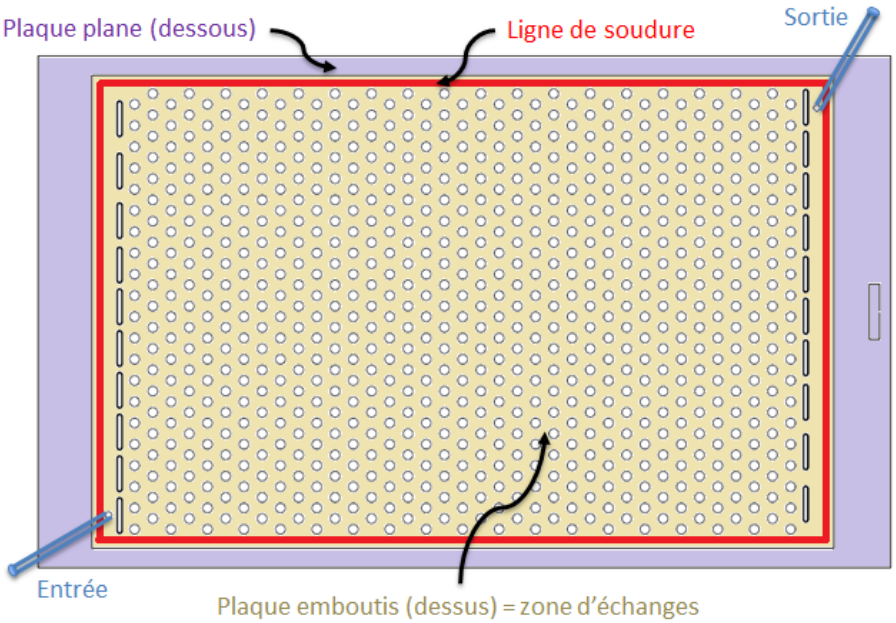



*Figure 19 : Module hybride DualSun – vue en plan de l'échangeur*

De manière à mieux appréhender les points forts et faibles de cette géométrie, et d'éventuellement proposé des améliorations – marginales car les contraintes en terme de pression et de production industrielle sont fortes - **un modèle fluidique 3D** de l'échangeur a été conçu. Il ne s'agit pas de modéliser l'ensemble du module PVT, le mille-feuille photovoltaïque n'est pas pris en compte (schéma Figure 20).

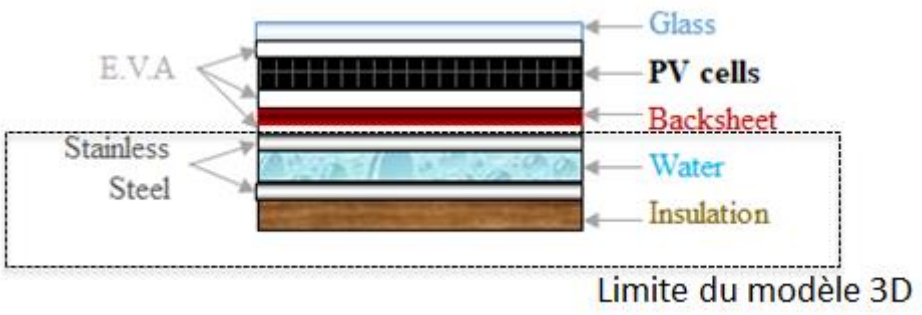



*Figure 20 : Module hybride DualSun – vue en coupe*

On imposera uniquement un flux résiduel fixe sur la face de l'échangeur vers le haut (côté cellules), qui dans la réalité, est la résultante de la réflexion sur les couches verre/ cellule, de l'extraction de puissance photovoltaïque et des pertes face avant. A noter que différentes combinaisons des conditions externes (ensoleillement, température ambiante, vent) pourraient donner la même condition limite de flux résultant sur la surface de l'échangeur.
On anticipe sur les résultats du modèle simplifié qui sera présenté dans la section suivante pour donner sur la Figure 21 quelques ordres de grandeurs. Pour un fluide qui entrerait à la température ambiante, les pertes par réflexion sont de l'ordre de 10%, les pertes par convection et radiation de l'ordre de 25% et la production de l'ordre de 15% du flux solaire incident. Le flux résiduel sur la face supérieure de l'échangeur est donc d'environ 50% du flux solaire. Le flux solaire de référence est le plus souvent de 1000W/m², aussi, on considérera à titre d'exemple, un flux résiduel de 500W/m² (schéma Figure 21).
Bien sûr, d'autres flux auraient pu être considérés, mais les phénomènes que nous souhaitons appréhender, en particulier l'homogénéité de la distribution des températures et les pertes de charges ne sont pas dépendant du flux, c'est pourquoi on se contente des résultats à 500W/m².

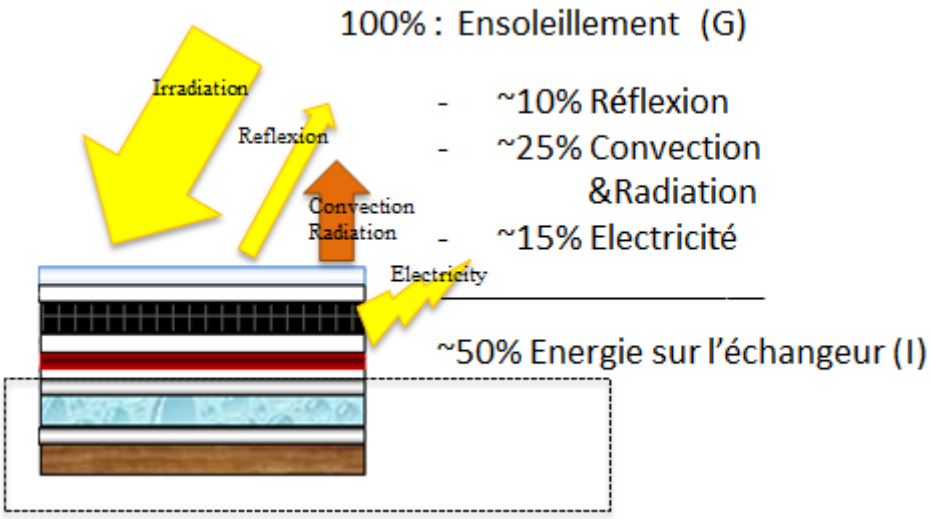



*Figure 21 : « Irradiation » résultante considérée (I) – bilan énergétique*

L'objectif de ce modèle 3D est d'avoir une idée :

- du **profil de pression**, en particulier d'en déduire la perte de charge de l'échangeur ;
- du **profil de température**, en particulier une forte inhomogénéité de température impliquera de se poser la question de l'influence sur le sandwich photovoltaïque ;
- d'obtenir les **lois d'échange** macroscopique en vue de simplifier le modèle 3D en un modèle 1D.

## 2.1. Géométrie

La Figure 22 montre une vue 3D réalisée sous StarCCM+ de la géométrie de la plaque emboutie. La Figure 23 montre une vue en coupe d'un motif élémentaire du système. En violet, la plaque supérieure épaisse de 0,6mm, en beige la plaque emboutie d'épaisseur 0,6mm, en bleu, la zone où s'écoule l'eau glycolée d'épaisseur maximale 2mm et en marron, une zone d'isolant. Ce motif se répète 20 fois dans une direction et 17 fois dans l'autre. Le système mesure en tout 1365mm de long et 886mm de largeur, pour une hauteur 3,2mm sans l'isolant. Nous comprenons aisément qu'il existe un rapport d'aspect très important entre l'axe Ox et les deux autres directions.

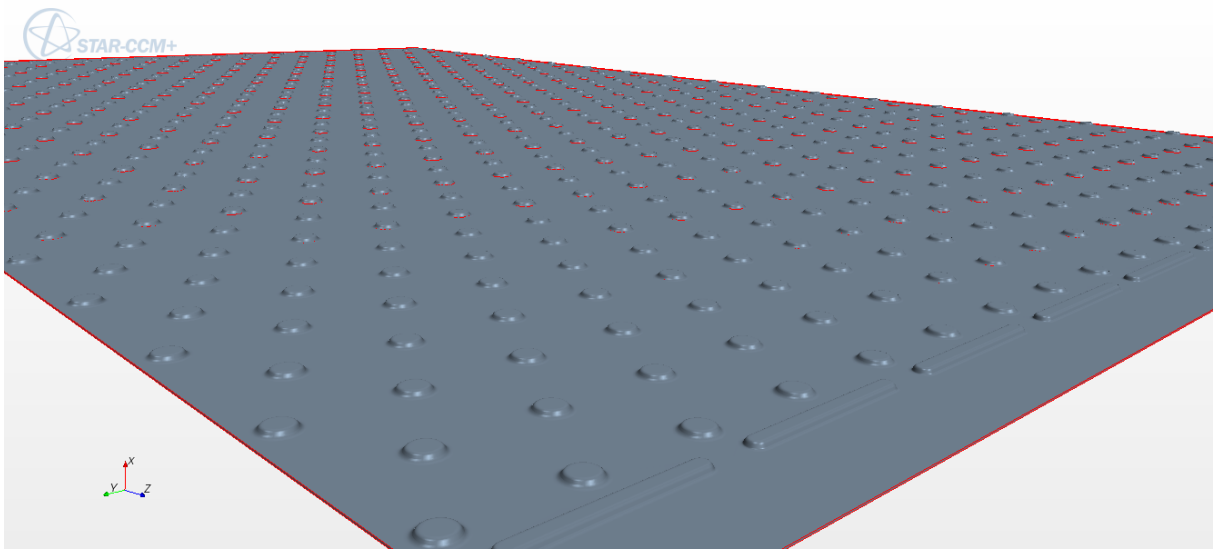


*Figure 22 : Vue 3D de la plaque emboutie*

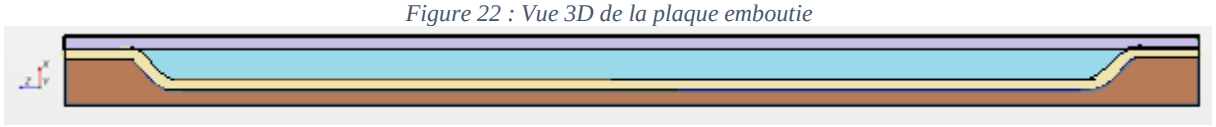


*Figure 23 : Vue en coupe d'un motif élémentaire du système de refroidissement*

## 2.2. Conditions aux limites

Sur la plaque supérieure, une condition limite de type Neumann est imposée, le plus souvent, le flux de chaleur incident imposé I (irradiance) sera de 500W/m². En face inférieure, le flux est déduit du coefficient d'échange en face arrière et de la température ambiante imposée. Le coefficient d'échange en face arrière n'est pas homogène sur la surface, on parle de Hback sur les zones irriguées par le fluide et Hedge sur les zones non irriguées. Hback sera le plus souvent pris à 15W/m²/K, Hedge pourra par exemple être nul (condition adiabatique) ou égal à Hback. La température ambiante sera le plus souvent prise à 15°C.
De plus, des conditions limites sont imposées en entrée et sortie du fluide. En entrée, on a une condition de type Dirichlet, avec un débit et une température imposée, et en sortie, une condition de type Neumann avec une surpression nulle imposée (pression égale à la pression de référence).

La chaleur est transmise par conduction au travers de la plaque supérieure (Inox, 15-25W/mK). Le flux de chaleur est ensuite divisé en deux, une partie est directement récupéré par le fluide en écoulement, l'autre est évacué par conduction par la plaque emboutie soudée à la plaque supérieure. Dans un premier temps nous considérerons, la soudure comme parfaite. C'est à dire sans résistance de contact thermique. Ce dernier flux est ensuite soit récupéré par le fluide, soit évacué par l'isolant vers l'ambiance. La chaleur récupérée par le fluide est soit conservée par le fluide, soit restituée à l'isolant et perdue dans l'ambiance. La Figure 24 présente les coefficients d'échange et les résistances thermiques sur une section de coupe des deux plaques qui constituent l'échangeur, on y retrouve aussi le flux et la température externes imposés.

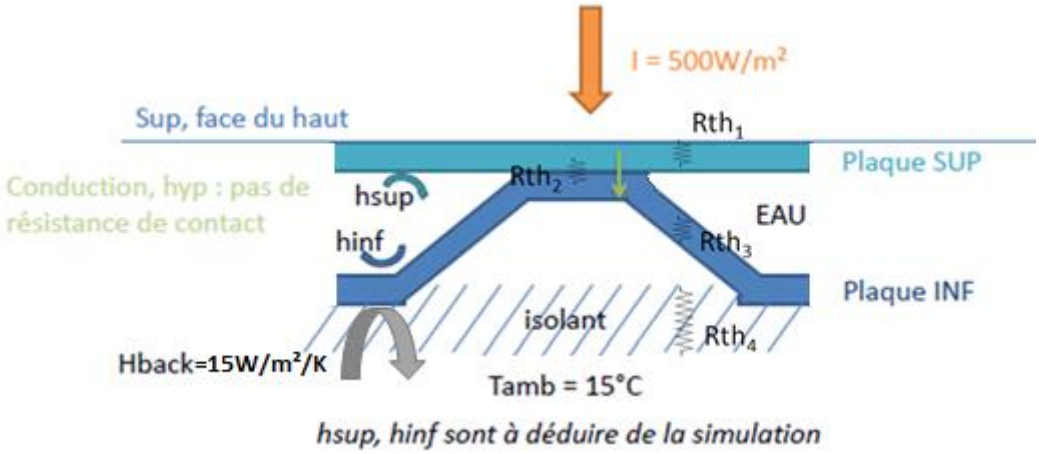



*Figure 24 : Schéma des échanges au niveau des deux plaques de l'échangeur*

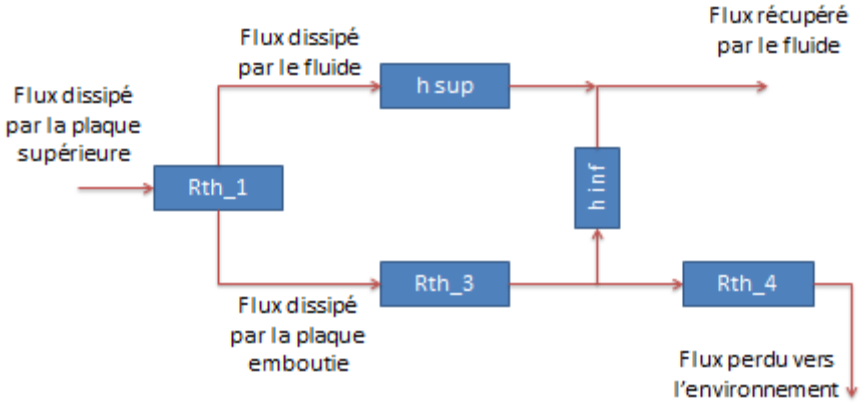



*Figure 25 : Schéma « électrique » équivalent des résistances thermiques et coefficients d'échange de chaleur*

La Figure 25 présente le schéma électrique équivalent pour la transmission de la chaleur. Rth_1 ($m^2K/W$) est la résistance de conduction de la plaque supérieure et Rth_3 de la plaque inférieure. Rth_2 est la résistance de conduction du contact entre la plaque plane et la plaque emboutie. h_sup et h_inf ($W/m^2K$) sont les coefficients d'échange convectif entre le fluide et les deux plaques. Enfin, Rth_4 est la résistance de l'isolation en face arrière du panneau.

L'objectif est de maximiser les coefficients d'échange convectif et d'augmenter la résistance thermique en face arrière du panneau afin que le fluide récupère le plus possible de chaleur provenant du flux incident.

D'un point de vue numérique, les conditions aux limites (schéma Figure 26) seront :
- Flux de chaleur imposé sur la face dite supérieure (ici tournée vers le bas)
- Résistance de contact nulle avec la plaque emboutie
- Coefficient d'échange et température (15°C) imposés en face inférieure afin de modéliser l'isolant et l'environnement.
- Coefficient d'échange et température sur les bords du panneau pour modéliser les fuites thermiques.
- Débit de fluide imposé en entrée et pression atmosphérique en sortie.
- Température d'entrée du fluide variable selon l'expérience

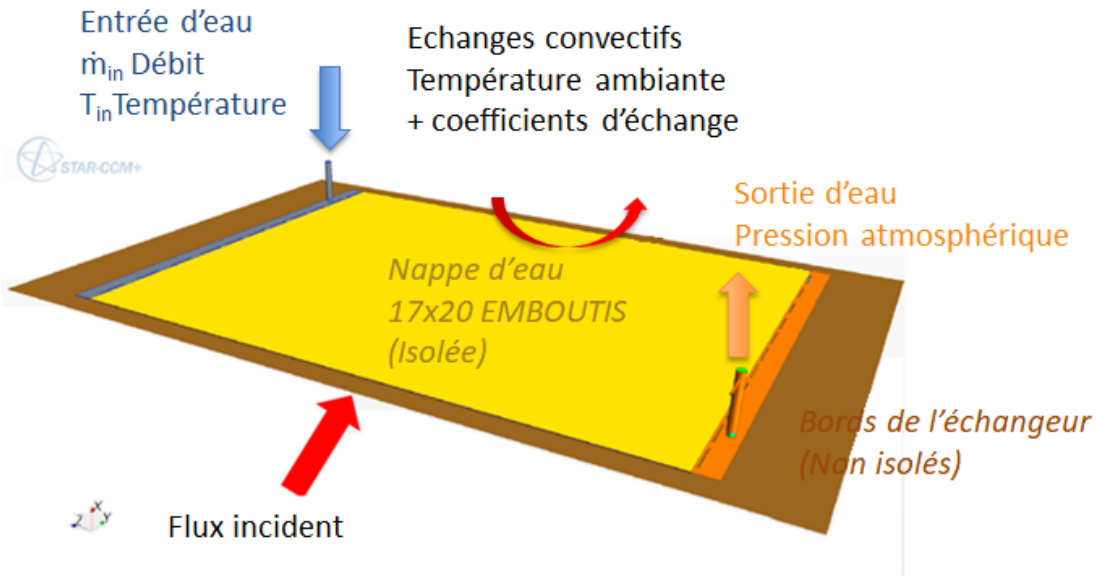



*Figure 26 : Schéma des conditions aux limites globales du panneau*

## 2.3. Présentations des différentes méthodes de modélisation numérique

Au vues des difficultés qui se présentent pour modéliser la géométrie du panneau solaire et de son système de refroidissement, du fait de son rapport d'aspect élevé (1365 x 886 x 3,2), nous envisageons plusieurs approches pour traiter le problème. La première consiste à modéliser entièrement le panneau avec toutes ses singularités et ses épaisseurs de parois. La deuxième méthode remplace les parois peu épaisses par un système dit de «conduction coque» qui permet de modéliser les plaques supérieure et emboutie uniquement par un maillage 2D. Enfin, dans le troisième modèle, ne sont modélisées directement que les zones d'entrée et de sortie du dispositif. Le motif élémentaire reproduit de façon périodique est remplacé par un milieu poreux équivalent ayant les mêmes propriétés thermophysiques.

### 2.3.1. Simulation numérique directe

La simulation directe consiste à modéliser entièrement la géométrie avec les conditions aux limites (7) ou sur un motif élémentaire du panneau. Les équations de **conservation de la chaleur** ((1)-(4)) et de **Navier-Stokes** ((5)-(6)) sont résolues sur un maillage volumineux (environ 8 à 10 millions de cellules) en régime permanent.

$$\boldsymbol{\nabla}.(\lambda_s \boldsymbol{\nabla T_s}) = 0 \text{ pour la phase solide} \quad (1)$$

$$\boldsymbol{\nabla}.\left(\lambda_f \boldsymbol{\nabla T_f}\right) - \boldsymbol{\nabla}.(\vec{\boldsymbol{U}}\mathrm{T}) = 0 \text{ pour la phase fluide} \quad (2)$$

$$T_f = T_s \text{ à l'interface fluide/solide} \quad (3)$$

$$-\boldsymbol{n_{sf}}.\lambda_s \boldsymbol{\nabla T_s} = -\boldsymbol{n_{fs}}.\lambda_f \boldsymbol{\nabla T_f} \text{ à l'interface fluide/solide} \quad (4)$$

$$-\nabla P_f + \rho_f g + \mu_f \nabla^2 U_f = \rho_f \boldsymbol{U_f}.\boldsymbol{\nabla U_f} \text{ dans la phase fluide} \quad (5)$$

$$\nabla.\boldsymbol{U_f} = 0 \text{ dans la phase fluide} \quad (6)$$

Conditions limites : (7)

- $\boldsymbol{U_f} = 0$ à l'interface solide/fluide
- I : Flux de chaleur imposé sur la face supérieure
- $H_{back}$ : Coefficient d'échange en face inférieure
- $H_{edge}$ : Coefficient d'échange sur les bords du panneau
- $T_{amb}$ : Température en face inférieure et côté
- $\dot{m}$ : Débit de fluide imposé en entrée
- $P_{out}=P_{atm}$ pression atmosphérique en sortie
- $T_{in}$ : Température d'entrée du fluide

Cette approche permet d'avoir une vue globale des écoulements et transferts de chaleur. Cependant, le volume important de mémoire et les capacités informatiques nécessaires à la réalisation d'une telle simulation limitent la qualité des résultats.

Ce problème est d'autant plus important sur la géométrie que nous étudions du fait de son rapport d'aspect. En effet, il est nécessaire d'avoir un maillage suffisant dans l'épaisseur du fluide (au moins 5 couches, soit des mailles de l'ordre de 0,4mm). Les cellules d'un devant elle avoir un rapport d'aspect le plus proche de 1 possible.

### 2.3.2. Simulation numérique directe simplifiée : Modèle de Conduction Coque

Le modèle de transferts de chaleur «conduction coque » (« shell conduction » en anglais) dans l'enveloppe fine d'une structure solide est basé sur l'**hypothèse que le gradient de température est constant dans cette couche**. En d'autres termes, l'épaisseur de solide est assez faible pour que le profil de température soit considéré comme linéaire.

Cette hypothèse est valable lorsque le nombre de Biot est petit devant 1, on parle alors d'un objet thermiquement mince, ce qui se vérifie dans nos conditions (8).

$$Bi = \frac{h_{FLUID} \,.\, L_C}{\lambda} = \frac{800 \,*\, 0{,}0006}{25} \sim 0{,}02 \ll 1 \qquad (8)$$

La principale conséquence de cette hypothèse est que le flux de chaleur dans cette fine couche de solide peut être décrite par une seule cellule. Le modèle StarCCM+ permet donc de modéliser dans notre cas la plaque emboutie et la plaque supérieure du panneau avec un maillage 2D sans négliger les transferts de chaleur dans les directions latérales.

Le principal objectif étant de réduire le nombre de mailles dans ces zones et d'affiner dans la zone de fluide.

### 2.3.3. Changement d'échelle

Dans la troisième approche numérique la zone d'emboutis est assimilée à un milieu poreux par changement d'échelle. En réalité nous allons coupler ce changement d'échelle à de la simulation directe. Les zones d'entrée et de sortie sont modélisées directement alors que la grande zone intermédiaire aux motifs périodique sera représentée par un milieu poreux équivalent.

#### 2.3.3.1. Modèle d'échange de transferts de chaleur

Si nous considérons deux températures moyennes, une pour chaque phase, Quintard et Whitaker 1993 montrent que le système d'équations macroscopiques régissant la conduction à l'échelle macroscopique s'écrit sous la forme :

$$\begin{cases} \nabla.\left[\overline{\overline{\lambda_{eff}^{f}}}.\nabla\langle T_f\rangle^f\right] = h\,A_{sf}\left(\langle T_f\rangle^f - \langle T_s\rangle^s\right) + \rho.Cp_{eq}.Uf.\nabla Tf \\ \nabla.\left[\overline{\overline{\lambda_{eff}^{s}}}.\nabla\langle T_s\rangle^s\right] = h\,A_{sf}\left(\langle T_s\rangle^s - \langle T_f\rangle^f\right) \end{cases} \quad (9)$$

Où $\overline{\overline{\lambda_{eff}^{f}}}$ et $\overline{\overline{\lambda_{eff}^{s}}}$ sont respectivement les conductivités effectives de chaque phase prise séparément. Ils introduisent la notion d'échange moyen entre phases à travers le coefficient d'échange h.

Dans notre cas, l'échangeur dans son ensemble (parois et fluide) est thermiquement mince, puisque le nombre de Biot est très inférieur à un :

$$Bi = \frac{h_{FLUID}\,.\,L_C}{\lambda} = \frac{800\ *\ 0{,}0032}{25} \sim 0{,}1 \ll 1 \quad (10)$$

Nous considérerons donc que le **fluide en écoulement et la plaque emboutie sont en équilibre thermique local**. Cette hypothèse permet de substituer le modèle à 2 températures et donc à 2 milieux équivalent avec un coefficient d'échange entre phase, à un seul milieu composé du fluide ayant une conductivité thermique équivalente à l'ensemble du panneau. Les transferts de chaleur dans le fluide sont alors modélisés par une **équation d'advection-diffusion** en régime stationnaire et dans le cas d'un fluide incompressible (10).

$$\rho\,C_p\,U_f\,\nabla T = -k_{eff}\,\nabla^2 T \quad (11)$$

#### 2.3.3.2. Modèle de pertes de charge

De manière similaire à la conduction de la chaleur, l'équation de Stokes peut être moyennée - en négligeant la correction de Brinkman - pour obtenir la **loi de Darcy** (Whitaker 1999) :

$$-\overline{\overline{K}}\ \ \nabla\langle P\rangle = \mu_f\,\langle U_f\rangle \quad (12)$$

Où $\overline{\overline{K}}$ est le tenseur de perméabilité de la mousse. $\mu_f$ est la viscosité intrinsèque du fluide. $\nabla\langle P\rangle$ est le gradient de la pression moyenne sur tout l'échantillon. $\langle U_f\rangle$ est la vitesse moyennée sur tout le volume du milieu équivalent.

Pour les écoulements à plus hauts Reynolds, pour lesquels les effets inertiels ne sont plus négligeables, nous introduisons la **loi de Forchheimer** (Eq. 13). Cette loi est empirique et de nombreux auteurs montrent qu'elle bien adaptée aux écoulements dans les mousses (Bonnet, Topin *et al.* 2008). Elle n'est pas démontrée rigoureusement, mais certains auteurs ont effectué des développements semi-heuristiques (Vafai et Tien 1982; Sahraoui et Kaviany 1992).

$$-\boldsymbol{\nabla}\langle P\rangle = \mu_f\overline{\overline{K^{-1}}}\,\langle \boldsymbol{U_f}\rangle + \rho_f\bar{\bar{\beta}}\left\|\langle \boldsymbol{U_f}\rangle\right\|\langle \boldsymbol{U_f}\rangle \quad (13)$$

Où $\bar{\bar{\beta}}$ ($m^{-1}$) est le tenseur d'inertie. Notons que ce tenseur dépend fortement de l'orientation principale de l'écoulement par rapport à la matrice solide.

#### *2.3.3.3. Grandeurs physiques à déterminer*

L'utilisation de ce modèle nécessite donc la connaissance de différentes grandeurs physiques :
- Coefficients de pertes de charge
- Coefficient d'échange de chaleur entre phases
- Conductivité thermique effective stagnante

Remarque : les effets de dispersion thermique dans la phase fluide seront compris dans le coefficient d'échange entre phase.

### 2.3.4. Stratégie de modélisation

La zone d'échange va être modélisée par un milieu poreux équivalent (changement d'échelle) dont les caractéristiques vont être déterminées par une simulation directe sur un motif élémentaire. Les zones d'entrée et sortie du fluide ainsi que les bords sans fluide de l'échangeur vont être modélisés par simulation directe. Les plaques sont toujours considérées comme thermiquement minces et modélisées avec l'approche Shell Conduction (maillage 2D). On présente un schéma de synthèse de la stratégie de modélisation dans la Figure 27.

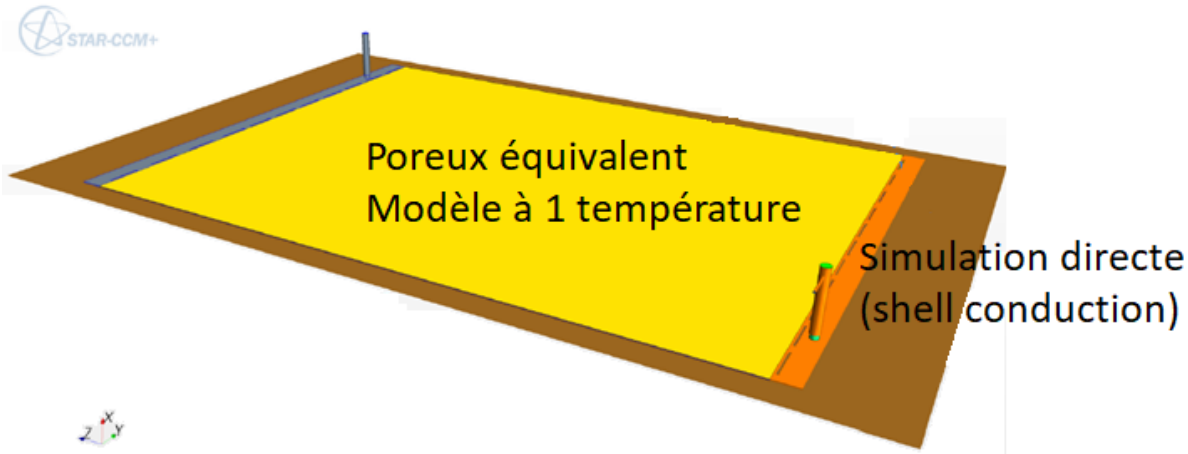



*Figure 27 : Schéma de synthèse - stratégie de modélisation*

## 2.4. Simulations directes d'un motif élémentaire

### 2.4.1. Géométrie

La Figure 28 montre la géométrie d'un motif élémentaire de la zone intermédiaire du panneau et les conditions aux limites imposées. Des conditions d'interfaces périodiques ou de symétrie sont imposées sur chaque bord du motif. Sur les deux faces opposées par lesquelles circule le fluide (axe principal de l'écoulement), nous utilisons une interface périodique avec saut de pression. Cette option nous permet d'obtenir un écoulement pleinement développé et de s'affranchir des phénomènes perturbateurs d'entrée/sortie du fluide. En imposant un écart de pression, nous obtenons un écoulement dont nous mesurons le débit.

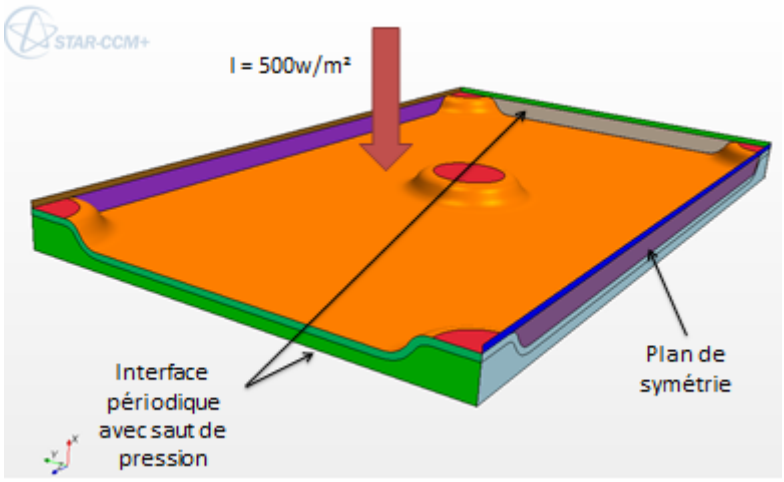


*Figure 28 : Motif élémentaire de la zone intermédiaire du panneau. Conditions aux limites*

Les grandeurs auxquelles nous nous intéressons sont :
- Débit d'écoulement d'eau / Ecart de pression
- Coefficients d'échange de chaleur h_sup et h_inf
- Résistance de contact entre les plaques embouties et supérieure
- La conductivité effective du milieu.

### 2.4.2. Maillage

Le maillage de la géométrie a été déterminé afin d'optimiser le rapport qualité des résultats par le temps de calcul. Le critère de qualité de maillage étant sa « convergence », c'est-à-dire la taille de maille à partir desquelles le résultat physique n'évolue plus.
Nous utilisons un maillage hexaédrique (« trimmer ») dont les cellules ont une taille de base de 0,5mm. Localement, les cellules peuvent atteindre 15% de la taille de base afin d'améliorer la prise en compte des singularités de la géométrie. Une couche de maille supplémentaire est ajoutée dans la zone de fluide à proximité des parois. Cette couche est épaisse de 33% de la taille de base et contient 5 cellules avec un facteur de grossissement de 1,3.
Au total, le maillage contient environ 480 000 cellules (Figure 29).

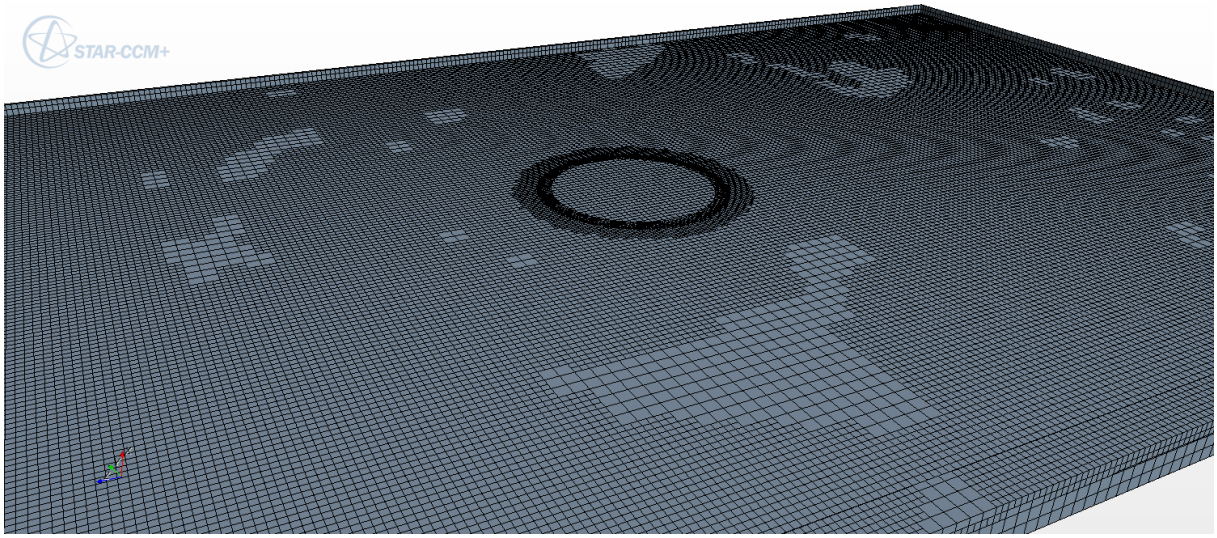


*Figure 29 : Vue isométrique du maillage hexaédrique dit « trimmer » (480 000 cellules)*

### 2.4.3. Champs de vitesses et de températures

Les Figure 30 et Figure 31 montrent respectivement les champs de vitesse et de températures sur une section plane de l'élément. Sur le champ de vitesse, nous observons une zone de recirculation en aval du point embouti ainsi qu'une zone d'écoulement « mort » en amont dû au point d'arrêt du fluide. Par conservation du débit d'eau (incompressible), deux zones d'accélérations se forment de part et d'autres du poinçon. Là où l'écoulement est faible, les températures sont plus élevées que dans les zones où la vitesse est importante.

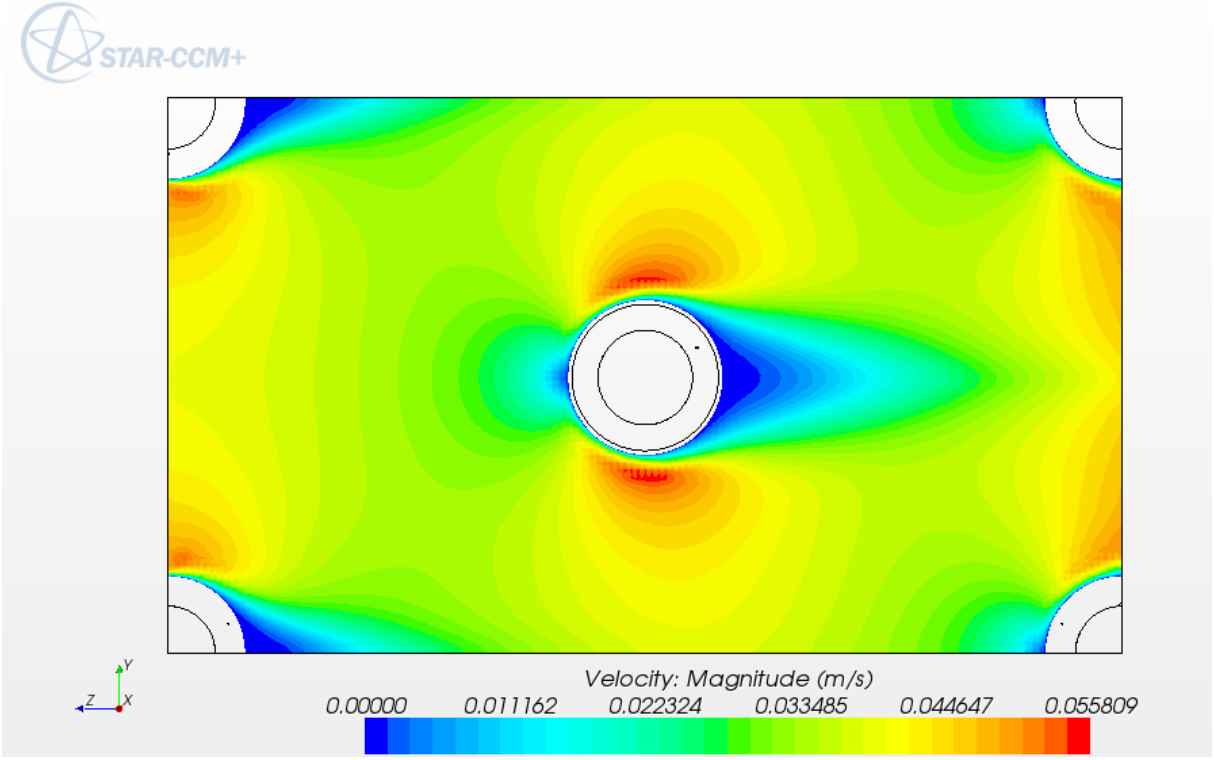



*Figure 30 : Champ de vitesse sur une section plane (Y=0,0008 m)*

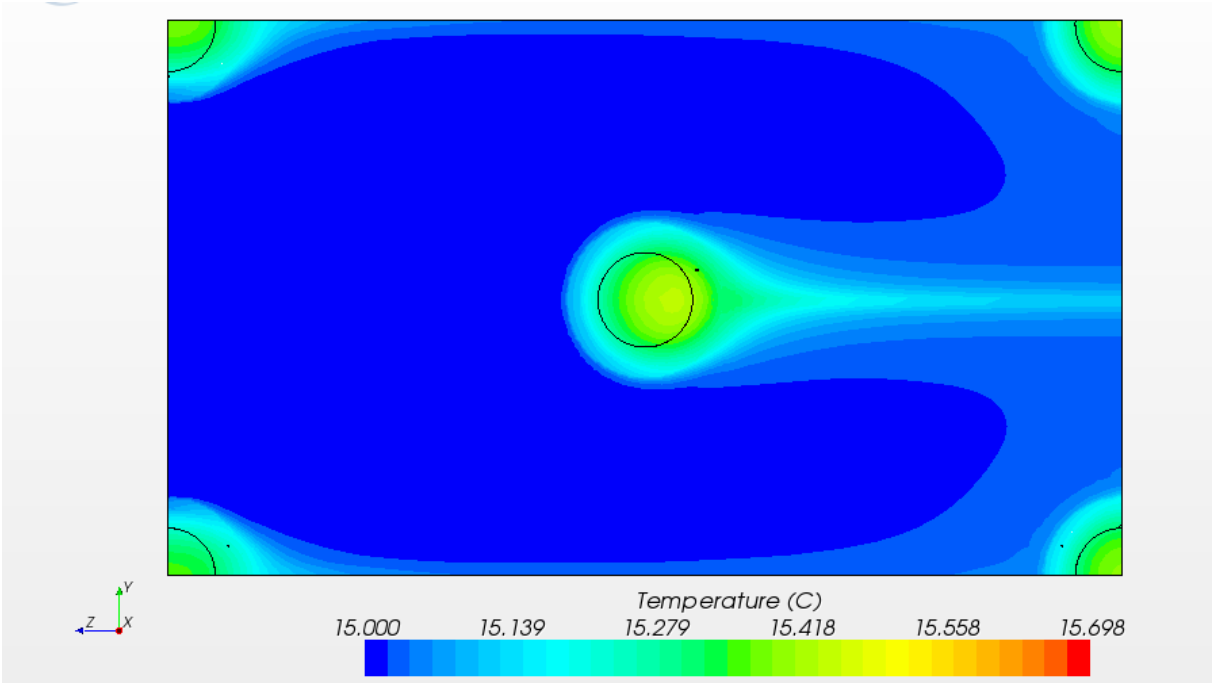



*Figure 31 : Champ de température sur une section plane du motif élémentaire (Y=0,0016 m)*

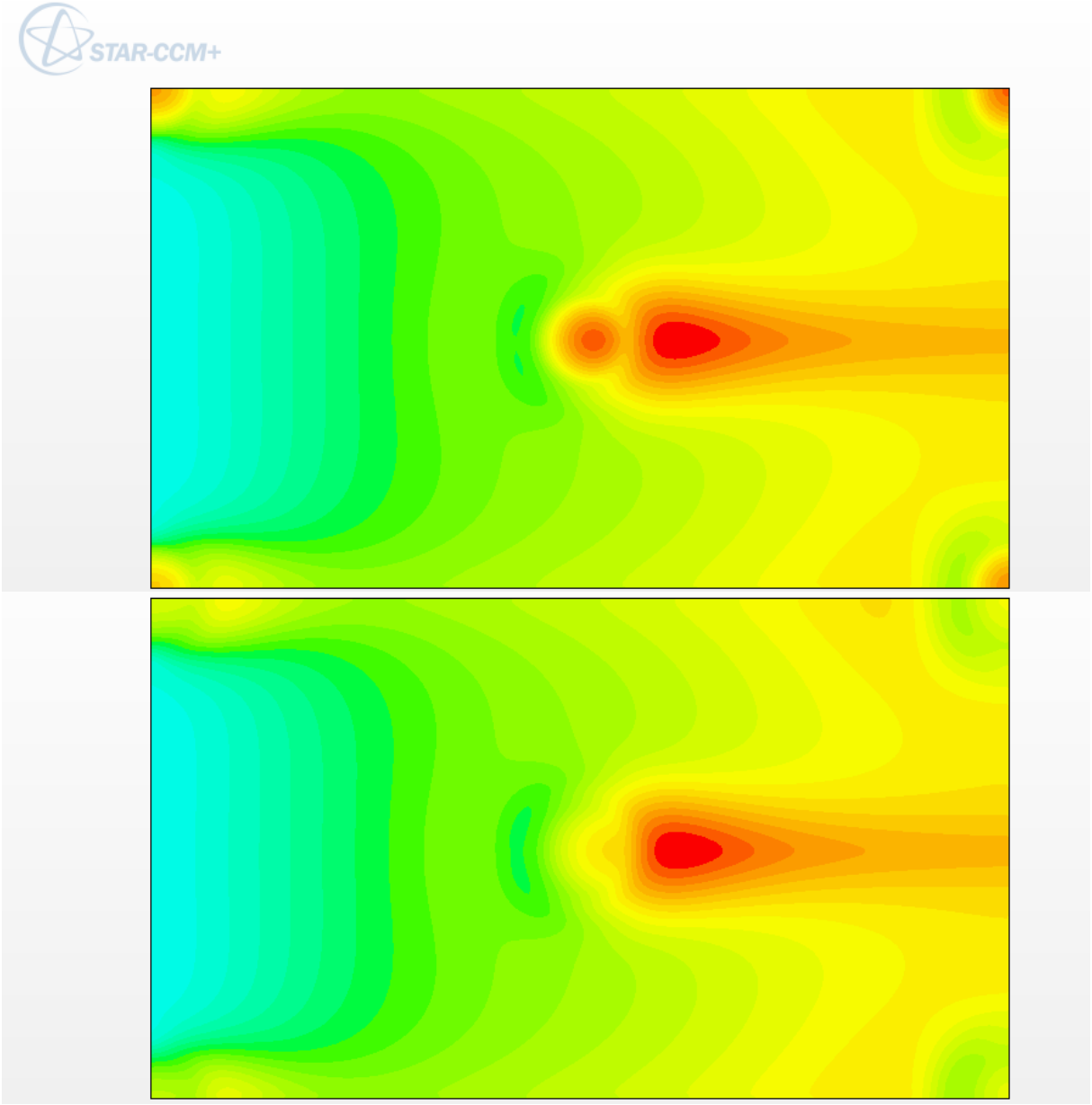



*Figure 32 : Champ de température sur la face supérieure du panneau (face recevant le flux Y=0,0032m).*
*En haut : Les deux plaques sont isolées.*
*En bas : le contact entre les plaques supérieure et emboutie est supposé idéal (Rth_2 = 0)*

Sur la Figure 32, nous étudions l'influence de la résistance thermique de contact entre la plaque emboutie et le plaque supérieure. Dans le cas où le contact est mauvais, il se crée un point chaud sur la plaque supérieure à son niveau, ainsi qu'au niveau de la recirculation en aval de la déformation. Dans le cas où le contact est parfait, le point chaud disparait au niveau de l'emboutis, mais reste au niveau de la recirculation. On donne les vecteurs flux de chaleur et leur magnitude pour les deux cas (contact isolé et parfait) dans les Figure 33 et Figure 34. Globalement, les performances de l'élément ne sont pas modifiées de façons significatives.

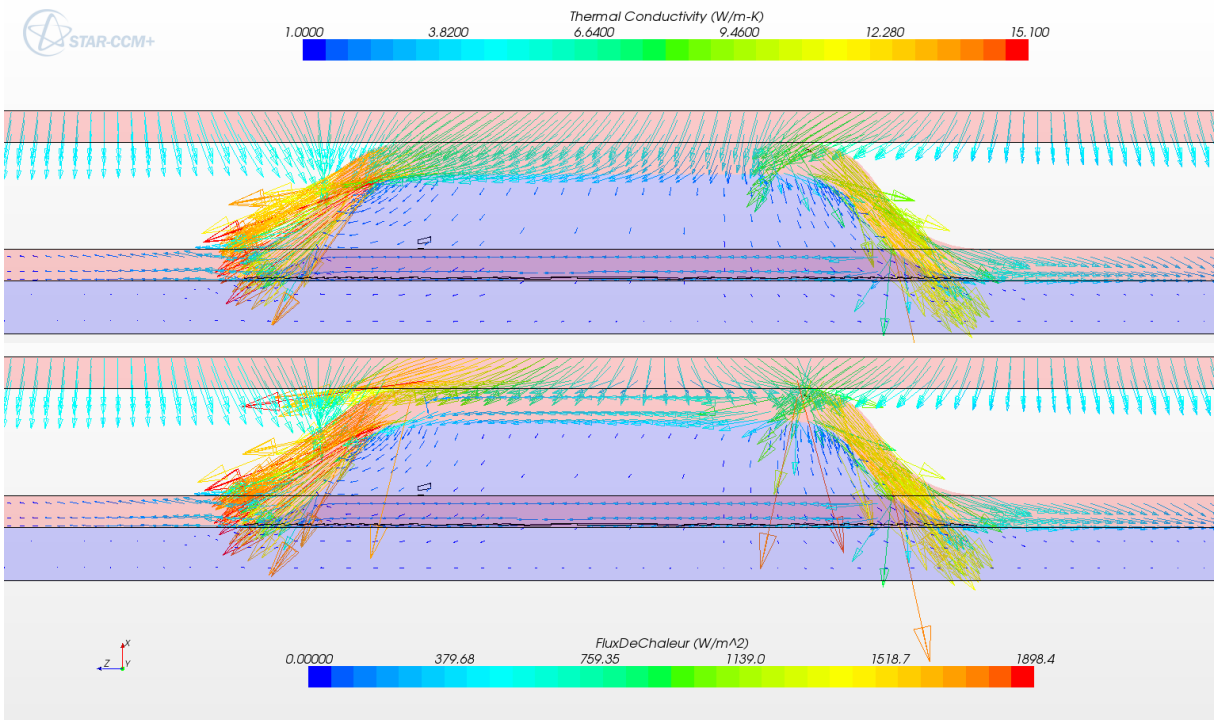



*Figure 33 : Vecteurs flux de chaleur.*
*En haut : les deux plaques sont isolées.*
*En bas, le contact thermique est parfait.*

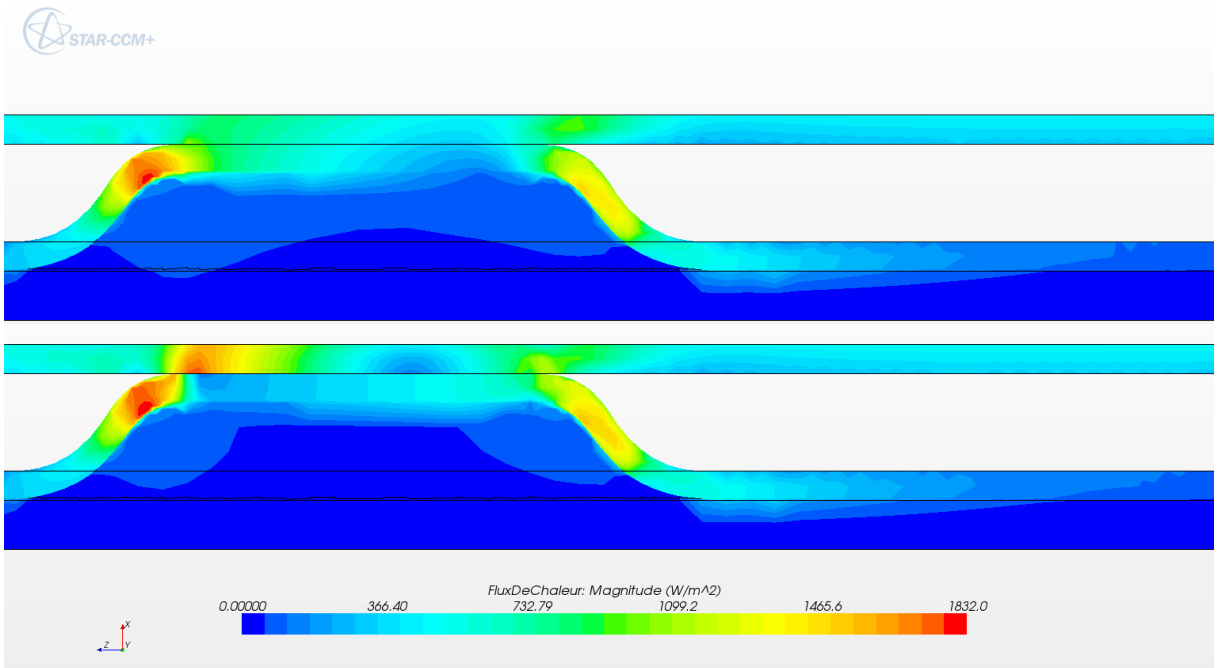



*Figure 34 : Magnitude des vecteurs flux de chaleur.*
*En haut : les deux plaques sont isolées.*
*En bas, le contact thermique est parfait*

### 2.4.4. Coefficients d'échange de chaleur

Nous déterminons deux coefficients d'échange de chaleur. Un entre la plaque supérieure et le fluide, l'autre entre le fluide et la plaque emboutie. Pour déterminer ce coefficient d'échange nous ne considérons que la phase fluide. Un flux de chaleur ($\phi_{imposé}$) de 1000W/m² (valeur arbitraire) est

imposé sur les deux faces. Nous mesurons localement la résistance thermique à l'échange de chaleur que nous moyennons ensuite sur toute la surface.

$$\mathrm{R}_{th}^{local} = \frac{\mathrm{T}_{surface}^{local} - \langle \mathrm{T}_{fluide}^{moyen} \rangle}{\phi_{imposé}} \tag{14}$$

$$R_{th} = \frac{1}{Area} \int_{Area} \frac{\mathrm{T}_{surface}^{local} - \langle \mathrm{T}_{fluide}^{moyen} \rangle}{\phi_{imposé}} dS \tag{15}$$

$\langle \mathrm{T}_{fluide}^{moyen} \rangle$ est la température moyennée sur l'épaisseur.

Le coefficient d'échange moyen est obtenu par inversion de ce dernier terme :

$$H_{moy} = \frac{1}{R_{th}} \tag{16}$$

On considère Hinf, le coefficient d'échange entre le fluide et la face inférieure de la plaque emboutie et Hsup est le coefficient d'échange entre le fluide est la face supérieure (Figure 35).

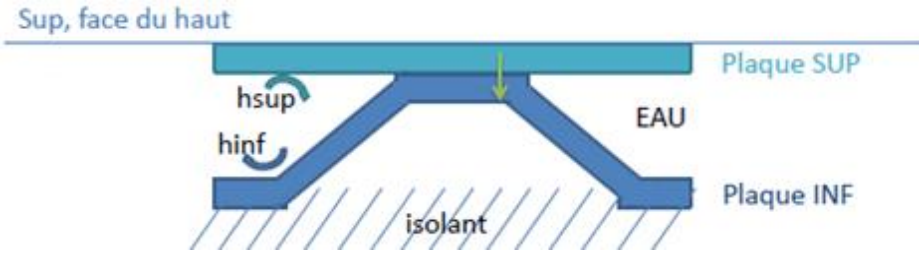



*Figure 35 : Définition de h_inf et h_sup*

La Figure 36 montre les coefficients d'échange locaux en fonction de la vitesse débitante (vitesse d'écoulement moyen sur une section du canal). Nous observons dans les deux cas des évolutions classiques suivant une loi de puissance.

En effet, on considère un diamètre hydraulique défini comme quatre fois le ratio section de passage sur le périmètre mouillé de cette section. Avec des vitesses débitantes de l'ordre de 0,035m/s pour un diamètre hydraulique d'environ 4mm et une viscosité cinématique de l'eau de $10^{-6}$ m²/s, le Reynolds est d'environ 140. Le régime d'écoulement est donc laminaire car la valeur trouvée est inférieure à 2000 :

$$Re = \frac{u_f \,.\, D_h}{\nu} = \frac{0{,}035\ [m/s]\ .\ \frac{4.(0{,}002[m].0{,}886[m])}{2.(0{,}002[m]+0{,}886[m])}}{10^{-6}\ [m^2/s]} \sim 140 \ll 2000$$

Les lois classiques de puissance pour des régimes laminaires sur une géométrie fermée donnent un nombre de Nusselt qui ne dépend pas du débit. L'évolution en puissance 0,13 n'est pas contradiction avec ces lois, puisque les échanges ne sont pas un simple écoulement convectif entre deux parois, mais un écoulement complexe avec recirculation du fait des emboutis et conduction entre les parois.

Notons que les deux coefficients sont du même ordre de grandeur et présentent des valeurs très proches. Ceci montre clairement que la plaque inferieure participe de façon active à chauffer le fluide et démontre l'efficacité de la technique d'emboutissement utilisée (géométrie). Hsup est légèrement

inférieur du fait des zones de confinement du fluide dues aux angles aigus que forment les points emboutis. Le Hinf est supérieur au vu de l'obstruction de l'écoulement afin d'intensifier les échanges et de plus la surface déployée est plus importante.

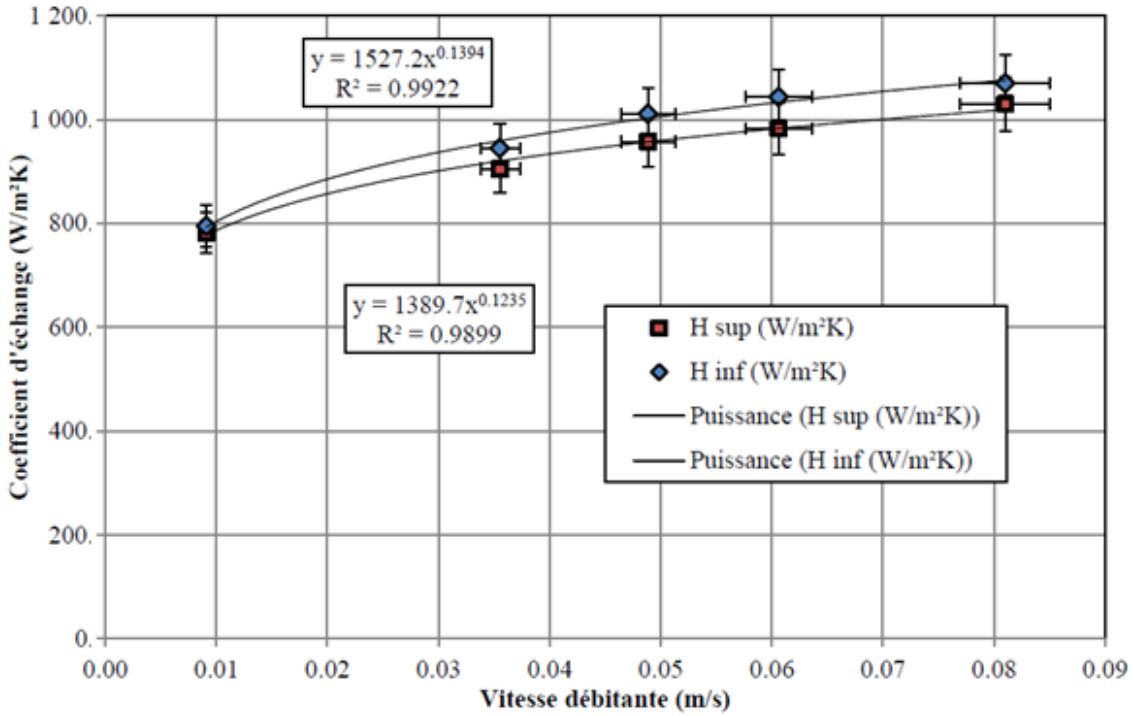



*Figure 36 Coefficients d'échange de chaleur locaux en fonction de la vitesse débitante.*

La Figure 37 présente le même coefficient d'échange en fonction du débit équivalent. Le débit équivalent étant le débit correspondant de la Figure 36 multiplié par le nombre de motifs élémentaires qui compose le panneau entier.

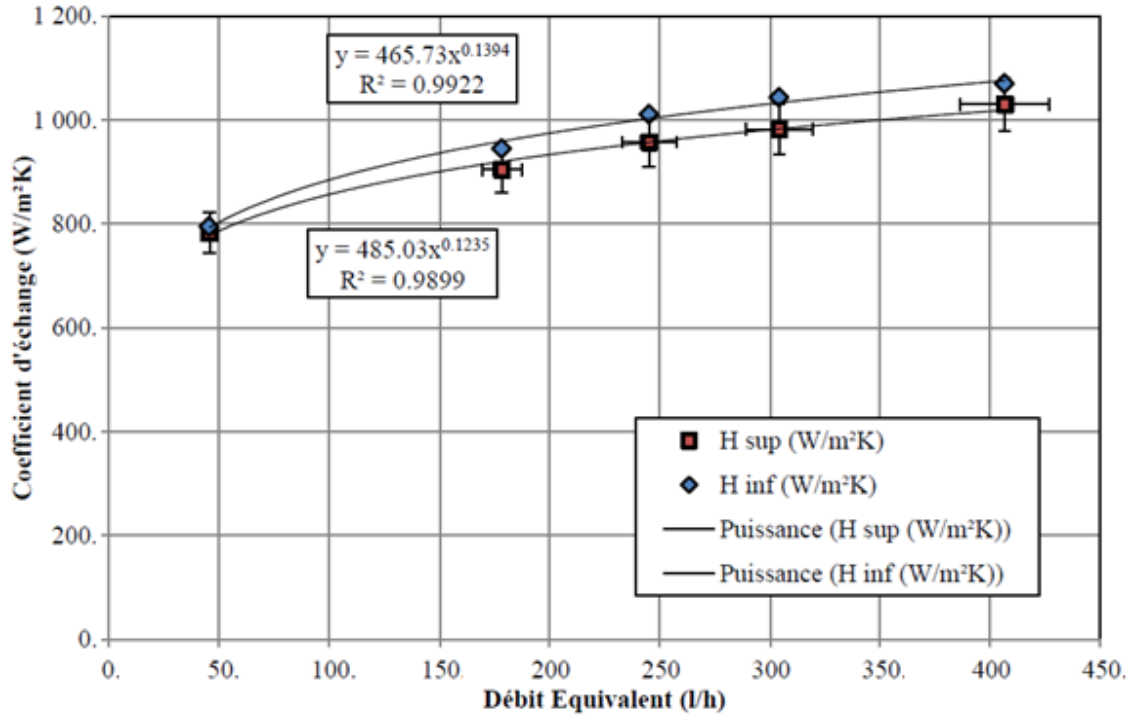



*Figure 37 Coefficients d'échange de chaleur locaux en fonction du débit équivalent*

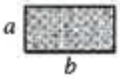
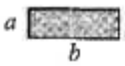
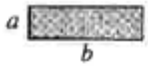
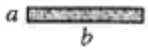
L'ordre de grandeur trouvé par simulation est cohérent avec une approche simplifié du coefficient d'échange.

$$H = \frac{Nu.\ \lambda}{D_h} = \frac{8{,}23^{(*)}.\ 0{,}6[W/m/K]}{\frac{4.(0{,}002[m].\ 0{,}886[m])}{2.(0{,}002[m] + 0{,}886[m])}} = 1237[W/m^2/K]$$

(*) Nu=8,23 : pour des conditions de flux uniforme pour un rapport largeur sur épaisseur très grand, d'après la Tabulation de Kays & London retranscrite dans le Tableau 6.
Le coefficient est trouvé légèrement inférieur du fait des recirculations.

On retient donc que les coefficients d'échanges entre le fluide et les plaques Hinf, Hsup sont supérieurs à 800W/m²/K dès 50L/h.

On verra par la suite avec un modèle simplifié complet du module hybride, que la résistance thermique lié à échange est négligeable devant les autres résistances thermiques du module - notamment celles des encapsulants, aussi modifier la géométrie pour améliorer l'échange par exemple en densifiant le nombre d'emboutis apporterait un surcoût de fabrication mais aurait un impact faible sur les performances thermiques du module.

| Cross Section | $\frac{b}{a}$ | $Nu_D = \frac{hD_h}{k}$ (Uniform $q_s''$) | $Nu_D = \frac{hD_h}{k}$ (Uniform $T_s$) | $f\,Re_{D_h}$ |
|---|---|---|---|---|
| | — | 4.36 | 3.66 | 64 |
| | 1.0 | 3.61 | 2.98 | 57 |
| | 1.43 | 3.73 | 3.08 | 59 |
|  | 2.0 | 4.12 | 3.39 | 62 |
|  | 3.0 | 4.79 | 3.96 | 69 |
|  | 4.0 | 5.33 | 4.44 | 73 |
|  | 8.0 | 6.49 | 5.60 | 82 |
| | ∞ | 8.23 | 7.54 | 96 |
| | — | 3.11 | 2.47 | 53 |

Used with permission from W. M. Kays and M. E. Crawford, *Convection Heat and Mass Transfer*, McGraw-Hill, New York, 1980.

*Tableau 6 : Nombre de Nusselt et coefficients de friction pour des flux laminaire pleinement développés dans des tubes de différentes sections transverses [Kays & London, 1980]*

### 2.4.5. Propriétés effectives

L'utilisation d'un milieu poreux équivalent pour modéliser le comportement entier du panneau nécessite, comme nous l'avons vu au chapitre sur le changement d'échelle, la connaissance de plusieurs propriétés effectives. Le terme « effectif » prend beaucoup d'importance dans notre cas. En effet il signifie que les propriétés décrivent le panneau quelques soient les conditions aux limites, comme par exemple la température ambiante et/ou la température de l'eau.

#### *2.4.5.1. Lois d'écoulement*

L'écoulement peut être décrit par une loi polynomiale de degré 2 comme on le voit sur la courbe de la Figure 38. Ici nous déterminons les coefficients de pertes de charges linéiques selon l'axe principal de l'écoulement. $P$ est la pression moyenne sur la section transversale.

$$\nabla P = \alpha U_f + \beta U_f^2 \tag{17}$$

Où $\alpha$ (Pa.s/m²) et $\beta$ (Pa.s²/m³) représente respectivement des coefficients de frottements visqueux et inertiels directement utilisable dans StarCCM+

$$\alpha = 2738\ Pa.s.m^{-2}$$
$$\beta = 26490\ Pa.s^2.m^{-3}$$

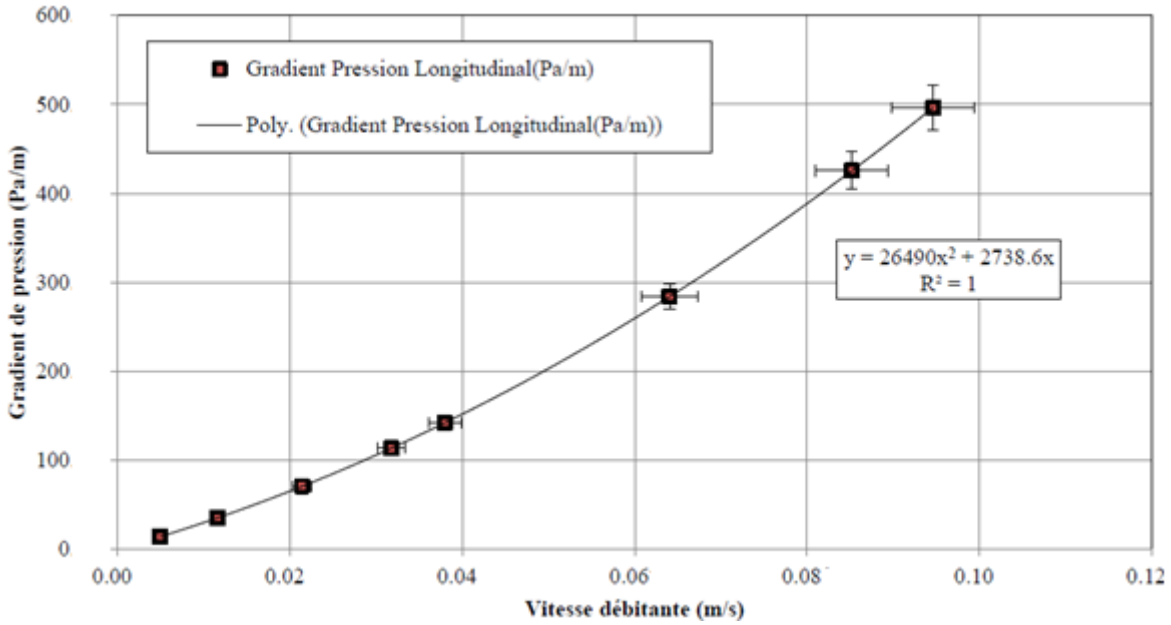



*Figure 38 : Gradient de pression en fonction de la vitesse débitante de l'écoulement. Détermination des coefficients de perte de charge*

L'ordre de grandeur du coefficient de frottements visqueux est corroboré par une évaluation simplifiée de ce coefficient (17).

$$\Delta P = \frac{96^{(*)}}{Re}.\frac{L}{D_h}.\rho\frac{{u_f}^2}{2} \tag{18}$$

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{96}{\frac{u_f.D_h}{\nu}}.\frac{\rho\frac{{u_f}^2}{2}}{D_h} = \frac{96}{\frac{D_h}{\nu}}.\frac{\rho\frac{u_f}{2}}{D_h} = 3.10^3.u_f \Rightarrow \alpha \sim 3000\ \mathrm{Pa.s/m^2}$$

(*)f.Re = 96 : pour des conditions de flux uniforme pour un rapport largeur sur épaisseur très grand, d'après la Tabulation de Kays & London déjà retranscrite juste au-dessus.

Remarque : Des calculs dans le sens transversal ont mené à la détermination de coefficients quasiment égaux. Nous considérerons donc le milieu comme **isotrope**.

#### *2.4.5.2. Conductivité effective*

La dernière propriété macroscopique nécessaire à la description de la conduction de la chaleur dans la plaque emboutie est le tenseur de conductivité. Pour cela, nous considérons la plaque emboutie à laquelle nous imposons un gradient de température (cf Figure 39). Nous mesurons ensuite le flux de chaleur traversant l'échantillon. L'expérience est répétée 3 fois, une dans chaque direction principale. Du fait de la faible surface de contact de la plaque emboutie par rapport à la surface totale de la plaque supérieure, la conductivité apparente de la plaque emboutie selon la hauteur du panneau $K_x$ est relativement faible :

$$K_x = 0{,}1225 W/mK$$
$$K_y = 2{,}904 W/mK$$
$$K_z = 2{,}898 W/mK$$

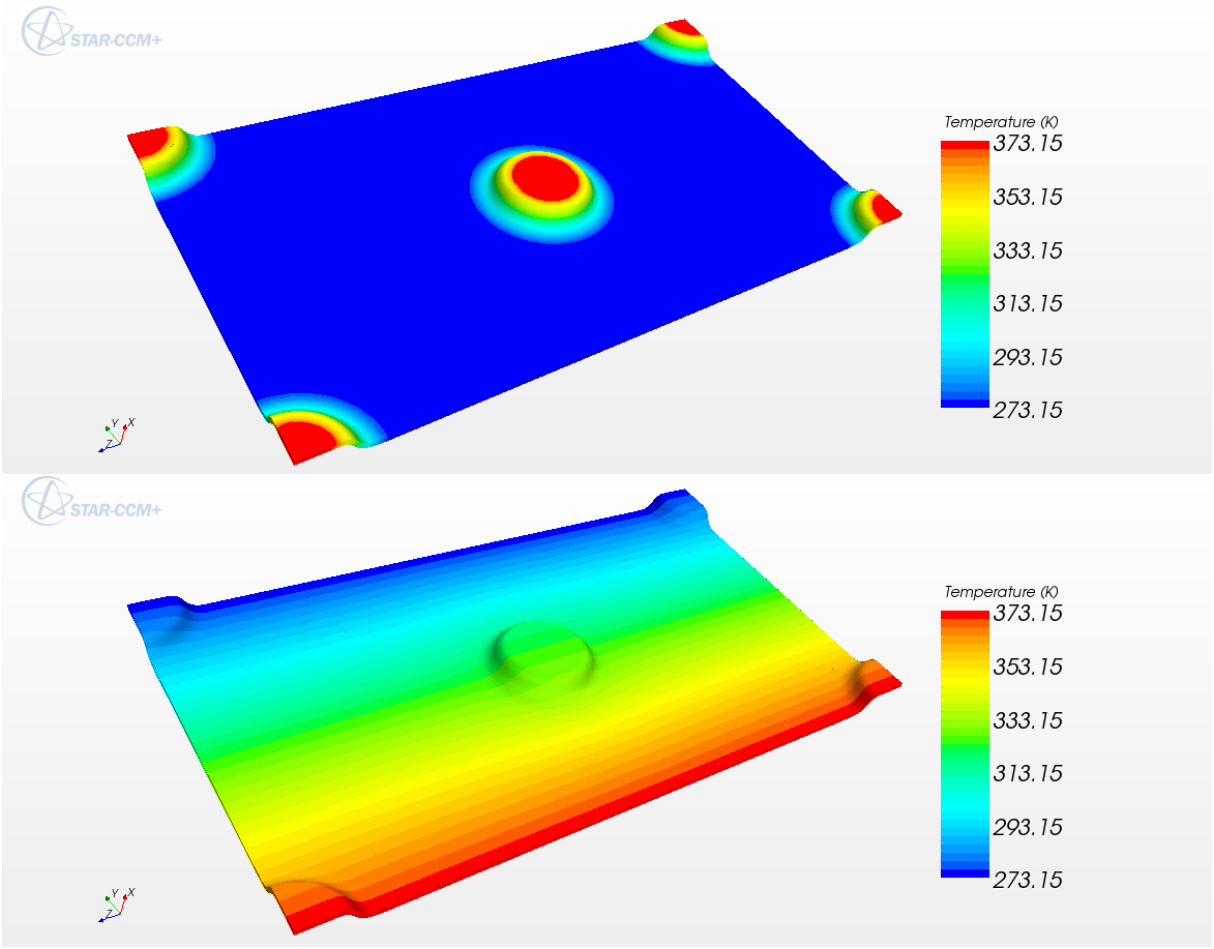



*Figure 39 : Visualisation du champ de température à la surface de la plaque emboutie lors de la détermination du tenseur de conductivité effective.*
*En haut : expérience selon X,*
*En bas : expérience selon Y.*

Selon les axes Y et Z, on trouve un ordre de grandeur cohérent par rapport à une hypothèse de pondération (19) de la conductivité de l'inox et de l'eau en fonction des surfaces respectives (avec un ordre de grandeur de 14mm de diamètre d'emboutis et 40mm entre les centres d'emboutis l'inox représente « en vue de dessus » 11% de la surface), en considérant des conductivités pour l'eau de 0,6W/m/K et de 20W/m/K pour l'inox.

$$K \sim \frac{A_{emboutis}.\lambda_{inox} + (Area - A_{emboutis}).\lambda_{eau}}{Area} = 2{,}8\ W/m/K \qquad (19)$$

Si on prend en compte l'isolant et une convection en face arrière, la conductivité thermique équivalente de l'ensemble constitué par le fluide, la plaque emboutie et l'isolant est évaluée à 0,06W/m/K. Cette mesure est effectuée par simulation numérique directe sur un motif élémentaire du panneau. Les conditions de mesures sont faites avec un flux de chaleur imposé en face supérieure et une condition de convection en face inférieure.

$$k_{eff} = 0{,}06\ W/m/K$$

Ce résultat est cohérent avec un empilement des résistances thermiques, avec une conductivité équivalente de 2,8W/m/K sur 3mm et une isolation avec une conductivité de l'ordre de 0,03W/m/K sur 3mm également, on trouve une résistance équivalente sur 6mm de 0,1 m²/K/W (20), soit une conductivité effective de 0,06W/m/K (21).

$$R_{eff} = \frac{e_{echangeur}}{\lambda_{echangeur}} + \frac{e_{isolant}}{\lambda_{isolant}} \sim 0{,}1\ m^2/K/W \qquad (20)$$

$$k_{eff} \sim \frac{e_{eff}}{R_{eff}} = 0{,}06 W/m/K \qquad (21)$$

## 2.5. Résultats du modèle global

### 2.5.1. Géométrie du modèle poreux

La modélisation hybride du panneau consiste à effectuer un changement d'échelle partiel comme le montre la Figure 40. Seule la zone centrale du panneau où se situent les motifs élémentaire et représentant la plus grande partie de la surface du dispositif sera remplacée par un milieu poreux équivalent. Les zones d'entrée et sortie sont modélisées par simulation directe. La Figure 41 montre le détail du tuyau d'entrée d'eau équipé d'une sonde de pression.

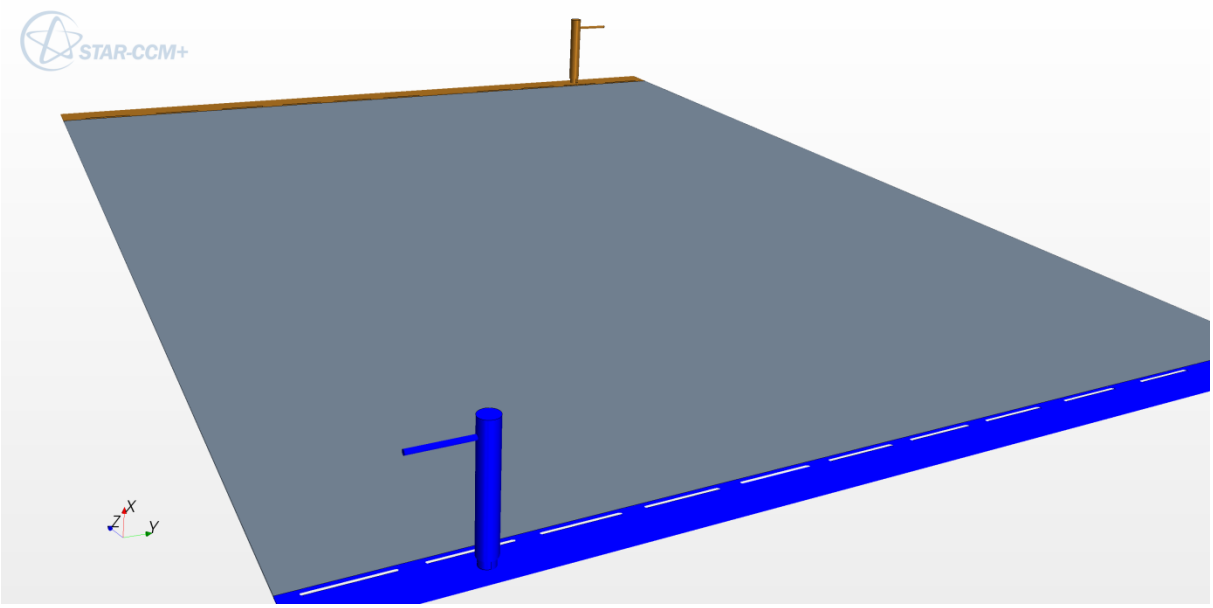



*Figure 40 : Vue d'ensemble de la géométrie :*
*En gris : la zone modélisée par un milieu poreux.*
*En marron et bleu : les zones de simulation directe.*

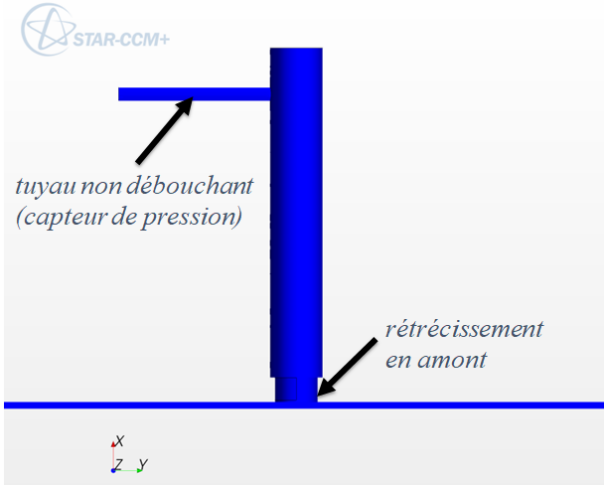



*Figure 41 : Zone d'entrée. Le rétrécissement en amont du point d'impact avec le panneau correspond à un raccord présent dans le dispositif expérimental. Le tuyau non débouchant en haut de la section d'entrée correspond au capteur de pression.*

Pour les profils de températures, la plaque supérieure a été rajouté dans son intégralité afin d'estimer les pertes par les bords du panneau et les gradients qu'elles engendrent.

La Figure 42 montre les conditions aux limites appliquées au panneau. En marron, nous pouvons observer la plaque supérieure débordant de la zone de refroidissement.
Un flux de chaleur de 500W/m² est imposé en face supérieure alors que toutes les faces inférieures ont des conditions de convection imposées, en général de 15W/m²/K.

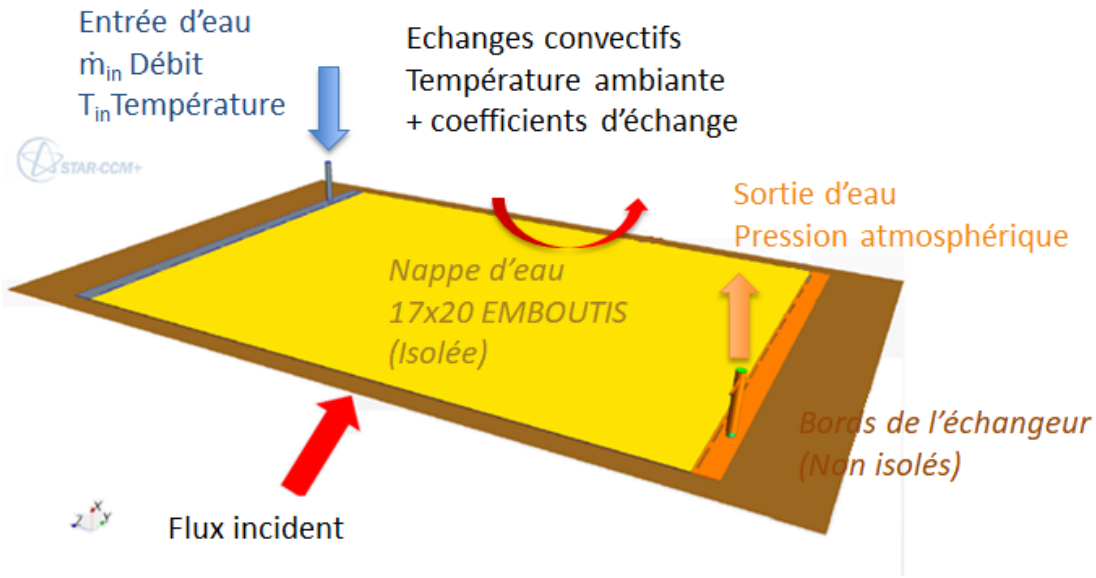



*Figure 42 : Conditions aux limites*

### 2.5.2. Rendement thermique

Le rendement thermique du panneau est défini comme étant la quantité de chaleur récupéré par le fluide par rapport au flux de chaleur incident (21).

$$\eta_{th} = \frac{\dot{m}.C_p.(T_{out} - T_{in})}{Area\,.G} \quad (22)$$

Où $\dot{m}$ (kg/s) est le débit d'eau, $C_p$ (J/kgK) est la capacité calorifique de l'eau, $T_{in}$ et $T_{out}$ (°C) sont les températures en entrée et sortie du système et A (m²) est la surface de la face supérieure de l'élément recevant le flux de chaleur incident G (W/m²).
Le rendement du motif élémentaire du panneau dépendra du niveau de température auquel le système fonctionne. En effet, bien que le panneau soit isolé en face inférieure, si l'écart de température entre l'eau entrant et l'ambiance est trop important, les pertes de chaleur vers l'ambiance augmenteront significativement. Les pertes de chaleur vers l'extérieur peuvent être définies par l'équation suivante :

$$pertes = (1 - \eta_{th}).Area\ G \quad (23)$$

Les pertes de chaleur du système étant directement liées à l'écart de température entre l'ambiance et l'eau nous utiliserons les grandeurs suivantes :

$$T_m = \frac{T_{out} - T_{in}}{\ln\left(\frac{T_{out}}{T_{in}}\right)} \text{ ou } T_m = \frac{T_{out} + T_{in}}{2} \quad (24)$$

$$T_m^* = \frac{T_m - T_{amb}}{G} \quad (25)$$

Où $T_m$ (°C) est la température moyenne de l'eau circulant au travers de l'élément, $T_{amb}$ (°C) est la température ambiante et $T_m^*$ (K.m²/W) est l'écart de températures réduit entre l'eau et l'ambiance.

La Figure 43 montre une diminution quasi linéaire du rendement thermique en fonction de l'écart de température réduit entre l'eau et l'ambiance. On a utilisé l'équation logarithmique pour $T_m$. D'un point de vue théorique, si la température moyenne de l'eau est égale à la température ambiante, il ne peut y avoir de pertes du fluide vers l'ambiance. Pour $T_m^*$=0, le rendement doit être égal à 1. Notons que plus le débit d'eau sera important, plus le rendement s'effondrera avec $T_m^*$. On note qu'à partir d'une certaine température réduite, le module cède de l'énergie plutôt qu'il n'en récupère : les rendements deviennent négatifs, dans la pratique les régulations des systèmes font que le débit est arrêté si c'est le cas. Pour des températures moyenne inférieures à l'ambiante, le rendement est supérieur à 1 par rapport à l'ensoleillement, car le système capte également des calories sur l'ambiante, il est possible d'être dans ce cas de figure en particulier si le module sert au chauffage de source froide de pompe à chaleur.

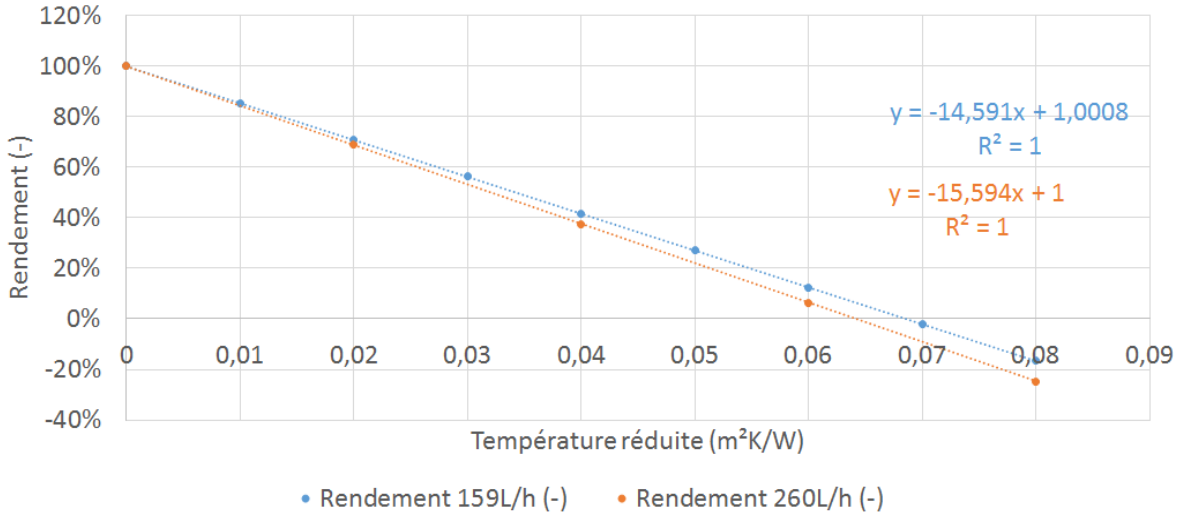



*Figure 43 : Rendement thermique du panneau*
*en fonction de l'écart de température réduit entre l'eau en circulation et l'ambiance.*

Si on présente un bilan rapide énergétique du module, le flux est transmis au fluide et en pertes par la face arrière par convection avec l'ambiante, ce qui s'écrit :

$$Area.I = \dot{m}.C_p.(T_{out} - T_{in}) + Area.\frac{T_{fluid} - T_{amb}}{\frac{1}{H_{fluid}} + R_{inox} + \frac{1}{H_{back}}} \quad (26)$$

Soit $\eta = \frac{\dot{m}.C_p.(T_{out}-T_{in})}{Area.I} = 100\% - \frac{T_{fluid}-T_{amb}}{I*(\frac{1}{H_{fluid}}+R_{inox}+\frac{1}{H_{back}})} \sim 100\% - H_{back}.\frac{(T_{fluid}-T_{amb})}{I}$

Les résultats sont donc cohérents avec un coefficient de convection avec l'ambiance pris à 15W/m²/K, et on retrouve le fait que le coefficient de pertes ne dépend (quasi) pas du débit d'eau.

Des mesures de rendement du module au laboratoire TUV Rheinland ont été menées selon les conditions normatives décrites par la norme ISO9806. Un simulateur solaire est utilisé, la norme précise que l'irradiation du simulateur ne doit pas varier de plus de 15% sur l'ensemble de la surface du module mesuré. Un ventilateur impose une circulation d'air en face avant, qui ne doit pas varier de plus de 0,5m/s sur la surface du module mesuré. Les températures d'entrée et sortie sont mesurées et leur différence doit être établie à 0,05K près. La norme impose aussi que température ambiante soit donnée à 0,5K près, le débit à 1% près, la surface du module à 0,3%, les pyranomètres doivent être de classe I ou supérieur et l'anémomètre avoir une incertitude-type inférieure à 0,25m/s.
Dans cet essai, les performances thermiques ont été mesurées dans des conditions standards (Vent = 1,5 m/s, G = 1000 W/m², Tamb = 20°C, PV = MPPT) pour un débit de 160L/h. Un schéma du banc de

mesure est donnée en Figure 44. Le rendement thermique est déterminé en régime stationnaire, pour trois températures d'entrée d'eau dans le module, chaque mesure est réalisée deux fois. La courbe de rendement avec un comportement linéaire en fonction de la température réduite est alors déterminée. Ici le coefficient à l'origine est de 55,4%, sa pente négative de 14,8 W/m²/K (Figure 45).

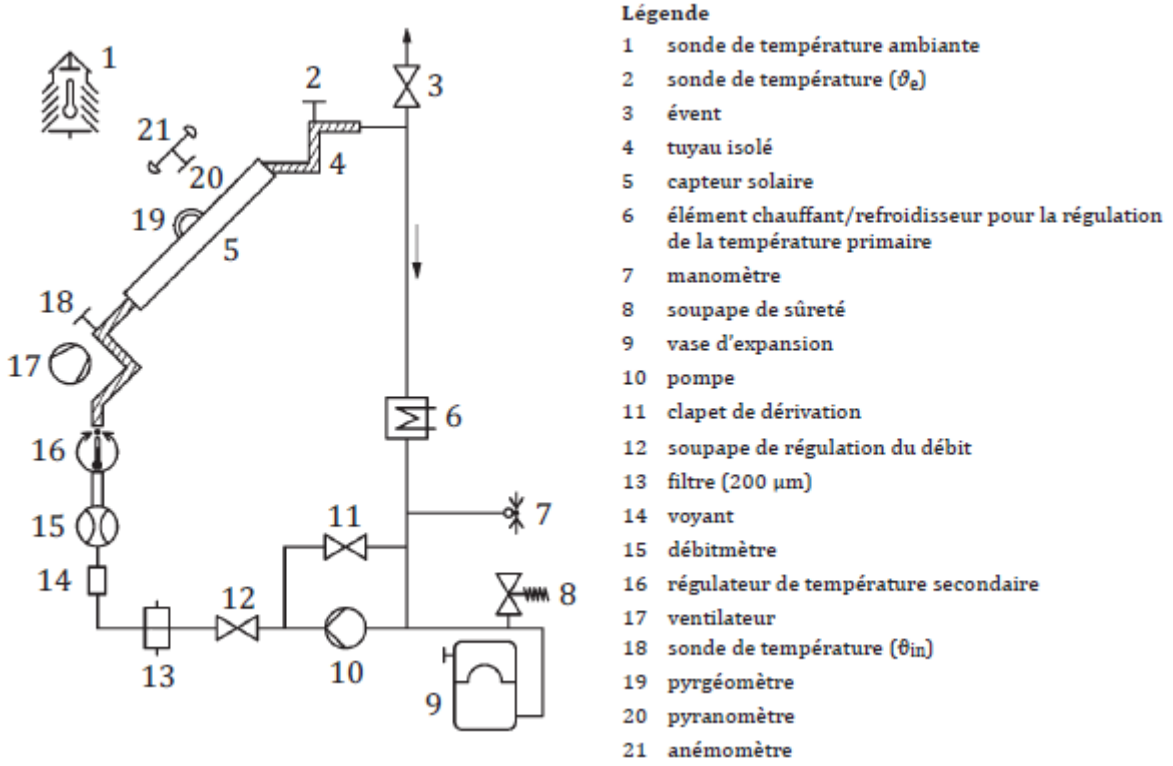



*Figure 44 : Banc de mesures selon la norme ISO9806*

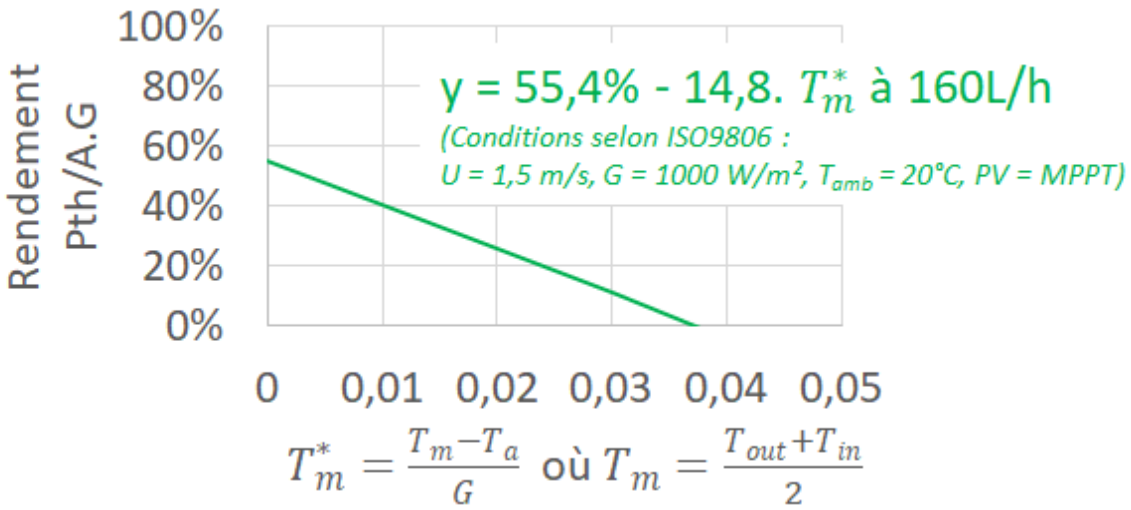



*Figure 45 : Courbe de performance normative du module DualSun mesurée au TUV Rheinland pour un vent de 1,5m/s*

Le module en situation réelle a des pertes par réflexion, pertes radiatives et pertes du fait de la production électrique même quand le fluide est à la température de la pièce ambiante (T*=0) et donc un rendement inférieur à 1, là où le modèle 3D a un rendement de 100% pour un fluide à température ambiante. Le coefficient à l'origine ne peut donc pas être comparé, on remarque néanmoins que le ~50% estimé entre le flux résiduel sur l'échangeur est cohérent avec le 55,4% mesuré.

A noter que la définition de la température moyenne Tm retenue cette fois est une moyenne arithmétique entre la température d'entrée et la température de sortie. Mais qu'ils soient pris selon une moyenne arithmétique ($T_m = \frac{T_{out}+T_{in}}{2}$) ou logarithmique ($T_m = \frac{T_{out}-T_{in}}{ln\left(\frac{T_{out}}{T_{in}}\right)}$) les températures moyennes sont très proches (Tableau 7).

Cependant les températures réduites et les rendements ne sont pas considérés en fonction de la même surface ni du même flux. Un T*_TUV pris pour un flux de 654W/m² correspond à un T*_3D à 500W/m² (55,4%.G x 1,67m² = 500W/m² x 1,2m² => G=654W/m²).

Enfin les puissances thermiques ont été calculées comme le produit du rendement (donné à partir des équations $(55{,}4\% - 14{,}8 * T^*|_{TUV})$ pour le TUV et $(100\% - 14{,}6 * T^*|_{3D})$ pour le 3D) par les surfaces et ensoleillements respectifs (1,67m² 654W/m² pour le TUV et 1,2m² 500W/m² pour 3D) pour une température ambiante Tamb=15°C et rapportées à la surface et ensoleillement du TUV pour avoir des rendements comparables (η TUV et η 3D corr) (Tableau 7).

| **Tin (°C)** | 5 | 15 | 30 | 40 | 55 |
|---|---|---|---|---|---|
| **Tout (°C)** $= \frac{55{,}4\% - 14{,}8.\frac{T_{in}/_2 - 15[°C]}{654[W/m^2]}}{\frac{160L/h}{1{,}67[m^2].654[W/m^2]} + \frac{14{,}8}{2*654[W/m^2]}}$ | 10 | 19 | 32 | 41 | 54 |
| **Arithmétique (°C)** $T_m\|_{TUV} = \frac{T_{out}+T_{in}}{2}$ | 7,7 | 17,1 | 31,2 | 40,5 | 54,6 |
| **Logarithmique (°C)** $T_m\|_{3D} = \frac{T_{out}-T_{in}}{ln\left(\frac{T_{out}}{T_{in}}\right)}$ | 7,4 | 17,0 | 31,2 | 40,5 | 54,6 |
| **T* TUV (W/m²/K)** $T^*\|_{TUV} = \frac{T_m\|_{TUV} - T_{amb}}{654[W/m^2]}$ | -0,008 | 0,002 | 0,018 | 0,028 | 0,044 |
| **η TUV (-)** $55{,}4\% - 14{,}8 * T^*\|_{TUV}$ | 67% | 52% | 29% | 14% | -10% |
| **T* 3D (W/K)** $T^*\|_{3D} = \frac{T_m\|_{3D} - T_{amb}}{500[W/m^2]}$ | -0,016 | 0,003 | 0,031 | 0,050 | 0,078 |
| **η 3D (-)** $100\% - 14{,}6 * T^*\|_{3D}$ | 124% | 96% | 54% | 27% | -14% |
| **η 3D corr (-)** $\frac{(100\% - 14{,}6 * T^*\|_{3D}) * 1{,}2[m^2] * 500[W/m^2]}{1{,}67[m^2] * 654[W/m^2]}$ | 68% | 53% | 30% | 15% | -8% |

*Tableau 7 : Comparaison des résultats de rendement thermique du modèle 3D avec les résultats de tests au TUV Rheinland*

En définitive, les pertes de rendements sont inférieures de 40% dans le modèle 3D (10,6W/m²/K par rapport à 14,8W/m²/K) (Figure 46), ce qui est logique étant donné que les pertes par radiation et convection face avant n'ont pas été modélisées. Dans les conditions de mesures, les pertes par l'arrière sont négligeables, et ne correspondent pas à un coefficient de Hback=15 tel qu'il a été pris dans le modèle 3D mais plutôt à Hback=5... On retient surtout que les conditions de mesure en face arrière peuvent avoir une influence important sur les performances d'un module non isolé, et devraient donc être spécifiées par la norme.

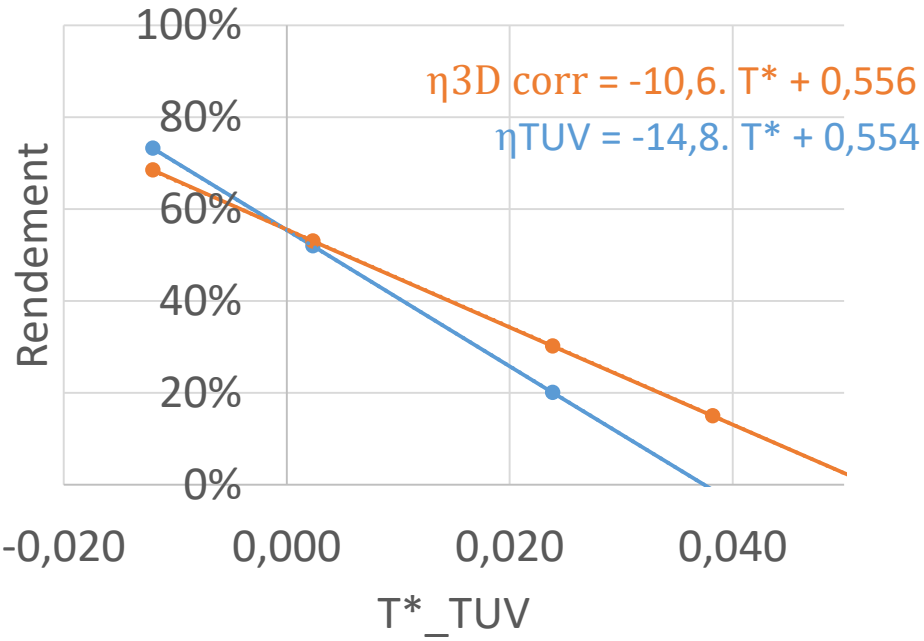



*Figure 46 : Courbes de rendement thermique selon le modèle 3D (Hback=15W/m²/K) et les mesures du TUV*

### 2.5.3. Profils de vitesse en fonction du débit

Des profils de vitesse à différents débits sont présentés, le débit classique sur des installations de préchauffage d'eau sanitaire de 200L/h est donné en Figure 49. Un débit plus faible est testé numériquement à 120L/h (Figure 48) et un débit très faible de 40L/h (Figure 47) pour vérifier les limites du système. On teste également un débit légèrement supérieur à 280L/h (Figure 50) et un bien plus élevé à 360L/h (Figure 51) pour voir les tendances à haut débit. Quel que soit le débit, les champs de vitesse obtenus montrent clairement que **l'écoulement n'est pas distribué de façon homogène sur la totalité du panneau**, au contraire, l'écoulement a tendance à être en diagonal de l'entrée vers la sortie. Les zones « mortes » s'échauffent et évacuent le flux thermique par la face arrière. Ce phénomène contribue à la diminution du rendement thermique. Des études supplémentaires devront être menées pour confirmer l'impact sur la durée de vie du sandwich photovoltaïque de la distribution inhomogène de température qui en découle, d'autant qu'on verra sur l'étude plus complète des profils de température, que les bords accentuent très largement cette inhomogénéité.

La zone morte est d'autant plus étendue que le débit est faible, le profil à 40L/h n'est pas acceptable pour un fonctionnement, c'est pourquoi **on ne préconisera pas de vitesse de fonctionnement en dessous de 120L/h**.

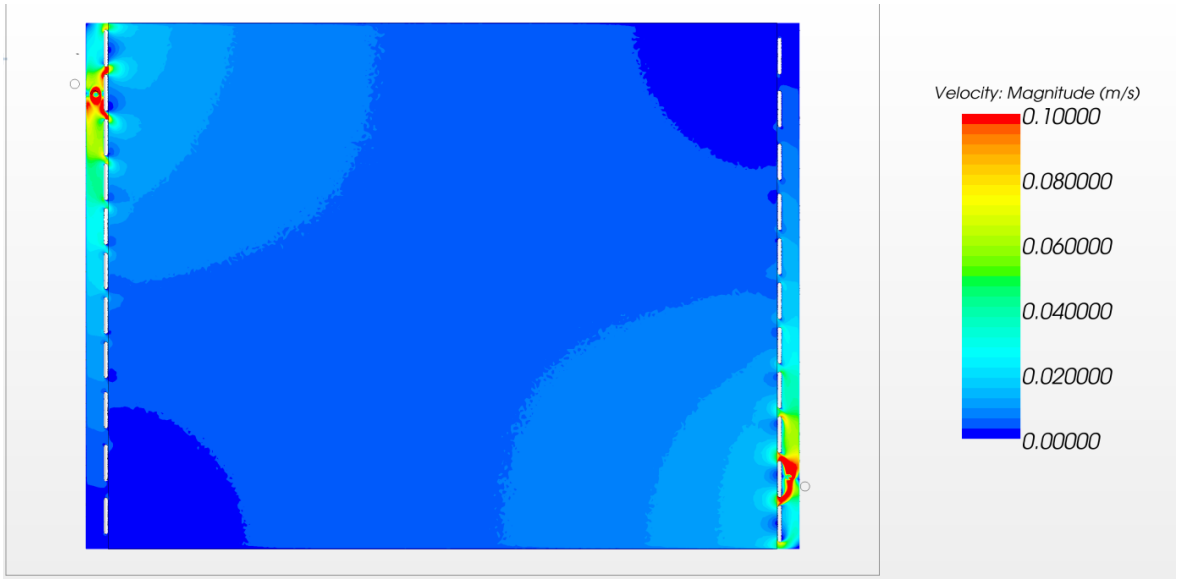



*Figure 47 : Champ de vitesse pour Q=40l/h*

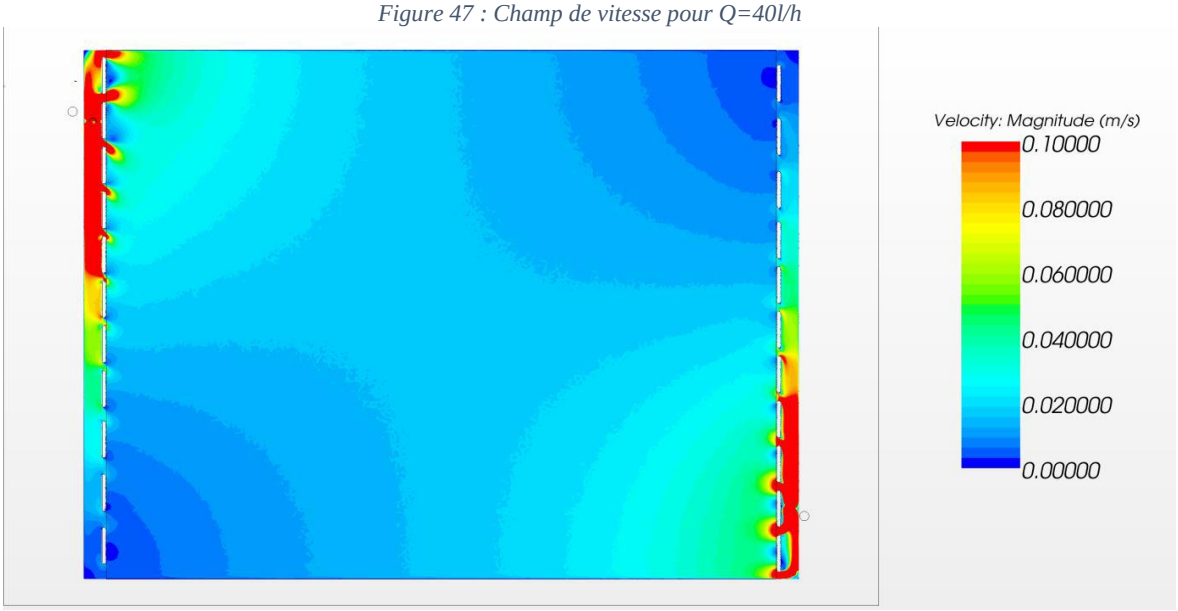



*Figure 48 : Champ de vitesse pour Q=120 l/h*

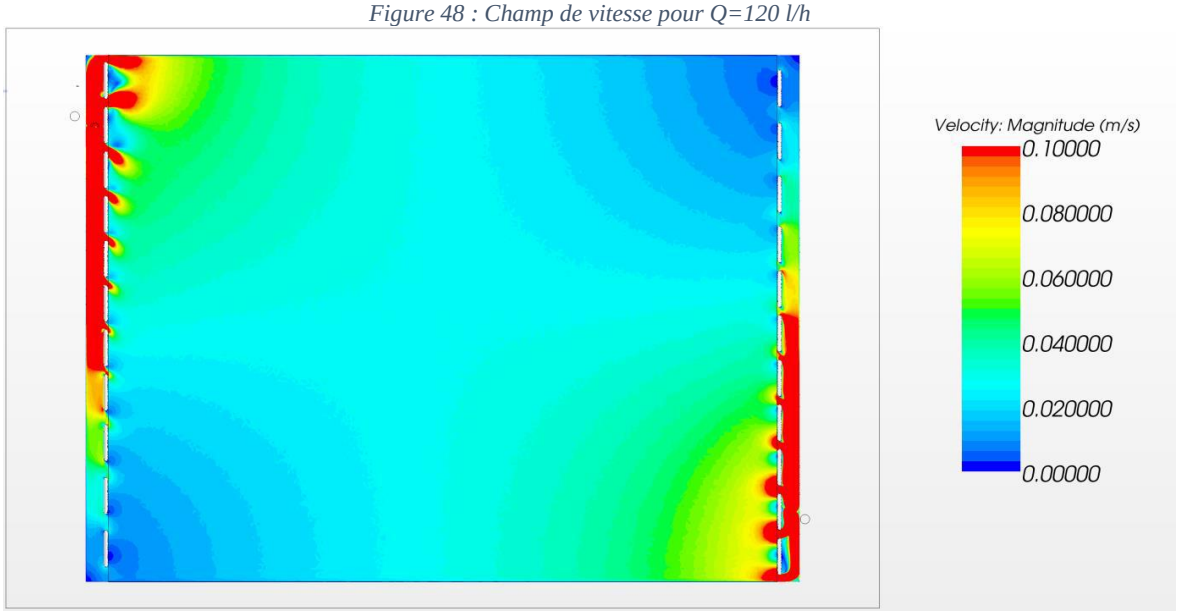



*Figure 49 : Champ de vitesse pour Q=200 l/h*

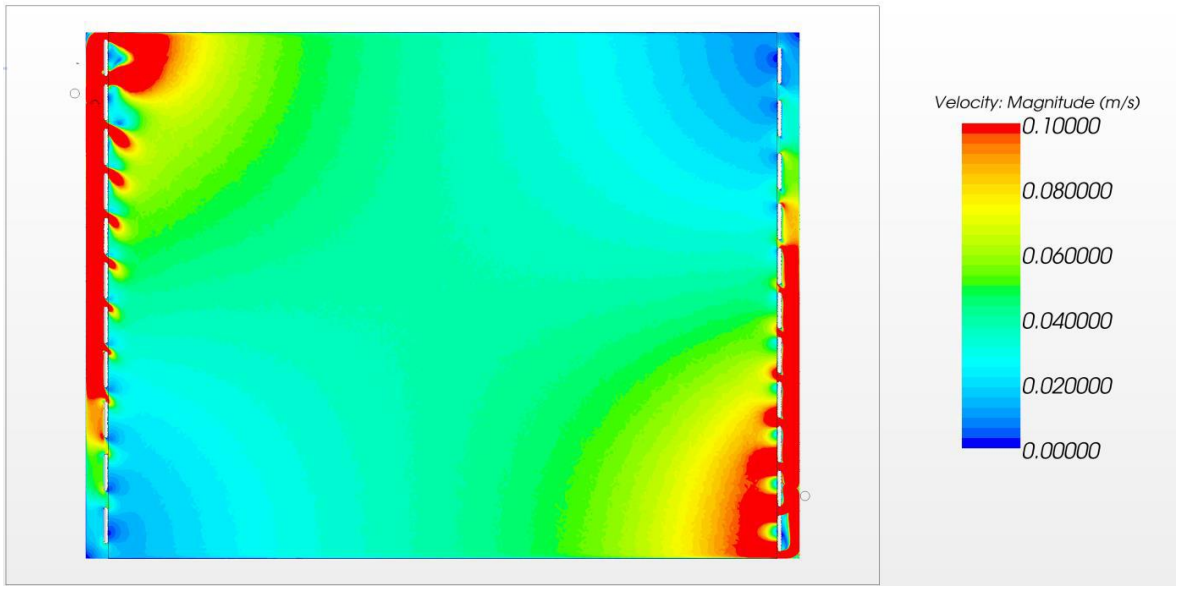



*Figure 50 : Champ de vitesse pour Q=280 l/h*

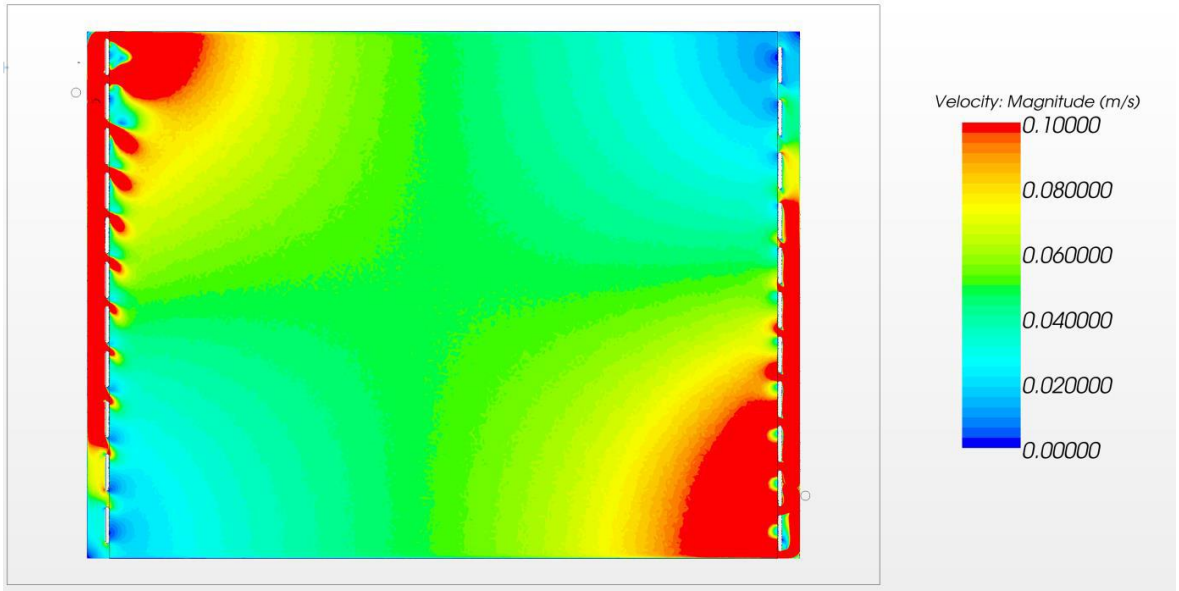



*Figure 51 : Champ de vitesse pour Q=360 l/h*

Pour améliorer la distribution, une réduction de la largeur de la bande d'entrée et sortie comme proposé Figure 52 pour accélérer la vitesse là où elle est quasi nulle aurait certainement un impact positif.

*Figure 52 : Proposition de réduction de la largeur de la bande d'entrée/ sortie.*

On pourrait également augmenter la perte de charge au centre pour forcer un contournement de la diagonale (Figure 53).

*Figure 53 : Proposition d'augmentation de la perte de charge au centre de l'échangeur pour contourner la diagonale*

Ces deux propositions ont néanmoins l'inconvénient de réduire les cadences de production. On verra sur les champs de températures un peu plus loin que l'inhomogénéité principale est due à la présence des bords non refroidis, aussi ces améliorations n'ont pas été jugées prioritaires.

### 2.5.4. Pertes de charges

#### *2.5.4.1. Résultats du modèle 3D*

On donne les résultats de pertes de charge pour un débit de 200 l/h. Les Figure 54 et Figure 55 présentent les champs de vitesse de la zone d'entrée, nous montrons sur la Figure 56 que l'angle droit que forment le tube d'entrée et le panneau génère une perte de charge non négligeable. Sur les 17,5mBar de perte de charge totale, la zone d'entré génère 5,7 mBar, la zone de sortie 8,3 mBar et la zone emboutie seulement 3,5mBar. **Les zones d'entrée et de sortie de l'écoulement génèrent** donc à elles seules 14 mbar, soit **80% de la perte de charge totale**.

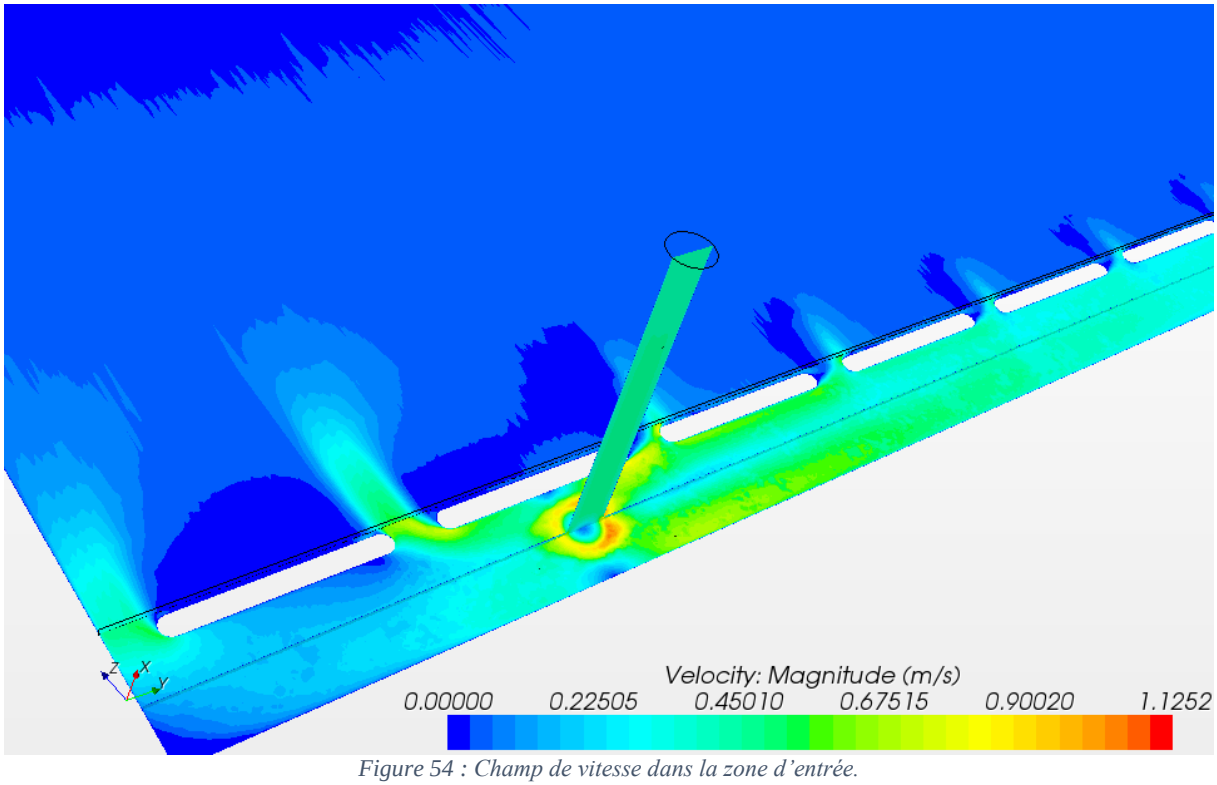



*Figure 54 : Champ de vitesse dans la zone d'entrée.*

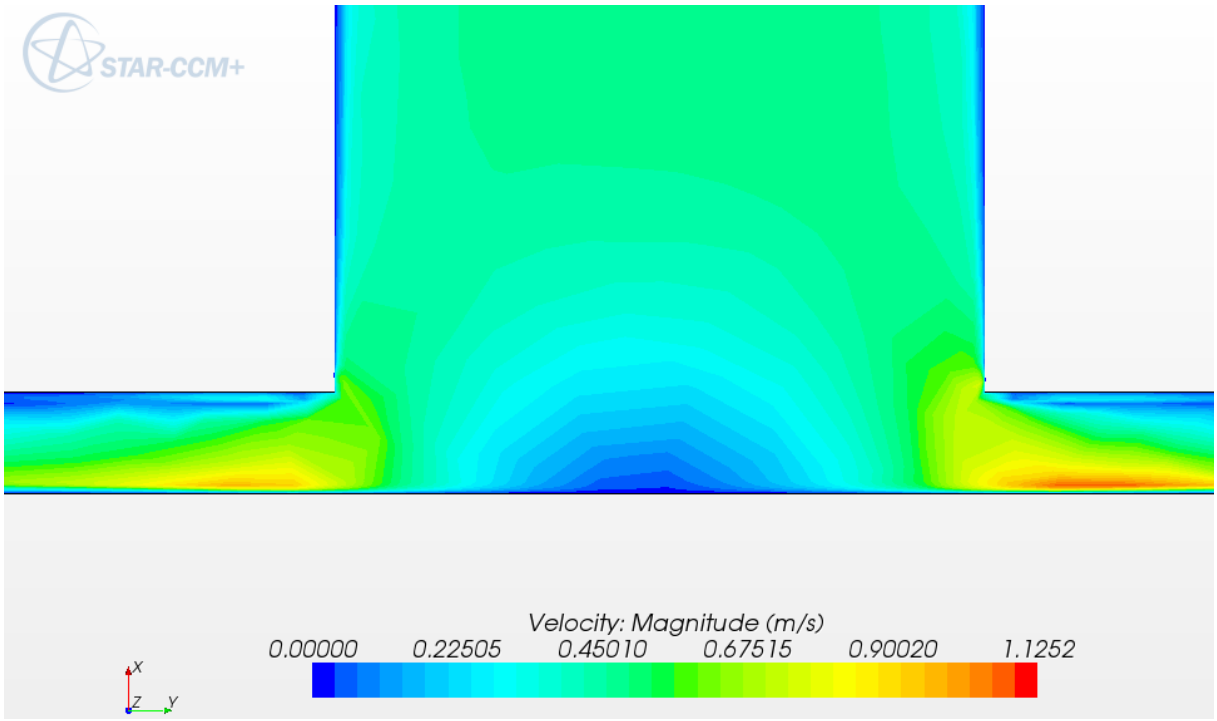



*Figure 55 : Champ de vitesse sur une coupe du tube d'entrée de l'écoulement*

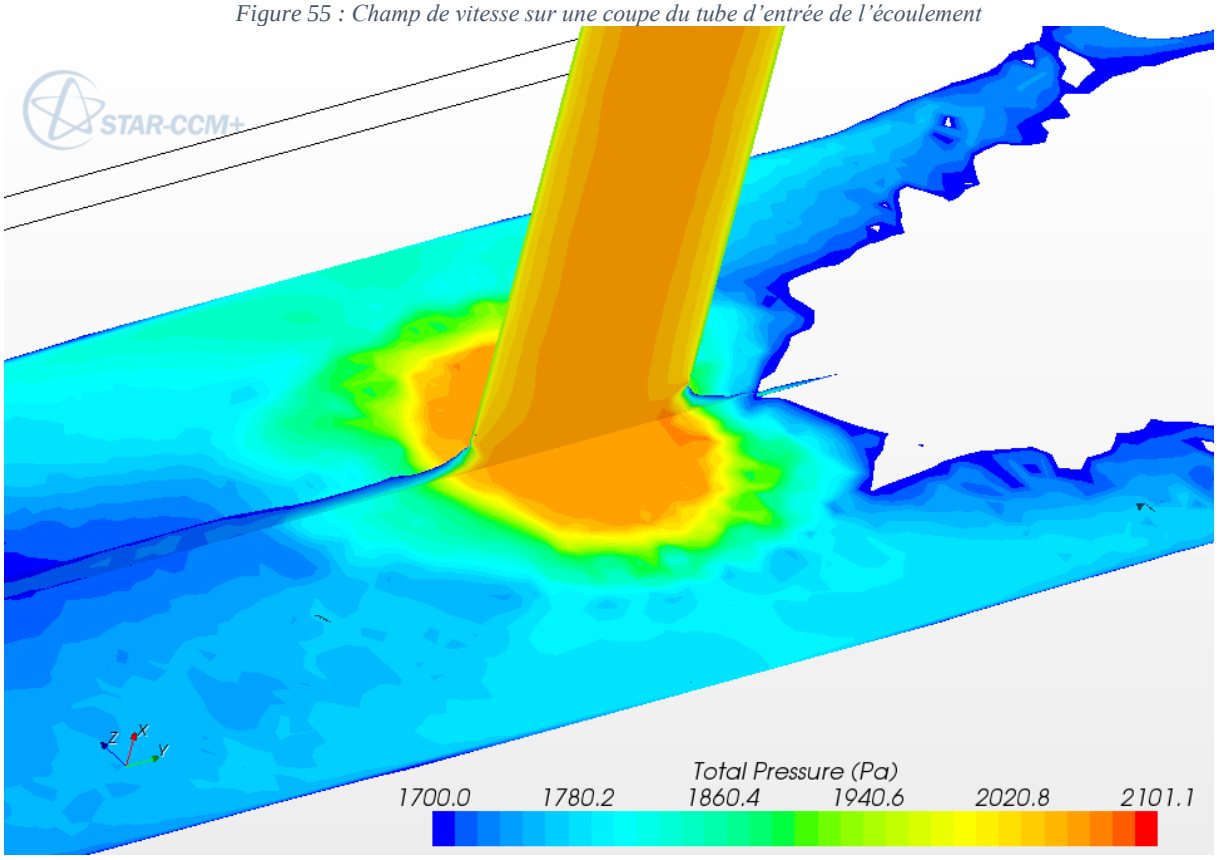



*Figure 56 : Champ de pression au niveau du jet d'entrée.*

On propose une modélisation sommaire du circuit d'eau comme indiqué en Figure 57 pour comparer des ordres de grandeurs de perte de charge. Le fluide subit d'abord une perte de charge linéaire dans le tuyau de diamètre 12mm. On modélise l'impact du jet par une réduction de section supposée de 8mm de diamètre, le fluide est accéléré proche des bords du tuyau en passant à travers une couronne, puis subit un coude à 90°. Il est ensuite guidé par la zone d'entrée avant de faire un coude pour entrer dans la zone d'emboutis. On néglige l'impact des emboutis en première approximation et on prend

l'hypothèse que le fluide traverse la zone d'emboutis non pas en diagonale mais selon une parallèle aux bords. Il s'embarque ensuite dans la zone de sortie via un coude, et revient au tuyau de sortie par un dernier coude.

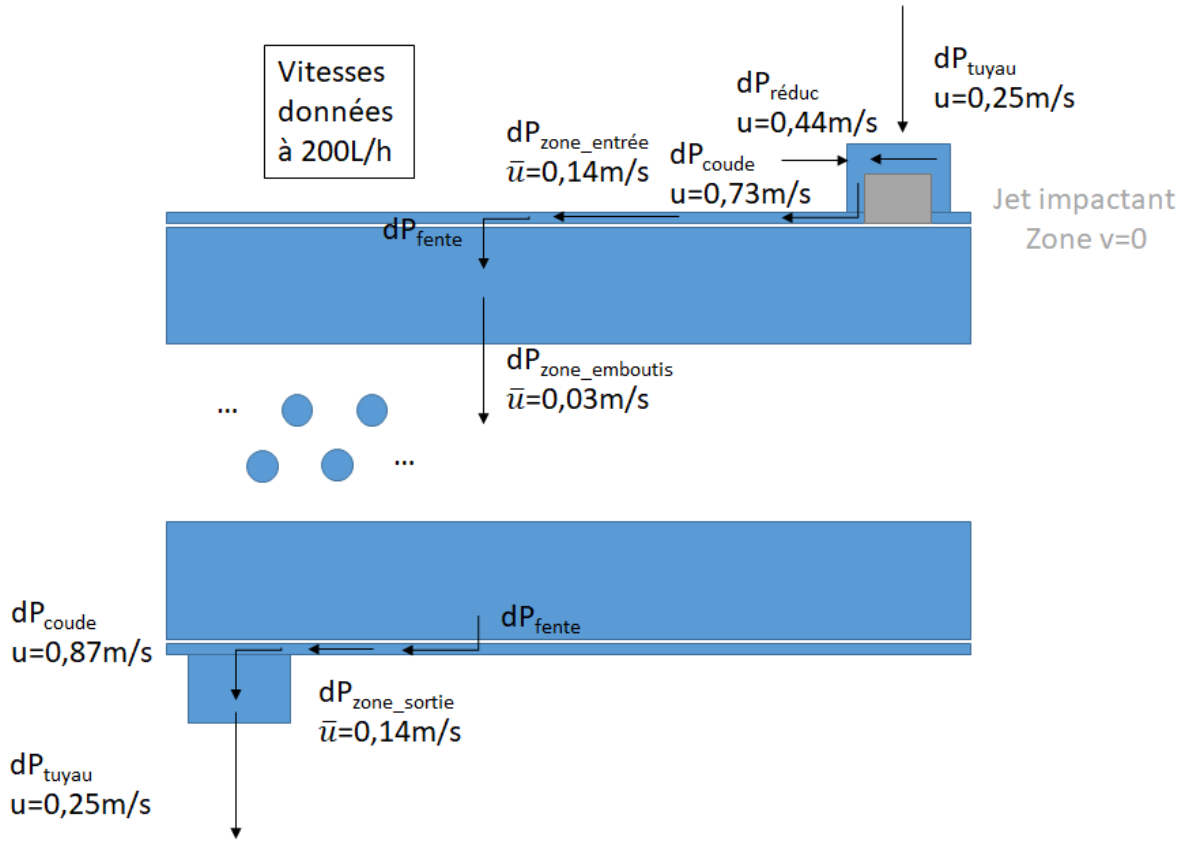



*Figure 57 : Schéma de principe pour un calcul en ordre de grandeur de pertes de charge*

On prend en compte des coefficients de friction « f » issus de tabulation de Kays & London (Figure 58) pour les pertes de charges linéaires, et pour les pertes de charges singulières ζ=1,3 pour les coudes, ζ=0,5.(1-(s/S)²) pour les réductions de section et ζ=(1-(s/S)²)² pour les augmentations.

$Nu_D = \frac{hD_h}{k}$

| Cross Section | $\frac{b}{a}$ | (Uniform $q_s''$) | (Uniform $T_s$) | $f\,Re_{D_h}$ |
|---|---|---|---|---|
| | — | 4.36 | 3.66 | 64 |
| a / b | 1.0 | 3.61 | 2.98 | 57 |
| a / b | 1.43 | 3.73 | 3.08 | 59 |
| a / b | 2.0 | 4.12 | 3.39 | 62 |
| a / b | 3.0 | 4.79 | 3.96 | 69 |
| a / b | 4.0 | 5.33 | 4.44 | 73 |
| a / b | 8.0 | 6.49 | 5.60 | 82 |
| | ∞ | 8.23 | 7.54 | 96 |
| | — | 3.11 | 2.47 | 53 |

Used with permission from W. M. Kays and M. E. Crawford, *Convection Heat and Mass Transfer*, McGraw-Hill, New York, 1980.

*Figure 58 : Tabulation du coefficient de friction donnée par la littérature, Kays&London.*

Les pertes de charges sont alors données les équations suivantes :

$$\mathbf{dP_{linéaire}} = f.\frac{L}{D_h}.\frac{\rho.{u_f}^2}{2} \quad (27)$$

$$\mathbf{dP_{singulière}} = \zeta.\frac{\rho.{u_f}^2}{2} \quad (28)$$

Comme indiqué dans le Tableau 10, on trouve en ordre de grandeurs 5,7mBar dans la zone d'entrée (modèle 3D : 5,7mBar) et 8,6mBar dans la zone de sortie (modèle 3D : 8,3mBar). Les détails des pertes de charges linéaires et singulières sur ces zones sont respectivement donnés dans les Tableau 8 et Tableau 9.

Dans la zone d'emboutis, on supposant un simple guidage par un tube rectangulaire en négligeant les emboutis on obtient 1,2mBar (Tableau 8). Si on utilise la courbe donnée pour le coefficient de trainée d'un fluide rencontrant un cylindre donné par [Munson *et al.* 1998] (Figure 59), $C_D$ est d'environ 1,6 pour un Reynolds de 130 (lecture graphique), ce qui donnerait une perte de charge linéaire du fait des cylindres (les emboutis) de 2,6mBar (Tableau 8Tableau 1). En supposant que les phénomènes sont découplés pour trouver un majorant et donc que les pertes de charges peuvent simplement s'ajouter, on estime à 3,8mBar la perte de charge dans la zone des emboutis (modèle 3D : 3,5mBar) (Tableau 10).

Les ordres de grandeur de pertes de charge du modèle 3D sont donc cohérents avec un modèle simplifié.

| Section (cm²) | 1,1 | 0,6 | 17,1 | | 0,6 | 1,1 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Zone | dPtuyau | dPcanal_entrée | dPzone_emboutis | | dPcanal_sortie | dPtuyau |
| u(m/s) | 0,246 | 0,144 | 0,032 | | 0,144 | 0,246 |
| Dh | 0,012 | 0,004 | 0,004 | | 0,004 | 0,012 |
| Re | 2947 | 545 | 130 | | 545 | 2974 |
| fRe | 64 | 82 | fRe=96 (Kays&London) | $C_D$=1,6 (Munson&al) | 82 | 64 |
| L(m) | 0,1 | 0,428 | 1,249 | | 0,428 | 0,1 |
| $dP_{LIN}$ (mBar) | 0,1 | 1,7 | 1,2 | 2,6 | 1,7 | 0,1 |

*Tableau 8 : Pertes de charges linéaires dans la zone d'entrée (bleu) d'emboutis (orange) et de sortie (vert)*

| | dPreduc | dPcoude | dPfente | dPaug_emb | dPreduc_emb | dPfente | dPcoude | dPaug |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| u(m/s) | 0,44 | 0,73* | 0,144 | 0,144 | 0,144 | 0,144 | 0,87 | 0,87 |
| Zeta ($\zeta$) | 0,35 | 1,3 | 1,3 | 1 | 0,5 | 1,3 | 1,3 | 0,46 |
| $dP_{SG}$ (mBar) | 0,3 | 3,4 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 4,9 | 1,7 |

**Vitesse en sortie 0,87m/s mais 1/6è flux supposé non dévié à l'entrée*

*Tableau 9 : Pertes de charges singulières dans la zone d'entrée (bleu) et de sortie (vert)*

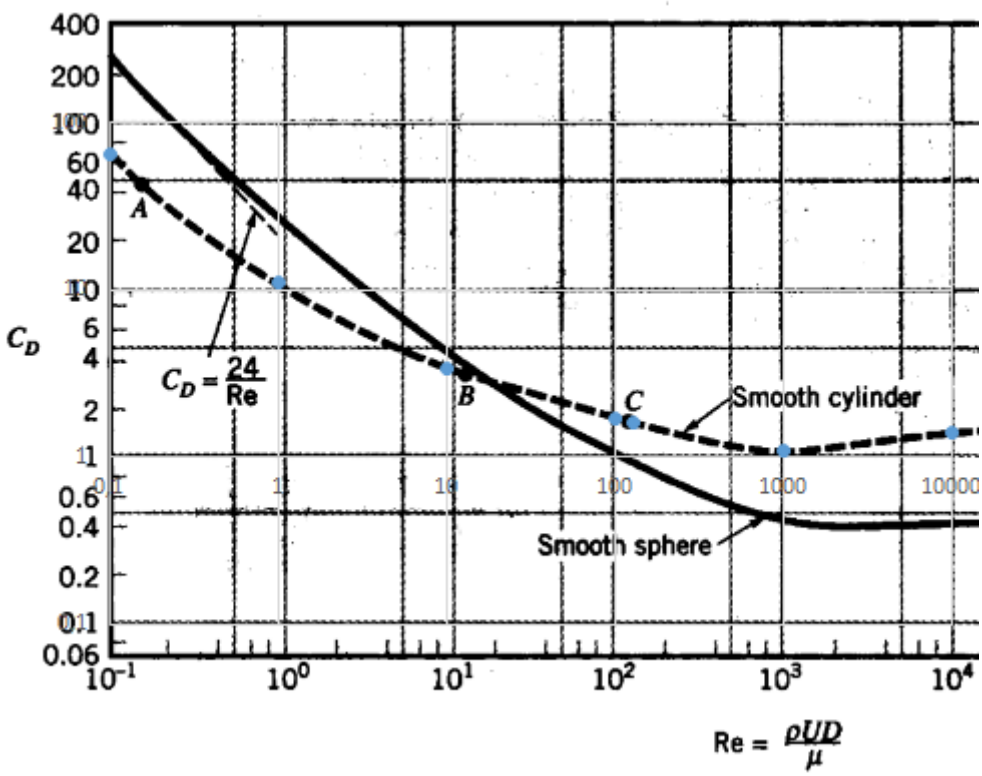



*Figure 59 : Munson, Young, et Okiishi. Fundamentals of fluid mechanics. Wiley, 1998*

| | ENTREE | EMBOUTIS | SORTIE | TOTAL | Ratio E&S sur Total |
|---|---|---|---|---|---|
| dP (mBar) | 5,7 | 3,7 | 8,6 | 18,0 | 79% |
| dP **3D** (mBar) | 5,7 | 3,5 | 8,3 | 17,5 | 80% |

*Tableau 10 : Pertes de charges avec modèle simplifié VS modèle 3D*

D'autres points de mesure numériques ont été pris pour déduire la courbe de perte de charge (Figure 60).

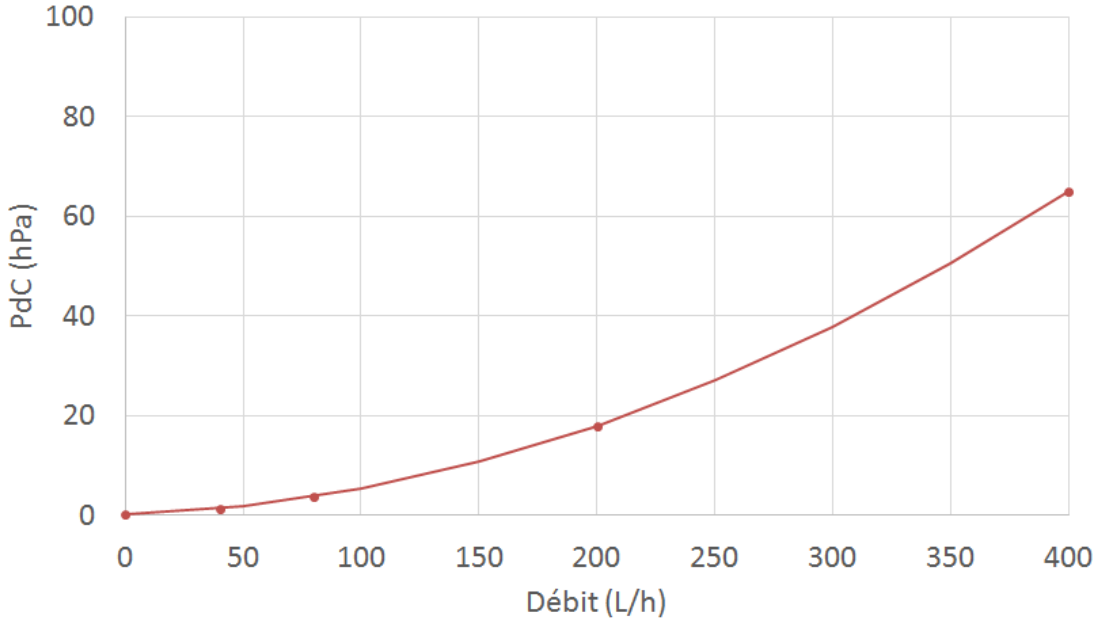



*Figure 60 : Pertes de charge obtenues numériquement par changement d'échelle.*

Afin de diminuer la perte de charge, les coudes doivent être considérés en premier. La mise en place d'un angle arrondi plutôt que brusque permettrait, dès un rayon de courbure proche du diamètre, de gagner sensiblement sur les pertes de charge. Un coude non plus à 90° mais à 45° serait aussi bénéfique.

En effet, l'équation considérée pour les coudes brusques est la suivante :

$$\zeta = 1{,}3.(1 - \cos(\alpha_{coude})) \quad (29)$$

Tandis que formule de Weisbach pour les coudes lisses (non rugueux) est la suivante :

$$\zeta = \left[0{,}131 + 1{,}847 * \left(\frac{D}{2.R}\right)^{3{,}5}\right].\frac{\alpha_{coude}[°]}{90} \quad (30)$$

Ainsi, pour un coude à 90°, le coefficient passe de 1,3 pour un coude brusque à 0,3 pour un coude lisse avec un rayon de courbure égal au diamètre du tube, et même 0,15 pour un angle de courbure de 45° (Figure 61).

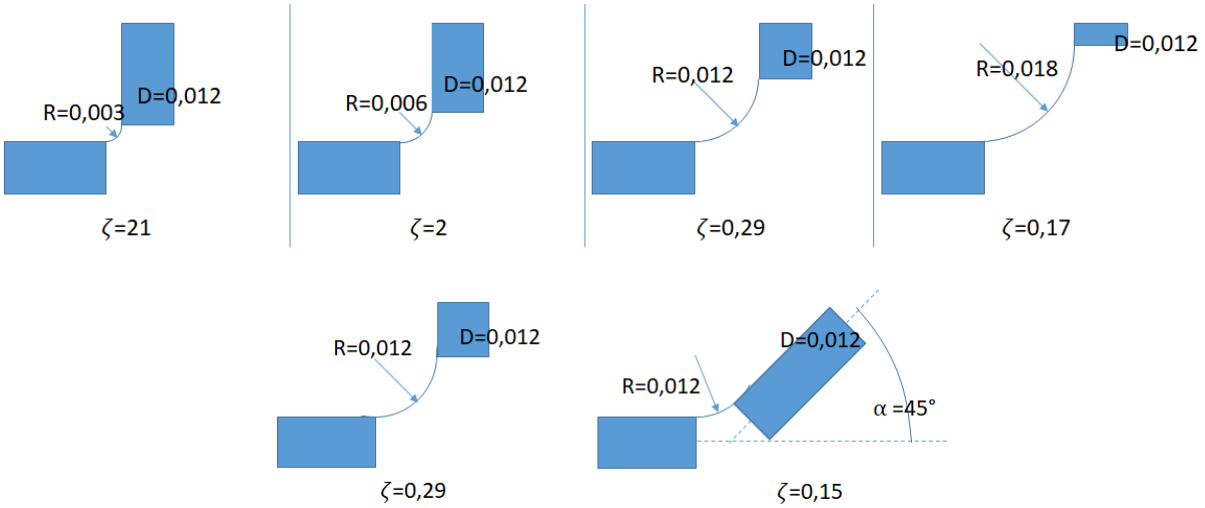



*Figure 61 : Illustration de la formule de Weisbach*

Même avec cette correction, les zones d'entrée sortie représenteraient encore 65% de la perte de charge du fait d'une vitesse prépondérante dans cette zone.

#### 2.5.4.2. Résultats des mesures de pertes de charge

On souhaite comparer ce résultat à des mesures de perte de charge, deux modules ont été testés, un premier avec un échangeur en aluminium, l'autre en acier, les deux prototypes ayant des caractéristiques légèrement différentes de la modélisation 3D. Ces mesures ont été réalisées sans analyse des incertitudes et permettent de dégager les tendances et les ordres de grandeur à comparer avec les résultats numériques.

##### 2.5.4.2.1. Sur un module « ALU »

Le premier prototype testé avec un échangeur aluminium n'est pas tout à fait le DualSun modélisé numériquement, d'abord de par son matériau aluminium ensuite parce que la géométrie de

l'échangeur est proche, sans être identique, en particulier, le tube d'entrée (et sortie) est un coude et déverse dans un espace réduit comme on le voit sur la photographie (Figure 63) et les emboutis ont un diamètre plus grand (Dc=30mm au lieu de 14mm), sont plus espacés (Dcp=51,5mm au lieu de 40,7mm) et plus profonds (Et=3mm au lieu de 2mm) (Figure 62 et Tableau 11).

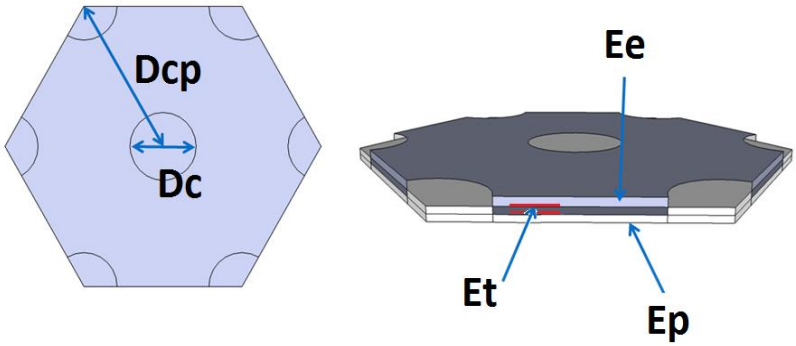



*Figure 62 : Schéma d'une maille élémentaire d'emboutis*

| Alu | | Inox (3D) | |
|---|---|---|---|
| Ee | 1,2 mm | Ee | 0,6 mm |
| Et | 3 mm | Et | 2 mm |
| dc | 30 mm | dc | 14 mm |
| dcp | 51,5 mm | dcp | 40,7 mm |

*Tableau 11 : Paramètres pour les emboutis selon les version ALU ou INOX*

*Figure 63 : Photographie des zones d'entrée ALU versus INOX_3D*

Un banc d'essais très simple monté en interne chez DualSun est présenté sur les photographies en Figure 64. Une pompe impulse un débit non stabilisé qui est mesuré via capteur de débit à turbine type Bamo DF140 (précision 1% pour de l'eau à 22°C), enregistré sur labview et contrôlé visuellement par un débitmètre à lecture graphique (Figure 65). Les différences de hauteur d'eau entre l'entrée et la sortie sont également enregistrées via un capteur de pression différentiel de Honeywell série 26PC (à 1,5% près).

*Figure 64 : Photographie du banc de test de perte de charge, interne*

*Figure 65 : Photographie du débitmètre à lecture graphique*

On mesure la perte de charge du module dans le circuit pour 6 débits (Figure 66) puis celle du circuit seul pour 4 débits (Figure 67).

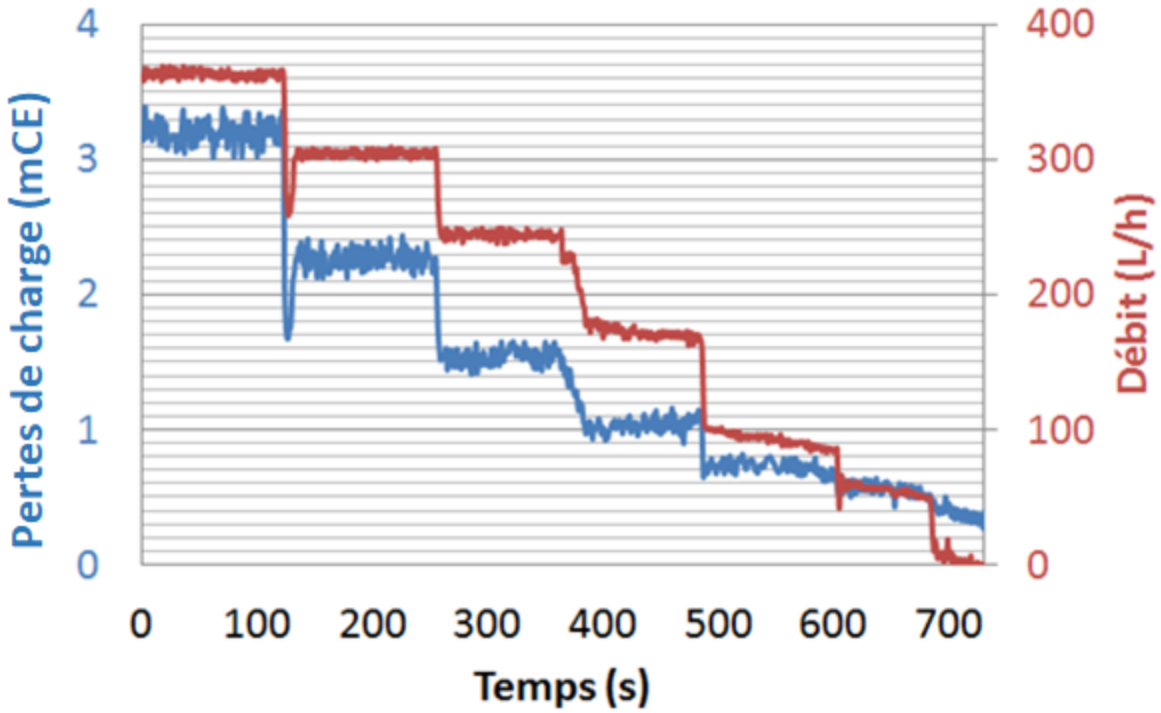



*Figure 66 : Mesure en fonction du temps de la perte de charge et du débit pour le module dans le circuit*

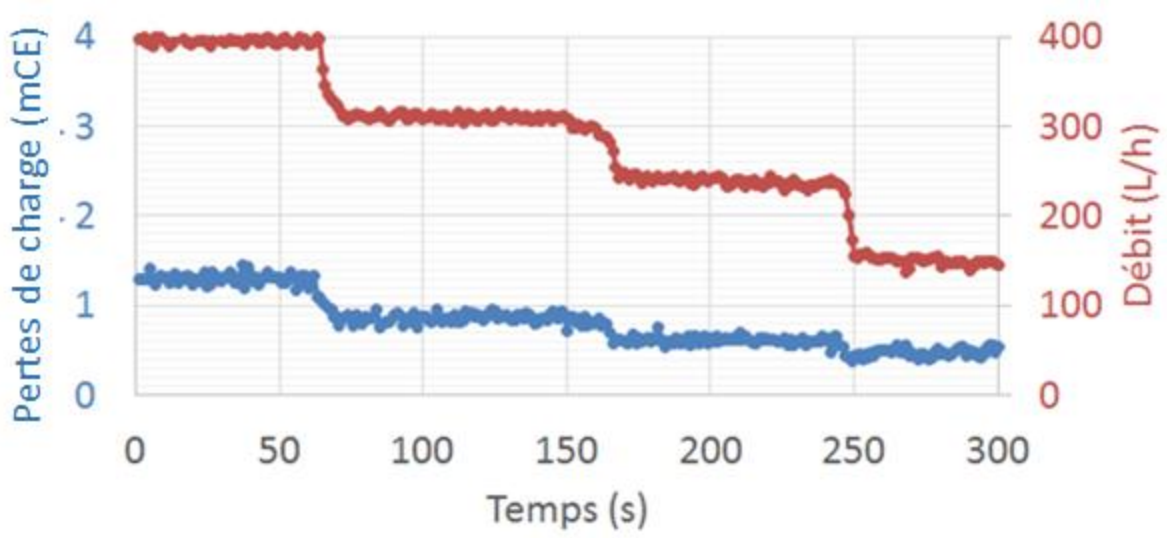



*Figure 67 : Mesure en fonction du temps de la perte de charge et du débit du circuit seul*

Les débits n'étant pas tout à fait stables, on prend la valeur moyenne de la perte de charge et du débit sur une plage de temps de l'ordre de 2mn comme valeur de référence (Tableau 12).

| Module dans le circuit | |
|---|---|
| Débit (L/h) | Pertes de charges (hPa) |
| 363 | 314 |
| 305 | 222 |
| 245 | 151 |
| 172 | 102 |
| 97 | 72 |
| 57 | 57 |

| Circuit seul | |
|---|---|
| Débit (L/h) | Pertes de charges (hPa) |
| 396 | 127 |
| 311 | 85 |
| 239 | 60 |
| 150 | 46 |

*Tableau 12 : Prise de moyenne pour les points de référence pour les courbes de perte de charge*

De ces points de référence, des courbes polynomiales de degré 2 ont été déduites comme caractéristique de la perte de charge du module dans le circuit d'une part (Figure 68) et de la perte de charge du circuit seul d'une part (Figure 69).

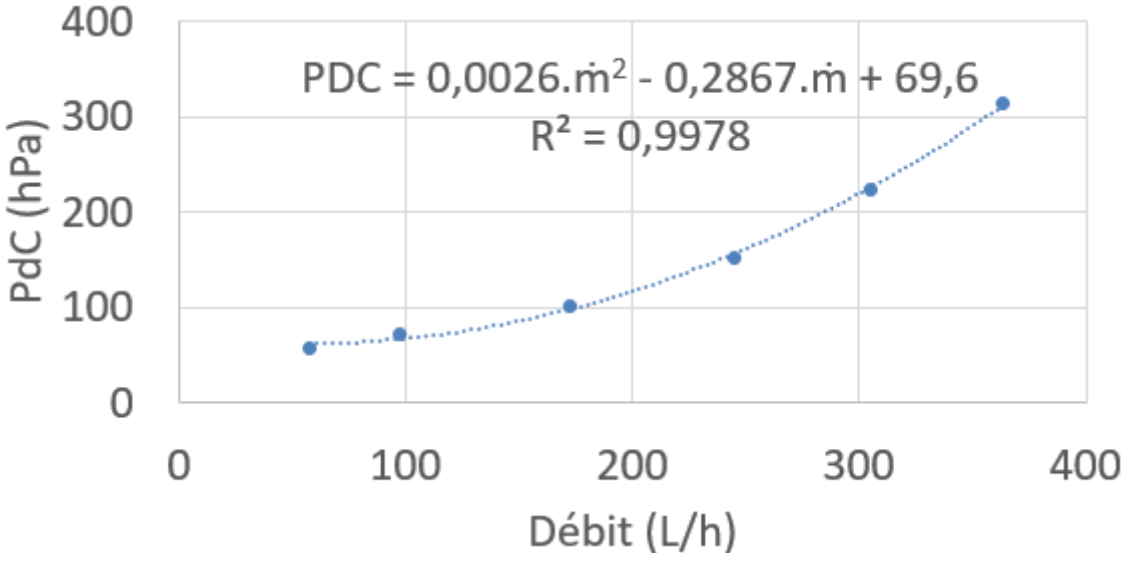



*Figure 68 : Courbe caractéristique de perte de charge du module ALU dans le circuit*

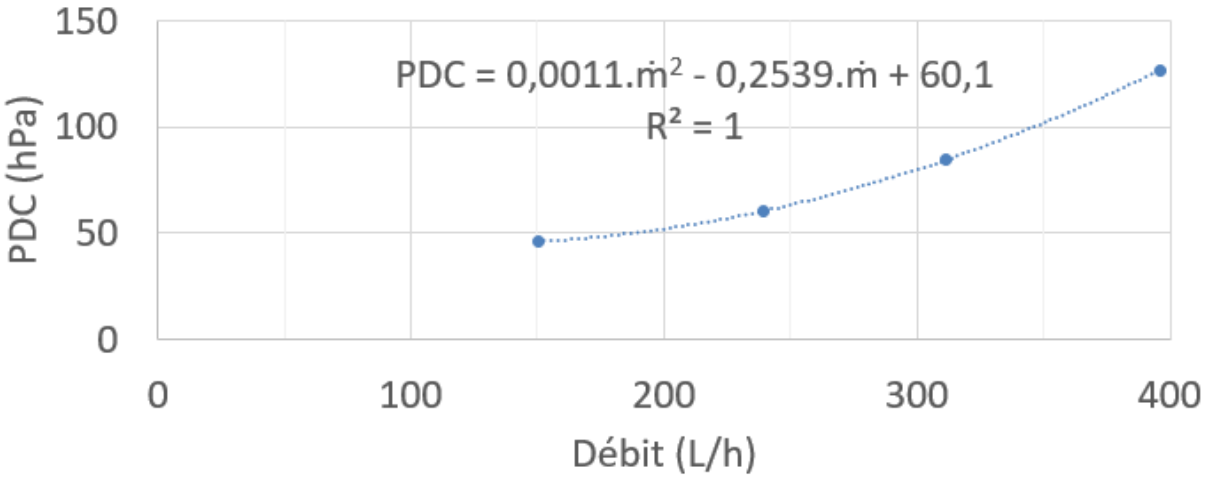



*Figure 69 : Courbe caractéristique de perte de charge du circuit seul*

La perte de charge du module seul est déduite de la courbe de perte de charge en fonction du débit issue des mesures sur module dans le circuit à laquelle on retire la courbe de perte de charge issue des mesures sur le circuit seul. Le résultat est donné Figure 70.

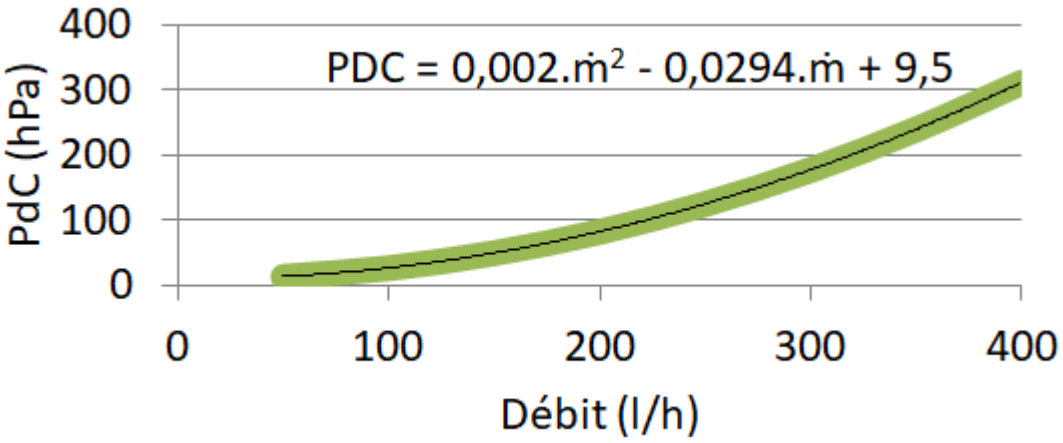



*Figure 70 : Interne DualSun - Courbe caractéristique de perte de charge du module ALU seul*

Le Centre d'Essais Solaire de Perpignan (CESP) a lui aussi mesuré ce même module ALU sur un banc normatif d'essais de perte de charge, dont une photographie est donnée en Figure 71. Très peu d'indications sur le matériel utilisé nous ont été données. Les résultats de l'essai sont donnés dans le Tableau 13.

*Figure 71 : Photographie du banc de perte de charge au CESP*

| Résultats d'essais : données mesurées | | |
|---|---|---|
| Dm | Tin | ΔP |
| kg/s | °C | hPa |
| 0,0079 | 20,9 | *3* |
| 0,0159 | 20,9 | *9* |
| 0,0238 | 20,9 | *17* |
| 0,0318 | 20,9 | *27* |
| 0,0396 | 20,9 | *40* |
| 0,0477 | 20,8 | *55* |
| 0,0556 | 20,8 | *72* |

*Tableau 13 : Prise de moyenne pour les points de référence pour les courbes de perte de charge du module ALU*

Une régression quadratique a été faite par le centre d'essai et est présentée dans la Figure 72.

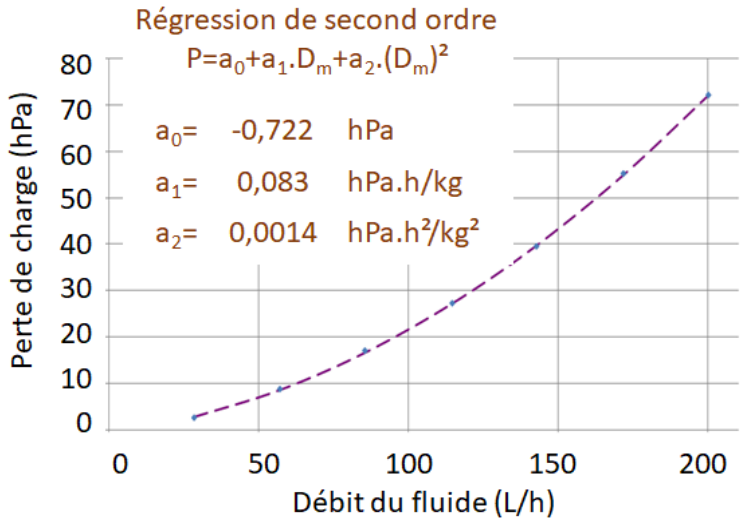



*Figure 72 : CESP- Courbe caractéristique de perte de charge du module ALU*

Les deux résultats sont très cohérents entre eux comme on le voit en illustrant les courbes de pertes de charge sur le même graphique (Figure 73).

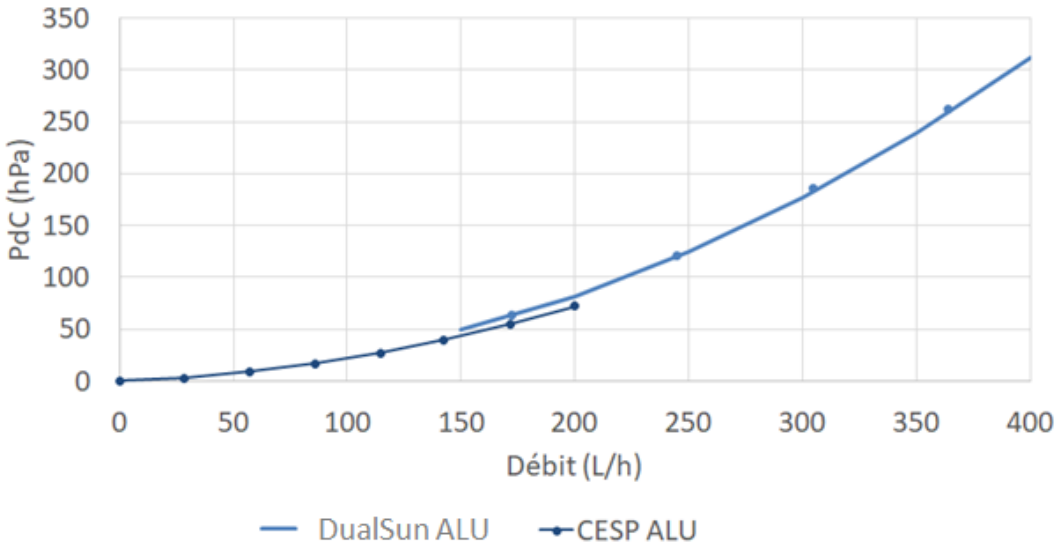



*Figure 73 : Courbes de perte de charge sur le module ALU issues des mesures par DualSun et le CESP*

#### 2.5.4.2.2. Sur un module « INOX »

Un autre prototype, avec un échangeur inox cette fois, mais toujours pas tout à fait avec les caractéristiques modélisées, a aussi été testé dans ce même Centre d'Essais Solaire de Perpignan (CESP). La zone d'échange est très proche, mais l'entrée/ sortie est plus proche du bord, au-dessus de la première entretoise – et non de la 2è comme dans le modèle 3D. Lors de l'essai, un tube coudé a été positionné (Figure 74).

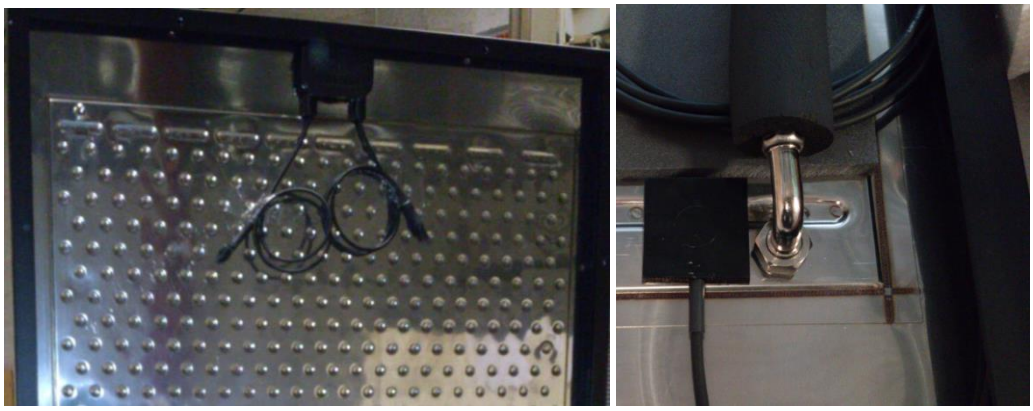


*Figure 74 : CESP- Photo du module et de la zone d'entrée INOX_CESP connectée pour l'essai de perte de charge*

Les résultats de l'essai sont donnés dans le Tableau 14 : Prise de moyenne pour les points de référence pour les courbes de perte de charge du module INOX_CESP et une régression quadratique a été faite par le centre d'essai et est présentée dans la Figure 75.

| Résultats d'essais : données mesurées | | |
|---|---|---|
| Dm | Tin | ΔP |
| kg/s | °C | hPa |
| 0,0077 | 21,1 | 3 |
| 0,0111 | 21,1 | 4 |
| 0,0229 | 21,1 | 11 |
| 0,0313 | 21,0 | 18 |
| 0,0413 | 21,0 | 28 |
| 0,0486 | 20,9 | 37 |
| 0,0550 | 20,9 | 46 |
| 0,0628 | 20,90 | 58 |

*Tableau 14 : Prise de moyenne pour les points de référence pour les courbes de perte de charge du module INOX_CESP*

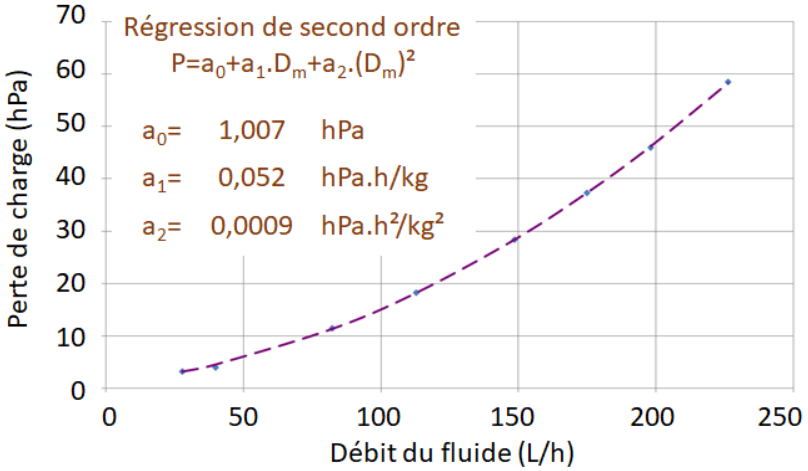



*Figure 75 : CESP- Courbe caractéristique de perte de charge du module INOX_CESP*

#### *2.5.4.2.3. Comparaison Mesures DualSun, CESP et Modèle 3D*

Les courbes issues des mesures en interne chez DualSun (ECM) et au CESP sont comparées à la courbe obtenue par simulation numérique avec le modèle 3D dans la Figure 76.

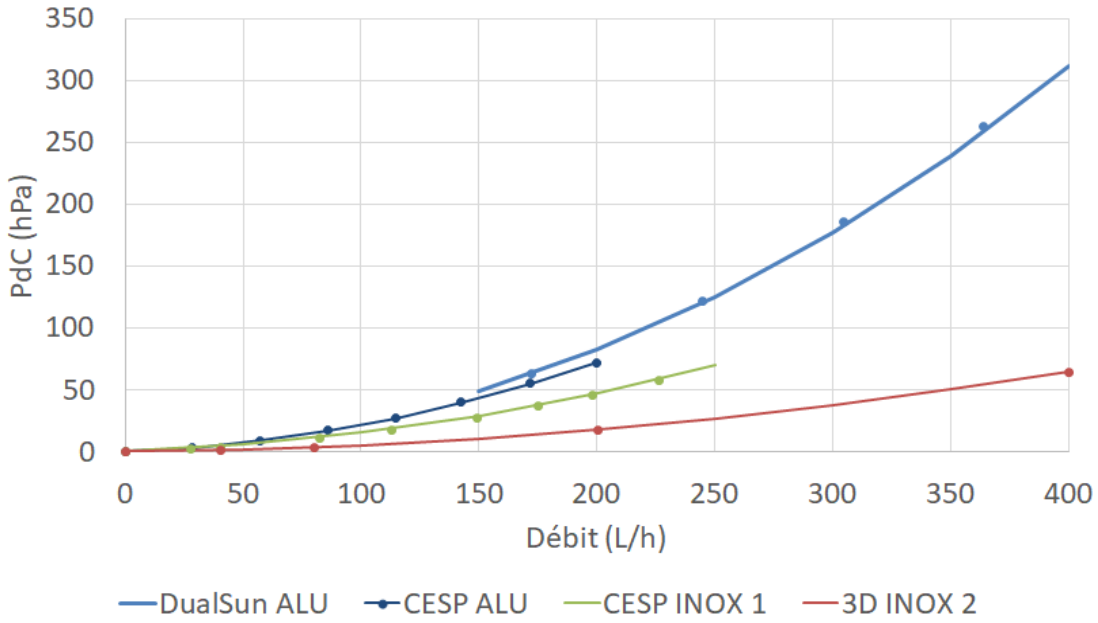



*Figure 76 : Comparaison des courbes de perte de charge – mesures DualSun, mesures CESP et modèle 3D*

Nous constatons un écart CESP INOX (1) /3D INOX (2) de 2,6 et d'environ 4,7 avec le module ALU. La présence de tubes coudés lors des mesures et des zones plus contraintes en entrée et sortie expliquent ces différences. Le résultat numérique semble donc cohérent en ordre de grandeur. On rappelle qu'au-delà de ces différences principales, la simulation numérique étant réalisée sur une géométrie idéale, sans défaut, notamment au niveau de la hauteur de la lame d'eau au niveau de l'entrée/sortie, du raccord entre le tube de mesure et le tube d'injection. Le résultat numérique reflète le comportement global de la géométrie du panneau et peut servir de référence numérique pour son optimisation. Ceci illustre également la sensibilité du système au raccordement en entrée/sortie et la possible détérioration des performances.

La perte de charge totale simulée est de 17,5mBar à 200L/h. La plus petite pompe solaire standard chez le leader pour les pompes solaires (Wilo modèle ST15/4) compense 361mBar à 200L/h (Figure 77) soit l'équivalent de la perte de charge de 20 modules en série. **L'ordre de grandeur de perte de charge simulé numérique pour le module seul (hors circuit) est très rassurant pour la mise en œuvre de 4 à 6 modules avec une pompe standard solaire thermique**. C'est pourquoi il n'a pas été jugé utile de complexifier la mise en place des raccords filetés – dont le soudage est déjà très technique - lors la production des modules.

Un ordre de grandeur de consommation annuelle de la pompe pour 6 modules pour du pré-chauffage d'eau sanitaire vers Lyon d'après le logiciel PolySun – qu'on décrira plus précisément dans le paragraphe dédié à l'étude des systèmes, est de **5,1kWh/an** pour 1082kWh/an solaire thermique et 1637kWh/an photovoltaïque, soit **0,5% de la production thermique annuelle** et 0,2% de la production totale. L'ordre de grandeur de la consommation de la pompe - donc de l'impact des pertes de charge est satisfaisant et la recherche d'une amélioration des pertes des charges n'est dès lors pas une priorité face aux problématiques industrielles.

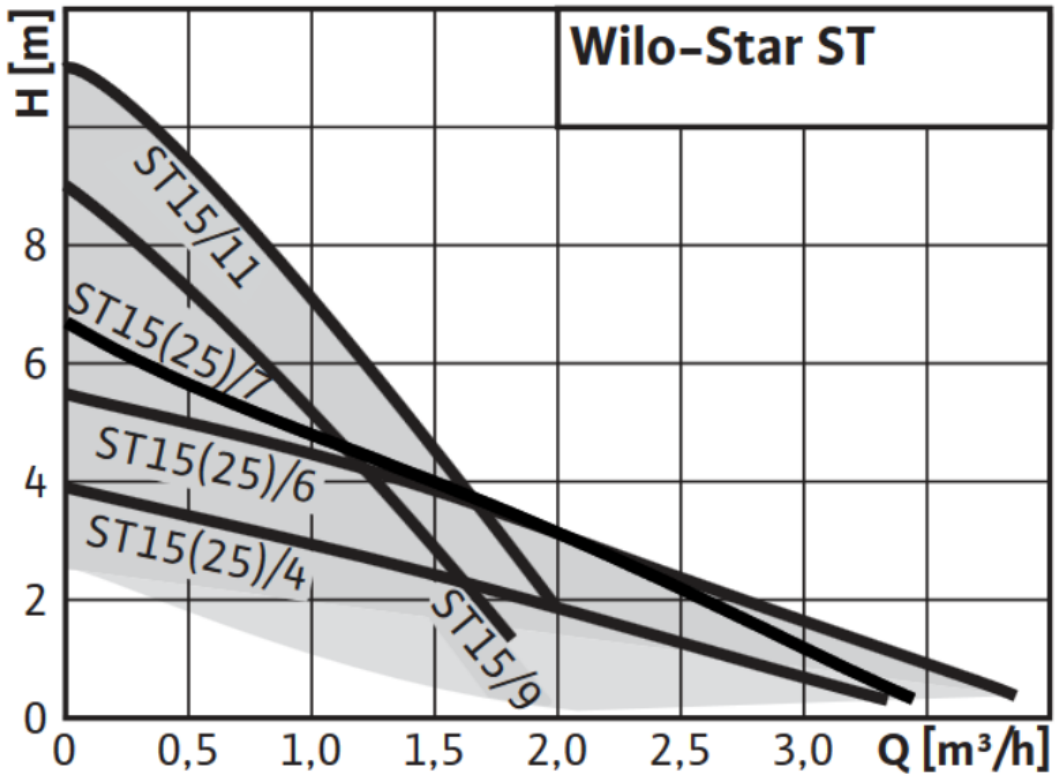



*Figure 77 : Courbes caractéristiques de pompes solaires.*

### 2.5.5. Profil de température

#### *2.5.5.1. En fonction du débit*

Pour les débits d'eau allant de 40 à 360 l/h présentés ci-dessus, nous avons effectué une modélisation thermique dans les conditions suivantes :
- Flux (I) : 500W/m²
- Température d'entrée d'eau ($T_{F,IN}$) : 35°C
- Température ambiante (Tamb) : 15°C
- Coefficient de convection avec l'ambiance (Hback) : 15W/m²/K

Comme on peut le voir sur les Figure 78 à Figure 84, les gradients de températures en entrée sortie en fonction des débits sont cohérents avec une première approximation sans perte : 12,9°C à 40L/h ; 4,3°C à 120L/h ; 2,6°C à 200L/h ; 1,8°C à 280L/h et 1,4°C à 360L/h.

$$\text{A 200L/h : } dT < \frac{\varphi . A_{\text{fluide}}}{\dot{m}.Cp} = \frac{500[W/m^2].1,2[m^2]}{200[\text{L/h}].4,18/3,6[Wh/kg/K]} = 2,6°C \quad (31)$$

Les points chauds côté sortie, en face de l'entrée, sont de moins en moins chauds avec l'augmentation du débit, on retrouve le fait que sur le profil de vitesse, la zone à vitesse nulle se réduit avec le débit et la conduction locale joue davantage de rôle. Cependant, la température de sortie diminuent plus vite, et le gradient entre ce point chaud et la température de sortie augmente avec le débit : à 40L/h, le point chaud est à 47,5°C pour une sortie vers 45,5°C soit +2° ; tandis qu'à 360L/h, le point chaud est à 40,7°C pour une sortie vers 36,4°C soit +4,3°C.

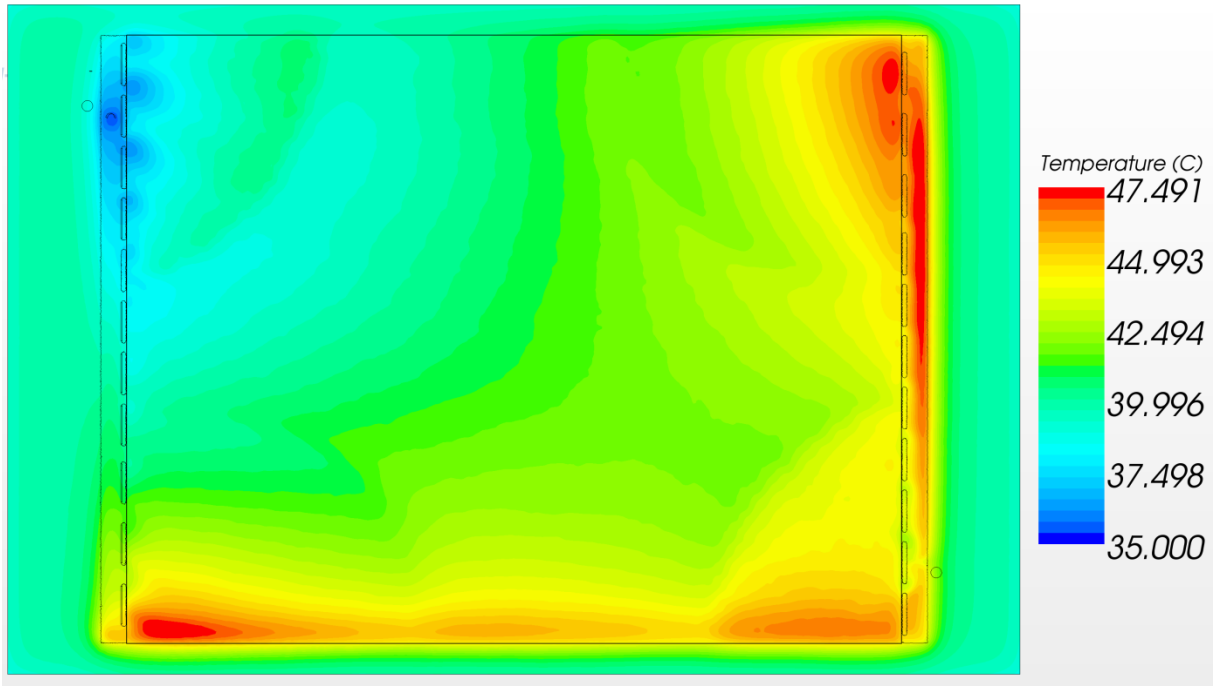



*Figure 78 : Champ de température pour Q=40 l/h et Tin = 35°C*

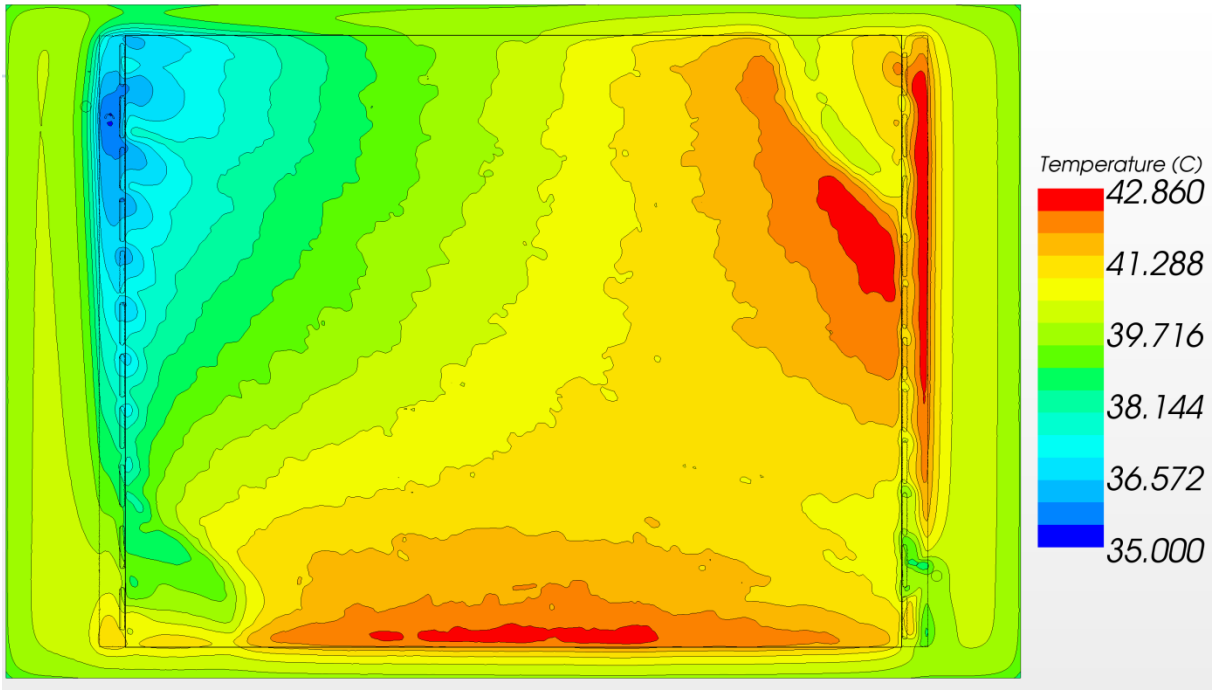



*Figure 79 : Champ de température et isothermes pour Q=120 l/h et Tin = 35°C*

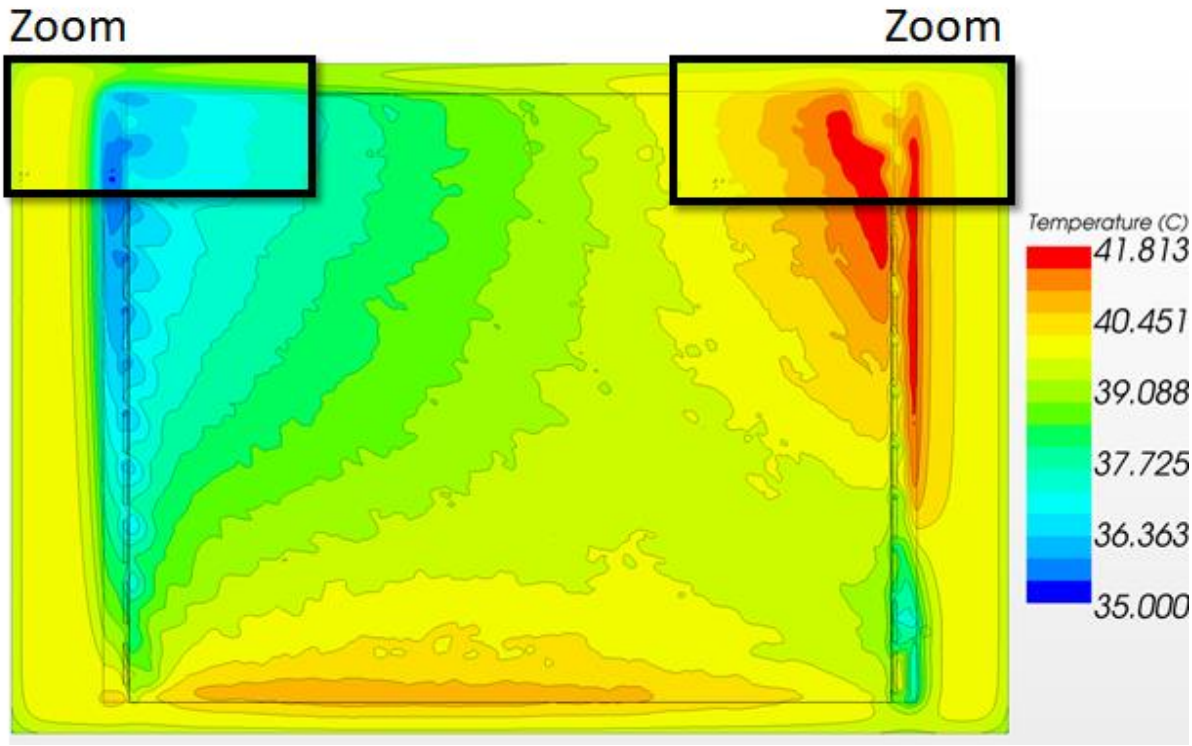



*Figure 80 : Champ de température et isothermes pour Q=200 l/h et Tin = 35°C*

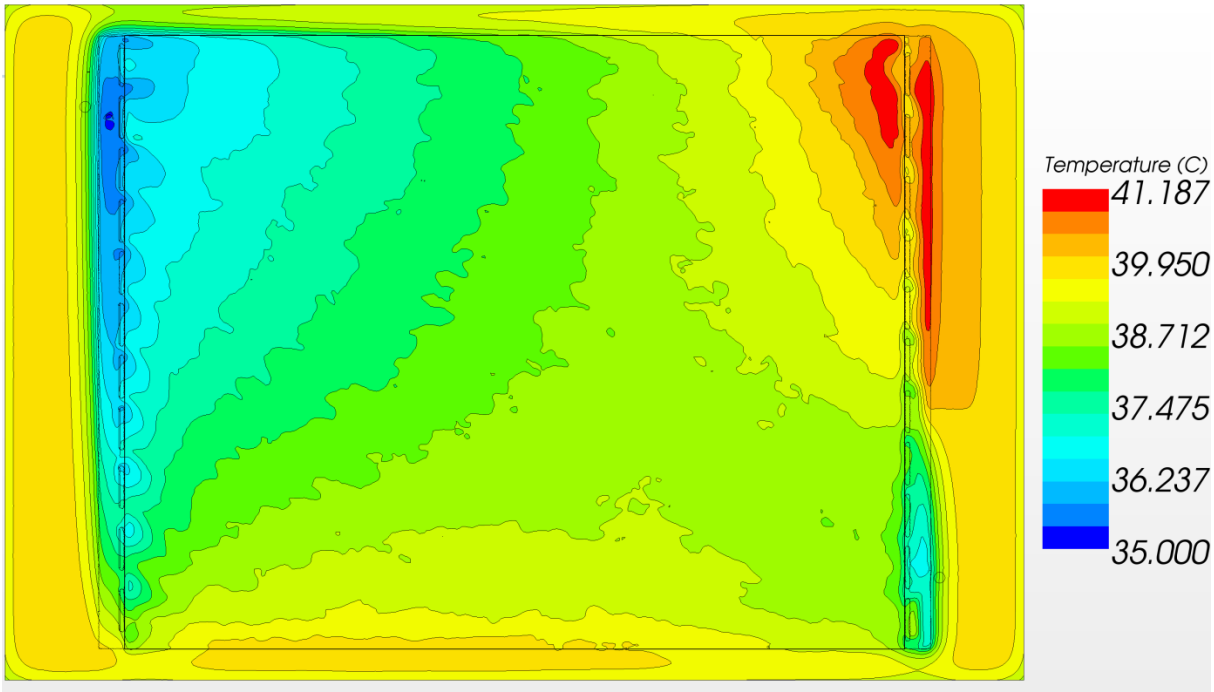



*Figure 81 : Champ de température et isothermes pour Q=280 l/h et Tin = 35°C*

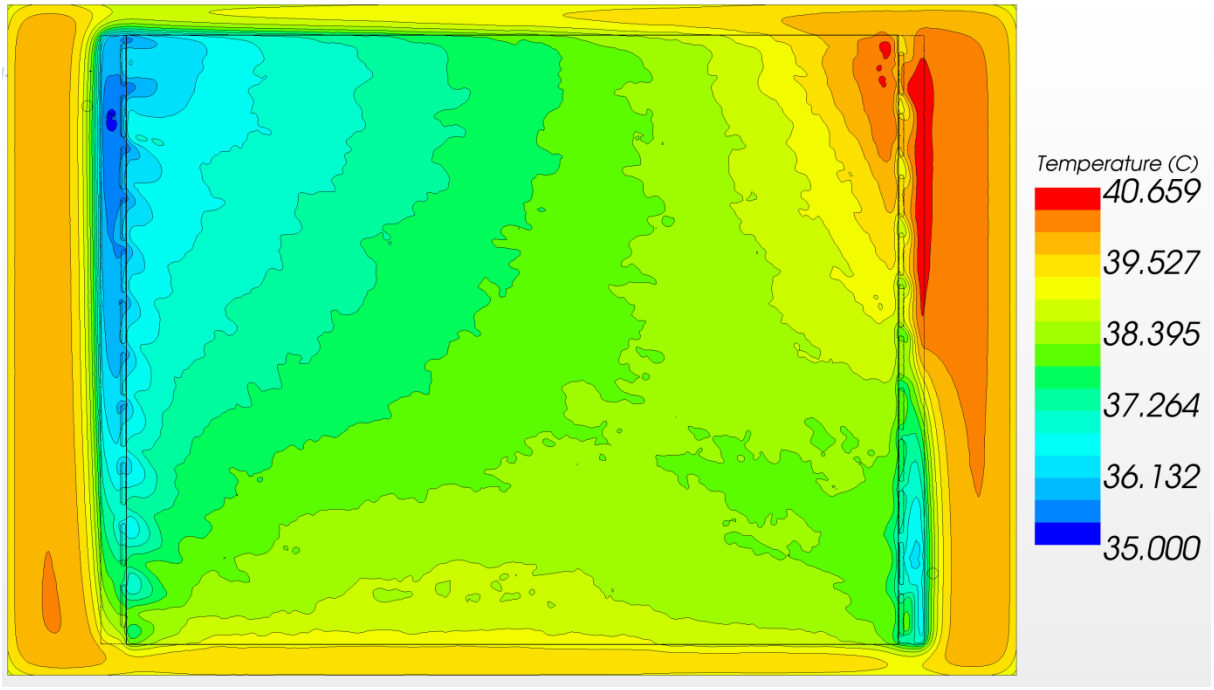



*Figure 82 : Champ de température et isothermes pour Q=360 l/h et Tin = 35°C*

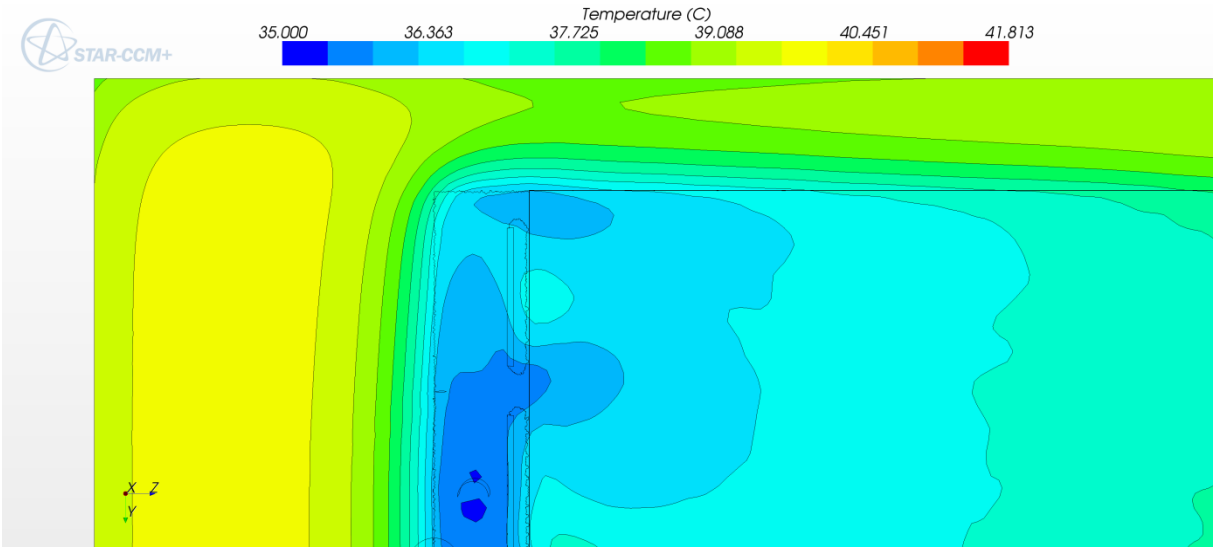



*Figure 83 : Zoom sur la zone d'entrée du fluide en haut à gauche. Q=200 l/h*

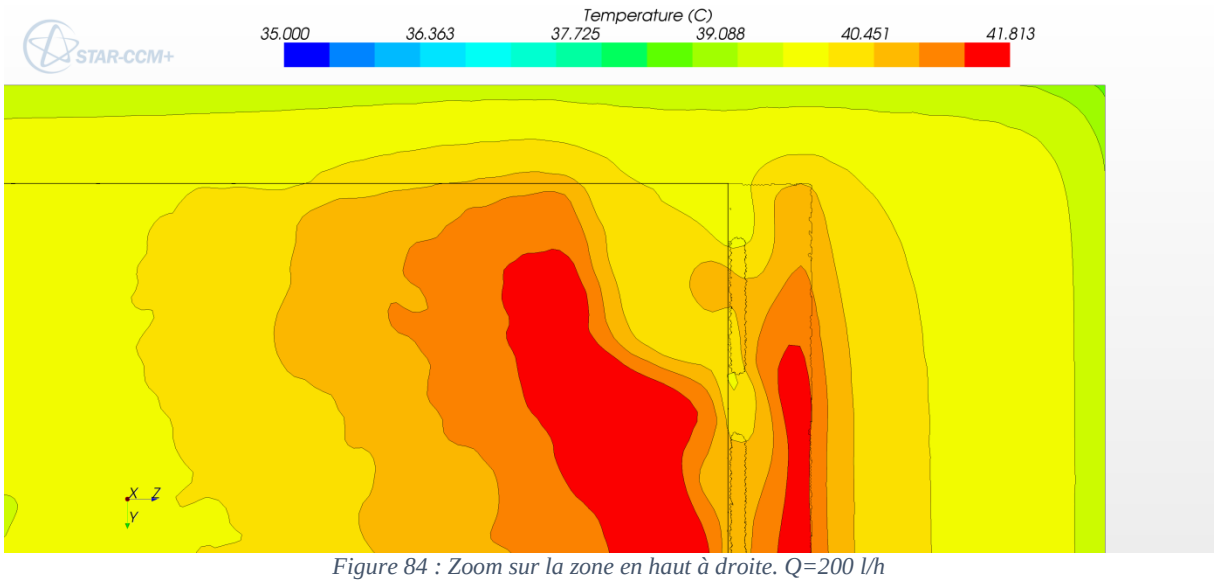



*Figure 84 : Zoom sur la zone en haut à droite. Q=200 l/h*

### 2.5.5.2. *En fonction du la température d'entrée d'eau*

Pour un débit de 200 l/h, nous avons testé, dans les mêmes conditions d'ambiance (15°C d'ambiante, convection arrière de 15W/m²K) l'impact de différente température d'entrée d'eau : 15, 25 et 35°C. Les résultats sont donnés Figure 86 à Figure 88.

Pour les bords, si on considère un total découplage entre les bords et le fluide, les 0,41m² de bords étant soumis à 500W/m² et en échange avec de l'air à 15°C via un coefficient conducto-convectif de 15W/m²/K, leur température devrait être de 48°C (31).

$$T_{bords} = T_{amb} + \frac{I}{H_{back}} = 15[°C] + \frac{500[W/m^2]}{15[W/m^2/K]} = 48°C \qquad (32)$$

En prenant cette hypothèse haute de température de 48°C pour les bords, et une hypothèse basse pour la température du fluide en considérant la température d'entrée d'eau (ici 15°C), on obtient un couplage maximal par conduction dans l'acier inoxydable entre les bords et le fluide (32). Si on regarde sur les bords en haut et bas du module (en noir Figure 85) ce couplage est inférieur à 10%, il est en revanche de l'ordre de 70% pour les bords fins latéraux (en rouge Figure 85).

$$\phi = \frac{T_{bords} - T_{fluide}}{R_{th_{inox}}} . A_{fb} = \frac{T_{bords} - T_{fluide}}{\frac{e_{bords_{inox}}}{\lambda_{inox}}} . A_{fb} \qquad (33)$$

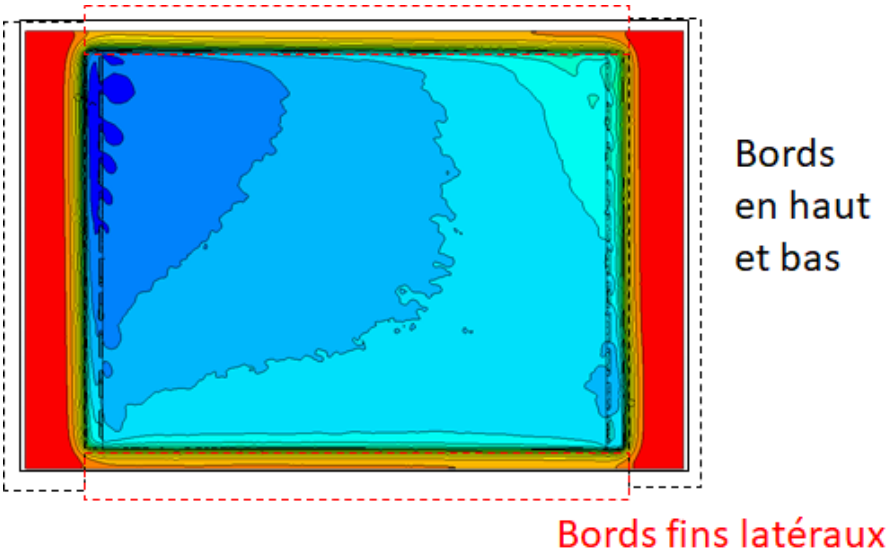



*Figure 85 : Schéma de définition des bords haut et bas et fin latéraux*

$$\phi_{haut} = \frac{48°C - 15°C}{(0{,}1435[m]/2)\ /20[W/m/K]}.(0{,}0006[m].0{,}886[m]) \ = \ 5W$$
$$\ll \ I.A_bord_{haut} \ = 0{,}1435\ [m] * 0{,}982\ [m] * 500\ [W/m^2] = 70W$$

$$\phi_{gauche} = \frac{48°C - 15°C}{(0{,}048[m]/2)\ /20[W/m/K]}.(0{,}0006[m].1{,}365[m]) \ = \ 23W$$
$$pour\ I.A_bord_{gauche} \ = 0{,}048\ [m] * (1{,}652\ [m] - 0{,}1435\ [m] * 2) * 500\ [W/m^2] = 33W$$

Il n'y a donc que 7% des apports sur les bords haut et bas qui sont en couplage avec le fluide d'où **un quasi découplage bords-fluide**, ce qui confirme à priori que l'ordre de grandeur de 48°C pour ces bords est raisonnable.

Le modèle indique que la température des bords haut et bas ne dépend pas du débit, ce qui confirme ce quasi découplage, et stagne vers 40°C (Figure 86 à Figure 88). On retrouve bien l'ordre de grandeur calculé, ce qui est cohérent.

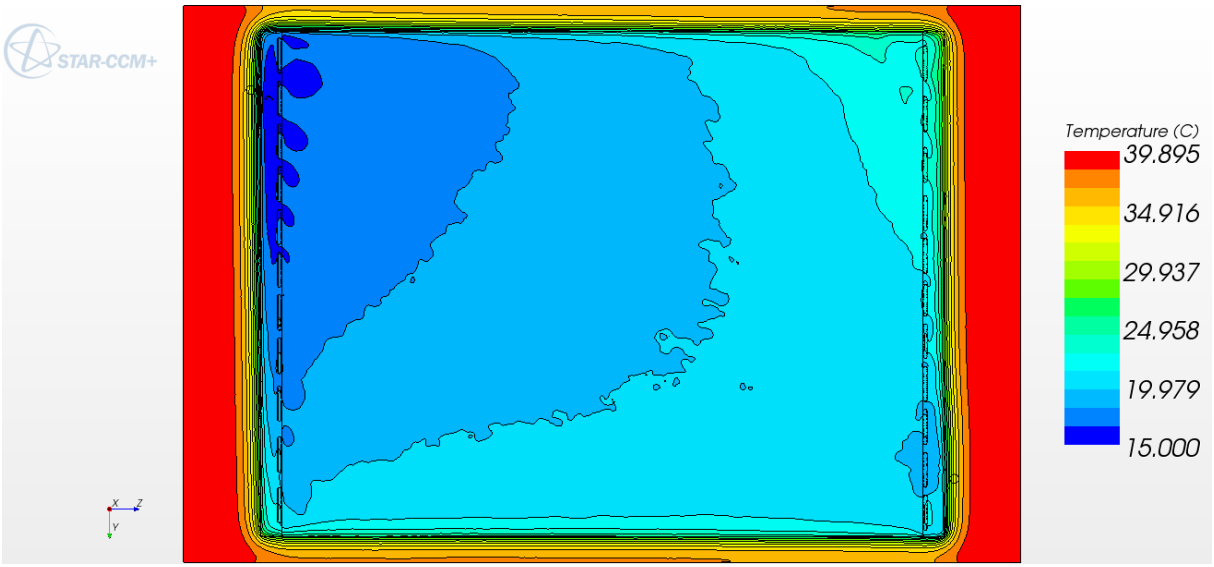



*Figure 86 : Température de la surface de la plaque supérieure pour Q=200 l/h et Tin=15°C*

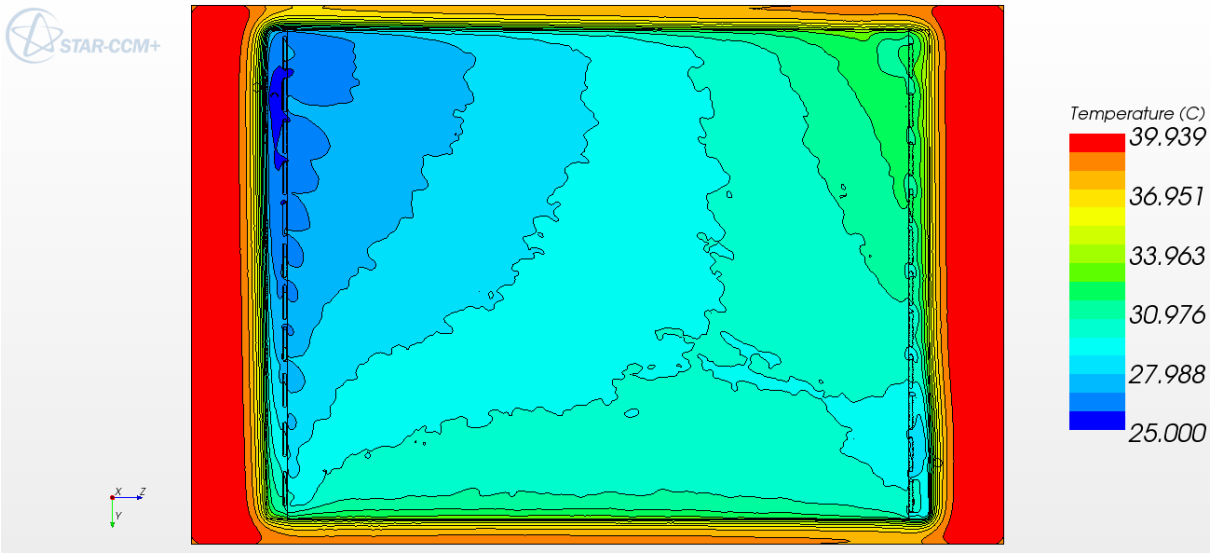



*Figure 87 : Température de la surface de la plaque supérieure pour Q=200 l/h et Tin=25°C*

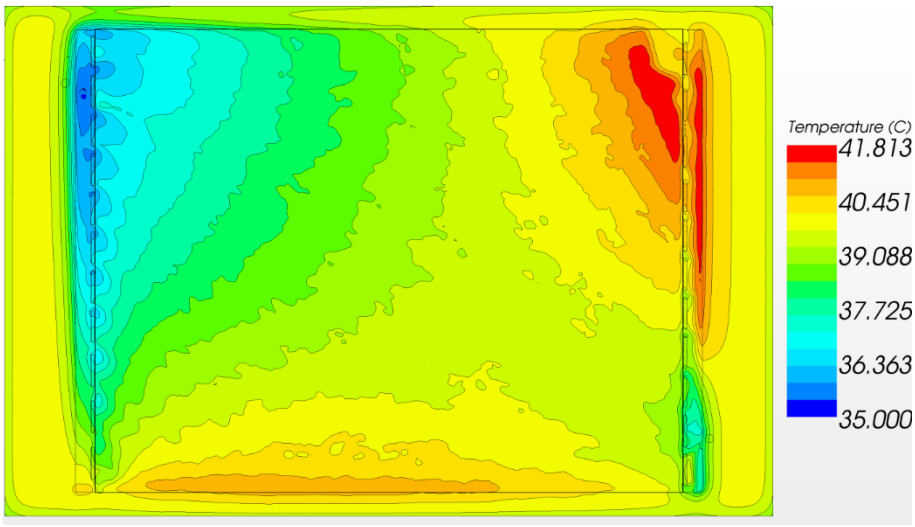



*Figure 88 : Champ de température et isothermes pour Q=200 l/h et Tin = 35°C*

Comme attendu, du fait du quasi découplage entre les bords haut et bas et le fluide, quelle que soit la température d'entrée de l'eau, les bords du panneau sont quasiment à la même température, environ 40°C. Le gradient de température en bord de panneau est donc d'autant plus grand que la température de circulation du fluide est basse.

On confirme donc l'utilité d'**étudier plus précisément l'impact sur la durée de vie du sandwich photovoltaïque de cette distribution inhomogène de température**.

#### *2.5.5.3. En fonction du la température d'entrée d'eau, avec du vent en face avant*

Enfin un dernier test à consister à reprendre à 200L/h une entrée d'eau de 15, 35 et 45°C, mais en utilisant un coefficient d'échange convectif h=15W/m²/K avec l'ambiance en face où le flux est imposé (modèle de vent).

Comme attendu (33), les bords soumis à deux fois plus de pertes convectives stagnent à une température plus basse, à environ 30°C (Figure 89 à Figure 91).

$$T_{bords} = T_{amb} + \frac{\varphi}{h.2[faces]} = 15[°C] + \frac{500[W/m^2]}{15[W/m^2/K].2} = 32°C \quad (34)$$

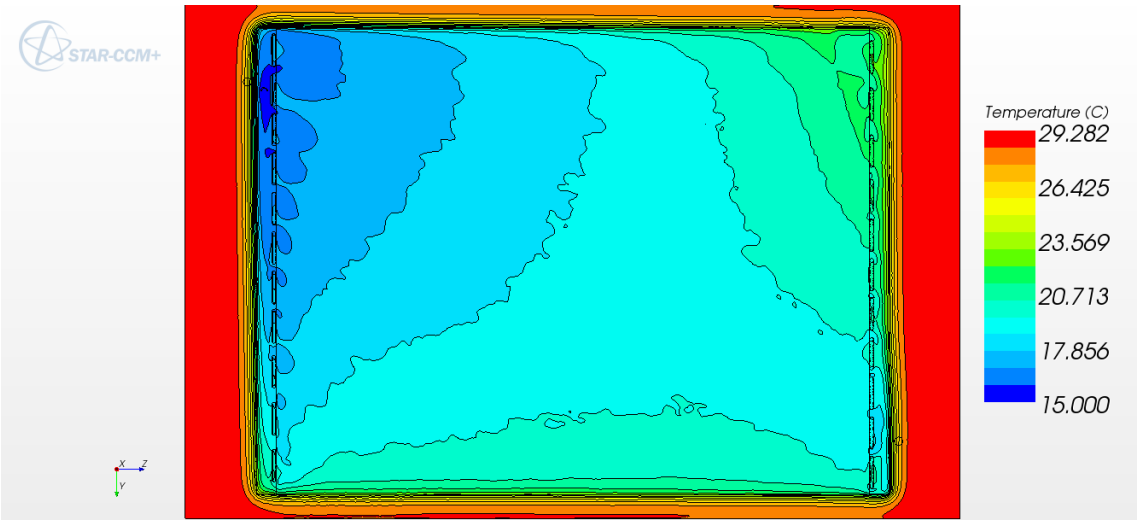



*Figure 89 : Champ de température et isothermes pour Q=200 l/h et Tin = 15°C avec vent*

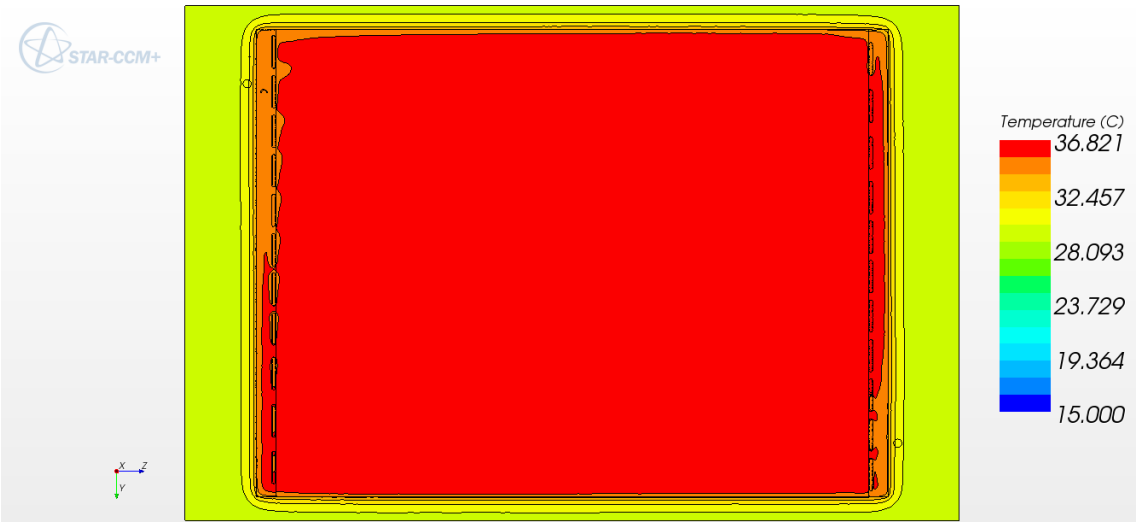



*Figure 90 : Champ de température et isothermes pour Q=200 l/h et Tin = 35°C avec vent*

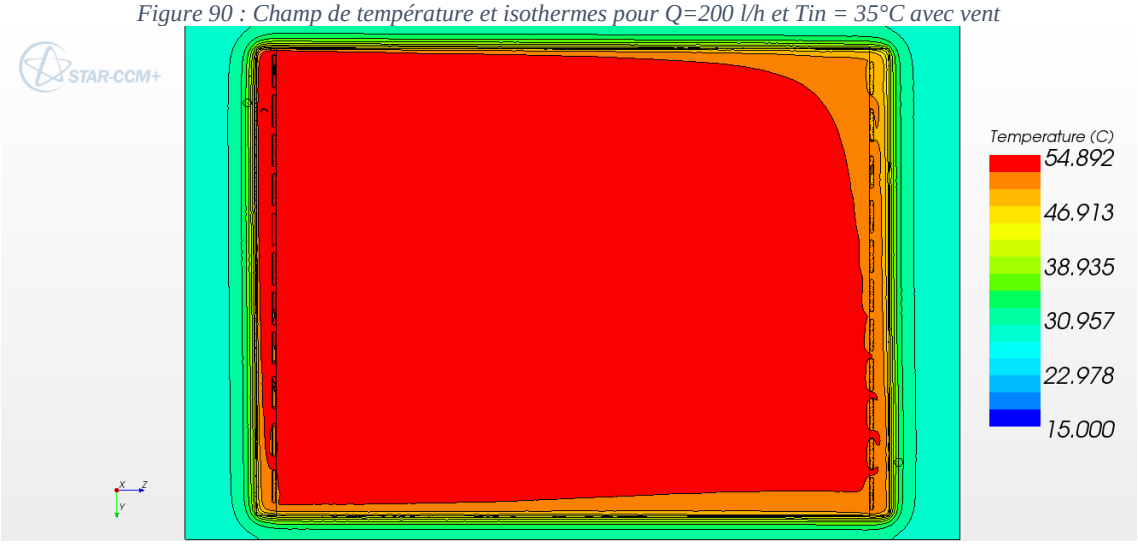



*Figure 91 : Champ de température et isothermes pour Q=200 l/h et Tin = 45°C avec vent*

### 2.5.5.4. Face arrière isolée

Si les bords étaient totalement isolés par l'arrière et dans un modèle sans vent en face avant, la température serait conditionnée par le couplage avec l'ambiante sur les 0,0006 m de tranche et par le couplage au fluide - qui ne serait plus négligeable, ce qui impliquerait une température maximale plus élevée et un fort gradient vers les zones d'entrée et sortie.

En effet, si on considère le système du bord « haut » jusqu'à la nappe fluide (Figure 92 et Figure 93), la température du bord déduite par un bilan énergétique (34) (on néglige la conduction vers les bords fins latéraux) dépasse les 100°C .

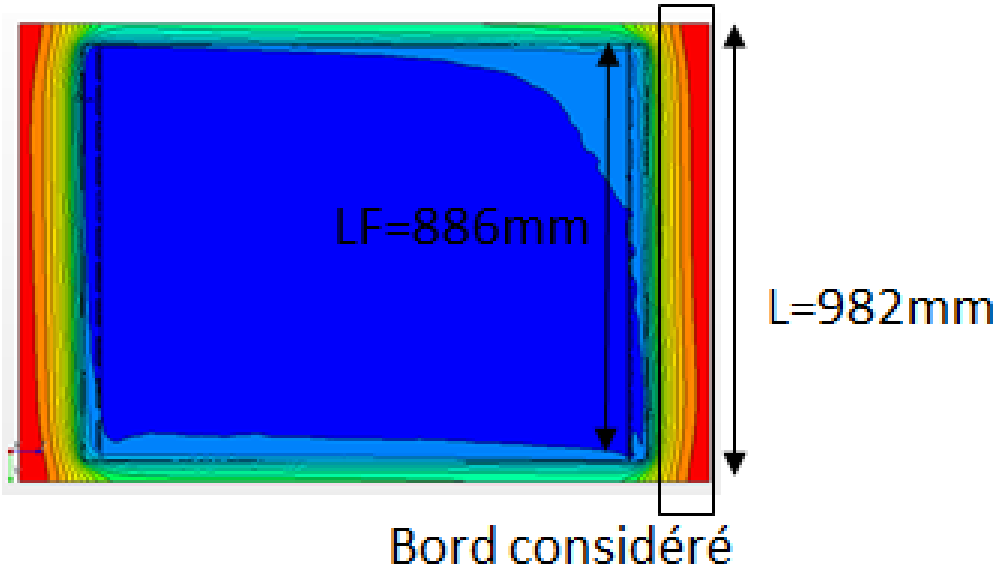



*Figure 92 : Localisation du bord « haut » sur le schéma*

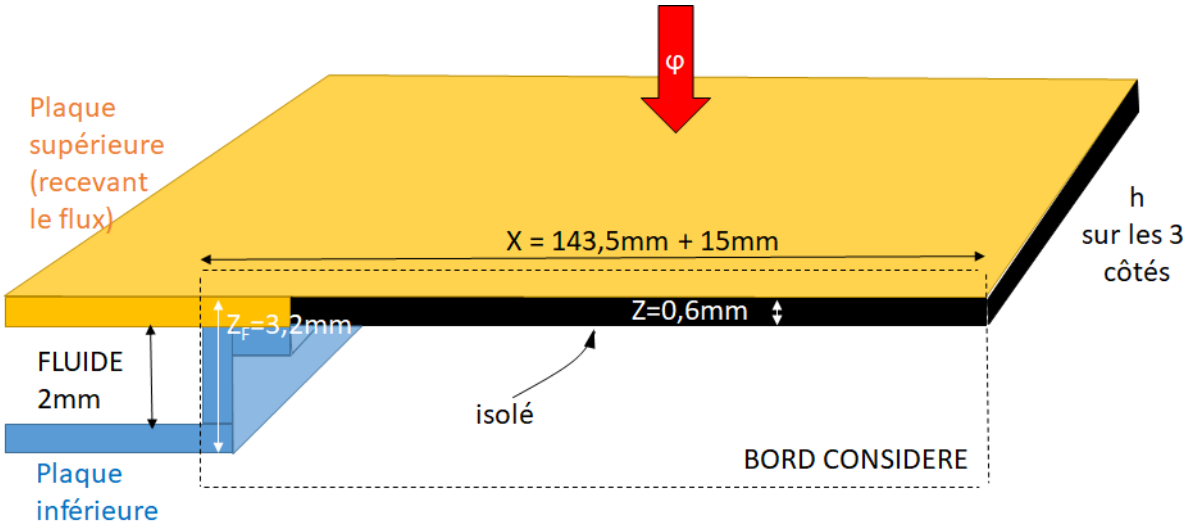



*Figure 93 : Schéma du positionnement des plaques et conditions limites sur le bord « haut »*

$$\varphi.L.X = \phi_{cd} + \phi_{cc} = \frac{T_{bords} - T_{fluide}}{R_{th_{inox}}}.LF.ZF + (T_{bords} - T_{amb}).h.(\boldsymbol{L.Z + 2 * Z.X}) \quad (35)$$

$$\text{Alors } T_{bords} = \frac{\varphi.L.X + \frac{T_{fluide}}{R_{th_{inox}}}.(LF.ZF) + T_{amb}.h.(\boldsymbol{L.Z+2*Z.X})}{\frac{LF.ZF}{R_{th_{inox}}} + h.(\boldsymbol{L.Z+2*Z.X})} = 122°C$$

Les Figure 94 et Figure 95 obtenue via le modèle 3D confirment une température élevée - d'environ 108°C - sur les bords et la présence d'un fort gradient. Dans un souci de minimiser les écarts de température entre l'entrée et le bord, **on préconise de ne pas isoler les bords du panneau**.

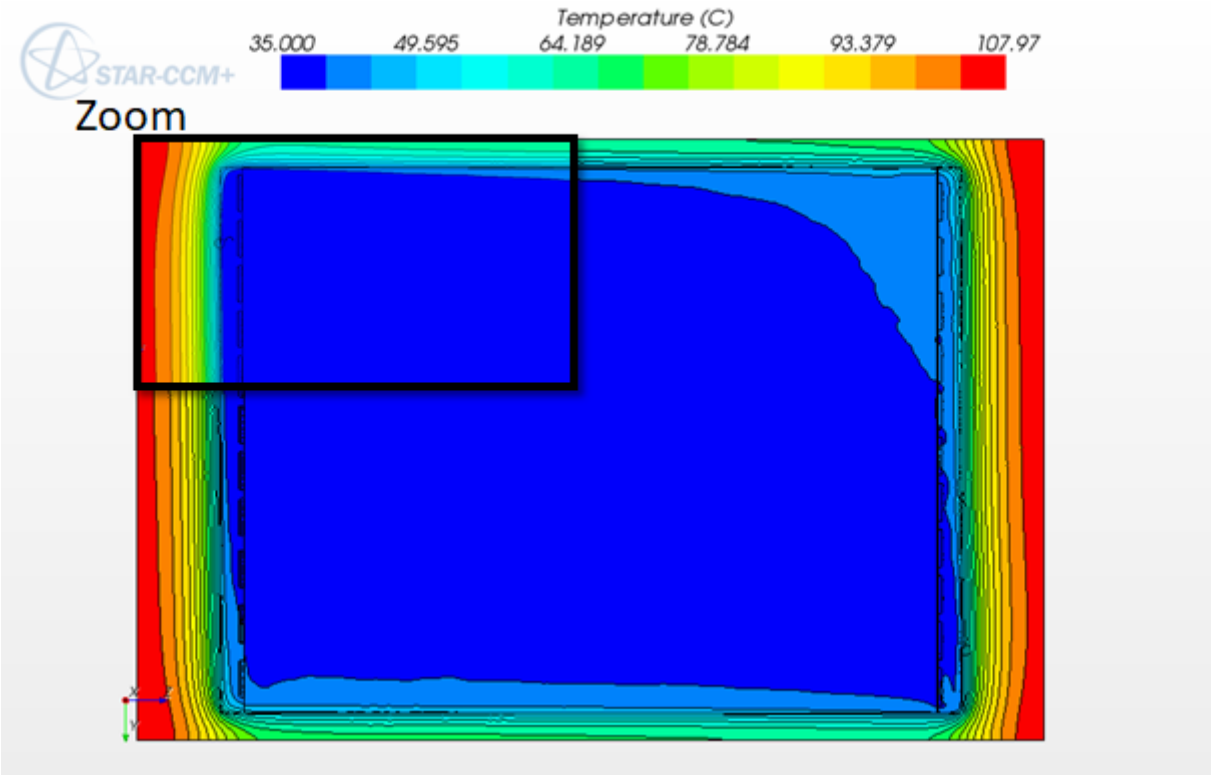



*Figure 94 : Champ de température et isothermes pour Q=200 l/h et Tin = 35°C, face arrière parfaitement isolée*

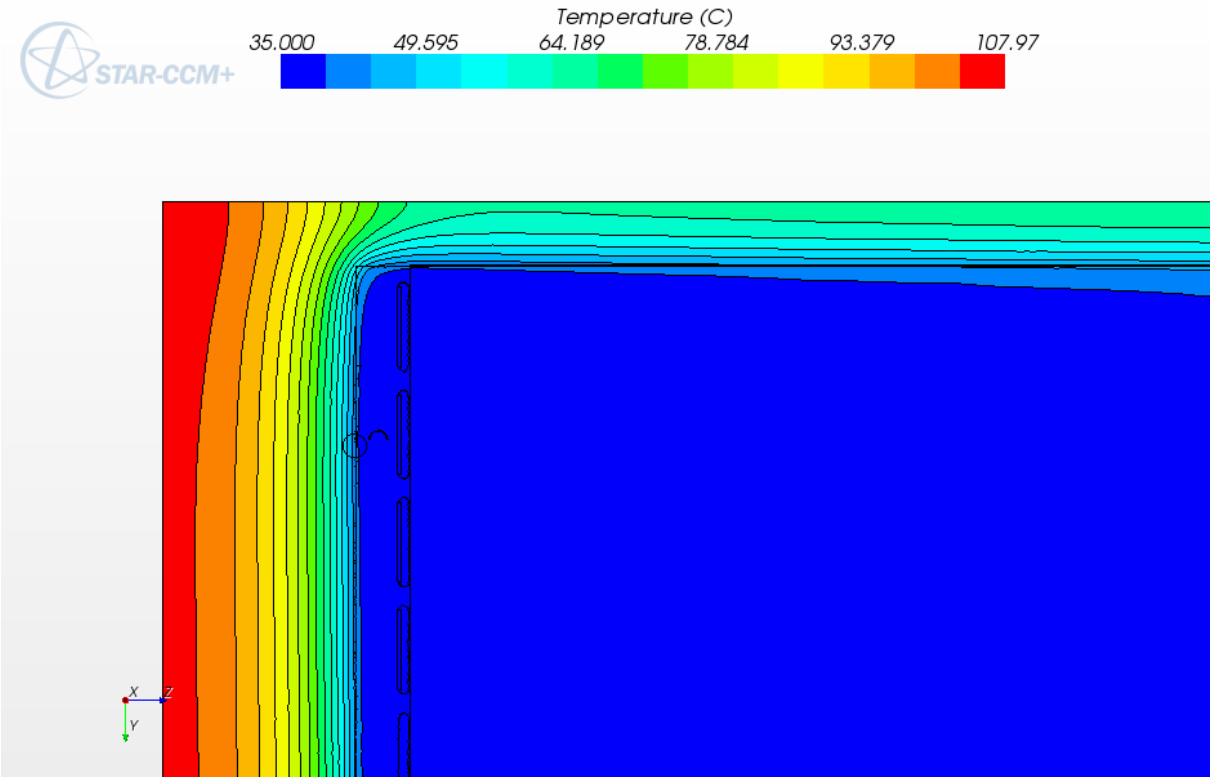



*Figure 95 : Zoom sur l'entrée - Champ de température et isothermes pour Q=200 l/h et Tin = 35°C, face arrière isolée*

Au-delà de cette préconisation de ne pas isoler les bords, il semble évident que cette restriction de la part irriguée à 70% de la surface n'est pas un optimum, et ce d'autant plus que le bord n'est pas fortement couplé au fluide. Aussi, une surface entièrement irriguée permettrait de gagner en performance.
Cependant, trois contraintes ont conditionné le choix de ce design. D'abord, les emplacements des raccords d'entrée et sortie étaient en réalité dictés par le souhait que le module soit compatible avec des systèmes d'intégration au bâtiment très en vogue sur le marché français avant 2017 (EasyRoof© de la société IRFTS, In-roof system© de la société GSE par exemple). Or le positionnement des poutres et chevrons par rapport au système de pose ne permet pas une grande latitude pour l'emplacement des raccords. Ensuite, le procédé de soudure pour la fermeture étanche des deux plaques, rendait difficile des bordures complexes avec de nombreux coudes, sans augmenter des risques de fuites. Enfin, la boite de jonction qui centralise à l'arrière du module les busbars électriques en provenance des cellules, ne devait, elle, pas être immergée. C'est pourquoi, aussi séduisant que cela puisse paraitre intellectuellement, il a été choisi de ne pas augmenter la part de surface irriguée.

#### *2.5.5.5. Comparaison avec des mesures infrarouges du profil de température*

Le champ de température numérique a été comparé à la mesure déduite de la caméra thermique (FLIR portative série B résolution 240x240px), on donne une photographie du banc d'essai en Figure 96. A noter que le module est revêtu d'ETFE (et non de verre). Il a été envisagé de peindre en noir le module pour éviter des incertitudes sur l'émissivité du matériau, cependant, les températures mesurées étant cohérentes avec les thermocouples PT1000 répartis au dos du module, le module n'a finalement pas été peint. Le débit (Bamo DF140), l'ensoleillement (Kipp & Zonen Classe A) et la température ambiante (PT1000) sont mesurées en même temps que le champ de température. Une fois de plus, on ne s'attardera pas sur l'incertitude de ces mesures, l'objectif étant plutôt de comparer des profils, plus que des valeurs absolues.

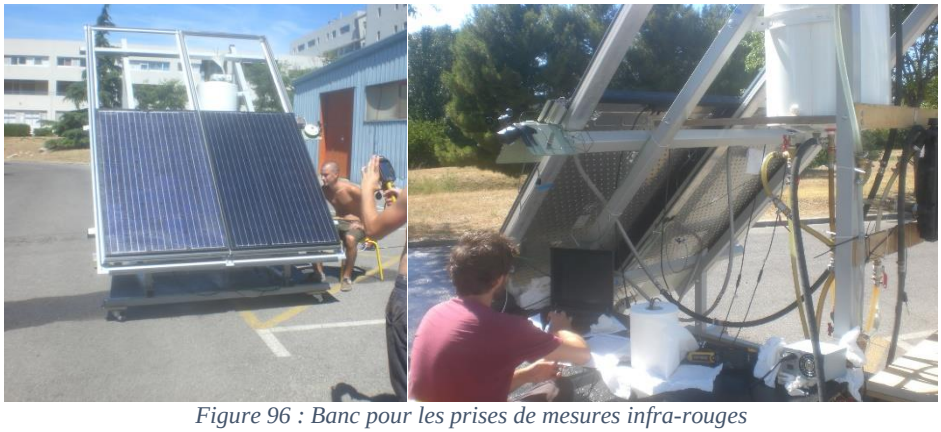
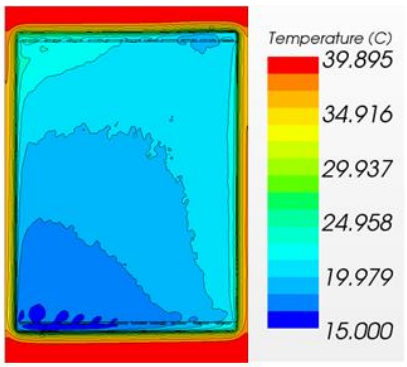
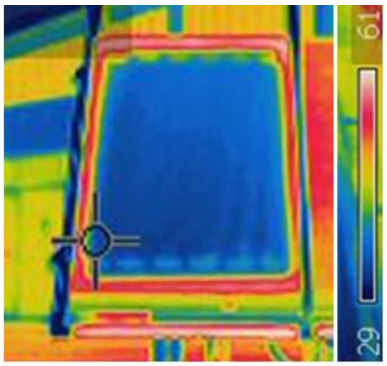


*Figure 96 : Banc pour les prises de mesures infra-rouges*

Le comportement thermique est régie par la température réduite (T*) donnée par le rapport de la différence entre la température ambiante et la température du module, et l'irradiation. Les deux résultats sont comparables car les tests ont été effectués avec une température d'entrée voisine de la température ambiante ($T_{in}$=$T_{amb}$) et avec à peu près le même rayonnement incident sur l'échangeur (flux solaire de 1000W/m² soit environ 500W/m² au niveau de l'échangeur).




Q = 200L/h
$\varphi$ = 500W/m²
$T_{in} = T_{amb}$ = 15°C
$H_{back}$ = 15W/m²K




Marseille 09 août 2012, 15:25

Q = 150L/h
*Flux solaire* ~ 1000W/m²
(env. 50% est transféré à l'échangeur)
$T_{in} = T_{amb}$ = 35°C

*Figure 97 : Champ de température: CFD a) et des mesures infra-rouges b)*

Les températures ne sont pas totalement uniformes et dans les deux cas, la partie supérieure gauche est la zone de la surface refroidie la plus chaude (Figure 97). Les bordures non refroidies sont encore plus chaud. Ces bordures ne peuvent pas être refroidies en raison de la présence du cadre et la boîte de jonction photovoltaïque.

Des simulations indiquent, pour 500W / m² sur l'échangeur (approximativement équivalent à un flux solaire de 1000W/ m²), que la température de ces bordures varie peu avec la température d'entrée, et est proche de 40 et 60 ° C pour la température extérieure respective de 15 et 35 ° C.
**Le profil de température est très cohérent avec les mesures.**

## 2.6. Conclusion sur le modèle 3D

Une modélisation d'une **maille élémentaire** a permis de déterminer les paramètres pour un **poreux équivalent** dans la zone d'échange. Le **coefficient de frottement** visqueux est proche du coefficient calculé à partir des tabulations de Kays & London et la **conductivité apparente** est dans l'ordre de grandeur d'une pondération surfacique métal/ fluide.

Le poreux équivalent a été inséré dans un modèle 3D avec des zones d'entrée sortie et les bords modélisés en simulations directe avec une hypothèse de corps thermiquement minces. Le **rendement thermique** obtenu par la modélisation par changement d'échelle est cohérent avec le bilan énergétique sur l'échangeur.
Les **champs de vitesse** montrent un écoulement préférentiel dans la diagonal, les zones mortes dans les angles opposés aux entrées/sorties sont d'autant plus grandes que le débit est faible, on ne préconise pas de débit inférieur à 120L/h. Les **champs de température** montrent des températures entre l'entrée et la sortie de l'ordre de grandeur d'un bilan énergétique sans pertes. Ils confirment par ailleurs des zones chaudes dans ces angles mal irrigués, cependant, les températures les plus chaudes sont le plus souvent au niveau des bords car la température y est quasiment conditionnée par les conditions limites, le couplage au fluide étant faible. C'est pourquoi, les préconisations d'amélioration du guidage du fluide qui complexifiait la production n'ont pas été retenues, il est simplement acté de ne pas isoler les bords. Ces champs de température ont pu être rapprochés de mesures infra-rouges qui ont conforté les résultats numériques. Des études devront être menées pour analyser l'impact de ce gradient entre la zone refroidie et la zone non refroidie sur la durée de vie du module photovoltaïque.

Les **pertes de charge** sont localisées à 80% au niveau de l'entrée et de la sortie, la zone d'échanges ayant des pertes de charge très faible, ce résultat est conforté par un modèle de perte de charge simplifié sur la base de tabulation et cohérent avec des mesures de pertes de charge réalisées sur des prototypes proches. Des pompes standards pour le solaire thermique peuvent être utilisée et leurs consommations annuelles est faibles - de l'ordre de 0,5% de la production thermique, c'est pourquoi il n'a pas été jugé utile de complexifier l'industrialisation des modules pour réduire la perte de charge en entrée et sortie.

Il a été fait le choix dans cette thèse de présenter le modèle 3D sur la géométrie finale, en réalité, si la zone emboutis a été principalement déterminée par une étude mécanique, la distance entre deux entretoises a bien été le résultat d'étude fluidique sur itération de design - avec pour objectif de répartir au mieux le débit sur chaque des six cellules photovoltaïques en vis-à-vis de cette zone d'entrée. On ne présentera pas ici cette ingénierie d'optimisation sur la base de ce modèle 3D.

Enfin ce modèle 3D a permis de déterminer un coefficient d'échange entre le fluide et la paroi de l'échangeur de l'ordre de 800W/m²/K, ce coefficient sera utilisé pour un modèle simplifié. En effet, ce modèle 3D est limité. D'abord, il ne modélise que l'échangeur thermique, et la partie photovoltaïque n'est pas prise en compte. Ensuite, les temps de calcul sont de l'ordre d'une heure, il n'est donc pas envisageable de l'utiliser pour des calculs de performance annuelle de systèmes au pas de temps de 30mn !

# III. Modèles simplifiés

Du fait d'un temps de calcul trop important et pour calculer l'ensemble des sorties photovoltaïques et thermiques couplées du module hybrides, un modèle 1D basé sur les couches constitutives du module est proposé. Les coefficients du modèle sont tirés de la littérature, de mesures ou du modèle 3D selon les cas. On présentera aussi une équation linéaire est tirée de ce modèle 1D selon les recommandations normatives de l'ISO9806. Les résultats seront comparés à des mesures normatives de performances et de température de stagnation. L'objectif est de pouvoir utiliser ces modèles simplifiés pour l'évaluation d'un système complet.

## 3.1. Modèle photovoltaïque dans les modèles simplifiés

Le modèle pour le productible photovoltaïque retenu est tiré du TYPE560 « Fin-tube PVT collector » développé par TESS. Le rendement photovoltaïque est donné en fonction du rendement de référence $\eta_{PV,ref}$ mesuré à $T_{ref}$=25°C et $G_{ref}$=1000W/m² conformément à la norme photovoltaïque IEC61215, et corrigé par des facteurs d'ensoleillement et de température. La valeur du coefficient d'ensoleillement $X_G$ choisi est celle prise par TESS dans le TYPE560 et vaut 0,000025[m²/W]. La valeur du coefficient de température $X_T$ provient de mesures photovoltaïques sur le module hybride de DualSun, selon le paragraphe 10.4 de la norme IEC61215, et vaut -0,0044/°C (Tableau 15).

L'équation TESS TYPE560 est la suivante :

$$\eta_{PV} = \left(1 + X_G.\left(G - G_{ref}\right)\right).\left(1 + X_T.\left(T_{PV} - T_{ref}\right)\right).\eta_{PV,ref} \quad (36)$$

Les valeurs par défaut des paramètres sont :
$X_G$~ 0,000025[m²/W] et $X_T$~ -0,0044 [/°C]

| 10.4 Mesure des coefficients de température | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| **Echantillon** | **T (°C)** | **Pmax (w)** | **Voc (V)** | **Icc (A)** | **Temp. Coefficient** | |
| PV: 130000562<br>TH: 24558/25 | 18 | 238.2 | 37.63 | 8.36 | **α (%/C°)** | 0.048 |
| | 23 | 233.3 | 37.04 | 8.37 | | |
| | 28 | 228.7 | 36.51 | 8.39 | **β (%/°C)** | -0.32 |
| | 33 | 223.3 | 36.05 | 8.41 | | |
| | 38 | 217.8 | 35.34 | 8.43 | | |
| | 43 | 212.6 | 34.64 | 8.45 | **δ (%/°C)** | -0.44 |
| | 48 | 206.7 | 34 | 8.48 | | |

*Tableau 15 : Mesure des coefficients de température par Eliosys (2013) ici $X_T = \delta$*

Cette équation a l'avantage de pouvoir être déterminée sans itération contrairement au modèle à une diode de Shockley et en donne une bonne approximation au-delà de 200W/m² comme on le voit sur le graphique suivant (Figure 98). En deçà, les équations linéaires - ou avec logarithme comme PVGis, sont optimistes - respectivement pessimistes, sur les rendements. Cependant, sur des pas de 30mn pour des simulations annuelles, ces ensoleillements inférieurs à 200W/m² ne représentent qu'environ 6% de la production photovoltaïque. Aussi avec les 20% d'écart moyen sur le rendement trouvé à 50W/m², on parle de 1% du productible photovoltaïque, ce qui est inférieur aux variations météo d'une année sur l'autre. On considère donc ce modèle comme suffisant.

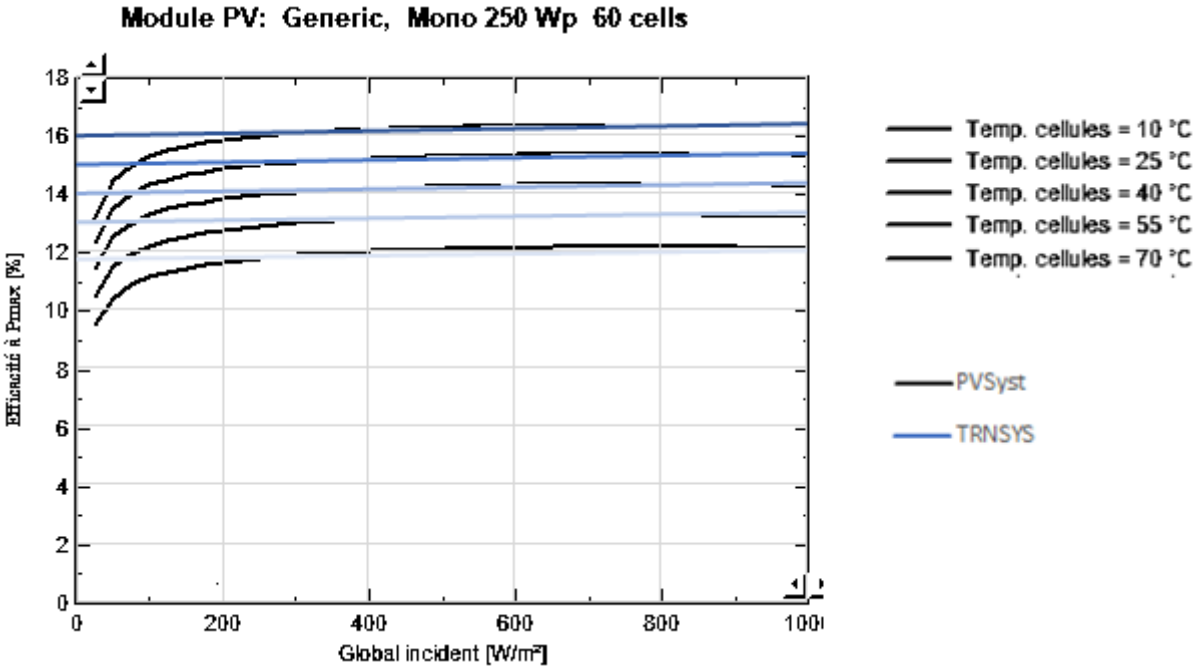



*Figure 98 : Comparaison de l'équation photovoltaïque retenue et du modèle à une diode*

Un facteur global de calibrage $X_{CORR}$ a été ajouté pour prendre en compte des pertes de dégradation, de pertes d'onduleurs, de mismatch.

L'équation retenue est donc la suivante :

$$\eta_{PV} = \left(1 + X_G.\left(G - G_{ref}\right)\right).\left(1 + X_T.\left(T_{PV} - T_{ref}\right)\right).\eta_{PV,ref}.X_{CORR} \quad (37)$$

Pour tenir compte de la particularité « hybride » du module, deux modes de calcul de $T_{PV}$ ont été retenus : TYPE295 et TYPE815, et le coefficient $X_{CORR}$ déterminé pour chacun des modes.

TYPE295 : $T_{PV} = A\,.\,T_{F,MEAN} + B$ et $X_{CORR} = 1{,}3407$

Dans ce mode, la température de cellules $T_{PV}$ est déduite par itération, on présentera en détail la détermination des coefficients A et B sur le paragraphe dédié au modèle thermique 1D.

Pour trouver $X_{CORR}$, ce module hybride a été simulé avec un débit nul (stagnation). $X_{CORR}$ a été calculé pour obtenir des productibles annuels à Brest, Paris, Lyon, et Marseille cohérents avec PVsyst et PVGis (Tableau 16). La valeur de 1,3407 a été retenue avec en moyenne sur les 4 villes un écart relatif de +1% avec PVSyst et de -2,4% avec PVGis.

| | PVSYST | PVGIS | 295 Xcorr=1 | Xcorr=**1,3407** | 295/PVSYST | 295/PVGIS |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Lyon | 3231 | 3460 | 2497 | 3348 | 3,6% | -3,2% |
| Paris | 2857 | 3060 | 2157 | 2892 | 1,2% | -5,5% |
| Marseille | 4350 | 4350 | 3225 | 4324 | -0,6% | -0,6% |
| Brest | 3182 | 3190 | 2370 | 3178 | -0,1% | -0,4% |
| | | | | | **1,0%** | **-2,4%** |

*Tableau 16 : Productible photovoltaïque annuel pour différentes villes et logiciels.*

Pour comparer la température des cellules calculée par itération et la température de sortie du champ de module, des itérations en fonction de l'ensoleillement, du nombre de modules, de la température d'entrée d'eau froide, et de la température ambiante ont été réalisées et les résultats sont présentés sur le graphique suivant (Figure 99). La température des cellules est grosso modo la température de sortie du champ de module ! Cette relation est spécifique à ce module, et est liée au fait que l'inverse de la résistance thermique entre les cellules et le fluide $1/R_{inter}$ est du même ordre de grandeur que 2.Cp.débit_m² pour le débit préconisé de 25L/h/m² (37 et 38).

$$\frac{T_{pv} - T_{mean}}{R_{inter}} = \frac{P_{th} + Q_{back}}{Area}$$
$$\sim \frac{P_{th}}{Area} = \frac{\dot{m}}{Area}.Cp.(T_{out} - T_{in}) = \frac{\dot{m}}{Area}.2.Cp.(T_{out} - T_{mean}) \quad (38)$$

$$\frac{1}{R_{inter}} \sim \frac{\dot{m}}{Area}.2.Cp \Rightarrow T_{out} \sim T_{pv} \quad (39)$$

On utilisera cette relation pour le mode suivant.

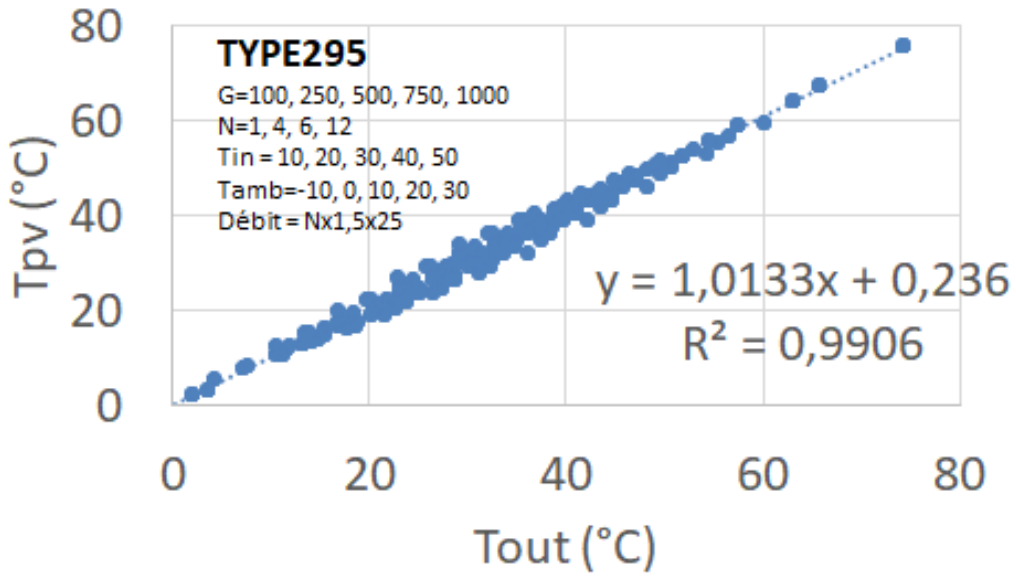



*Figure 99 : Comparaison de la température des cellules et de la température de l'eau en sortie de champ de modules*

TYPE815 : $T_{PV} = T_{out}$ et $X_{CORR} = 0{,}925$

Dans ce mode, la température de cellules est déduite de l'équation thermique normative de l'ISO9806 et prise égale à la température de l'eau en sortie du champ de modules ($T_{out}$). On présentera en détail le calcul du modèle thermique linéaire pour le calcul de $T_{out}$ dans un paragraphe dédié.

Pour trouver $X_{CORR}$, un module photovoltaïque « pur » a été implémenté (TYPE900). Dans ce Type900 la température des cellules a été fixée à partir de l'équation de PVSyst :

$$T_{PV} = T_{amb} + \frac{0{,}9.G.(1-\eta_{PV})}{U_0 + 0.V_{Wind}} \quad \text{avec } U_0 = 29\text{W/m}^2\text{.K par défaut} \quad (40)$$

La valeur de $X_{CORR}$ retenue est de 0,925 et implique en moyenne sur les 5 villes Brest, Paris, Lyon, Toulouse et Marseille un écart relatif de +1% avec PVSyst et de -1,6% avec PVGis (Tableau 17).

| | PVSYST | PVGIS | 900, Xcorr=1 | Xcorr = **0,925** | 900/PVSYST | 900/PVGIS |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Lyon | 3231 | 3460 | 3616 | 3345 | 4% | -3% |
| Paris | 2857 | 3060 | 3138 | 2902 | 2% | -5% |
| Toulouse | 3726 | 3710 | 4054 | 3750 | 1% | 1% |
| Marseille | 4350 | 4350 | 4690 | 4339 | 0% | 0% |
| Brest | 3182 | 3190 | 3440 | 3182 | 0% | 0% |
| | | | | | **1,1%** | **-1,6%** |

*Tableau 17 : Productible photovoltaïque annuel pour différentes villes et logiciels.*

## 3.2. Modèle énergétique unidirectionnel (1D)

Pour ce modèle 1D, le module est caractérisé par son empilement de couches de matériaux. Du haut en bas, on trouve (cf schéma Figure 100) du verre (2mm, ~1W/m/K), une couche d'encapsulant (E.V.A.) (0,6mm, 0,23W/m/K), des cellules monocristallines en silicium (0,6mm, 130W/m/K), une autre couche d'E.V.A, une feuille arrière pour l'isolation électrique dit « BackSheet » (0,14mm, 0,2W/m/K), une dernière couche d'E.V.A, l'échangeur avec ces deux plaques d'inox (0,6mm 25W/m/K) séparées par une nappe d'eau (2mm, 0,6W/m/K) et éventuellement un isolant (30mm, 0,04W/m/K).

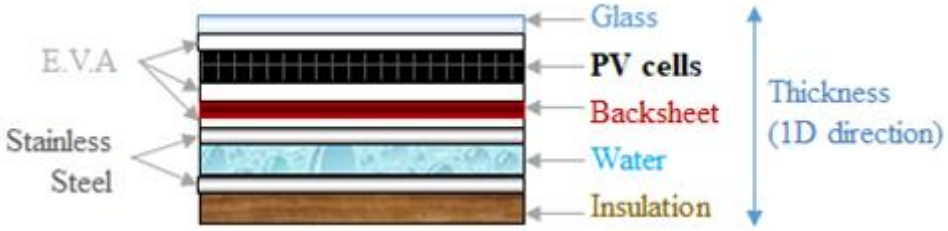
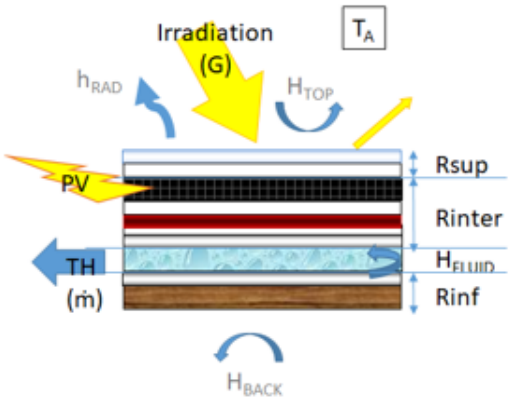



*Figure 100 : Schéma d'empilement des couches du module hybride*

Le modèle actuel est basé sur une approche quasi-stationnaire en raison d'un transitoire court du module (140s) par rapport à la fréquence de changement de données. On justifiera cette valeur par des mesures.

Un bilan énergétique du module (Figure 101) conduit à un modèle simplifié quasi 1D, cette méthode a déjà été utilisée par de nombreux auteurs comme Chow *et al.,* 2008, Duffie et Beckman, 1991, Fraisse *et al.*, 2007, TRNSYS - TESS libraries TYPE 560.




$$R_{SUP} = \frac{e_{VERRE}}{\lambda_{VERRE}} + \frac{e_{EVA}}{\lambda_{EVA}}$$

$$R_{INF} = \frac{e_{INOX}}{\lambda_{INOX}} + \frac{e_{ISOLANT}}{\lambda_{ISOLANT}}$$

$$R_{INTER} = \frac{e_{CELL}}{\lambda_{CELL}} + \frac{e_{EVA}}{\lambda_{EVA}} + \frac{e_{BACKSHEET}}{\lambda_{BACKSHEET}} + \frac{e_{EVA}}{\lambda_{EVA}} + \frac{e_{INOX}}{\lambda_{INOX}}$$

*Figure 101 : Schéma du bilan énergétique*

Le modèle prend en entrée des données météorologiques (température ambiante $T_A$, l'ensoleillement G, la vitesse du vent $V_{WIND}$) et les paramètres de charge d'eau sanitaire (température de bas de ballon $T_{F,IN}$, débit ṁ) (Figure 102)

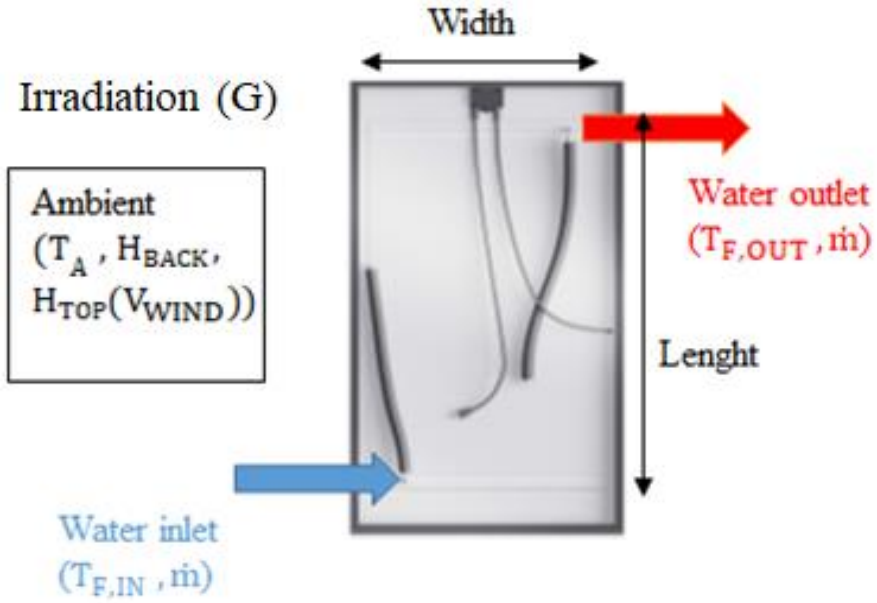



*Figure 102 : Conditions aux limites*

Grâce à un bilan énergétique sur les cellules photovoltaïques et sur une autre tranche de fluide, on en déduit un comportement exponentiel de la température du fluide le long du trajet et une expression linéaire entre la température des cellules et la température du fluide.

On utilisera les résistances équivalentes suivantes :

$$\boldsymbol{R_P} = R_{INTER} + \frac{1}{H_{FLUID}}, \boldsymbol{R_T} = R_{SUP} + \frac{1}{H_{TOP}}, \boldsymbol{R_B} = R_{INF} + \frac{1}{H_{FLUID}} + \frac{1}{H_{BACK}} \quad (41)$$

Equation bilan sur les cellules photovoltaïques :

$$(\tau\alpha).\,G.\left(1 - \eta_{PV}(G, T_{PV})\right) = Hrad.\,(T_{PV} - Tsky) + \frac{T_{PV} - T_{amb}}{R_T} + \frac{T_{PV} - T_{fluid}}{R_P} \quad (42)$$

D'où

$$T_{PV}(x) = A.T_{Fluid}(x) + B \tag{43}$$

Avec

$$A = \frac{1}{\left(H_{RAD} + \frac{1}{R_T}\right).R_P + 1}$$

$$B = \frac{(\tau\alpha).G.(1 - \eta_{PV}) + H_{RAD}.T_{sky} + \frac{T_A}{R_T}}{H_{RAD} + \frac{1}{R_T} + \frac{1}{R_P}}$$

A noter que $H_{RAD}$ et $\eta_{PV,}$ et donc A et B, dépendent de $T_{PV}$.

En particulier

$$T_{PV} = A.T_{F,Mean} + B \tag{44}$$

Equation bilan sur une tranche de fluide :

$$\frac{T_{PV} - T_{FLUID}}{R_P} = \frac{T_{FLUID} - T_{BACK}}{R_B} + \frac{\dot{m}.Cp}{Lenght}.\frac{dT_{FLUID}}{dx} \tag{45}$$

Ie

$$\frac{(A.T_{FLUID} + B) - T_{FLUID}}{R_P} = \frac{T_{FLUID} - T_{BACK}}{R_B} + \dot{m}.Cp.\frac{dT_{FLUID}}{dx}$$

D'où

$$\frac{dT_{FLUID}}{dx} + D.T_{FLUID}(x) - C.D = 0 \tag{46}$$

Avec

$$D = \frac{\frac{1 - A}{R_P} + \frac{1}{R_B}}{\dot{m}.C_P}.Lenght$$

$$C = \frac{\frac{B}{R_P} + \frac{T_{BACK}}{R_B}}{\frac{1 - A}{R_P} + \frac{1}{R_B}}$$

D'où

$$T_{FLUID}(x) = (T_{F,IN} - C).e^{-D.x} + C \tag{47}$$

En particulier

$$T_{F,OUT} = (T_{F,IN} - C).e^{-D.Width} + C \tag{48}$$

$$T_{F,MEAN} = \frac{1}{Width}.\int_0^{Width} T_{FLUID}(x).dx = \frac{1}{Width}.[\frac{(T_{F,IN} - C)}{-D}.e^{-D.x} + C.x]_0^{Width} \quad (49)$$

$$T_{F,MEAN} = \frac{(T_{F,IN} - C)}{Width.D}(1 - e^{-D.Width}) + C \quad (50)$$

Comme les coefficients A, B, C et D dépendent de la température photovoltaïque ($T_{PV}$), la température de sortie et la puissance électrique du module sont déduites grâce à une approche itérative de la température photovoltaïque ($T_{PV}$).

On prendra comme condition d'arrêt :

$$\left|{T_{PV}}^{n+1} - {T_{PV}}^{n}\right| < 10^{-3}[K] \quad (51)$$

De ces températures, on en déduit les grandeurs utiles pour le modèle.

La puissance et le rendement thermiques :

$$P_{th} = \dot{m}.C_P.(T_{F,OUT} - T_{F,IN}) \quad (52)$$

$$\eta_{th} = \frac{P_{th}}{Area.G} \quad (53)$$

Le rendement et la puissance photovoltaïques :

$$\eta_{PV} = \eta_{ref}.[1 + X_T.(T_{PV} - T_{ref}].[1 + X_G.(G_T - G_{ref}].X_{CORR} \quad (54)$$

$$P_{PV} = \eta_{PV}.Area.G \quad (55)$$

Les taux de pertes par réflexion ($_{OPT}$), radiation ($_{RAD}$), convection face avant ($_{TOP}$) et par convection en face arrière ($_{BACK}$).

$$\%_{OPT} = 1 - (\tau\alpha) \quad (56)$$

$$\%_{RAD} = \frac{H_{RAD}.(T_{PV} - T_{sky})}{G} \quad (57)$$

$$\%_{TOP} = \frac{\frac{1}{R_T}.(T_{PV} - T_{amb})}{G} \quad (58)$$

$$\%_{BACK} = \frac{\frac{1}{R_B}.(T_{F,MEAN} - T_{back})}{G} \quad (59)$$

## 3.3. Lien avec le modèle linéaire normatif (ISO9806)

La norme ISO9806 « Énergie solaire - Capteurs thermiques solaires - Méthodes d'essai » a évoluée en novembre 2017. La section 19 pour la mesure et la présentation des performances thermiques préconise désormais de caractériser les 11 paramètres correspondant à l'équation suivante :

$$\eta_{th} = \eta_0.\left(\frac{K_b(\theta).G_b + K_d.G_d}{G}\right) - c_6.V_{wind} + (c_4 - c_7.V_{wind}).\left(\frac{E_L - \sigma.T_{amb}^4}{G}\right) - (c_1 + c_3.V_{wind}).T_m^* - c_2.T_m^{*\,2}.\mathrm{G} - c_8.T_m^{*\,4}.G^3 - c_5.\frac{dT_m}{dt} \quad (60)$$

Si on se considère en régime établi, qu'on se limite au premier ordre, qu'on néglige l'influence des grandes ondes, et qu'on assimile $K_b.G_b + K_d.G_d$ à G, l'équation se simplifie et correspond à l'équation de la précédente norme NF EN12975 :

- Régime établi ($\frac{dT_m}{dt} = 0$)
- Equation d'ordre 1 ($T_m^{*\,2}, T_m^{*\,4} \ll T_m^*$)
- Néglige grandes ondes ($E_L - \sigma.T_A^4 \ll G$)
- Assimile $K_b.G_b + K_d.G_d$ = G (le plus souvent $K_b = K_d = 1$)

$$\boldsymbol{\eta_{th} = (\eta_0 - c_6.V_{wind}) - (c_1 + c_3.V_{wind}).T_m^*} \quad (61)$$

Le plus souvent noté :

$$\boldsymbol{\eta_{th} = \eta_0.(1 - b_u.V_{wind}) - (b_1 + b_2.V_{wind}).T_m^*} \quad (62)$$

Ou encore, pour une vitesse de vent ($\boldsymbol{V_{wind}}$) donnée

$$\boldsymbol{\eta_{th} = a_0 - a_1.T_m^*} \quad (63)$$

En assimilant $T_m$ à $T_{F,MEAN}$, les relations entre le modèle 1D et la formule linéaire sont donnés par les équations suivantes :

$$\boldsymbol{a_0} = \frac{\dot{m} \cdot Cp \cdot D \cdot Width \cdot (C - T_A)}{G \cdot Area} \quad (64)$$

$$\boldsymbol{a_0} = \left(\frac{1 - A}{R_P} + \frac{1}{R_B}\right).\frac{C - T_A}{G} \quad (65)$$

$$\boldsymbol{a_1} = \frac{\dot{m} \cdot Cp \cdot D \cdot Width}{Area} \quad (66)$$

$$\boldsymbol{a_1} = \frac{1 - A}{R_P} + \frac{1}{R_B} \quad (67)$$

On peut approximer les coefficients en analysant les paramètres négligeables dans l'expression.

Ainsi $a_1$ est assimilable à la somme des coefficients d'échange avec l'extérieur : coefficients radiatif, convectif face avant et convectif face arrière, ce qui en première approximation est une équation linéaire fonction de la vitesse du vent.

$$\boldsymbol{a_1} = \frac{1 - \dfrac{1}{1 + \left(H_{RAD} + \dfrac{1}{R_{SUP} + \dfrac{1}{H_{TOP}}}\right).\left(R_{INTER} + \dfrac{1}{H_{FLUID}}\right)}}{R_{INTER} + \dfrac{1}{H_{FLUID}}} + \frac{1}{R_{INF} + \dfrac{1}{H_{FLUID}} + \dfrac{1}{H_{BACK}}}$$

Or $R_{SUP} \ll \frac{1}{H_{TOP}}, \frac{1}{H_{FLUID}} \ll R_{INTER}$ , $R_{INF} \ll \frac{1}{H_{BACK}}$ et $\frac{1}{H_{FLUID}} \ll \frac{1}{H_{BACK}}$

$$\boldsymbol{a_1} \sim \frac{1 - \dfrac{1}{1 + \left(H_{RAD} + \dfrac{1}{\cancel{R_{SUP}} + \dfrac{1}{H_{TOP}}}\right).\left(R_{INTER} + \dfrac{\cancel{1}}{\cancel{H_{FLUID}}}\right)}}{R_{INTER} + \dfrac{\cancel{1}}{\cancel{H_{FLUID}}}} + \frac{1}{\cancel{R_{INF}} + \dfrac{\cancel{1}}{\cancel{H_{FLUID}}} + \dfrac{1}{H_{BACK}}}$$

$$\boldsymbol{a_1} \sim \left(\frac{1 - \dfrac{1}{1 + (H_{RAD} + H_{TOP}).R_{INTER}}}{R_{INTER}} + H_{BACK}\right)$$

Comme $(H_{RAD} + H_{TOP}).R_{INTER} \ll 1$, on utilise le développement limité $\frac{1}{1+x} \sim 1 - x$

$$\boldsymbol{a_1} \sim \frac{1 - (1 - (H_{RAD} + H_{TOP}).R_{INTER})}{R_{INTER}} + H_{BACK}$$

$$\boldsymbol{a_1} \sim \frac{(H_{RAD} + H_{TOP}).R_{INTER}}{R_{INTER}} + H_{BACK}$$

$$\boldsymbol{a_1} \sim H_{RAD} + H_{TOP} + H_{BACK} \quad (68)$$

Si on suppose comme on le verra dans le paragraphe dédié, qu'on peut approximer le coefficient d'échange convectif en face avant par :

$$H_{TOP} \sim u_1 \,.V_{WIND} + u_0 \quad (69)$$

alors :

$$\boldsymbol{a_1} \sim (H_{RAD} + u_0 + H_{BACK}) + u_1 \,.V_{WIND} \quad (70)$$

De même $a_0$ est en première approximation linéaire avec la vitesse du vent.

$$\boldsymbol{a_0} = \boldsymbol{a_1}.\frac{C - T_A}{G}$$

$$\boldsymbol{a_0} = \frac{1}{G}.\left(\frac{B}{R_P} + \frac{T_{BACK}}{R_B} - \left(\frac{1 - A}{R_P} + \frac{1}{R_B}\right).T_A\right)$$

Si $T_{BACK} = T_A$

$$\boldsymbol{a_0} = \frac{1}{G}.\left(\frac{B}{R_P} - \frac{1 - A}{R_P}.T_A\right)$$

$$a_0 = \frac{1}{G}.\left(\frac{(\tau\alpha).G.(1-\eta_{PV}) + H_{RAD}.T_{sky} + \frac{1}{R_T}.T_A}{R_P.(H_{RAD} + \frac{1}{R_T} + \frac{1}{R_P})} - \frac{1 - \frac{1}{\left(H_{RAD} + \frac{1}{R_T}\right).R_P + 1}}{R_P}.T_A\right)$$

$$a_0 = \frac{1}{G}.\left(\frac{(\tau\alpha).G.(1-\eta_{PV}) + H_{RAD}.T_{sky} + \frac{1}{R_T}.T_A}{R_P.(H_{RAD} + \frac{1}{R_T} + \frac{1}{R_P})} - \frac{\left(\left(H_{RAD} + \frac{1}{R_T}\right).R_P + 1\right) - 1}{\left(H_{RAD} + \frac{1}{R_T}\right).R_P + 1}.T_A\right)$$

$$a_0 = \frac{1}{G}.\left(\frac{(\tau\alpha).G.(1-\eta_{PV}) + H_{RAD}.T_{sky} + \frac{1}{R_T}.T_A}{R_P.(H_{RAD} + \frac{1}{R_T} + \frac{1}{R_P})} - \frac{\left(H_{RAD} + \frac{1}{R_T}\right).R_P}{\left(H_{RAD} + \frac{1}{R_T}\right).R_P + 1}.T_A\right)$$

$$a_0 = \frac{1}{G}.\left(\frac{(\tau\alpha).G.(1-\eta_{PV}) + H_{RAD}.T_{sky} + \frac{1}{R_T}.T_A}{R_P.(H_{RAD} + \frac{1}{R_T} + \frac{1}{R_P})} - \frac{H_{RAD} + \frac{1}{R_T}}{\left(H_{RAD} + \frac{1}{R_T}\right).R_P + 1}.T_A\right)$$

$$a_0 = \frac{1}{G}.\left(\frac{(\tau\alpha).G.(1-\eta_{PV}) + H_{RAD}.T_{sky} + \frac{1}{R_T}.T_A}{R_P.(H_{RAD} + \frac{1}{R_T} + \frac{1}{R_P})} - \frac{H_{RAD} + \frac{1}{R_T}}{R_P.\left(H_{RAD} + \frac{1}{R_T} + \frac{1}{R_P}\right)}.T_A\right)$$

$$a_0 = \frac{1}{G}.\left(\frac{(\tau\alpha).G.(1-\eta_{PV})}{R_P.\left(H_{RAD} + \frac{1}{R_T} + \frac{1}{R_P}\right)} + \frac{H_{RAD}.T_{sky} + \frac{1}{R_T}.T_A}{R_P.(H_{RAD} + \frac{1}{R_T} + \frac{1}{R_P})} - \frac{H_{RAD}.T_A + \frac{1}{R_T}.T_A}{R_P.\left(H_{RAD} + \frac{1}{R_T} + \frac{1}{R_P}\right)}\right)$$

Soit pour $T_{sky} = T_A$

$$a_0 = \frac{1}{G}.\left(\frac{(\tau\alpha).G.(1-\eta_{PV})}{R_P.\left(H_{RAD} + \frac{1}{R_T} + \frac{1}{R_P}\right)}\right.$$

$$a_0 = \frac{(\tau\alpha).(1-\eta_{PV})}{R_P.\left(H_{RAD} + \frac{1}{R_T} + \frac{1}{R_P}\right)}$$

$$a_0 = \frac{(\tau\alpha).(1-\eta_{PV})}{(R_{INTER} + \frac{1}{H_{FLUID}}).\left(H_{RAD} + \frac{1}{R_{SUP} + \frac{1}{H_{TOP}}}\right) + 1}$$

Or $R_{SUP} \ll \frac{1}{H_{TOP}}$ tant que le vent est inférieur à 5m/s, $\frac{1}{H_{FLUID}} \ll R_{INTER}$

$$\boldsymbol{a_0} \sim \frac{(\tau\alpha).(1-\eta_{PV})}{(R_{INTER} + \frac{1}{\cancel{H_{FLUID}}}).\left(H_{RAD} + \frac{1}{\cancel{R_{SUP}} + \frac{1}{H_{TOP}}}\right) + 1}$$

$$\boldsymbol{a_0} \sim \frac{(\tau\alpha).(1-\eta_{PV})}{R_{INTER}.(H_{RAD} + H_{TOP}) + 1}$$

Comme $(H_{RAD} + H_{TOP}).R_{INTER} \ll 1$, on utilise le développement limité $\frac{1}{1+x} \sim 1 - x$

$$\boldsymbol{a_0} \sim (\tau\alpha).(1-\eta_{PV}).(1 - R_{INTER}.(H_{RAD} + H_{TOP})) \quad (71)$$

Si on suppose, comme on le verra dans le paragraphe dédié, qu'on peut approximer le coefficient d'échange convectif en face avant par $H_{TOP} \sim u_1 . V_{WIND} + u_0$, alors :

$$\boldsymbol{a_0} \sim (\tau\alpha).(1-\eta_{PV}).(1 - R_{INTER}.(H_{RAD} + u_1 . V_{WIND} + u_0))$$

$$\boldsymbol{a_0} \sim (\tau\alpha).(1-\eta_{PV}).\left(1 - R_{INTER}.(H_{RAD} + u_0)\right) - (\tau\alpha).(1-\eta_{PV}).R_{INTER}.u_1 . V_{WIND} \quad (72)$$

Ainsi, si on repart de l'équation normative qui définit des coefficients en faisant apparaitre la vitesse du vent ($\boldsymbol{V_{wind}}$) :

$$\boldsymbol{\eta} = \boldsymbol{\eta_0}.(\mathbf{1} - \boldsymbol{b_u}.\boldsymbol{V_{wind}}) - (\boldsymbol{b_1} + \boldsymbol{b_2}.\boldsymbol{V_{wind}}).\boldsymbol{T_m^*}$$

On peut donc d'après le bilan énergétique 1D approximer les coefficients $\boldsymbol{\eta_0}$, $\boldsymbol{b_u}$, $\boldsymbol{b_1}$ et $\boldsymbol{b_2}$:

$$\boldsymbol{\eta_0} \sim (\tau\alpha).(1-\eta_{PV}).\left(1 - R_{INTER}.(H_{RAD} + u_0)\right) \quad (73)$$

$$\boldsymbol{b_u} \sim \frac{(\tau\alpha).(1-\eta_{PV}).R_{INTER}.u_1}{(\tau\alpha).(1-\eta_{PV}).\left(1 - R_{INTER}.(H_{RAD} + u_0)\right)} \sim \frac{R_{INTER}.u_1}{1 - R_{INTER}.(H_{RAD} + u_0)}$$

Comme $R_{INTER}.(H_{RAD} + u_0) \ll 1$, on utilise le développement limité $\frac{1}{1+x} \sim 1 - x$

$$\boldsymbol{b_u} \sim R_{INTER}.u_1.(1 + R_{INTER}.(H_{RAD} + u_0))$$

Et même :

$$\boldsymbol{b_u} \sim R_{INTER}.u_1 \quad (74)$$

$$\boldsymbol{b_1} \sim H_{RAD} + u_0 + H_{BACK} \quad (75)$$

$$\boldsymbol{b_2} \sim u_1 \quad (76)$$

En résumé, des expressions linéaires en fonction de la température réduite peuvent être déduites du modèle 1D et des approximations permettent de tirer une expression linéaire (Tableau 18 et Tableau 19) :

$$\boldsymbol{\eta = a_0 - a_1 . T_m^*}$$

| | $\boldsymbol{a_0}$ | $\boldsymbol{a_1}$ |
|---|---|---|
| Modèle 1D | $\left(\frac{1-A}{R_P}+\frac{1}{R_B}\right).\frac{C-T_A}{G}$ | $\frac{1-A}{R_P}+\frac{1}{R_B}$ |
| Approximation | $(\tau\alpha).(1-\eta_{PV}).(1-R_{INTER}.(H_{RAD}+H_{TOP}))$ | $H_{RAD}+H_{TOP}+H_{BACK}$ |

*Tableau 18 : Approximations tirées du modèle 1D pour les coefficients normatifs $a_0$ et $a_1$*

$$\boldsymbol{\eta = \eta_0 . (1 - b_u . u) - (b_1 + b_2 . u) . T_m^*}$$

| | $\boldsymbol{\eta_0}$ | $\boldsymbol{b_u}$ | $\boldsymbol{b_1}$ | $\boldsymbol{b_2}$ |
|---|---|---|---|---|
| Approximation<br>Modèle 1D | $(\tau\alpha)(1-\eta_{PV})$<br>$*\left(1-R_{INTER}.(H_{RAD}+u_0)\right)$ | $R_{INTER}.u_1$ | $H_{RAD}+u_0+H_{BACK}$ | $u_1$ |

*Tableau 19 : Approximations tirées du modèle 1D pour les coefficients normatifs $\eta_0$, $b_u$, $b_1$ et $b_2$*

Deux modèles ont été présentés, un avec une approche itérative sur la température des cellules pour calculer la température d'eau en sortie en fonction de 4 paramètres A, B, C et D, l'autre avec une approximation linéaire du rendement en fonction d'une température réduite en fonction de deux paramètres $\boldsymbol{a_0}$ et $\boldsymbol{a_1}$.

Dans ces deux approches, la détermination des coefficients d'échanges sont clés. On présentera dans le paragraphe qui va suivre, les hypothèses retenues pour le coefficient radiatif H_RAD, les coefficients convectifs en face avant H_TOP et arrière H_BACK, ainsi que le coefficient d'échange convectif du fluide H_FLUID.

## 3.4. Hypothèses pour $H_{RAD}$

Pour déterminer le flux radiatif, on considère que l'absorbeur du panneau hybride, ici les cellules photovoltaïques, échange avec le fond de ciel et les deux ensembles sont considérés comme des corps noirs – corps avec des absorbances égales à 1. On applique la loi de Stephan-Boltzmann, qui déduit de la loi de Planck qu'un corps noir rayonne proportionnellement à la puissance quatre de sa température (donnée en Kelvin).

Ainsi : $$\varphi_{RAD} = \varepsilon . \sigma . ({T_{PV}}^4 - {T_{SKY}}^4) \quad (77)$$

On peut aussi factoriser ainsi cette expression :

$$\varphi_{RAD} = \varepsilon . \sigma . \left({T_{PV}}^2 + {T_{SKY}}^2\right) . (T_{PV} + T_{SKY}) . (T_{PV} - T_{SKY}) \quad (78)$$

On définit le coefficient radiatif tel que le flux radiatif surfacique soit le produit de ce coefficient par la différence des températures des cellules et du ciel :

$$\varphi_{RAD} = h_{RAD} . (T_{PV} - T_{SKY}) \quad (79)$$

Le coefficient radiatif est donc le produit de la somme des carrés des températures en Kelvin des cellules et du ciel par leur somme, multiplié par la constante de Stefan ($\sigma \sim 5{,}67.10^{-8} W/m^2/K^{-4}$) et l'émissivité du verre.

$$h_{RAD} = \varepsilon.\sigma.\left({T_{PV}}^2 + {T_{SKY}}^2\right).(T_{PV} + T_{SKY}) \quad (80)$$

La température du ciel n'étant pas mesurée, elle prise dans le modèle à la température ambiante moins quelques degrés, ce qui est l'hypothèse prise dans la réglementation thermique des bâtiments en France. On retirera ici par défaut 6°C (on voit parfois 10°C, ou 20°C).

$$T_{SKY} = T_{AMB} - 6°K \quad (81)$$

L'émissivité du verre est supposée d'une valeur de 0,9.

$$\varepsilon_{VERRE} \sim 0{,}9$$

Le coefficient radiatif est en général de l'ordre de 5W/m²/K (Tableau 20).

| $T_{amb}$ (°C) : | | -20 | -10 | 0 | 10 | 25 | 30 | 40 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $T_{sky}$ (°C) : | | **-26** | **-16** | **-6** | **4** | **19** | **24** | **34** |
| $T_{PV}$ | **-10** | 3,4 | 3,6 | 3,8 | 4,0 | 4,4 | 4,5 | 4,8 |
| | **0** | 3,6 | 3,8 | 4,0 | 4,2 | 4,6 | 4,7 | 5,0 |
| | **20** | 4,0 | 4,3 | 4,5 | 4,7 | 5,1 | 5,2 | 5,5 |
| | **30** | 4,3 | 4,5 | 4,7 | 5,0 | **5,4** | 5,5 | 5,8 |
| | **40** | 4,5 | 4,8 | 5,0 | 5,3 | 5,7 | 5,8 | 6,1 |
| | **60** | 5,1 | 5,3 | 5,6 | 5,8 | 6,3 | 6,4 | 6,7 |
| | **80** | 5,7 | 5,9 | 6,2 | 6,5 | 6,9 | 7,1 | 7,4 |

*Tableau 20 : $H_{RAD}$ pour un T_SKY = T_AMB – 6°C*

Si on avait pris une température du ciel à la température ambiante moins 20°C, l'impact sur le coefficient est de l'ordre de 7% (Tableau 21).

| $T_{amb}$ (°C) : | | -20 | -10 | 0 | 10 | 25 | 30 | 40 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $T_{sky}$ (°C) : | | **-40** | **-30** | **-20** | **-10** | **5** | **10** | **20** |
| $T_{PV}$ | **-10** | 3,1 | 3,3 | 3,5 | 3,7 | 4,0 | 4,2 | 4,4 |
| | **0** | 3,3 | 3,5 | 3,7 | 3,9 | 4,3 | 4,4 | 4,6 |
| | **20** | 3,8 | 4,0 | 4,2 | 4,4 | 4,8 | 4,9 | 5,1 |
| | **30** | 4,0 | 4,2 | 4,4 | 4,6 | **5,0** | 5,1 | 5,4 |
| | **40** | 4,2 | 4,5 | 4,7 | 4,9 | 5,3 | 5,4 | 5,7 |
| | **60** | 4,8 | 5,0 | 5,2 | 5,5 | 5,9 | 6,0 | 6,3 |
| | **80** | 5,3 | 5,6 | 5,8 | 6,1 | 6,5 | 6,6 | 6,9 |

*Tableau 21 : $H_{RAD}$ pour un T_SKY = T_AMB – 20°C*

L'impact sur les coefficients normatifs est faible, en effet, $a_0$ est proportionnel à $(\tau\alpha).(1 - \eta_{PV}).R_{INTER}.H_{RAD}$ et cet écart de 7% implique 1% d'écart relatif sur ce coefficient, tandis

que $a_1$ est proportionnel à Hrad et cet écart de 7% implique environ 3 % d'écart relatif sur ce coefficient.

Vu l'impact très faible du choix de T_SKY sur les performances, on retiendra l'hypothèse de T_AMB moins 6°C sans chercher à l'améliorer.

### 3.5. Hypothèses pour $H_{FLUID}$

Le coefficient de convection équivalent entre le fluide et les deux plaques en acier inoxydable $H_{FLUID}$ a été trouvé supérieure à 800 W/m/ K, quel que soit le débit d'écoulement lors des simulations avec le modèle 3D (rappel de la figure en Figure 103).

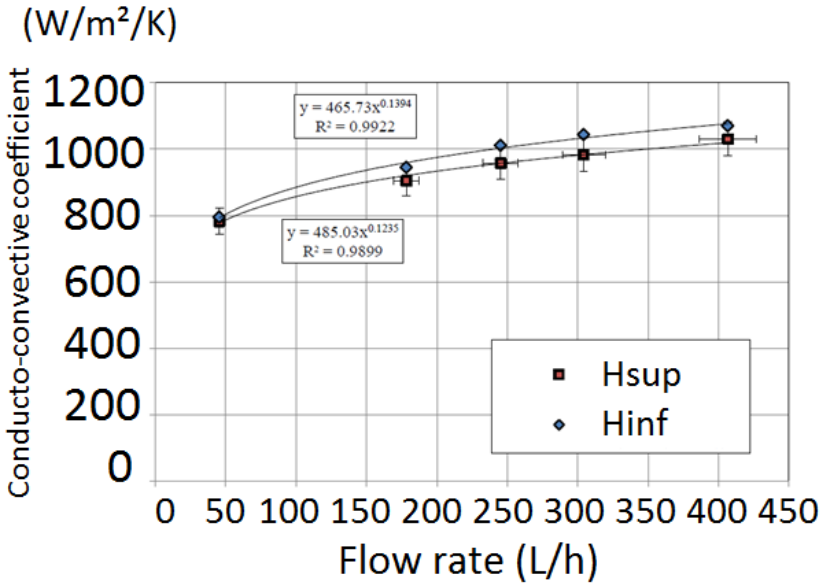



*Figure 103 : Coefficient conducto-convective $H_{FLUID}$ en fonction du débit, figure issu du modèle 3D*

L'influence de ce coefficient $H_{FLUID}$ sur la courbe de performance thermique selon le modèle 1D est significative lorsque le coefficient de convection équivalent est inférieur à 500 W / m² / K, mais la variation est négligeable au-delà (Figure 104).

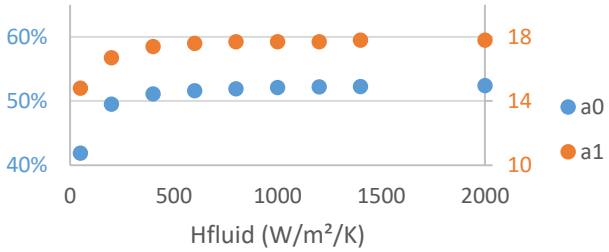



*Figure 104 : Évolution des paramètres a0, a1 de la courbe normative de performance en fonction du coefficient convectif du fluide effectif*

On en conclue d'abord qu'on peut retenir un coefficient fixe de 800W/m²/K pour le coefficient d'échange fluidique. On en déduit également qu'il est inutile de modifier la forme de l'échangeur pour augmenter l'efficacité thermique.

$$H_{FLUID} = 800\ W/m^2/K$$

## 3.6. Hypothèses pour $H_{WIND}$ (=$H_{TOP}$)

Dans ce modèle 1D, une corrélation spécifique de l'influence du vent a été développée. Par rapport à d'autres capteurs solaires, le module DualSun est plus sensible à l'influence du vent. L'équation généralement utilisée, celle proposée par Mc Adams, 1954 pour le coefficient conducto-convective (81) surestime influence du vent, et a un impact négatif sur la performance simulée du module DualSun.

$$\text{Mc Adams : } H_{WIND} = 5{,}7 + 3{,}8.V_{WIND} \quad (82)$$

Dans Palyvos, 2008, 90 équations ont été référencés pour calculer le coefficient convectif $h_{WIND}$, mais les résultats varient de 5,1 à 186,5 W/ m²/K pour une vitesse de vent de 10 m/s pour un module de longueur 2m.

Grâce à notre modèle 1D PVT, nous avons vérifié si la valeur $h_{WIND}$ affectait significativement les prévisions de performance du module PVT collecteur.

Ce coefficient h a une forte influence sur la courbe normative, comme le montre la Figure 105.

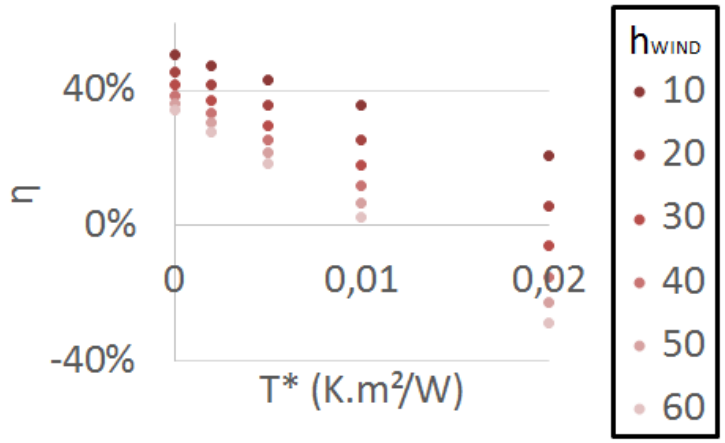



*Figure 105 : Influence de h dans la courbe normative des performances thermiques du PVT collecteur*

En outre, toutes les expressions ont été effectuées pour une plaque plane parallèle au vent. Sharples, 1998 a commencé à mesurer l'influence du vent pour différentes inclinaisons du toit. L'étude a été réalisée en l'extérieur, sans aucun contrôle sur la direction du vent, mais il semble que l'influence de l'angle de toit soit forte comme le montre la Figure 106. Curieusement l'auteur a conclu avec une équation moyenne sans angle influence.

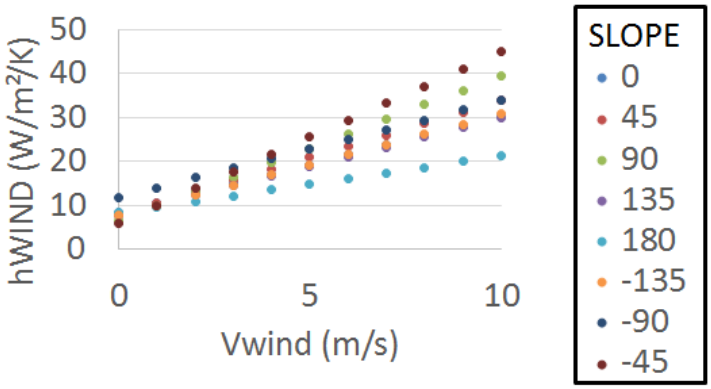



*Figure 106 : Influence de la pente (°) sur le coefficient hWIND dans l'étude Sharples*

Pour préciser l'influence de l'angle entre la normale du collecteur plat et le vent, un capteur solaire miniature sur un petit toit a été construit et mis dans une soufflerie (Figure 107).

Une plaque 400x500x6mm duralumin a été intégrée dans un toit en contreplaqué de 600x750mm. Le duralumin a été chauffé grâce à un fil chauffant de 2 mm diamètre long de 8m fixé mécaniquement derrière la plaque (Figure 107, à droite), et isolé avec une laine de roche d'épaisseur $e_{isolant}$ = 35mm. Il a été peint en noir pour obtenir une émissivité ε de 1. La position de toit a été caractérisée par l'inclinaison de 0 ° à 45 ° et l'orientation de 0 ° (parallèle au vent) à 90 ° (perpendiculaire) (Figure 107, au milieu).

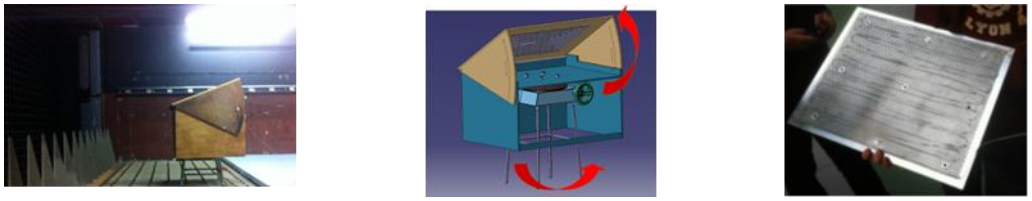


*Figure 107 : Maquette dans la soufflerie (gauche); modèle 3D avec Catia (milieu); Duralumin et son fil de chauffage (droite)*

Les mesures ont été prises une fois la stabilisation atteinte, pour un vent de 0 à 7 m / s.
Il a été relevé :

- la tension électrique V [V]
- l'intensité I [A] (multimètre)
- la température de la face supérieure du Duralumin T [K] (grâce à un pistolet infrarouge)
- la température de la face supérieure de l'isolant (2 sondes)
- la température de la face inférieure de l'isolant
- la température ambiante Tamb [K] (thermocouple de type K)
- la vitesse du vent VWIND [m/s] (tube de Pitot sur la section d'entrée)
- la pression (manomètre).

Les phénomènes physiques impliqués sont la convection, conduction et rayonnement. Le coefficient conducto-convectif est déduit des mesures grâce à un bilan thermique (équation 83).

$$H_{wind} = \frac{V[V].I[A] - \Delta T_i.\frac{S.\lambda_{isolant}}{e_{isolant}} - \left(T_{sup}^4 - T_{amb}^4\right).Area.\sigma.\varepsilon}{\left(T_{sup} - T_{amb}\right).Area} \quad (83)$$

La pente de la courbe ( Figure 108) est plus grande que prévue par McAdams ( $H_{WIND} = 5{,}7 + 3{,}8.V_{WIND}$) en raison de l'accélération du vent du fait de la réduction de section. Pour une pente de toit de 20 ° le vent effectif semble être 1,5 fois la vitesse du vent mesurée au niveau de la section d'entrée (Figure 109 en rouge l'emplacement de la sonde de Pitot), ce qui est cohérent avec l'obstruction du prototype.

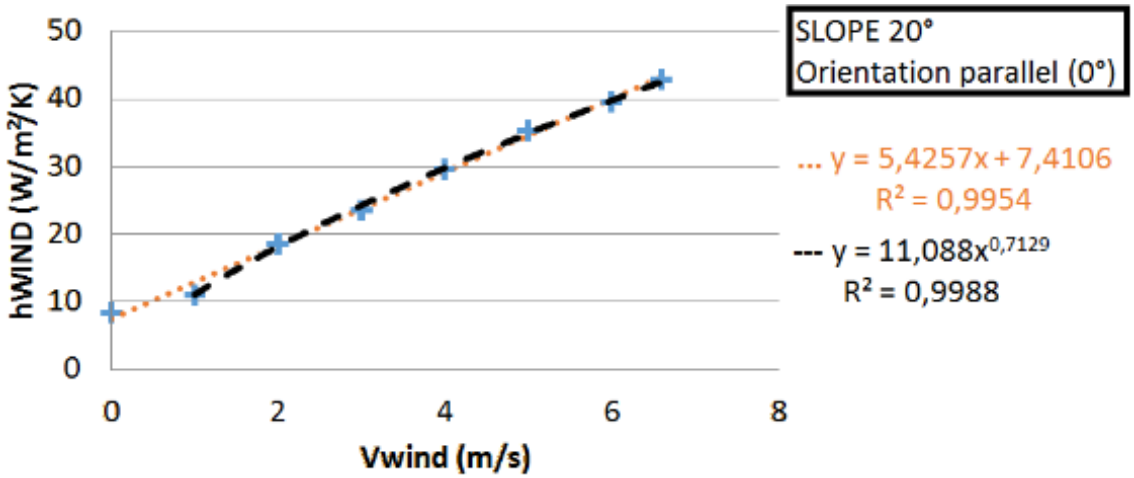



*Figure 108 : Hwind fonction de Vwind, d'après les mesures en soufflerie (pente Slope=20° ; orientation parallèle au vent)*

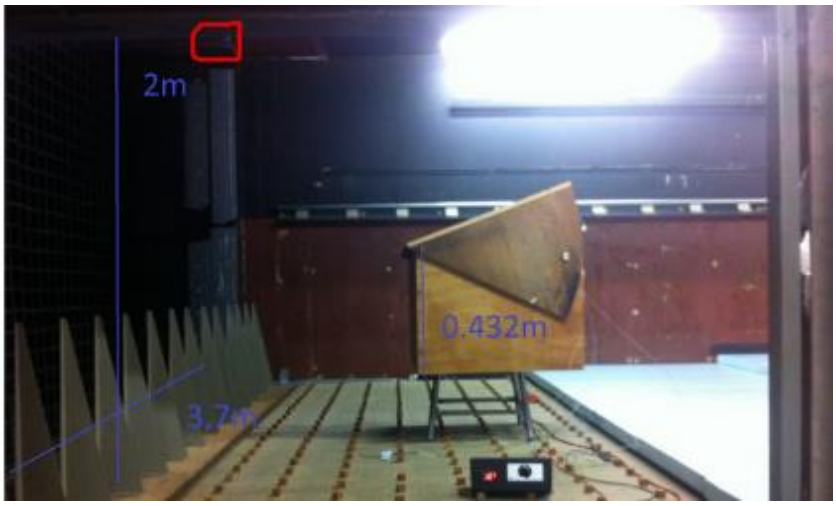



*Figure 109 : photographie du montage dans la soufflerie*

La variation du coefficient conduto-convectif avec la pente (Figure 110) est d'abord dû à la réduction de la section (évolution linéaire avec 1 + sin (pente)) et ensuite proportionnelle à la longueur (linéaire par rapport à cos (pente)).

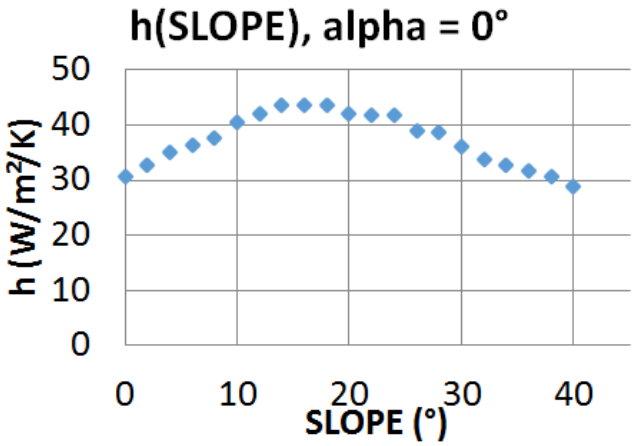



*Figure 110 : Hwind fonction de la pente (slope) pour Vwind = 5m / s et orientation 0 °*

La variation de l'orientation (Figure 111) est due à la distribution de la pression 3D autour du prototype.

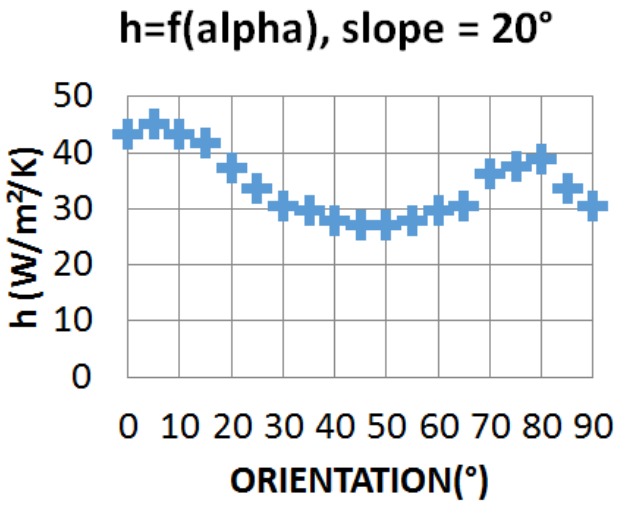



*Figure 111 : Hwind fonction de l'orientation pour Vwind = 4,9m / s et pente (slope) de 20 °*

En conclusion, la relation entre l'angle du toit et de l'impact du vent est non-négligeable. Négliger l'angle pour déterminer l'impact du vent sur les performances ne semble pas pertinent.

Cependant, pour des raisons pragmatiques d'indisponibilité de la donnée locale de l'angle d'attaque du vent sur le toit via de simple statistique de fichiers météo dont les mesures sont souvent issues de zones sans obstacles (aéroports), on cherchera plutôt à trouver un vent équivalent moyen pertinent pour le site.

Pour déterminer le vent moyen pertinent, l'équation retenue dans le modèle est l'équation de convection turbulente proposée par Sartori, 2006 (84), mais corrigée avec un facteur de convection naturelle constante selon la formule proposée par Churchill, 1976 (85).

$$\text{Sartori : } H_{FORCED} = 5{,}75.{V_{WIND}}^{0,8}.(L.\cos(SLOPE))^{-0,2} \tag{84}$$

$$\text{Churchill : } H_{WIND} = ({H_{FORCED}}^{3} + {H_{NATURAL}}^{3})^{1/3} \tag{85}$$

On prend $H_{NATURAL} = 4{,}5\ W/m^2/K$

$$\boxed{H_{WIND} = ((5{,}75.{V_{WIND}}^{0,8}.(L.\cos(SLOPE))^{-0,2})^3 + 4{,}5^3)^{1/3}} \tag{86}$$

On prendra L comme la longueur caractéristique du module :

$$L = \frac{4.Lenght.Width}{2 * (Lenght + Width)} \tag{87}$$

$$L = \frac{4 * 1{,}64[m] * 0{,}97[m]}{2 * (1{,}64[m] + 0{,}97[m])} \sim 1{,}2[m]$$

Pour des vitesses de vent comprises entre 0,5 et 3m/s, cette formule est assimilable à une droite (Figure 112) :

$$\text{Pente = 35° : } H_{WIND} \sim 3{,}6.V_{WIND} + 3{,}0 \tag{88}$$

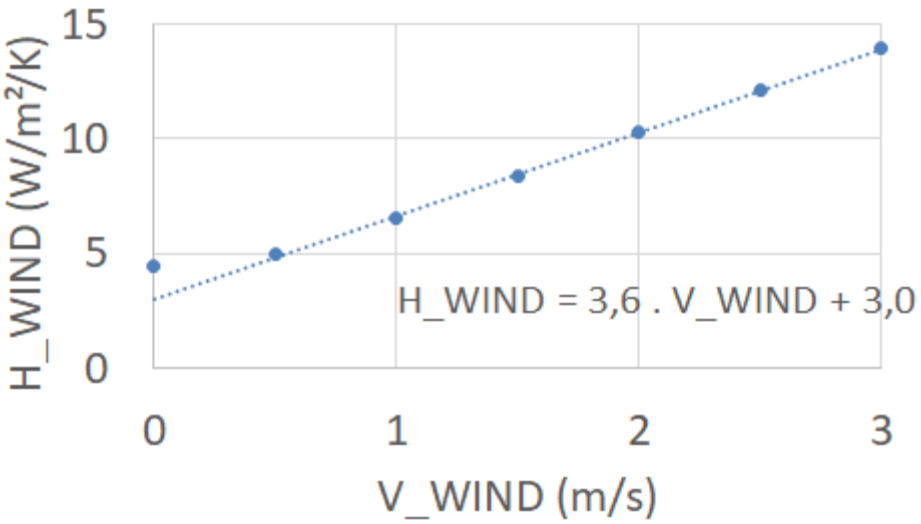



*Figure 112 : Comparaison (o) $H_{WIND} = ({H_{FORCED}}^{3} + {H_{NATURAL}}^{3})^{1/3}$ et (……) $H_{WIND} \sim u_1.V_{WIND} + u_0$*

Afin de déterminer le vent moyen pertinent deux foyers à Ambérieu et St Genis près de Lyon (Figure 113) ont été équipés de modules PV / T pour le préchauffage d'eau sanitaire. Le réservoir ne comprend pas d'appoint interne puisqu'une chaudière à gaz externe, connectée en série à ce ballon, chauffe l'eau instantanément en cas de besoin.

*Figure 113 : Localisation des 2 installations*

Une synthèse des caractéristiques des installations est donnée dans le Tableau 22.

| | Ambérieu-en-Bugey | Genis-les-Ollières |
|---|---|---|
| Nombre d'habitants | 2 | 4 |
| Nombre de PVT non vitré | 4 | 6 |
| Type d'intégration | surimposé | intégré (BIPV) |
| Orientation (0° = Sud) | Sud-Ouest (50°) | Sud-Ouest (20°) |
| Pente | 20° | 30° |
| Volume du ballon solaire | 200L | 300L |

*Tableau 22 : Synthèse des caractéristiques des installations*

Afin de surveiller les 2 installations PV / T, des capteurs de température PT1000 (S1 à S6), des débitmètres Resol V40 (côté consommation) et Grundfos VFD (côté production solaire) ont été intégrées dans le circuit hydraulique. Les données ont été enregistrées toutes les 5mn. Un schéma du système de monitoring est donné dans la Figure 114.

La puissance électrique de chaque module PV / T a été raccordée au réseau par l'intermédiaire de micro-onduleurs Enphase M215. Les performances électriques ont été stockés tous les 15mn sur un serveur via l'enregistreur Enphase Enlighten. Sur la base de mesure disponible de puissance PV du module DualSun ($P_{PV}$), l'irradiance moyenne a été estimée en utilisant les paramètres électriques à l'aide de la formule :

$$G = \frac{{P_{PV}}/{Area}}{\eta_{onduleur} \cdot (\eta_{PV,Ref} \cdot \left(1 - \mathrm{X_T} \cdot \left(T_{PV} - T_{ref}\right)\right))} \quad (89)$$

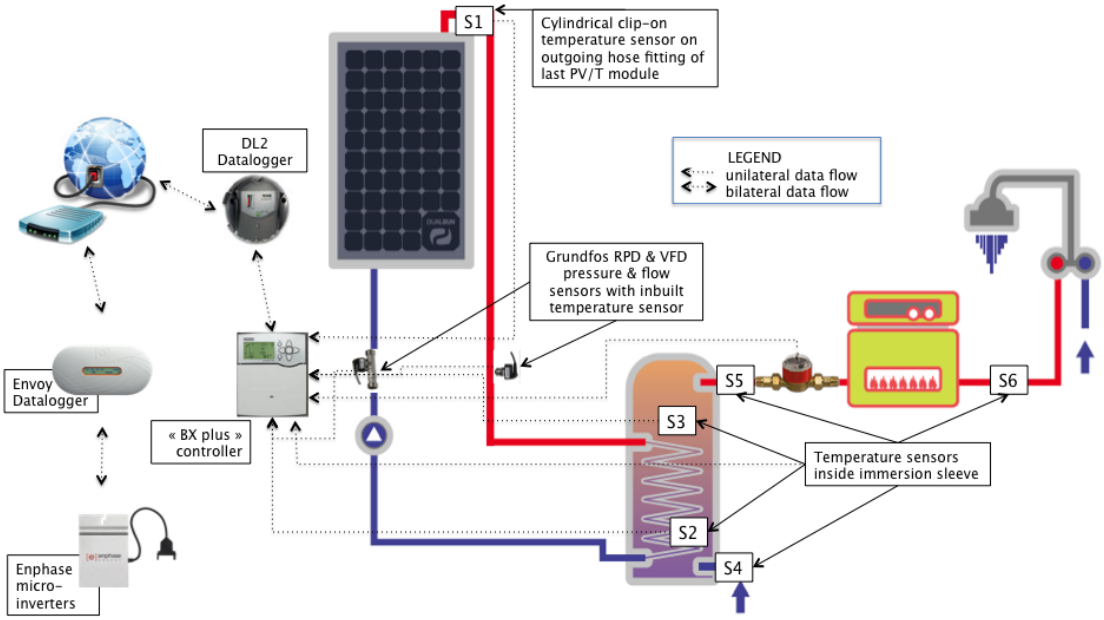



*Figure 114 : Schéma hydraulique simplifié et système de suivi mis en place*

La météo n'a pas été mesurée, les données sont prises à partir d'un site Web en ligne qui donne les valeurs moyennes horaires de la température ambiante sur le site de Lyon-Bron. Une régression linéaire a été prise comme hypothèse pour constituer la base de données pour la température ambiante avec un pas de temps 5mn.

L'approche du coefficient convectif par des formules liées au vent semble difficile sur le terrain, car les corrélations sont faites à partir de résultats avec un vent stationnaire et parallèle au module. Or, une information précise sur à la fois la direction et la vitesse du vent n'est pas disponible localement, car le paysage local est très influent sur ces paramètres.

Pour rester simple, nous avons essayé de déterminer les coefficients normatifs qui pourraient être les plus représentatifs de la moyenne des résultats. Les coefficients ont été pris indépendamment de la vitesse du vent, la formule comparée est donc la suivante :

$$\eta_{th} = \frac{P_{th}}{Area \times G} = a_0 - a_1 . \frac{T_{fluid} - T_{amb}}{G}$$

La température de l'eau en sortie du module a été ensuite estimée en utilisant:

$$T_{out} = \frac{Area.(G.(a_0 - a_1 . \frac{T_{fluid} - T_{amb}}{G})}{\dot{m}.C_p} + \mathrm{T_{in}} \quad (90)$$

Le fluide calorifique utilisé, le 'Tyfocor LS', est un mélange 40/60 de glycol et d'eau déminéralisée, la densité et la capacité thermique spécifique de ce fluide a été évaluée en fonction de la température:

$$\rho = 1050 - 0.6396 . T_{fluid} \quad (91)$$

$$C_p = 36071 + 0.0037 . T_{fluid} \quad (92)$$

La puissance thermique et de la production d'énergie ont ensuite été déduites en utilisant la température de sortie de module calculée :

$$P_{th} = \dot{m}.C_p.(T_{out} - T_{in})$$
$$E_{th} = \sum P_{th}.5mn \quad (93)$$

Ces puissances de sortie calculées ont ensuite été comparées à celle mesurées. En raison de la fluctuation de la météo et du système, l'écart type entre la puissance moyenne mesurée et estimée, a été déterminée pour un pas de temps de 5 minutes (Figure 115 lignes rouges). La plus faible valeur de l'écart-type étant le meilleur ajustement statistique. Une technique de minimisation permet d'obtenir, les coefficients $a_0$ et $a_1$ donnant au calcul de puissance de sortie la plus précise (Tableau 23).

Toujours en utilisant la puissance de sortie déterminée en fonction de différents coefficients de performance thermique, la production d'énergie sur la période étudiée a été recalculée (Figure 115 lignes bleues). Concrètement, la puissance de sortie recalculée a été multipliée par le temps afin d'estimer la production d'énergie pour les différents coefficients, et a été divisée par la production d'énergie réelle déterminée par le calorimètre. Les pourcentages déterminés ont donné une indication de la pertinence des différents coefficients thermiques $a_0$ et $a_1$ pour la simulation de la performance thermique DualSun PV / T.

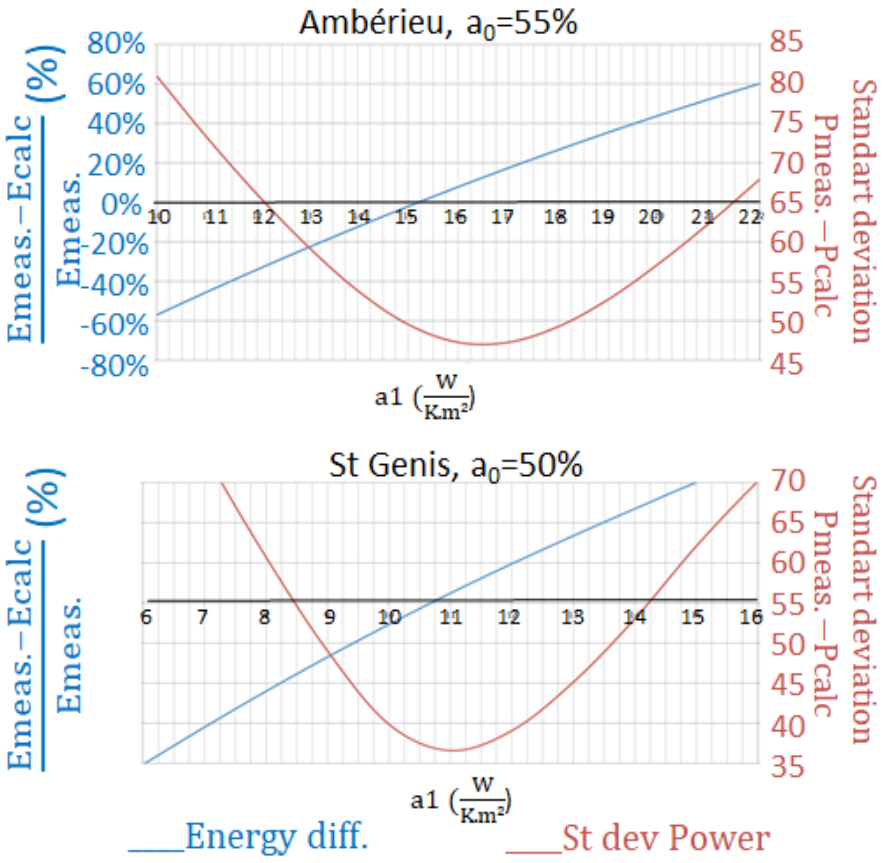



*Figure 115 : Ecart-type de puissance (rouge) et écart relatif d'énergie (bleu) de fonction de a1 à (a) Ambérieu (a0 = 55%) et (b) St Genis (a0 = 50%)*

Un vent équivalent a alors été évalué à partir des coefficients trouvés.

| | Ambérieu-en-Bugey | Genis-les-Ollières (BiPV) |
|---|---|---|
| **Equiv. $a_0$, $a_1$** | $a_0$=55%, 15,25 < $a_1$ < 16,5 | $a_0$=50%, 10,75 < $a_1$ < 11 |
| **Coefficients éq. linéaire** | Non isolé : $a_0$ 54,5%; $a_1$ 15,76 (à 2m/s) | Isolé (30mm) : $a_0$ 50,7%; $a_1$ 11,4 (à 1,5m/s) |

*Tableau 23 : Coefficients équivalents et normatifs aux deux endroits*

**L'équation linéaire normative prise à 1,5 – 2 m / s de vitesse du vent conduit à des résultats proches de la réalité**; en intégré toiture (BiPV), les mesures normatives doivent être considérées avec un isolant (30 mm PE) (Tableau 23). A noter que cette vitesse équivalente ne correspond pas à la vitesse moyenne donnée par météonorm, qui est de 3m/s.

On fixera la donnée de vitesse du vent à 1,5m/s à chaque pas de temps.

$$V_{WIND} = 1{,}5\ m/s$$

Ce qui implique :

$$H_{WIND} = 8{,}4\ W/m^2/K$$

On note que cette hypothèse a été jugée valable en moyenne annuelle près de Lyon, elle n'est pas nécessairement universelle, mais elle a néanmoins été conservée pour toutes les simulations.

## 3.7. Synthèse du modèle avec les hypothèses sur les coefficients

On présente les résultats du modèle unidirectionnel pour les conditions normatives avec les caractéristiques matériaux des couches empilées du module DualSun. Le schéma du bilan énergétique dans ces conditions est donné en Figure 116.

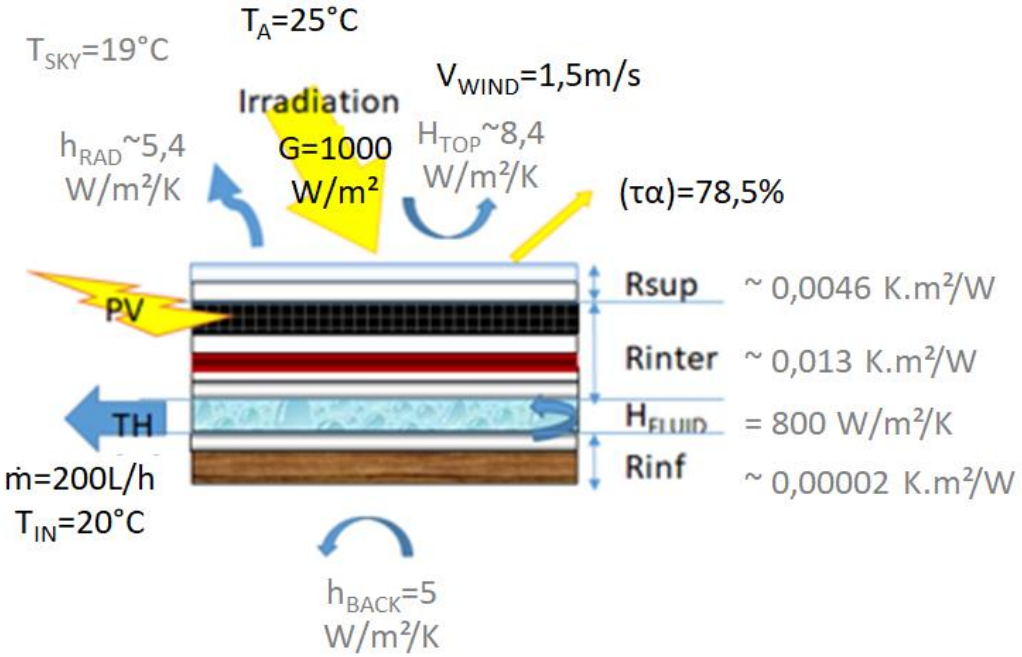



*Figure 116 : Schéma du bilan énergétique et conditions particulières*

On prend pour l'application numérique les conditions normatives demandées pour les mesures ISO9806, soit **G**=1000W/m², $T_{amb}$=25°C (donc $T_{sky}$=19°C).
Lorsque $V_{WIND}$ n'est pas imposé, il est supposé valoir 1,5m/s, la pente $SLOPE$ est fixée à 35°, et la température en arrière de module $T_{BACK}$ est supposé égale à la température ambiante. Le fluide considéré est de l'eau, avec un coefficient de chaleur spécifique Cp=4186J/kg/K.
Les longueurs et largeur qui ont été prises dans le modèle sont ceux du module complet soit $Lenght$=1,64m et $Width$ =0,97m. (τα) est pris comme le produit de la transmitivité du verre (~1) par l'absorbance des cellules (~0,8) fois celle du backsheet (~0,8) multiplié par le packing factor (~0,95).

$$\tau\alpha \sim 0{,}8$$

On calcule $T_{PV}$ et $\eta_{PV}$ pour $T_{in} = 20°C$ avec un débit $\dot{m}$ de 200L/h pour un seul module, on obtient $T_{PV}$ ~ 302,3°K et $\eta_{PV}$ ~ 14,3%.

Dans ces conditions, les paramètres du modèle sont les suivants (Tableau 24) :

| Symbole | Formule | Valeur | Unités |
|---|---|---|---|
| $R_{SUP}$ | $\frac{e_{VERRE}}{\lambda_{VERRE}} + \frac{e_{EVA}}{\lambda_{EVA}}$ | 0,0046 | m²/K/W |
| $R_{INF}$ | $\frac{e_{INOX}}{\lambda_{INOX}} + \frac{e_{ISOLANT}}{\lambda_{ISOLANT}}$ | 0,00002 | m²/K/W |
| $R_{INTER}$ | $\frac{e_{CELL}}{\lambda_{CELL}} + \frac{e_{EVA}}{\lambda_{EVA}} + \frac{e_{BS}}{\lambda_{BS}} + \frac{e_{EVA}}{\lambda_{EVA}} + \frac{e_{INOX}}{\lambda_{INOX}}$ | 0,013 | m²/K/W |
| $H_{RAD}$ | $\varepsilon_{VERRE}.\sigma.\left(T_{PV}^{\ 2} + T_{SKY}^{\ 2}\right).\left(T_{PV} + T_{SKY}\right)$<br>Avec $\varepsilon_{VERRE} = 0{,}9$ et $T_{SKY} = T_{amb} - 6°K$ | ~5,4 | W/K/m² |
| $H_{FLUID}$ | Cf modèle 3D, pris constant | 800 | W/K/m² |
| $H_{TOP}$* | $\left(\left(5{,}75.V_{WIND}^{\ 0{,}8}.(L.\cos(SLOPE))^{-0{,}2}\right)^3 + 4{,}5^3\right)^{\frac{1}{3}}$<br>$\sim 3{,}6.V_{WIND} + 3{,}0$<br>pour $V_{WIND} < 3m/s$, L=1,2m, slope=35° | 8,4<br>(vent fixé à 1,5m/s) | W/K/m² |
| $H_{BACK}$* | Convection naturelle, pris constant | 5 | W/K/m² |
| $R_P$ | $R_{INTER} + \frac{1}{H_{FLUID}}$ | ~0,013 | m²/K/W |
| $R_T$ | $R_{SUP} + \frac{1}{H_{TOP}}$ | ~0,12 | m²/K/W |
| $R_B$ | $R_{INF} + \frac{1}{H_{FLUID}} + \frac{1}{H_{BACK}}$ | ~0,2 | m²/K/W |
| $A$ | $\frac{1}{\left(H_{RAD} + \frac{1}{R_T}\right).R_P + 1}$ | ~0,848 | - |

| | | | |
|---|---|---|---|
| $B$ | $\frac{(\tau\alpha).G.(1-\eta_{PV})+H_{RAD}.T_{sky}+\frac{T_A}{R_T}}{H_{RAD}+\frac{1}{R_T}+\frac{1}{R_P}}$ | $T_A = 25°C$ *alors* ~52,3 | °K |
| $C$ | $\frac{\frac{B}{R_P}+\frac{T_{BACK}}{R_B}}{\frac{1-A}{R_P}+\frac{1}{R_B}}$ | ~329,6 | °K |
| $D$ | $\frac{\frac{1-A}{R_P}+\frac{1}{R_B}}{\dot{m}.C_P}.Lenght$ | $\dot{m}$=200L/h *alors* ~0,11 | 1/m² |
| $T_{PV}$ | $A.(\frac{(T_{F,IN}-C)}{Width.D}(1-e^{-D.Width})+C)+B$ | ~302,3 | °K |
| $\eta_{PV}$ | $\left(1+X_G.(G-G_{ref})\right).\left(1+X_T.(T_{PV}-T_{ref})\right).\eta_{PV,ref}$ | ~14,3% | - |
| $\eta_{TH}$ | $\frac{\dot{m}.C_P.(((T_{F,IN}-C).e^{-D.Width}+C)-T_{F,IN})}{Width.Lenght.G}$ | ~56,7% | - |

*Tableau 24 : Paramètres du modèle pour l'application numérique*

*On verra par la suite que ces expressions surestiment les pertes mesurées.

On en déduit les coefficients pour l'équation linéaire (Tableau 25) :

$$\boldsymbol{\eta = \eta_0.(1-b_u.V_{wind})-(b_1+b_2.V_{wind}).T^*_m}$$

| | $\boldsymbol{\eta_0}$ | $\boldsymbol{b_u}$ | $\boldsymbol{b_1}$ | $\boldsymbol{b_2}$ |
|---|---|---|---|---|
| Approximation Modèle 1D | $(\tau\alpha)(1-\eta_{PV}) * (1-R_{INTER}.(H_{RAD}+u_0))$ | $R_{INTER}.u_1$ | $H_{RAD}+u_0+H_{BACK}$ | $u_1$ |
| Application numérique | 59,4% | 0,04 | 13,4 | 3,6 |

*Tableau 25 : Coefficients pour l'équation linéaire déduit pour les conditions considérées*

Afin de valider le modèle des mesures normatives ont été réalisées. D'abord des mesures de température de stagnation et de performance thermique sur le module lui-même. Ensuite des mesures de performance sur des prototypes proches du module mais en faisant varier les couches constitutives.

## 3.8. Mesures de performances et température de stagnation sur le module

### *3.8.1. Mesures de performances*

Des mesures de performance en intérieur ont été réalisées dans trois laboratoires : le TUV Rheinland en Allemagne (Figure 117), l'ICIM en Italie (Figure 118) et le CEA INES en France (Figure 119).

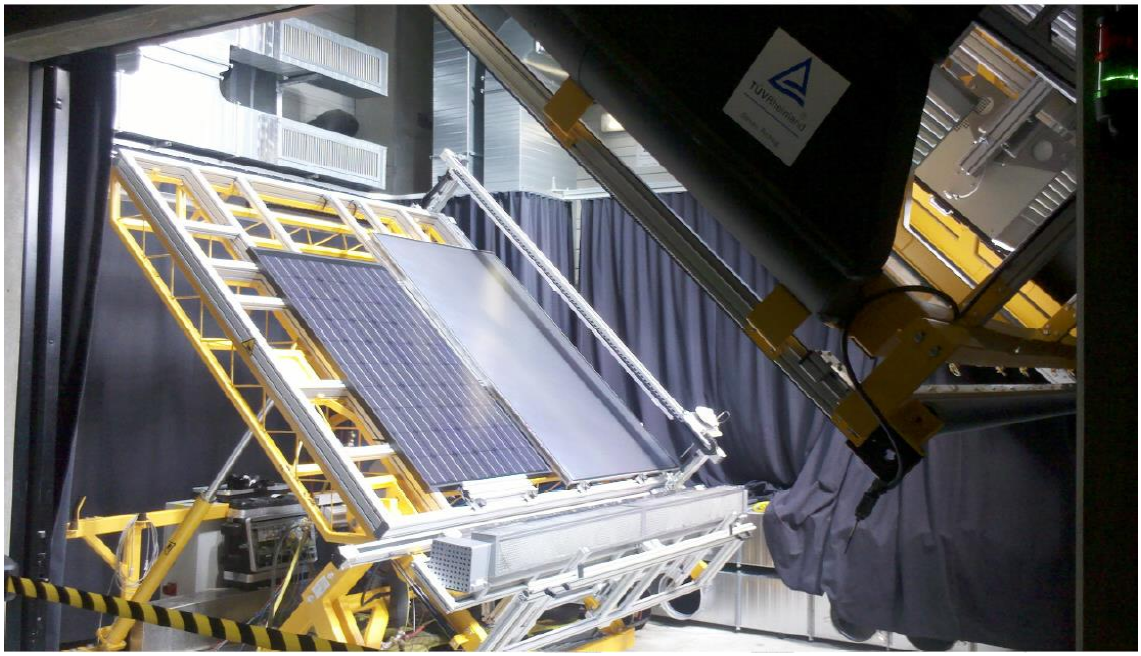


*Figure 117 : Banc de mesures des performances en ensoleillement artificiel au TUV Rheinland (Allemagne)*

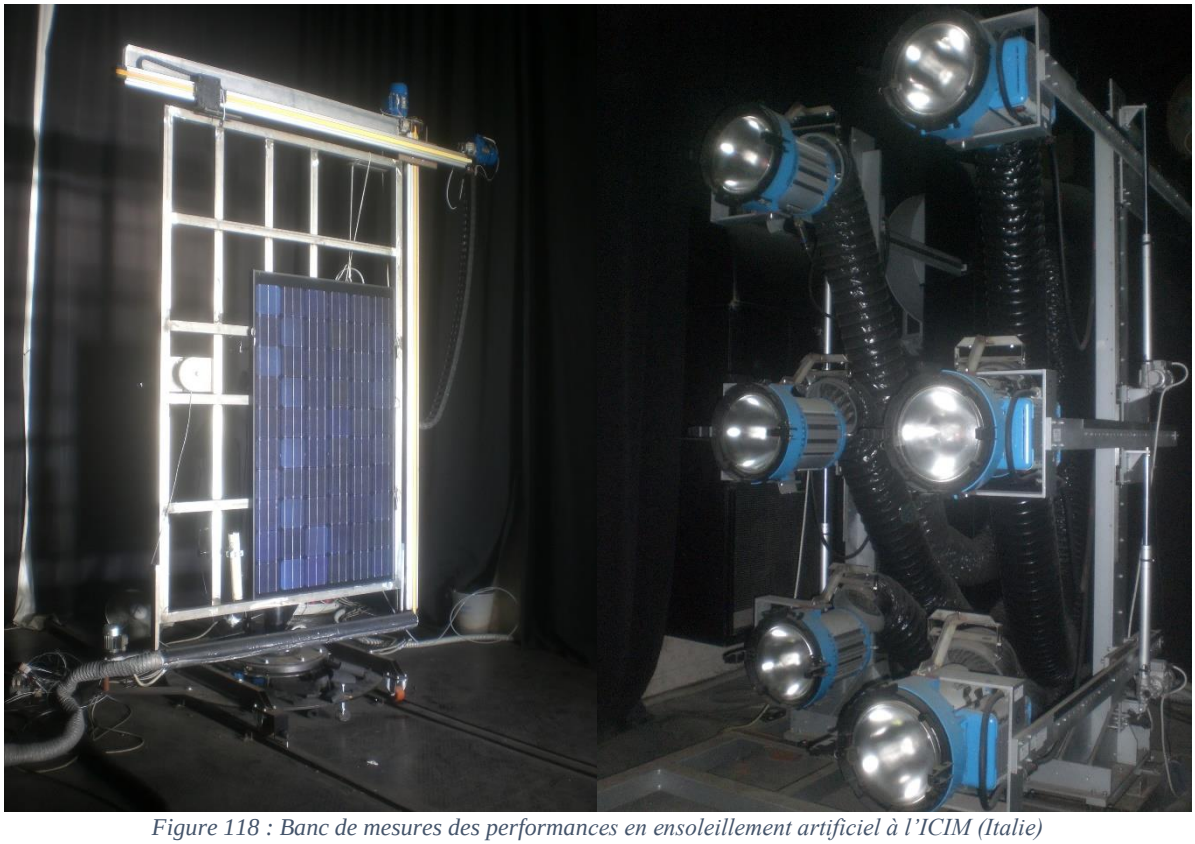


*Figure 118 : Banc de mesures des performances en ensoleillement artificiel à l'ICIM (Italie)*

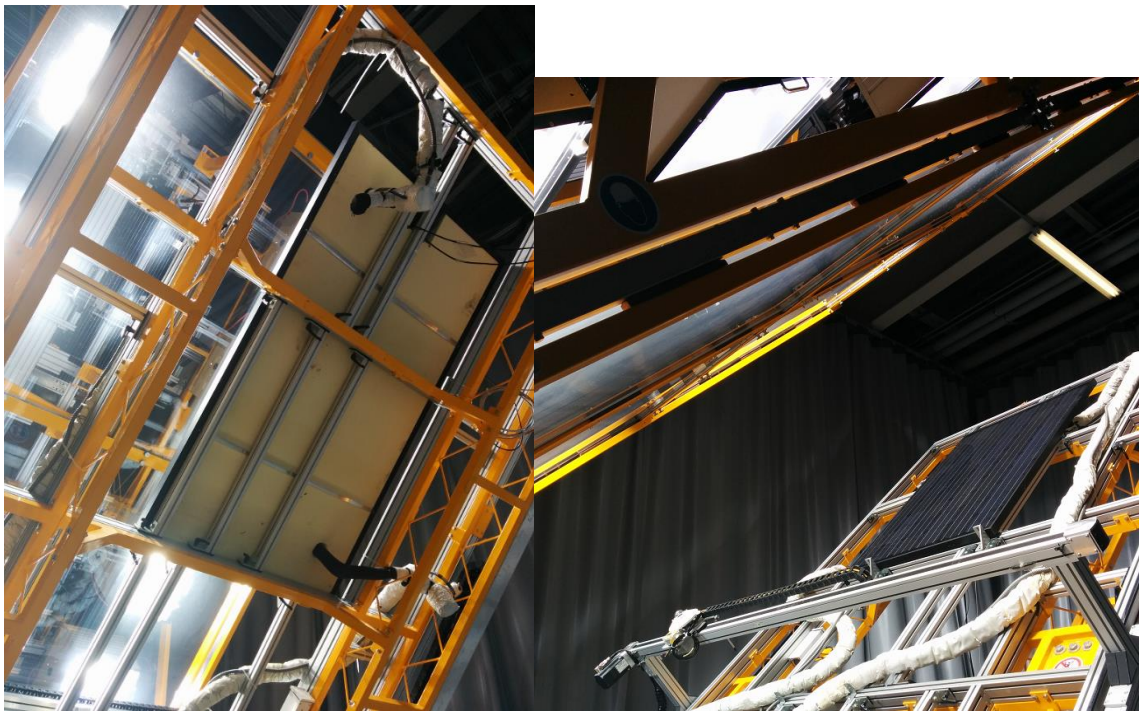


*Figure 119 : Banc de mesures des performances en ensoleillement artificiel au CEA INES (France)*

On présente en détail le banc du CEA INES, les trois bancs sont semblables et conformes à la norme ISO9806. En particulier le fournisseur des lampes solaires du CEA INES et du TUV Rheinland est le même.

Les bancs d'ensoleillement artificiels sont constitués de deux parties indépendantes : le support de lampes et le support de capteur. La Figure 120 présente le schéma du banc du CEA INES.

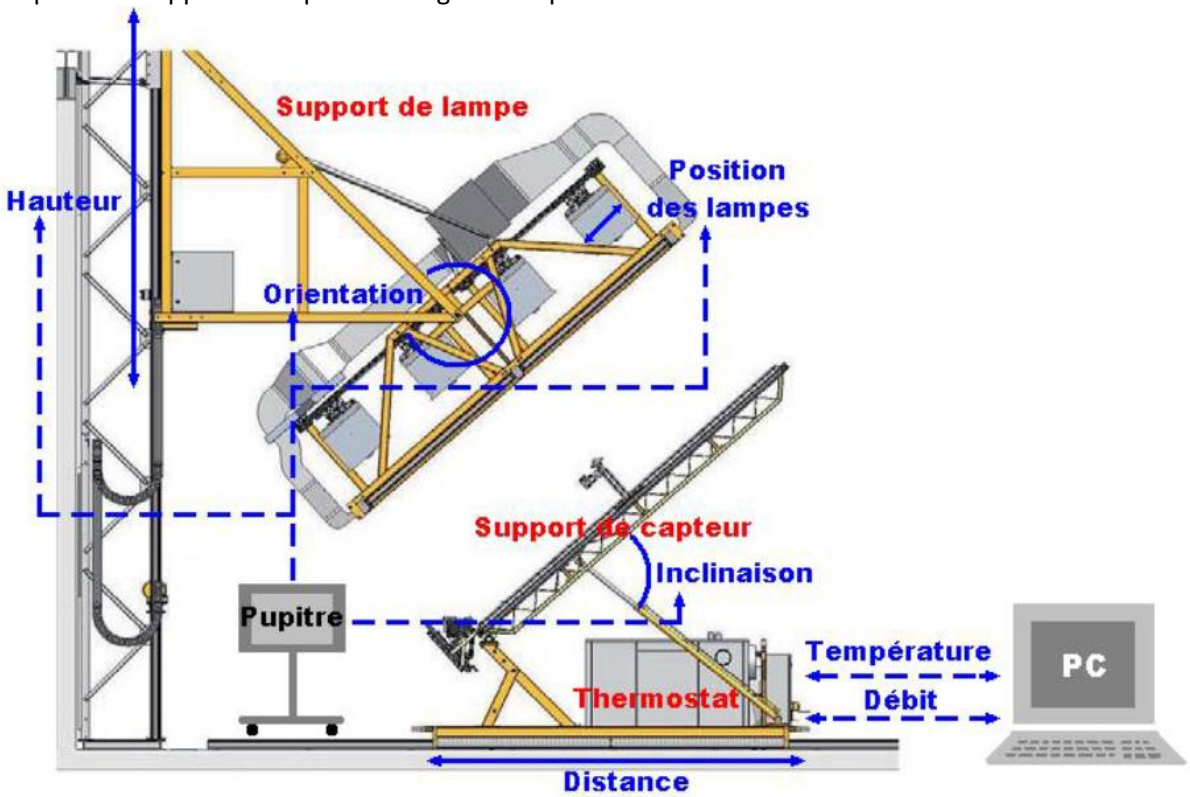



*Figure 120 : Schéma de fonctionnement du banc d'ensoleillement artificiel*

Le support de lampes, visible à la Figure 121, présente quatre rangées de deux lampes.
Chacune de ces lampes peut être déplacée à la fois transversalement et longitudinalement. Le flux irradiant produit est orthogonal au plan du support des capteurs, et donc du capteur plan caractérisé dans ce présent projet.

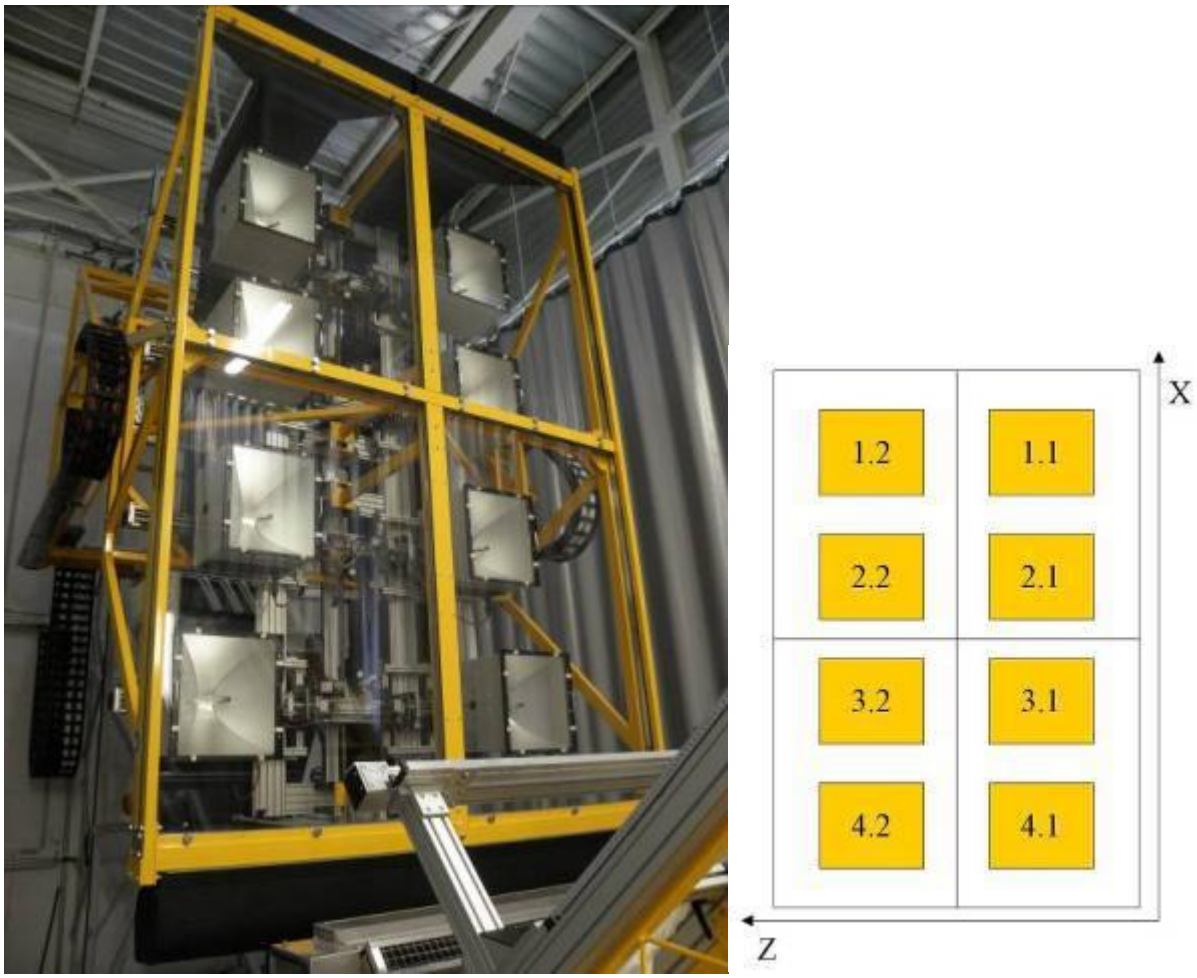



*Figure 121 : Support et positionnement des lampes*

Pour la caractérisation du capteur, un flux irradiant de 1000W/m² est ajusté au niveau des lampes. Une cartographie des mesures de flux est réalisée afin d'avoir une homogénéité sur la surface du capteur de plus ou moins 5% sur la valeur moyenne du flux. Cette cartographie est réalisée à chaque nouvelle caractérisation (ou au pire 1 fois par jour). On donne exemple de cartographie du flux en valeur absolue Figure 122 et en relatif Figure 123.

| Hauteur [mm] | Irradiance [W/m²] - Moyenne = 1006.36 W/m² | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1590 | 942,0 | 956,4 | 960,4 | 971,0 | 964,1 | 961,1 | 962,6 | 944,0 |
| 1440 | 974,7 | 986,8 | 988,3 | 997,3 | 985,5 | 982,8 | 986,2 | 969,5 |
| 1290 | 998,9 | 1006,4 | 1006,7 | 1010,7 | 997,7 | 993,6 | 997,5 | 982,0 |
| 1140 | 1036,9 | 1046,7 | 1041,6 | 1038,3 | 1026,8 | 1021,7 | 1021,1 | 1010,4 |
| 990 | 1044,8 | 1056,7 | 1053,5 | 1056,5 | 1040,8 | 1035,6 | 1039,9 | 1021,2 |
| 840 | 1049,9 | 1061,3 | 1061,3 | 1063,5 | 1050,3 | 1047,0 | 1048,7 | 1030,2 |
| 690 | 1044,9 | 1056,1 | 1056,9 | 1059,5 | 1049,6 | 1045,9 | 1048,4 | 1029,2 |
| 540 | 1017,0 | 1031,2 | 1032,7 | 1037,4 | 1029,6 | 1027,9 | 1029,2 | 1011,8 |
| 390 | 985,0 | 997,7 | 997,3 | 1003,6 | 996,9 | 996,9 | 998,6 | 982,0 |
| 240 | 980,8 | 993,4 | 991,5 | 991,1 | 988,4 | 986,3 | 987,8 | 979,9 |
| 90 | 972,1 | 977,9 | 980,6 | 984,3 | 974,7 | 976,0 | 981,3 | 966,4 |
| -60 | 970,9 | 976,5 | 978,1 | 984,3 | 974,7 | 974,6 | 980,1 | 962,9 |
| Largeur [mm] | -700 | -550 | -400 | -250 | -100 | 50 | 200 | 350 |

*Figure 122 : Mesures du flux reçu par le capteur, en absolu, réalisées avant les paliers de Tin*

| Hauteur [mm] | Ecart par rapport à l'irradiance moyenne [%] | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1590 | -6,4% | -5,0% | -4,6% | -3,5% | -4,2% | -4,5% | -4,4% | -6,2% |
| 1440 | -3,1% | -1,9% | -1,8% | -0,9% | -2,1% | -2,3% | -2,0% | -3,7% |
| 1290 | -0,7% | 0,0% | 0,0% | 0,4% | -0,9% | -1,3% | -0,9% | -2,4% |
| 1140 | 3,0% | 4,0% | 3,5% | 3,2% | 2,0% | 1,5% | 1,5% | 0,4% |
| 990 | 3,8% | 5,0% | 4,7% | 5,0% | 3,4% | 2,9% | 3,3% | 1,5% |
| 840 | 4,3% | 5,5% | 5,5% | 5,7% | 4,4% | 4,0% | 4,2% | 2,4% |
| 690 | 3,8% | 4,9% | 5,0% | 5,3% | 4,3% | 3,9% | 4,2% | 2,3% |
| 540 | 1,1% | 2,5% | 2,6% | 3,1% | 2,3% | 2,1% | 2,3% | 0,5% |
| 390 | -2,1% | -0,9% | -0,9% | -0,3% | -0,9% | -0,9% | -0,8% | -2,4% |
| 240 | -2,5% | -1,3% | -1,5% | -1,5% | -1,8% | -2,0% | -1,8% | -2,6% |
| 90 | -3,4% | -2,8% | -2,6% | -2,2% | -3,1% | -3,0% | -2,5% | -4,0% |
| -60 | -3,5% | -3,0% | -2,8% | -2,2% | -3,1% | -3,2% | -2,6% | -4,3% |
| Largeur [mm] | -700 | -550 | -400 | -250 | -100 | 50 | 200 | 350 |

*Figure 123 : Mesures du flux reçu par le capteur, en relatif*

L’inclinaison du capteur est fixée à 45°.

Des ventilateurs permettent de générer un vent parallèle à la face supérieure du capteur. Une cartographie des mesures de vitesse de flux d’air est réalisée par le biais d’un capteur à fil chaud mobile. On donne un exemple de cartographie de la vitesse de vent en valeur absolue Figure 124 et en écart à la vitesse moyenne Figure 125.

| Hauteur [mm] | Vitesse d'air [m/s] - Moyenne 1.63 m/s | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1590 | 1,12 | 1,35 | 1,45 | 1,48 | 1,63 | 1,61 | 1,50 | 1,34 |
| 1440 | 1,26 | 1,42 | 1,40 | 1,64 | 1,62 | 1,70 | 1,44 | 1,48 |
| 1290 | 1,46 | 1,43 | 1,52 | 1,64 | 1,57 | 1,73 | 1,67 | 1,39 |
| 1140 | 1,30 | 1,40 | 1,53 | 1,57 | 1,65 | 1,68 | 1,77 | 1,39 |
| 990 | 1,28 | 1,53 | 1,61 | 1,76 | 1,77 | 1,62 | 1,71 | 1,39 |
| 840 | 1,38 | 1,34 | 1,62 | 1,60 | 1,70 | 1,62 | 1,74 | 1,43 |
| 690 | 1,05 | 1,62 | 1,74 | 1,68 | 1,61 | 1,66 | 1,66 | 1,39 |
| 540 | 1,41 | 1,64 | 1,63 | 1,85 | 1,88 | 1,79 | 1,69 | 1,59 |
| 390 | 1,44 | 1,61 | 1,71 | 1,85 | 1,83 | 1,75 | 1,73 | 1,51 |
| 240 | 1,89 | 1,76 | 1,76 | 1,73 | 1,82 | 1,91 | 1,78 | 1,53 |
| 90 | 1,83 | 1,94 | 1,87 | 1,89 | 1,73 | 2,02 | 1,84 | 1,47 |
| -60 | 2,00 | 2,00 | 1,95 | 2,00 | 1,69 | 1,90 | 1,97 | 1,46 |
| Largeur [mm] | -700 | -550 | -400 | -250 | -100 | 50 | 200 | 350 |

*Figure 124 : Mesures de la vitesse du vent à la surface du capteur, réalisées simultanément avec la cartographie de flux incident.*

| Hauteur [mm] | Ecart par rapport à la vitesse moyenne [m/s] | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1590 | -0,51 | -0,28 | -0,18 | -0,15 | 0,00 | -0,02 | -0,13 | -0,29 |
| 1440 | -0,37 | -0,21 | -0,23 | 0,01 | -0,01 | 0,07 | -0,19 | -0,15 |
| 1290 | -0,17 | -0,20 | -0,11 | 0,01 | -0,06 | 0,10 | 0,04 | -0,24 |
| 1140 | -0,33 | -0,23 | -0,10 | -0,06 | 0,02 | 0,05 | 0,14 | -0,24 |
| 990 | -0,35 | -0,10 | -0,02 | 0,13 | 0,14 | -0,01 | 0,08 | -0,24 |
| 840 | -0,25 | -0,29 | -0,01 | -0,03 | 0,07 | -0,01 | 0,11 | -0,20 |
| 690 | -0,58 | -0,01 | 0,11 | 0,05 | -0,02 | 0,03 | 0,03 | -0,24 |
| 540 | -0,22 | 0,01 | 0,00 | 0,22 | 0,25 | 0,16 | 0,06 | -0,04 |
| 390 | -0,19 | -0,02 | 0,08 | 0,22 | 0,20 | 0,12 | 0,10 | -0,12 |
| 240 | 0,26 | 0,13 | 0,13 | 0,10 | 0,19 | 0,28 | 0,15 | -0,10 |
| 90 | 0,20 | 0,31 | 0,24 | 0,26 | 0,10 | 0,39 | 0,21 | -0,16 |
| -60 | 0,37 | 0,37 | 0,32 | 0,37 | 0,06 | 0,27 | 0,34 | -0,17 |
| Largeur [mm] | -700 | -550 | -400 | -250 | -100 | 50 | 200 | 350 |

*Figure 125 : Ecart à la vitesse du vent moyenne à la surface du capteur*

Un groupe thermique assure le conditionnement du fluide, en l'occurrence de l'eau, afin de générer une température d'entrée régulée dans le capteur, et d'assurer la bonne circulation dans l'échangeur (perte de charge prise en compte). Plusieurs paliers de température d'entrée du capteur sont programmés afin de balayer la plage de fonctionnement du capteur.

Des mesures locales de températures au niveau entrée/sortie, et des mesures de débits de fluide, permettent de dresser les bilans thermiques adéquats et déterminer les puissances mises en jeu pour chaque point de fonctionnement stabilisé thermiquement.

Pour évaluer la performance électrique des modules, il convient de bien connaître l'éclairement qu'il reçoit. Pour cette expérience, le simulateur est de classe BBB.
Pour la partie thermique, la moyenne des valeurs lues par le pyranomètre suffit.
Pour le photovoltaïque, on l'évalue de préférence à partir d'une cellule de référence (référence pour le système international des étalons), à partir de la moyenne vue par une cellule de référence, ou bien à partir de l'irradiance minimale que reçoit le module (Figure 126). En effet, la puissance du module est limitée par le courant de la cellule la moins photogénératrice, qui dépend principalement de l'irradiance minimale que reçoit la surface du module.

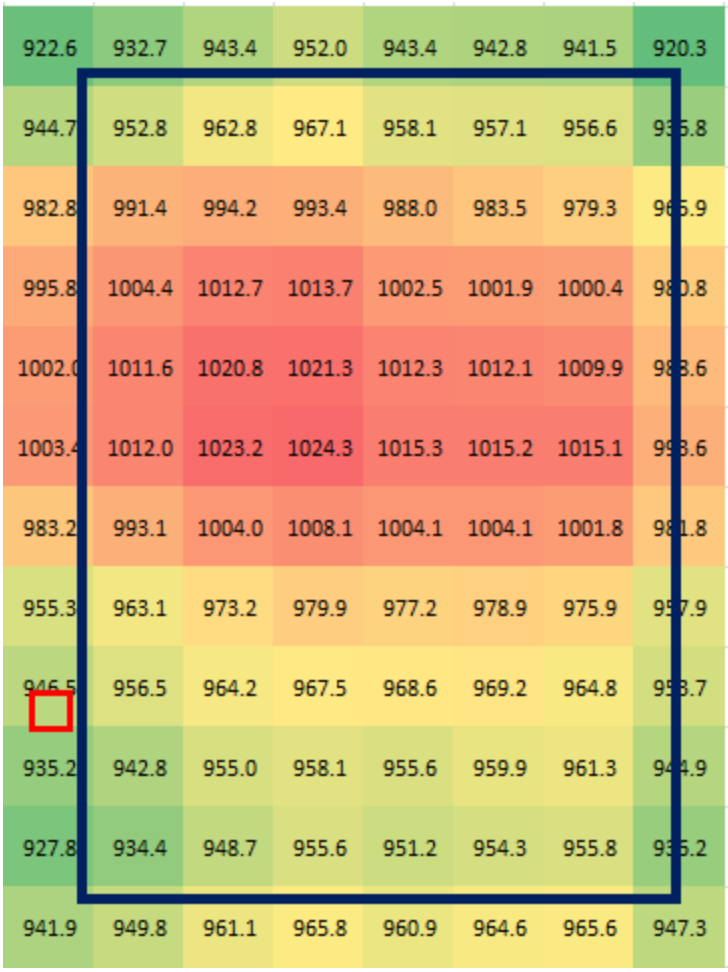


*Figure 126 : Irradiance qu'envoie le simulateur vue à travers la cellule de référence du simulateur*

Description de l'irradiance et du setup :
- Le simulateur effectue un scan de l'irradiance avant l'expérience.
- Le cadre noir décrit l'emplacement du module. Sur ce test, à l'intérieur, la moyenne est 983,3W/m², et la valeur minimale est 934,4W/m².
- Le cadre rouge décrit la situation de la cellule de référence de l'instrument qui trace les courbes I(V).

- Quand la cellule du simulateur indique 946.5W/m², la cellule de l'instrument I(V) voit un peu plus (environ 956W/m²), les cellules ont des réponses légèrement différentes.
- L'écart min-max (934,4 – 1024,3) que voit le module est de 9.2% (officieusement classe C).
- Selon la norme (surface seulement divisée en 4), l'écart min-max (967,0 – 1000,4) que voit le module est de 3,4% (c'est-à-dire officiellement classe B).

L'instrument de mesure I(V) trace les courbes et extrait les valeurs importantes.

Pour le TUV, les résultats de mesures thermiques (Tableau 26) et électriques (Tableau 27) sont données pour des vitesses de vent de 0,9m/s, 1,8m/s et 2,8m/s. Pour l'ICIM, on dispose uniquement des mesures thermiques (Tableau 28) à 2,5m/s. Pour le CEA INES, les résultats de mesures thermiques (Tableau 29) et électriques (Tableau 30) sont données pour 1,5m/s de vent. Les surfaces de référence pour le même module ne sont pas toute définies de la même façon selon le laboratoire.

| TA | U | ṁ | TIN | TM | TM-TA | Tm* | Q | η |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| °C | m/s | kg/s | °C | °C | K | m².K/W | W | % |
| 23,70 | 0,9 | 0,0432 | 21,86 | 23,85 | 0,15 | 0,00020 | 719 | 0,557 |
| 23,77 | 0,9 | 0,0432 | 21,88 | 23,88 | 0,11 | 0,00013 | 723 | 0,560 |
| 24,10 | 0,9 | 0,0443 | 38,34 | 39,44 | 15,34 | 0,01875 | 407 | 0,316 |
| 24,00 | 0,9 | 0,0443 | 38,33 | 39,42 | 15,42 | 0,01885 | 406 | 0,315 |
| 24,21 | 0,9 | 0,0451 | 56,60 | 56,66 | 32,45 | 0,03967 | 21 | 0,016 |
| 24,24 | 0,9 | 0,0451 | 56,57 | 56,63 | 32,39 | 0,03969 | 22 | 0,017 |
| 22,73 | 1,8 | 0,0431 | 20,84 | 22,78 | 0,05 | 0,00006 | 701 | 0,543 |
| 22,69 | 1,8 | 0,0431 | 20,82 | 22,76 | 0,07 | 0,00008 | 698 | 0,541 |
| 22,86 | 1,8 | 0,0443 | 38,23 | 39,09 | 16,23 | 0,01984 | 318 | 0,246 |
| 22,96 | 1,8 | 0,0443 | 38,26 | 39,11 | 16,15 | 0,01974 | 316 | 0,245 |
| 23,43 | 1,8 | 0,0452 | 56,54 | 56,28 | 32,86 | 0,04017 | -95 | -0,074 |
| 23,45 | 1,8 | 0,0452 | 56,52 | 56,26 | 32,81 | 0,04011 | -99 | -0,077 |
| 23,41 | 2,8 | 0,0433 | 20,93 | 22,85 | -0,56 | -0,00068 | 694 | 0,538 |
| 23,52 | 2,8 | 0,0433 | 20,94 | 22,86 | -0,67 | -0,00081 | 695 | 0,539 |
| 23,58 | 2,8 | 0,0444 | 38,33 | 39,10 | 15,53 | 0,01898 | 286 | 0,222 |
| 23,60 | 2,8 | 0,0444 | 38,34 | 39,11 | 15,51 | 0,01897 | 286 | 0,222 |
| 23,93 | 2,8 | 0,0454 | 61,09 | 60,28 | 36,35 | 0,04443 | -310 | -0,240 |
| 23,89 | 2,8 | 0,0454 | 61,06 | 60,25 | 36,37 | 0,04446 | -308 | -0,239 |

*Tableau 26 : Résultats thermiques du TUV – 02/06/2013 (pour U=0,9 et 1,8m/s) et 30/08/2013 (pour U=2,8m/s) (A=1,577m²)*

| U | Tm | VOC | Pmmp_meas. | Tcell_théorie | Pmpp_1000W | Pmpp_818W |
|---|---|---|---|---|---|---|
| m/s | °C | V | W | °C | W | W |
| 0,9 | 23 | 36,44 | 190,12 | 38,1 | 229 | 187,4 |
| 0,9 | 39 | 35,22 | 178,98 | 49,2 | 217,2 | 177,7 |
| 0,9 | 57 | 33,42 | 167,01 | 65,6 | 203,9 | 166,8 |
| 1,8 | 23 | 36,66 | 192,02 | 36,1 | 230,9 | 188,9 |
| 1,8 | 39 | 35,22 | 181,33 | 49,2 | 218,9 | 179 |
| 1,8 | 57 | 33,66 | 169,16 | 63,4 | 205,9 | 168,4 |
| 2,8 | 23 | 36,71 | 191,88 | 35,6 | 231,3 | 189,2 |
| 2,8 | 39 | 35,3 | 182,1 | 48,4 | 219,5 | 179,6 |
| 2,8 | 57 | 33,55 | 169,38 | 64,4 | 204,9 | 167,6 |

*Tableau 27 : Résultats électriques du TUV – 02/06/2013 et 30/08/2013 (pour U=2,8m/s) (Aperture Area = 1,577m²)*

| Débit | Pyranomètre | T_amb | T_amb | T_amb | T_in | T_in | T_in | T_out | T_out | T_out |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Kg/h | W/m² | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C |
| 114,94 | 787,09 | 30,80 | 30,35 | 29,96 | 27,22 | 27,25 | 27,25 | 32,11 | 32,11 | 32,10 |
| 114,95 | 786,97 | 30,90 | 30,60 | 29,92 | 27,23 | 27,25 | 27,25 | 32,11 | 32,11 | 32,10 |
| 114,85 | 786,96 | 31,06 | 30,76 | 29,94 | 27,23 | 27,26 | 27,26 | 32,12 | 32,11 | 32,11 |
| 114,97 | 786,63 | 31,20 | 31,00 | 29,92 | 27,23 | 27,26 | 27,26 | 32,12 | 32,12 | 32,11 |
| 114,97 | 785,77 | 31,20 | 31,01 | 29,68 | 36,28 | 36,31 | 36,31 | 39,59 | 39,60 | 39,58 |
| 114,96 | 785,41 | 31,23 | 31,06 | 29,74 | 36,28 | 36,31 | 36,31 | 39,61 | 39,61 | 39,59 |
| 114,95 | 785,10 | 31,27 | 31,08 | 29,76 | 36,28 | 36,31 | 36,31 | 39,62 | 39,62 | 39,61 |
| 114,79 | 785,31 | 31,13 | 31,02 | 29,73 | 36,27 | 36,30 | 36,30 | 39,63 | 39,63 | 39,62 |
| 114,90 | 788,65 | 31,20 | 31,02 | 29,84 | 44,40 | 44,43 | 44,42 | 46,33 | 46,33 | 46,31 |
| 114,92 | 788,24 | 31,12 | 30,99 | 29,83 | 44,40 | 44,43 | 44,43 | 46,34 | 46,34 | 46,32 |
| 114,90 | 788,10 | 30,87 | 30,53 | 29,90 | 44,41 | 44,44 | 44,43 | 46,34 | 46,34 | 46,33 |
| 114,89 | 787,49 | 30,54 | 30,07 | 29,95 | 44,40 | 44,43 | 44,42 | 46,34 | 46,34 | 46,32 |
| 114,96 | 788,98 | 31,41 | 31,09 | 29,96 | 53,92 | 53,94 | 53,94 | 54,22 | 54,23 | 54,20 |
| 114,95 | 788,86 | 31,45 | 31,10 | 30,01 | 53,92 | 53,95 | 53,94 | 54,22 | 54,23 | 54,20 |
| 114,94 | 785,19 | 31,40 | 31,29 | 29,99 | 50,99 | 51,02 | 51,02 | 51,84 | 51,85 | 51,83 |
| 114,88 | 784,91 | 31,35 | 31,16 | 30,02 | 51,00 | 51,02 | 51,02 | 51,85 | 51,85 | 51,83 |
| 114,89 | 784,71 | 31,46 | 31,29 | 30,11 | 50,99 | 51,02 | 51,02 | 51,84 | 51,85 | 51,82 |
| 114,91 | 784,45 | 31,53 | 31,32 | 30,16 | 50,99 | 51,01 | 51,01 | 51,84 | 51,84 | 51,82 |

*Tableau 28 : Résultats thermiques de l'ICIM à U=2,5m/s – 25/08/2014 (Aperture Area = 1,59m²)*

| T consigne | P | Tin | Tout | Tamb | G* | Tm | Tm-Ta | Tm* | Eta |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| °C | W | °C | °C | °C | W/m² | °C | °C | °C.m²/W | - |
| 20 | 0,949 | 19,53 | 23,62 | 27,25 | 991,4 | 21,57 | -5,68 | -0,006 | 0,575 |
| 30 | 0,754 | 29,06 | 32,30 | 27,21 | 991,4 | 30,68 | 3,47 | 0,004 | 0,457 |
| 40 | 0,554 | 38,77 | 41,16 | 27,63 | 991,4 | 39,96 | 12,33 | 0,012 | 0,336 |
| 50 | 0,349 | 48,40 | 49,91 | 27,49 | 991,4 | 49,15 | 21,66 | 0,022 | 0,211 |
| 60 | 0,125 | 58,32 | 58,86 | 27,70 | 991,4 | 58,59 | 30,89 | 0,031 | 0,076 |
| 70 | -0,101 | 67,81 | 67,37 | 27,51 | 991,4 | 67,59 | 40,08 | 0,040 | -0,061 |

*Tableau 29 : Résultats thermiques de l'INES à U=1,5m/s – 19/10/2015 (Gross Area=1,66m²)*

| Tconsigne | Tm | Pmp mesuré | Vmp | Imp | Voc | Isc | FF | Pmp Eq. 1000W/m² moy | Pmp Eq. 1000W/m² cell limitante |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| °C | °C | W | V | A | V | A | % | W | W |
| 20 | 21,57 | 227,0 | 29,21 | 7,771 | 36,54 | 8,193 | 75,83 | **228,6** | **240,6** |
| 30 | 30,68 | 220,7 | 28,35 | 7,785 | 35,73 | 8,215 | 75,18 | **221,9** | **233,5** |
| 40 | 39,96 | 213,3 | 27,58 | 7,737 | 34,89 | 8,227 | 74,33 | **214,6** | **225,9** |
| 50 | 49,15 | 206,5 | 26,64 | 7,751 | 34,07 | 8,235 | 73,60 | **207,7** | **218,6** |
| 60 | 58,59 | 199,0 | 25,79 | 7,718 | 33,24 | 8,239 | 72,66 | **200,7** | **211,2** |
| 70 | 67,59 | 192,1 | 24,80 | 7,750 | 32,45 | 8,236 | 71,90 | **193,6** | **203,7** |

*Tableau 30 : Résultats électriques de l'INES à U=1,5m/s – 19/10/2015 (Gross Area=1,66m²)*

Les résultats de mesures du TUV et du CEA INES à 1,5m/s (Figure 127) et du TUV et de l'ICIM à 2,5m/s (Figure 128) sont très cohérents entre eux avec des **écarts de l'ordre de 10%** (Tableau 31).

En revanche, les coefficients de pertes $H_{BACK}$ et $H_{TOP}$ proposés dans un premier temps pour le modèle (MODELE 1D) sont surestimés, et ce, d'autant plus que le vent est important (Figure 129).

Afin de corréler le modèle aux résultats de mesures (Tableau 32), on décide de retenir (1D_CORR) :

$$H_{BACK} = 3{,}0 W/m^2/K \quad (94)$$

$$H_{TOP} = 1{,}8 * V_{WIND} + 4{,}2 \quad (95)$$

Soit pour $V_{WIND} = 1{,}5 m/s$ :

$$H_{TOP} \sim 6{,}9 W/m^2/K$$

| | $V_{WIND}$ (m/s) | $a_0$ (-) | $a_1$ (W/m²/K) | RMSE (/TUV) |
|---|---|---|---|---|
| TUV | 1,5 | 55,4% | 14,8 | - |
| INES | 1,5 | 50,2% | 12,8 | 3,1% |
| MODELE 1D | 1,5 | 51,7% | 16,4 | 7,3% |
| 1D_CORR | 1,5 | 56,3% | 15,3 | 0,7% |
| TUV | 2,5 | 53,8% | 16,7 | - |
| ICIM | 2,5 | 50,4% | 15,5 | 2,0% |
| MODELE 1D | 2,5 | 49,8% | 18,7 | 8,5% |
| 1D_CORR | 2,5 | 55,0% | 17,1 | 0,7% |

*Tableau 31 : Synthèse des performances thermiques issues des mesures et écart quadratique moyenne (RMSE) à la référence (TUV)*

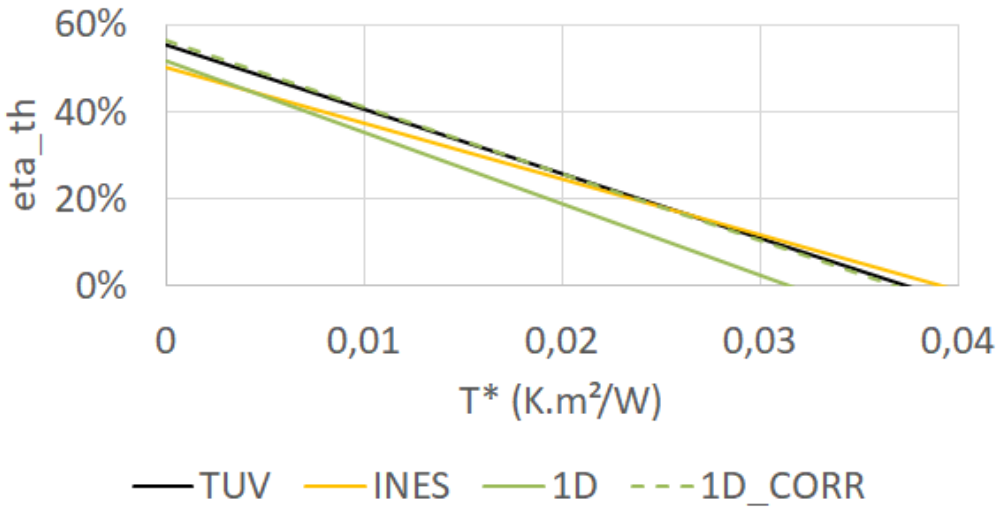



*Figure 127 : Courbes de performance (PV en MPPT) issues des mesures TUV et INES à 1,5m/s et comparaison au modèle*

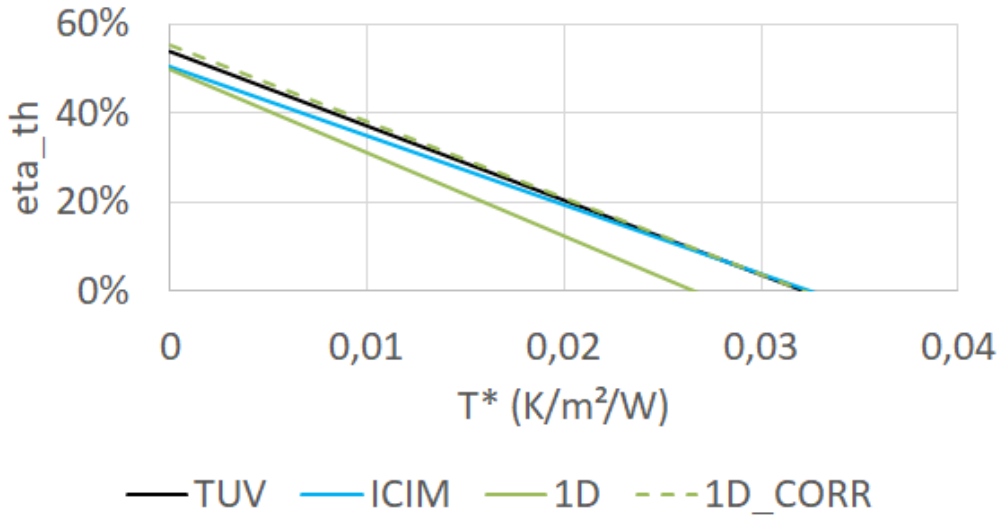



*Figure 128 : Courbes de performance (PV en MPPT) issues des mesures TUV et ICIM à 2,5m/s et comparaison au modèle*

| | $\eta_0$ (-) | $b_u$ (s/m) | $b_1$ (W/m²/K) | $b_2$ (W.s/m³/K) |
|---|---|---|---|---|
| TUV | 57,8% | 0,028 | 12,08 | 1,84 |
| MODELE 1D* | 59,4% | 0,047 | 13,40 | 3,60 |
| 1D_CORR* | 58,4% | 0,023 | 12,60 | 1,80 |

*Résultats issus de l'application numérique des approximations des paramètres

*Tableau 32 : Comparaison du modèle 1D et 1D_CORR avec les résultats issus des mesures du TUV*

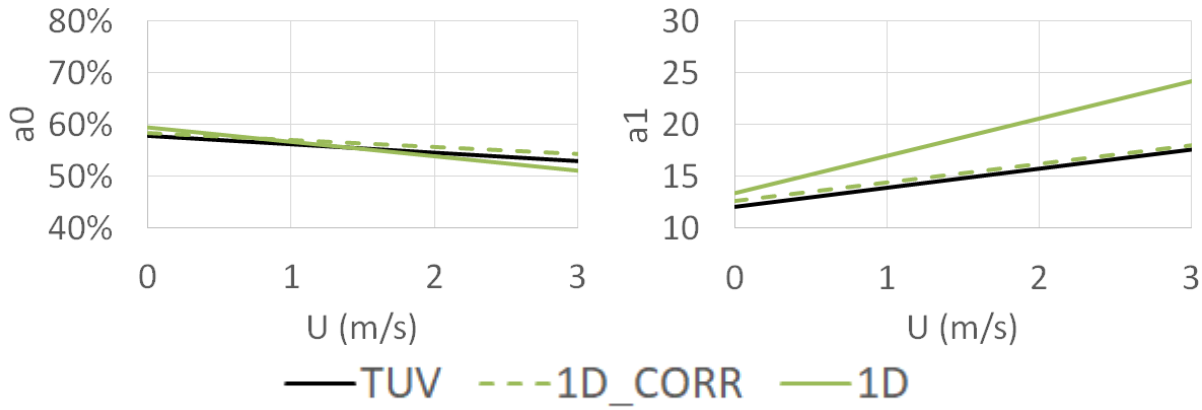



*Figure 129 : Comparaison équation linéaire avec $V_{WIND}$ mesures TUV - modèle 1D*
*1D : $H_{BACK}$ ~$((5{,}75.{V_{WIND}}^{0{,}8}.(1{,}2[m].cos(35[°]))^{-0{,}2})^3 + 4{,}5^3)^{1/3}$ et $H_{TOP}$=5W/m²/K*
*1D_CORR : $H_{BACK}$ = 1,8*$V_{WIND}$+4,2 et $H_{TOP}$=3W/m²/K*

### 3.8.2. Mesures de températures de stagnation

Lors des essais au TUV, une mesure de température de stagnation a été réalisée. Une température de stagnation est la température quand le module est soumis à l'ensoleillement mais la circulation d'eau est arrêtée.

Les conditions normatives de mesure de la température de stagnation sont un ensoleillement de 1000W/m² et une température ambiante de 30°C, il n'est pas précisé si l'électricité photovoltaïque doit être en fonctionnement. Le matériel de mesure utilisé n'est pas connu.
Des images infrarouges des mesures au TUV sont présentées pour un ensoleillement de 990W/m² à 24°C ambiant, le module est environ à 62°C (Figure 130). Le TUV indique une équivalence à 74,7°C pour 1000W/m² et 30°C ambiant dans son rapport de test.

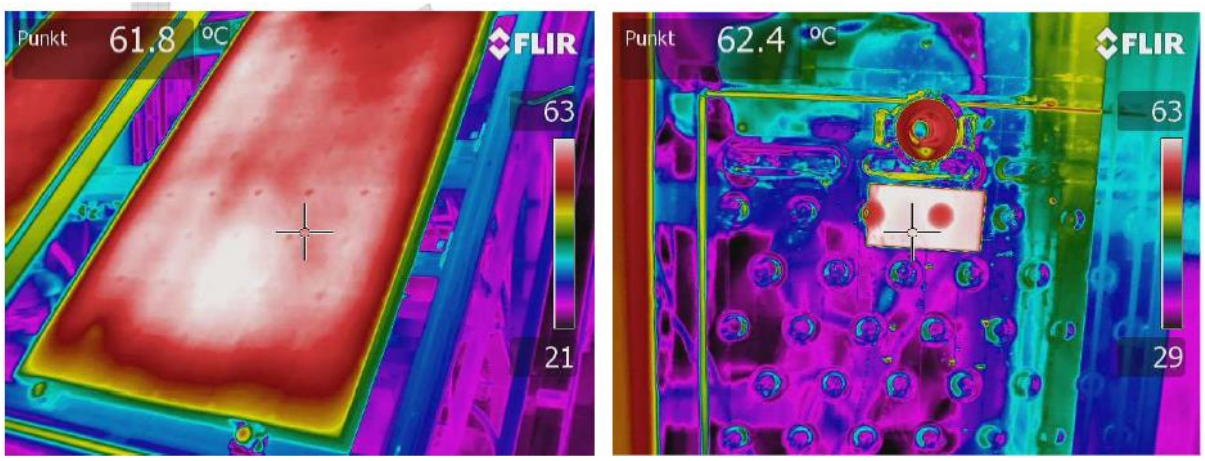



*Figure 130 : Thermographie en condition de stagnation pour 990W/m² et 24°C ambiant, le photovoltaïque est en circuit ouvert : face avant (gauche) et arrière (droite)*

Le Centre d'Essais Solaire de Perpignan (CESP), où ont été faits les tests de pertes de charge, a également testé le module en extérieur. Le dos du module est positionné sur un caisson pour simuler l'aspect « intégré » en toiture du module comme on le voit sur les photographies Figure 131. Le matériel de mesure n'est pas précisé mais le rapport indique qu'une température de module de 69,7°C a été enregistrée pour une température ambiante de 27,7°C, une vitesse de vent de 0,5m/s et un ensoleillement de 986,0W/m². Le photovoltaïque fonctionne certainement à son point maximal de fonctionnement (MPP) cependant, la partie photovoltaïque n'est pas précisée dans le rapport, il est possible que les mesures est en fait été réalisée en circuit ouvert. Le CESP indique une équivalence à 72,7°C pour 1000W/m² et 30°C ambiant dans son rapport de test (Tableau 33).

*Figure 131 :* Banc de test CESP pour la mesure de température de stagnation en « intégré »

| Gm | Tamb | Vwind | Tm | Tstagn |
|---|---|---|---|---|
| W/m² | °C | m/s | °C | °C |
| 986,03 | 27,66 | 0,53 | 69,65 | **72,67** |

*Tableau 33 :* Résultats de mesure de température de stagnation au CESP (MPP « intégré »)

Les coefficients de performance mesurée en caisson avec des vents jusqu'à 4m/s sont (Tableau 34) :

| | $V_{WIND}$ (m/s) | $a_0$ (-) | $a_1$ (W/m²/K) |
|---|---|---|---|
| CESP | 2-4 | 48,3% | 19,6 |

*Tableau 34 : Coefficients de performance mesurée au CESP en caisson avec des vents jusqu'à 4m/s*

Enfin, on donne la température maximum sur 28 installations réparties à travers la France les mois de juillet pour chaque installation (Figure 132). On détaillera tous les résultats de mesure de ces installations et leurs caractéristiques dans un chapitre dédié. La moitié des installations est en intégré toiture (IAB) l'autre moitié en surimposition (ISB), et le photovoltaïque est fonctionnel. S'il y a plus d'une année de mesures, la température maximum est une moyenne sur les 2 ou 3 maxima mesurés un mois de juillet. En moyenne, on est à 71,4°C en IAB (écart type de 3,5°C) contre 64,3°C en ISB (écart type de 6,1°C).

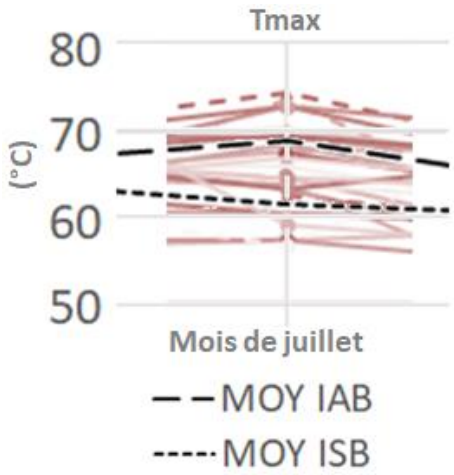



*Figure 132 : Maxima des 28 installations réparties en France (14 en IAB, 14 en ISB) sur juillet*

Ces valeurs de température de stagnation sont rapprochées comme on le voit dans le Tableau 35 de la température à rendement nul, au croisement des abscisses (96) de la courbe de performance, dans les conditions normatives (1000W/m² d'ensoleillement, 30°C ambiant).

$$T_{STAGN}[°C] = \frac{a_0}{a_1}.1000[W/m^2] + 30[°C] \quad (96)$$

| | Tstagn (°C) | PV | Intégration | Commentaires |
|---|---|---|---|---|
| **TUV** | 74,7 | OC | ISB | Déduit mes. |
| **CESP** | 72,7 | MPP | IAB | Déduit mes. |
| **1D** | 74,3 | OC | ISB | $\text{Tstag} = \frac{a_0.G}{a_1} + T_{amb}$ |
| **IAB** | 71,4 | MPP | IAB | Mesures |

*Tableau 35 : Comparaison de la température de stagnation issue des mesures et du modèle*

La différence de température de stagnation entre un module OC et MPP est de l'ordre de 5°C (97).

$$\Delta T_{STAGN}[°C] = \frac{a_0.\boldsymbol{\eta_{PV}^{stagn}}}{a_1}.1000[W/m^2] \quad (97)$$

$$\text{Avec } \boldsymbol{\eta_{PV}^{stagn}} \sim \left(1 + X_T.\left(T_{Stagn} - T_{ref}\right)\right).\eta_{PV,ref} \sim 11{,}6\% \quad (98)$$

$$\Delta T_{STAGN}{}_{OC}^{MPP}[°C] = \frac{58\%.\,\mathbf{11\%}}{12}.1000[W/m^2] \sim 5°C$$

L'ordre de grandeur d'une température de stagnation de 75°C en circuit ouvert est cohérent entre les différentes mesures et conforte le modèle (Tableau 35).

Afin de valider le modèle non pas seulement sur un empilement de couches constitutives du module, on fabrique 9 prototypes proches de l'empilement initial en faisant varier les couches. Les performances thermiques sont alors mesurées et le modèle optimisé pour corréler l'ensemble des mesures.

## 3.9. Mesures de performance de 9 prototypes

Les 9 prototypes font tous 1669*982mm² sauf le n°9 qui fait 1383*905mm². Comme le module de référence (n°1), ils sont composés de couches empilées, verre, E.V.A., cellules, E.V.A., BackSheet (BS), E.V.A., échangeur, et éventuellement isolant (Figure 133).

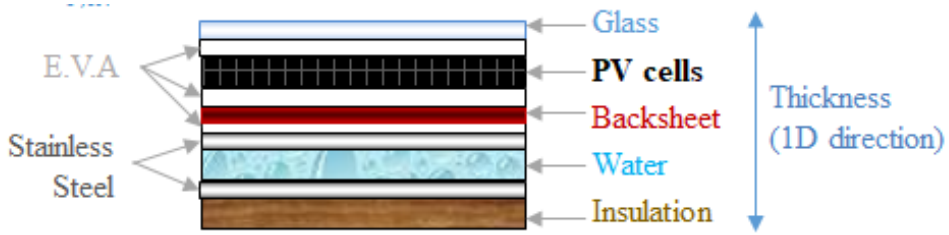



*Figure 133 : Schéma de l'empilement des couches*

Les modules n°3 et n°4 ajoutent une épaisseur respectivement d'environ 4cm d'isolant et 2,5cm d'isolant. Le module n°5 réduit d'un facteur 2 les épaisseurs des couches d'E.V.A. sous les cellules, et le n°7 également mais ce module est simplement un verre et un backsheet encapsulés avec l'échangeur. A noter que quelques bulles ont apparu sur les côtés du module du fait d'une épaisseur non idéale d'encapsulant. Le module n°6 est un module classique mais avec un verre avec un revêtement basse émissivité (Low E) côté ambiante, ce verre s'est légèrement fendu à l'encapsulation. Les mesures ont eu lieu plusieurs mois, alors que le fabricant avait précisé que le revêtement n'était stable que quelques semaines en contact avec l'air ambiant, le verre n'était peut-être pas à aussi basse émissivité que lors de la fabrication.
Enfin le n°8 est l'échangeur seul, tandis que le n°9 adapte le nombre de cellules à la surface de la zone d'échange de manière à avoir une surface d'entrée totale de l'ensoleillement égale à la surface d'échange et n'a que 40 cellules.

Les caractéristiques des différentes couches sont synthétisées dans le Tableau 36 et des photographies sont présentées Figure 134. Tous les modules avec des cellules sont mesurés avec un fonctionnement photovoltaïque en MPP, sauf le n°2 qui est le module de référence, mesuré en circuit ouvert (OC).

| | Verre (mm) | EVA (mm) | Cellules | EVA (mm) | BS (mm) | EVA (mm) | Ratio surface Ech./ Tot. | Epaisseur équivalente d'isolant* |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 2 | 0,6 | 60 (MPPT) | 1,2 | 0,4 | 1,2 | 74% | NO |
| 2 | 2 | 0,6 | 60 (OC) | 1,2 | 0,4 | 1,2 | 74% | NO |
| 3 | 2 | 0,6 | 60 (MPPT) | 1,2 | 0,4 | 1,2 | 74% | 39,6mm |
| 4 | 2 | 0,6 | 60 (MPPT) | 1,2 | 0,4 | 1,2 | 74% | 24,8mm |
| 5 | 2 | 0,6 | 60 (MPPT) | 0,6 | 0,4 | 0,6 | 74% | NO |
| 6 | 4 Low E [b] | 0,6 | 60 (MPPT) | 1,2 | 0,4 | 1,2 | 74% | NO |
| 7 | 2 | - | - | 0,6 | 0,4 | 0,6 | 74% | NO |
| 8 | - | - | - | - | - | - | exch only | NO |
| 9 | 2 | 0,6 | 40 (OC) | 1,2 | 0,4 | 1,2 | 100% | NO |

[b] *low-e stocké trop longtemps, revêtement non performant?* ***Equivalence pour λ=0,033W/(m.K)**

*Tableau 36 : Caractéristiques des 9 prototypes*

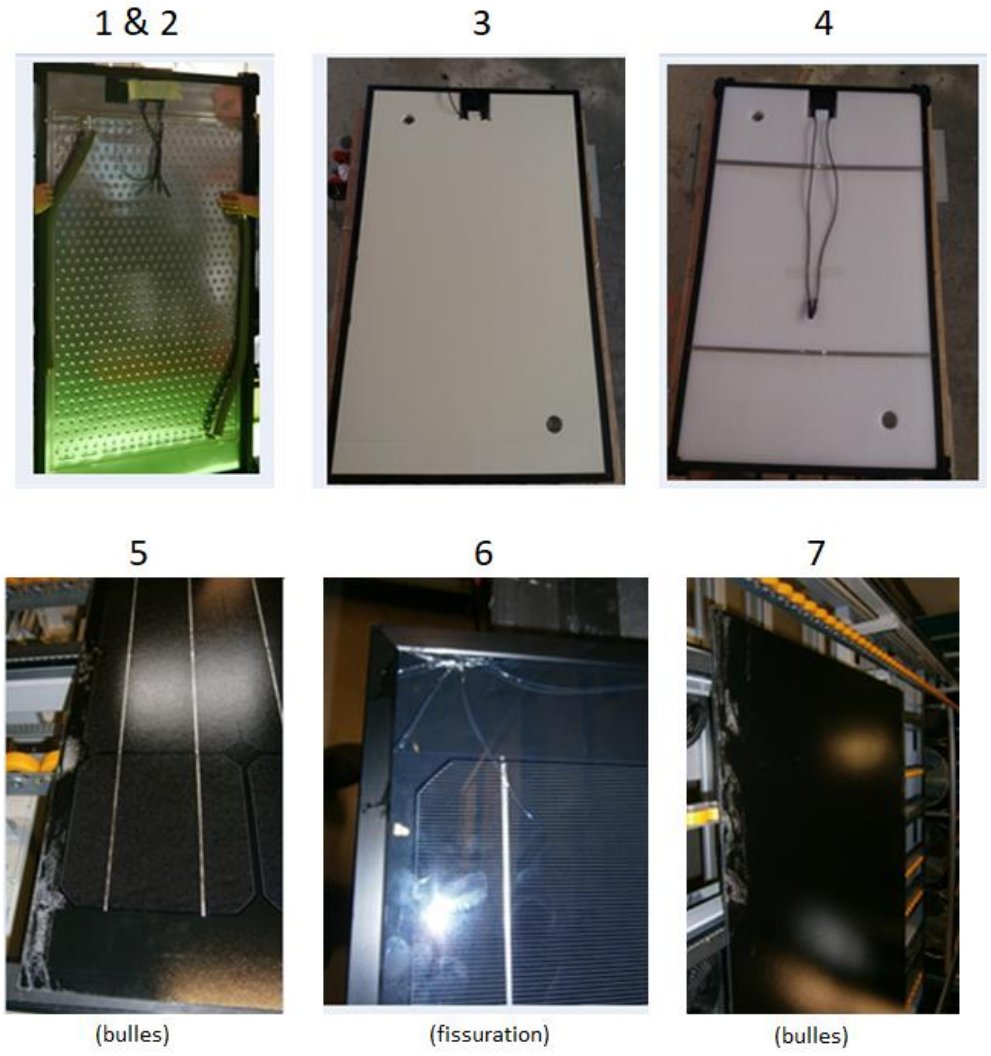



*Figure 134 : Photographies des 9 prototypes*

Tous les prototypes ont été mesurés au CEA INES sur le banc d'ensoleillement artificiel déjà présenté (Figure 135). Les conditions d'essai sont un ensoleillement proche de 1000W/m², une température ambiante proche de 25°C, une vitesse de vent de 1,5m/s, un débit d'environ 200L/h et des paliers de température d'entrée d'eau par pas de 10°C entre 20°C et 70°C.

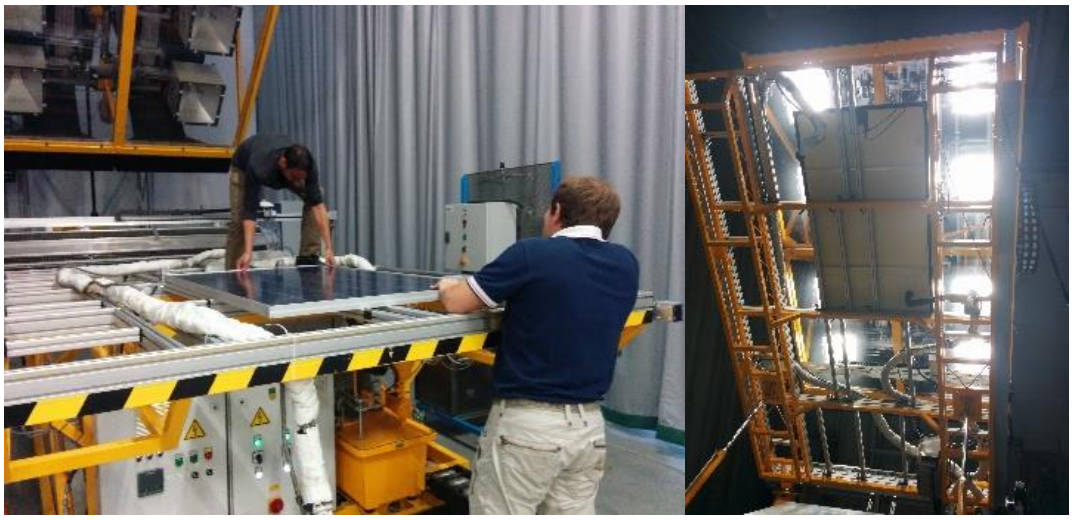


*Figure 135 : Mise en place d'un des prototypes sur le banc du CEA INES*

Les résultats de mesures sont donnés dans le Tableau 37 :

| | | $a_0$ (-) | $a_1$ (W/K/m²) |
|---|---|---|---|
| **1** | **MPPT** | 50,2 % | 12,8 |
| **2** | **OC** | 59,9 % | 13,1 |
| **3** | **Puren** | 49,6 % | 10,6 |
| **4** | **Javaux** | 49,8 % | 11,4 |
| **5** | **3EVA** | 52,8 % | 13,1 |
| **6** | **LowE** | 49,8 % | 13,0 |
| **7** | **NoCell** | 66,1 % | 13,3 |
| **8** | **EXonly** | 39,8 % | 11,3 |
| **9** | **40C (OC)** | 75,7 % | 17,9 |

*Tableau 37 : Résultats de mesures sur les 9 prototypes*

Le module n°4 a également été mesuré à l'ICIM à 1,5m/s de vent, les résultats de mesure sont très proches comme on le voit avec le Tableau 38 et sur le graphique Figure 136.

| **N°4 JAVAUX** | $a_0$ (-) | $a_1$ (W/K/m²) |
|---|---|---|
| **INES** | 49,8 % | 11,4 |
| **ICIM** | 50,7 % | 11,4 |

*Tableau 38 : Comparaison des résultats du module n°4 avec les résultats à l'ICIM*

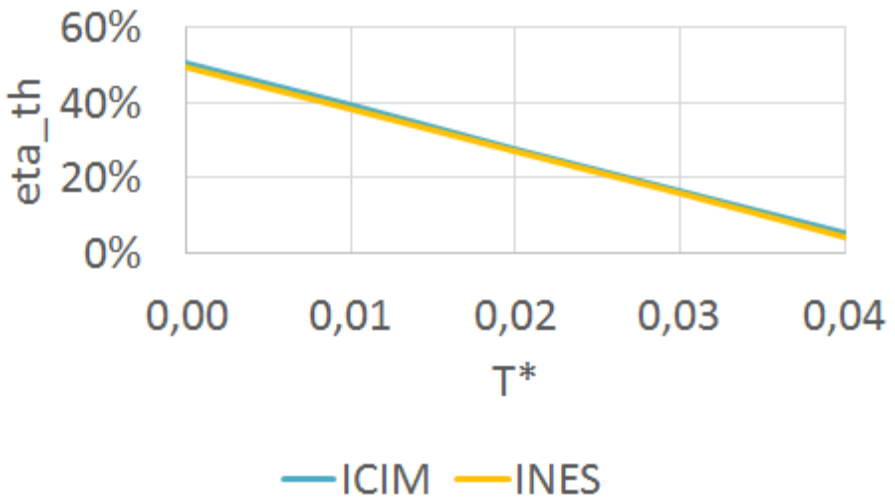



*Figure 136 : Résultats de mesure pour le module n°4 au CEA INES (France) et à l'ICIM (Italie) pour $V_{WIND}$=1,5m/s*

Les résultats de mesures détaillés sont donnés dans les Tableau 39 à Tableau 48.

| T consigne | P | Tin | Tout | Tamb | G* | Tm* | Eta | Pmp Eq. 1000W/m² moy | Pmp Eq. 1000W/m² cell limitante |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| °C | W | °C | °C | °C | W/m² | °C.m²/W | - | W | W |
| 20 | 0,949 | 19,53 | 23,62 | 27,25 | 991,40 | -0,006 | 0,575 | 228,6 | 240,6 |
| 30 | 0,754 | 29,06 | 32,30 | 27,21 | 991,40 | 0,004 | 0,457 | 221,9 | 233,5 |
| 40 | 0,554 | 38,77 | 41,16 | 27,63 | 991,40 | 0,012 | 0,336 | 214,6 | 225,9 |
| 50 | 0,349 | 48,40 | 49,91 | 27,49 | 991,40 | 0,022 | 0,211 | 207,7 | 218,6 |
| 60 | 0,125 | 58,32 | 58,86 | 27,70 | 991,40 | 0,031 | 0,076 | 200,7 | 211,2 |
| 70 | -0,101 | 67,81 | 67,37 | 27,51 | 991,40 | 0,040 | -0,061 | 193,6 | 203,7 |

*Tableau 39 : Résultats de mesure pour le module n°1 MPPT à l'INES à $V_{WIND}$ =1,5m/s – septembre 2015 (Gross Area=1,66m²)*

| T consigne | P | Tin | Tout | Tamb | G* | Tm* | Eta |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| °C | W | °C | °C | °C | W/m² | °C.m²/W | - |
| 20 | 1,118 | 19,57 | 24,34 | 27,92 | 991,40 | -0,006 | 0,678 |
| 30 | 0,917 | 29,13 | 33,10 | 28,01 | 991,40 | 0,003 | 0,556 |
| 40 | 0,711 | 38,80 | 41,85 | 27,97 | 991,40 | 0,012 | 0,431 |
| 50 | 0,499 | 48,47 | 50,62 | 28,29 | 991,40 | 0,021 | 0,303 |
| 60 | 0,271 | 58,08 | 59,25 | 28,37 | 991,40 | 0,031 | 0,164 |

*Tableau 40 : Résultats de mesure pour le module n°2 OC à l'INES à $V_{WIND}$ =1,5m/s – septembre 2015 (Gross Area=1,66m²)*

| T consigne | P | Tin | Tout | Tamb | G* | Tm* | Eta | Pmp Eq. 1000W/m² moy | Pmp Eq. 1000W/m² cell limitante |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| °C | W | °C | °C | °C | W/m² | °C.m²/W | - | W | W |
| 20 | 0,904 | 19,36 | 23,21 | 25,27 | 1006,50 | -0,004 | 0,538 | 229,9 | 241,6 |
| 30 | 0,750 | 28,93 | 32,12 | 25,85 | 1006,50 | 0,005 | 0,446 | 222,1 | 233,4 |
| 40 | 0,585 | 38,63 | 41,12 | 25,83 | 1006,50 | 0,014 | 0,348 | 214,8 | 225,7 |
| 50 | 0,423 | 48,31 | 50,11 | 26,71 | 1006,50 | 0,022 | 0,252 | 207,5 | 218,1 |
| 60 | 0,240 | 58,29 | 59,31 | 26,92 | 1006,50 | 0,032 | 0,143 | 199,8 | 209,9 |
| 70 | 0,071 | 67,77 | 68,07 | 26,98 | 1006,50 | 0,041 | 0,042 | 192,6 | 202,4 |

*Tableau 41 : Résultats de mesure pour le module n°3 Puren à l'INES à $V_{WIND}$ =1,5m/s – septembre 2015 (Gross Area=1,67m²)*

| T consigne | P | Tin | Tout | Tamb | G* | Tm* | Eta | Pmp Eq. 1000W/m² moy | Pmp Eq. 1000W/m² cell limitante |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| °C | W | °C | °C | °C | W/m² | °C.m²/W | - | W | W |
| 20 | 0,923 | 19,40 | 23,33 | 26,09 | 998,90 | -0,005 | 0,554 | 229,8 | 240,7 |
| 30 | 0,752 | 28,97 | 32,18 | 26,68 | 998,90 | 0,004 | 0,451 | 223,4 | 234,0 |
| 40 | 0,591 | 38,69 | 41,21 | 27,44 | 998,90 | 0,013 | 0,354 | 215,6 | 225,8 |
| 50 | 0,420 | 48,34 | 50,13 | 27,47 | 998,90 | 0,022 | 0,252 | 208,1 | 217,9 |
| 60 | 0,229 | 58,37 | 59,34 | 28,04 | 998,90 | 0,031 | 0,137 | 200,8 | 210,2 |
| 70 | 0,059 | 67,82 | 68,07 | 28,19 | 998,90 | 0,040 | 0,035 | 193,1 | 202,2 |

*Tableau 42 : Résultats de mesure pour le module n°4 Javaux à l'INES à $V_{WIND}$ =1,5m/s – septembre 2015 (Gross Area=1,67m²)*

| Débit | Pyranomètre | T_amb | T_amb | T_amb | T_in | T_in | T_in | T_out | T_out | T_out |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Kg/h | W/m² | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C | °C |
| 114,98 | 791,14 | 20,18 | 19,53 | 20,22 | 18,52 | 18,54 | 18,54 | 23,29 | 23,30 | 23,28 |
| 114,81 | 790,35 | 20,24 | 19,52 | 20,22 | 18,53 | 18,55 | 18,54 | 23,30 | 23,31 | 23,29 |
| 114,77 | 792,69 | 20,31 | 19,60 | 20,22 | 18,53 | 18,55 | 18,55 | 23,31 | 23,31 | 23,30 |
| 114,91 | 792,87 | 20,36 | 19,70 | 20,26 | 18,54 | 18,56 | 18,56 | 23,32 | 23,32 | 23,31 |
| 114,88 | 788,24 | 21,20 | 20,58 | 21,23 | 31,01 | 31,03 | 31,02 | 34,34 | 34,34 | 34,33 |
| 114,86 | 788,65 | 21,13 | 20,56 | 21,24 | 31,01 | 31,03 | 31,02 | 34,34 | 34,35 | 34,33 |
| 114,93 | 788,44 | 21,27 | 20,55 | 21,25 | 31,01 | 31,03 | 31,02 | 34,34 | 34,35 | 34,33 |
| 114,93 | 788,22 | 21,23 | 20,55 | 21,29 | 31,01 | 31,03 | 31,02 | 34,34 | 34,36 | 34,33 |
| 114,89 | 783,81 | 21,57 | 20,90 | 21,61 | 42,49 | 42,51 | 42,50 | 44,34 | 44,36 | 44,33 |
| 114,89 | 783,58 | 21,42 | 20,81 | 21,62 | 42,49 | 42,51 | 42,50 | 44,35 | 44,37 | 44,34 |
| 114,99 | 783,52 | 21,46 | 20,82 | 21,62 | 42,49 | 42,52 | 42,51 | 44,37 | 44,38 | 44,35 |
| 114,87 | 783,66 | 21,66 | 20,99 | 21,63 | 42,49 | 42,52 | 42,50 | 44,38 | 44,40 | 44,37 |
| 114,98 | 788,69 | 21,20 | 20,84 | 21,32 | 56,34 | 56,36 | 56,35 | 56,34 | 56,36 | 56,32 |
| 114,85 | 788,46 | 21,22 | 20,91 | 21,38 | 56,34 | 56,37 | 56,35 | 56,35 | 56,38 | 56,33 |
| 114,78 | 788,50 | 21,25 | 20,78 | 21,46 | 56,35 | 56,37 | 56,36 | 56,36 | 56,39 | 56,34 |
| 114,93 | 788,06 | 21,28 | 20,83 | 21,55 | 56,35 | 56,38 | 56,36 | 56,36 | 56,39 | 56,34 |

*Tableau 43 : Résultats de mesure pour le module n°4 Javaux à l'ICIM (Italie) pour $V_{WIND}$=1,5m/s – 28/10/2014 (Aperture Area=1,59m²)*

| T consigne | P | Tin | Tout | Tamb | G* | Tm* | Eta | Pmp Eq. 1000W/m² moy | Pmp Eq. 1000W/m² cell limitante |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| °C | W | °C | °C | °C | W/m² | °C.m²/W | - | W | W |
| 20 | 0,968 | 19,37 | 23,50 | 25,21 | 1006,20 | -0,004 | 0,575 | 237,1 | 248,3 |
| 30 | 0,788 | 28,92 | 32,29 | 25,86 | 1006,20 | 0,005 | 0,468 | 228,9 | 239,7 |
| 40 | 0,571 | 38,62 | 41,06 | 25,72 | 1006,20 | 0,014 | 0,339 | 220,4 | 230,7 |
| 50 | 0,359 | 48,27 | 49,80 | 26,43 | 1006,20 | 0,022 | 0,213 | 212,5 | 222,5 |
| 60 | 0,128 | 58,11 | 58,66 | 26,90 | 1006,20 | 0,031 | 0,076 | 204,3 | 213,9 |
| 70 | -0,104 | 67,72 | 67,28 | 26,95 | 1006,20 | 0,040 | -0,061 | 196,6 | 205,8 |

*Tableau 44 : Résultats de mesure pour le module n°5 3EVA à l'INES à $V_{WIND}$ =1,5m/s – septembre 2015 (Gross Area=1,67m²)*

| T consigne | P | Tin | Tout | Tamb | G* | Tm* | Eta | Pmp Eq. 1000W/m² moy | Pmp Eq. 1000W/m² cell limitante |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| °C | W | °C | °C | °C | W/m² | °C.m²/W | - | W | W |
| 20 | 0,942 | 19,40 | 23,40 | 26,09 | 1006,40 | -0,005 | 0,559 | 217,5 | 227,7 |
| 30 | 0,740 | 28,98 | 32,11 | 26,14 | 1006,40 | 0,004 | 0,439 | 210,7 | 220,5 |
| 40 | 0,541 | 38,68 | 40,96 | 26,69 | 1006,40 | 0,013 | 0,321 | 203,5 | 213,0 |
| 50 | 0,339 | 48,35 | 49,79 | 27,10 | 1006,40 | 0,022 | 0,201 | 195,8 | 204,9 |
| 60 | 0,116 | 58,21 | 58,70 | 27,21 | 1006,40 | 0,031 | 0,069 | 188,2 | 196,9 |
| 70 | -0,110 | 67,81 | 67,35 | 27,62 | 1006,40 | 0,040 | -0,065 | 180,9 | 189,4 |

*Tableau 45 : Résultats de mesure pour le module n°6 LowE à l'INES à $V_{WIND}$ =1,5m/s – septembre 2015 (Gross Area=1,67m²)*

| T consigne | P | Tin | Tout | Tamb | G* | Tm* | Eta |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| °C | W | °C | °C | °C | W/m² | °C.m²/W | - |
| 20 | 1,187 | 19,40 | 24,48 | 25,21 | 1005,90 | -0,003 | 0,705 |
| 30 | 0,991 | 28,99 | 33,19 | 25,64 | 1005,90 | 0,005 | 0,588 |
| 40 | 0,765 | 38,67 | 41,90 | 25,61 | 1005,90 | 0,015 | 0,454 |
| 50 | 0,529 | 48,34 | 50,58 | 24,78 | 1005,90 | 0,025 | 0,314 |
| 60 | 0,318 | 57,94 | 59,29 | 26,41 | 1005,90 | 0,032 | 0,189 |
| 70 | 0,077 | 67,75 | 68,08 | 26,77 | 1005,90 | 0,041 | 0,046 |

*Tableau 46 : Résultats de mesure pour le module n°7 NoCell à l'INES à $V_{WIND}$ =1,5m/s – septembre 2015 (Gross Area=1,67m²)*

| T consigne | P | Tin | Tout | Tamb | G* | Tm* | Eta |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| °C | W | °C | °C | °C | W/m² | °C.m²/W | - |
| 20 | 0,762 | 19,61 | 22,83 | 25,75 | 1017,20 | -0,004 | 0,447 |
| 30 | 0,597 | 29,32 | 31,85 | 26,30 | 1017,20 | 0,004 | 0,351 |
| 40 | 0,417 | 39,01 | 40,79 | 26,38 | 1017,20 | 0,013 | 0,245 |
| 50 | 0,236 | 48,63 | 49,64 | 26,89 | 1017,20 | 0,022 | 0,138 |
| 60 | 0,056 | 58,27 | 58,51 | 27,02 | 1017,20 | 0,031 | 0,033 |
| 70 | -0,140 | 67,81 | 67,21 | 27,23 | 1017,20 | 0,040 | -0,082 |

*Tableau 47 : Résultats de mesure pour le module n°8 EXonly à l'INES à $V_{WIND}$ =1,5m/s – septembre 2015 (Gross Area=1,67m²)*

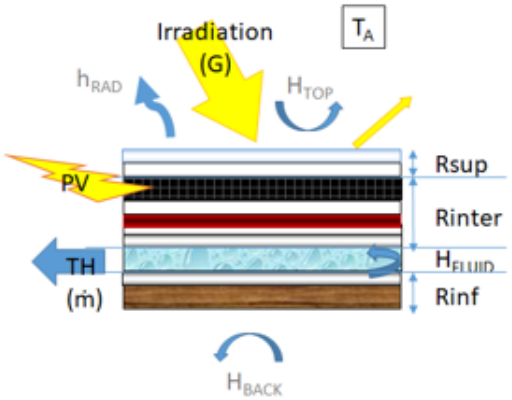
| T consigne | P | Tin | Tout | Tamb | G* | Tm* | Eta |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| °C | W | °C | °C | °C | W/m² | °C.m²/W | - |
| 20 | 1,044 | 19,54 | 23,97 | 25,01 | 1009,60 | -0,003 | 0,816 |
| 30 | 0,845 | 29,18 | 32,76 | 25,79 | 1009,60 | 0,005 | 0,660 |
| 40 | 0,643 | 38,80 | 41,54 | 26,14 | 1009,60 | 0,014 | 0,502 |
| 50 | 0,422 | 48,52 | 50,33 | 26,35 | 1009,60 | 0,023 | 0,329 |
| 60 | 0,205 | 58,30 | 59,17 | 26,90 | 1009,60 | 0,032 | 0,160 |
| 70 | -0,022 | 67,86 | 67,77 | 27,31 | 1009,60 | 0,040 | -0,017 |

*Tableau 48 : Résultats de mesure pour le module n°8 40C (OC) à l'INES à $V_{WIND}$ =1,5m/s – septembre 2015 (Gross Area=1,27m²)*

Le modèle est utilisé avec les formules avant corrélation :

$$H_{WIND} = ((5{,}75.V_{WIND}{}^{0,8}.(L.\cos(SLOPE))^{-0,2})^3 + 4{,}5^3)^{1/3}$$
$$H_{BACK} = 5$$

Les paramètres $R_{SUP}$, $R_{INF}$, $R_{INTER}$ et (τα) ont été recalculés pour chaque empilement (Figure 137). Les surfaces d'échange et de captation ont été différentiées.




$$R_{SUP} = \frac{e_{VERRE}}{\lambda_{VERRE}} + \frac{e_{EVA}}{\lambda_{EVA}}$$
$$R_{INF} = \frac{e_{INOX}}{\lambda_{INOX}} + \frac{e_{ISOLANT}}{\lambda_{ISOLANT}}$$
$$R_{INTER} = \frac{e_{CELL}}{\lambda_{CELL}} + \frac{e_{EVA}}{\lambda_{EVA}} + \frac{e_{BACKSHEET}}{\lambda_{BACKSHEET}} + \frac{e_{EVA}}{\lambda_{EVA}} + \frac{e_{INOX}}{\lambda_{INOX}}$$

*Figure 137 : Schéma des coefficients d'échange*

Le modèle a été comparé aux résultats de mesure, on le voit en marron sur les 9 schémas Figure 138. Les pentes sont plus fortes pour le modèle que pour les mesures, et la valeur à l'origine le plus souvent surestimée sauf pour le module à la taille de l'échangeur ou l'échangeur seul.

Deux paramètres ont été introduits pour mieux prendre en compte le comportement spécifique de l'échangeur de chaleur Dualsun en acier inoxydable. Un effet d'ailette corrige le ratio de surface entre la zone d'échange de chaleur et la surface totale. On corrige également la largeur d'échange entre le fluide et l'acier inoxydable en conservant le coefficient $H_{FLUID}$ de 800W/m²/K ce qui corrige indirectement l'estimation du coefficient d'échange convectif. Les valeurs optimisées sont données dans le Tableau 49.

Les résultats du modèle optimisé sont donnés en bleu sur les 9 schémas Figure 138 et l'erreur quadratique (RMSE) dans le Tableau 50. L'erreur quadratique moyenne entre les mesures et le modèle optimisé est de l'ordre de ~1,3% pour les prototypes 1 à 7. Le modèle optimisé est donc validé par les mesures.

| | *Valeur par défaut* | *Valeur optimisée* |
|---|---|---|
| *Ratio de surface (effet d'ailette)* | 74% | 82% |
| *Largeur d'échange à 800W/m²/K* | 856mm | 770mm |

*Tableau 49 : Résultat de l'optimisation du modèle*

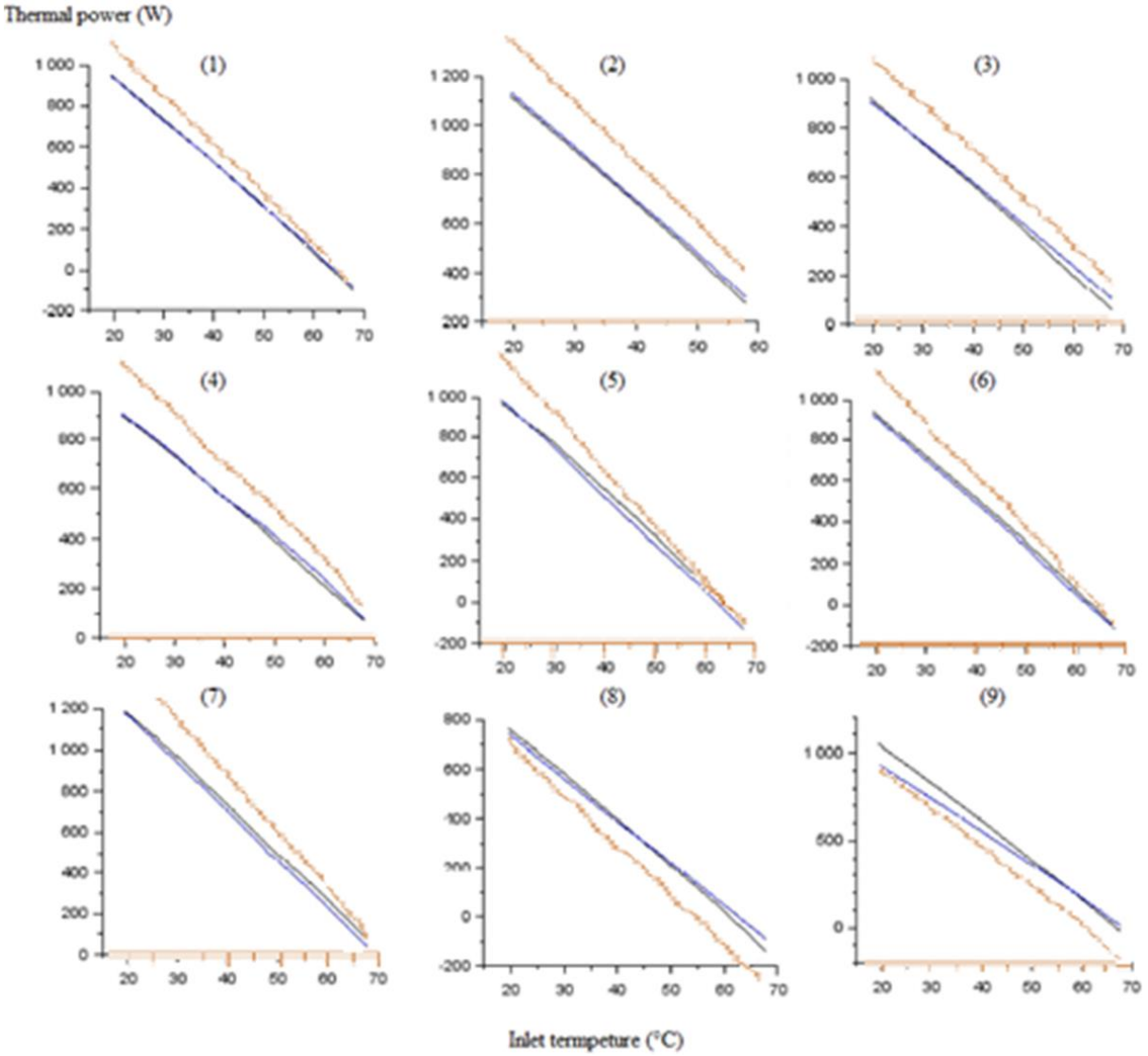



*Figure 138 : Comparaison des mesures (Noir) au modèle 1D avant (Marron) et après (Bleu) optimisation.*

| *Proto N°* | *1* | *2* | *3* | *4* | *5* | *6* | *7* | *8* | *9* |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| *RMSE (W)* | 8,7 | 17,1 | 26,4 | 15,1 | 30,0 | 20,3 | 28,3 | 25,4 | 67,0 |

*Tableau 50 : Erreur quadratique moyenne (RMSE) entre les mesures et le modèle optimisé pour les 9 configurations*

# Partie II – à l'échelle du système

L'objectif du solaire n'est pas seulement d'avoir un module caractérisé et optimisé, mais bien de pouvoir prédire sa performance thermique et électrique sur le terrain pour divers systèmes d'utilisation de la production d'eau chaude et de couplage avec d'autres éléments de chauffage. En particulier, un utilisateur a besoin de connaitre les économies d'énergie qu'il peut espérer avant de confirmer son investissement. A noter qu'on se limite dans cette thèse à une production électrique totalement délivrée au réseau, l'adéquation avec les besoins électriques du bâtiment ne sera pas analysée.

Le modèle doit rester simple, avec l'utilisation de données macro (volume du ballon plutôt que marque avec caractéristiques détaillées) et statistiques pour la météo et les habitudes de consommation (tirages d'eau chaude sanitaire par exemple).

L'objectif de cette partie est de considérer des logiciels du marché accessible par des clients (ou leurs prescripteurs), et de caractériser la pertinence statistique de ces logiciels par rapport à des situations réelles, afin de permettre aux prescripteurs d'évaluer l'incertitude de leur prédiction à leurs clients. L'ambition est notamment de poser les premières pierres pour une garantie assurantielle de la production solaire.
En particulier, on introduira les modèles simplifiés définis précédemment (partie I) dans une **modélisation système via le logiciel TRNSYS** pour quantifier la performance annuelle d'un système complet.
On vérifiera par la mesure du temps de réponse du module, l'hypothèse d'un modèle quasi-statique (statique à chaque pas de temps) utilisé par TRNSYS.

Les résultats seront comparés avec ceux obtenus avec d'autres logiciels et des installations pilotes pour trois types de système :

- le chauffe-eau solaire individuel (CESI)
- le chauffage d'eau sanitaire collectif en couplage solaire – pompe à chaleur (HP+)
- le chauffage d'une piscine intérieure (SP)

# IV. Analyse de chauffe-eaux solaires individuels hybrides

## 4.1. Présentation de la démarche

Un certain nombre d'installations pilotes équipées avec des chauffe-eaux solaires individuels hybride ont été instrumentées. On présentera ces installations dans le chapitre 4.5. Via cinq logiciels qui seront détaillés au chapitre 4.4, des prédictions de productibles photovoltaïques et thermiques pour ces installations pilotes vont être proposées en intégrant les spécificités de chaque site entre terme de :

- lieu (météo, eau froide du réseau),
- champ de modules (nombre de modules, orientation, inclinaison),
- stockage (volume de ballon)
- besoin (température de consigne et moyenne de consommation journalière d'eau chaude)

Les prédictions sont faites à priori, donc les météo, température d'eau froide du réseau et profil de consommation seront ceux par défaut des logiciels, et propre à chaque outil. On ne détaillera pas les prédictions individuelles, en revanche, on analysera les écarts entre la mesure sur site et la prédiction. Ces écarts ne seront pas déterminés à chaque pas de temps. En effet, la météo utilisée pour les prédictions est une météo statistique qui ne correspond pas à la météo réelle à chaque pas de temps. Ces écarts seront analysés à une échelle statistique, le plus souvent via une moyenne sur le mois ou l'année. Ces écarts seront regardés sur des paramètres qui vont être définis, avec pour objectif de regarder les tendances biais des choix statistiques de météo et de comportement (profil) sur :

- les caractéristiques propres aux modules (chapitre 4.6)
- les besoins (chapitre 4.7)
- la performance du système (chapitres 4.8 et 4.9)

Ce premier niveau d'analyse nous permettra de conclure sur la capacité à prédire les performances via des logiciels et de quantifier des ordres de grandeur de déviations.

Un autre niveau d'analyse des données des installations permettra tout simplement d'alimenter les connaissances scientifiques sur le fonctionnement des modules hybrides dans un système de chauffe-eau solaire, via des moyennes sur l'ensemble du territoire observé. Ces moyennes permettront d'objectiver la technologie PVT.

Ce double niveau d'analyse sera présent dans l'ensemble des chapitres d'analyse qui vont suivre. Le logigramme ci-dessous (Figure 139) permet de visualiser cette approche duale.

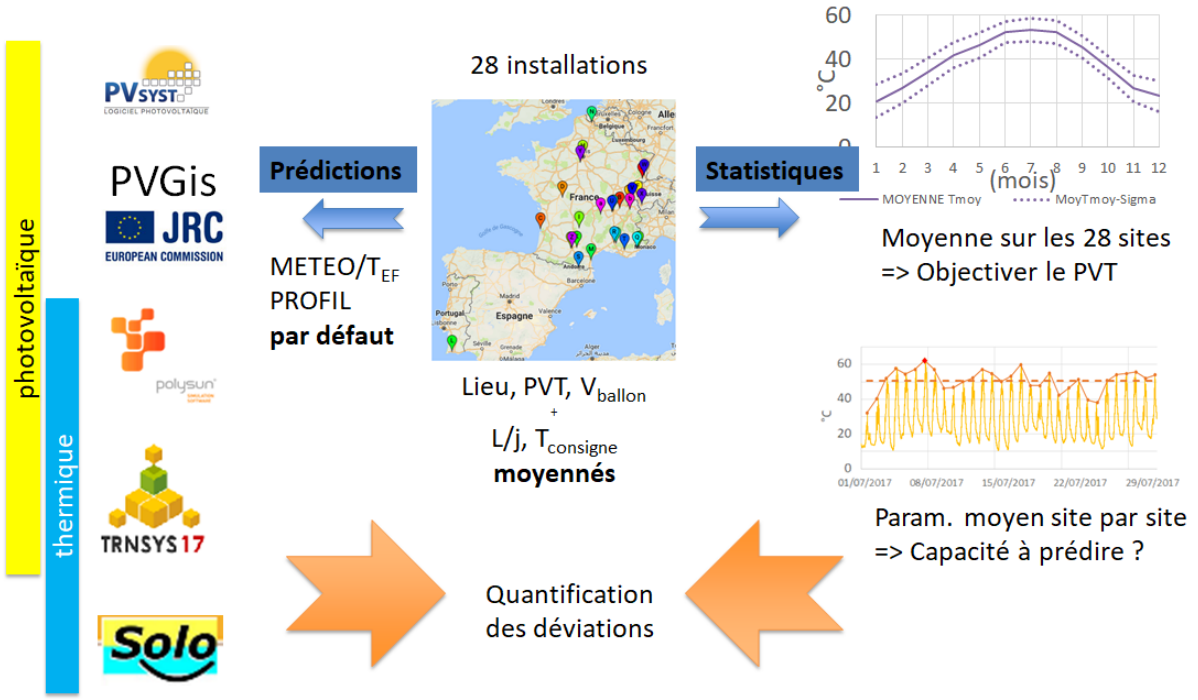



*Figure 139 : Logigramme présentant la double démarche d'analyse du système PVT*

## 4.2. Validité de l'approche quasi-statique, mesure du temps de réponse

L'enjeu du temps de réponse du système est de savoir si une modélisation des transitoires est nécessaire pour déterminer les performances de systèmes à l'échelle d'une année. On focalisera sur le module élémentaire PVT.
Deux expériences ont été menées pour déterminer ce temps de réponse :

- choc d'eau froide à ensoleillement constant avec mesures infra-rouge à Marseille
- choc d'ensoleillement à température d'entrée constante avec mesure de température au laboratoire TUV Rheinland en Allemagne

### 4.2.1. Choc d'eau froide sous ensoleillement

Contrairement au module final considéré dans le modèle 1D avec ses 2mm de verre et son échangeur en acier inoxydable de 2x0,6mm, le prototype mesuré est constitué d'une face avant (frontsheet) de 0,2mm d'ETFE et d'un échangeur en aluminium de 2x1,2mm (Tableau 51). La nappe d'eau est de 3mm (au lieu de 2mm).
La capacité thermique équivalente est d'environ 17 kJ/kg/K pour le module inox et de 18 kJ/kg/K pour le module aluminium, ce qui les rend très comparables.

| | Proto | 1D/ Final |
|---|---|---|
| Face avant<br>Epaisseur | ETFE<br>0,2 mm | Verre<br>3,2 mm |
| Métal<br>Epaisseur | Alu<br>1,2 mm | Inox<br>0,6 mm |
| Epaisseur Nappe | 3 mm | 2 mm |

*Tableau 51 : Caractéristiques du frontsheet et de l'échangeur des modules ALU et INOX*

La géométrie de l'échangeur est très proche du module final sans être tout à fait identique : les emboutis ont un diamètre de 30mm (au lieu de 14mm) et sont collés (et non soudés) avec une distance entre deux centres de 51,5mm (au lieu de 40,7mm) (Tableau 52), les entretoises qui guident le fluide dans la zone d'entrée sont moins nombreuses et plus larges.

| | Proto | 1D/ Final |
|---|---|---|
| Emboutis<br>Diamètre<br>Distance des centres | <br>30 mm<br>51,5 mm | <br>14 mm<br>40,7 mm |
| Surface non irriguée | 10% | 4% |

*Tableau 52 : Caractéristiques de la distribution d'emboutis des modules ALU et INOX*

Cependant on a vu que les pertes de charges au niveau des emboutis sont faibles, et qu'ils conditionnent peu l'écoulement du fluide – à part quelques recirculations locales, puisque peu de surface est non irriguée.
Au final, l'ordre de grandeur pour le temps de réponse du prototype sera représentatif du temps de réponse du module final.

Des mesures infra-rouges à environ 150L/h et 200L/h ont été réalisées sur un prototype le 09 août 2012 à Marseille. Le module est sur un banc d'essai en condition extérieure et est laissé atteindre un régime permanent qu'on qualifiera de régime en stagnation. Pour la production électrique photovoltaïque, il est connecté électriquement à des résistances électriques.

Une fois le module à sa température chaude, constante et uniforme, on lui injecte alors de l'eau froide et on analysera le temps d'homogénéisation de la surface supérieure. La caméra thermique est un FLIR portative série B résolution 240x240px des photos sont prises environ toutes les 10s. Le débitmètre est un Bamo DF140, ses données sont enregistrées sur Labview, la valeur moyenne de débit lors du test est indiquée. On ne donne ses résultats que comme ordre de grandeur, on n'affinera pas en particulier l'analyse des incertitudes sur ces mesures.

A 200L/h le temps de parcours de l'effet du fluide froid est de l'ordre de 1,5mn (Figure 140).

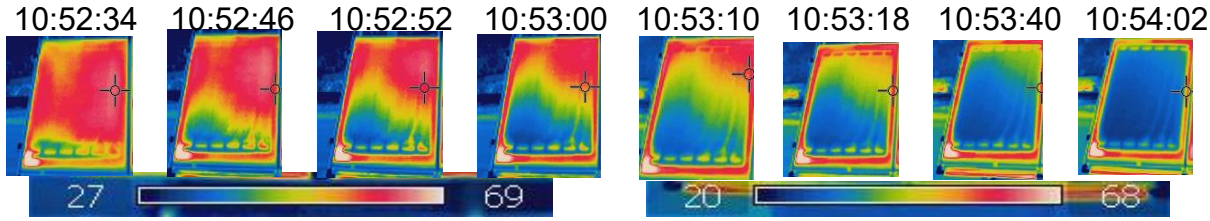



*Figure 140 : Imagerie infra-rouge à 200L/h, Marseille*

Le temps de parcours est cohérent avec le débit de remplissage. En effet, pour une section d'environ 1m x 3mm 200L/h correspond à 1,1m/mn. Sur environ 1,3m de longueur, ceci correspond à 1mn10s, ce qu'on retrouve bien. Pour 150L/h on est proche aussi des 1mn34s donné par ce calcul (Figure 141).

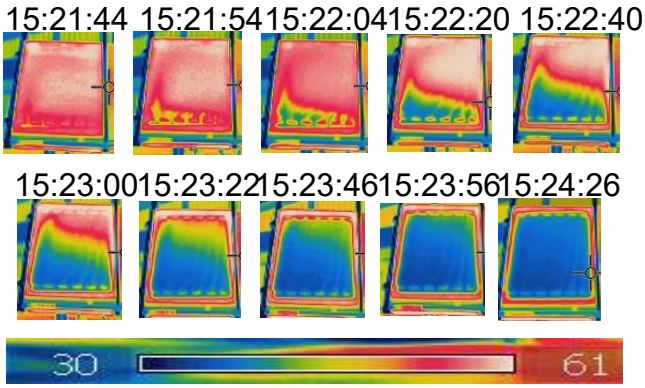



*Figure 141 : Imagerie infra-rouge à 150L/h, Marseille*

Le temps de réponse dû à un changement de température d'entrée pour une météo donnée est donc inférieur à deux minutes.

Par ailleurs, les mesures infra-rouges ont permis de définir trois préconisations de raccordements :

1/ entrée d'eau froide interdite par le haut (mauvaise distribution illustrée Figure 142)
Le remplissage par le haut piège des poches d'air et ne permettra pas le remplissage du module. Ce dysfonctionnement affectera fortement les performances du module sur les aspects échangeur et récupération énergétique, mais aussi la production électrique due à des surchauffes localisées sur les zones non irriguées.

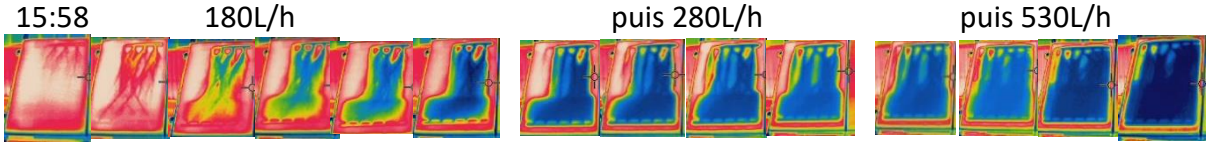



*Figure 142 : Entrée d'eau froide par le haut, imagerie infra-rouge, Marseille*

2/ raccordement possible en paysage (distribution pour 220L/h illustrée Figure 143)

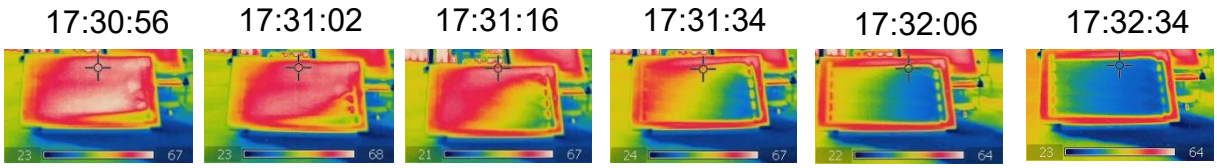



*Figure 143 : Raccordement en paysage, imagerie infra-rouge à 220L/h, Marseille*

3/ débit <120L/h non préconisé

Le temps de parcours est d'environ 5mn (cohérent avec les 4mn41s du calcul) (Figure 144). Les angles opposés au entrée sortie ne sont pas bien irrigués (points chauds), on confirme donc la préconisation du modèle 1D à savoir de ne pas avoir de débit inférieur à 120L/h.

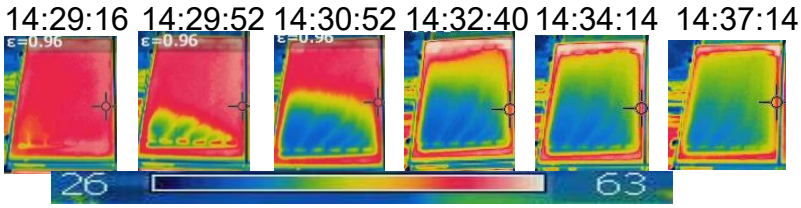



*Figure 144 : Imagerie infra-rouge à 50L/h (non préconisé !), Marseille*

### 4.2.2. Mesures normative au laboratoire TUV (Allemagne)

Le module final a été mesuré au TUV selon la norme ISO9806 en ambiance intérieure.
Le débit au travers du module est de 150L/h, et est soumis à un ensoleillement artificiel supérieur à 700W/m². Le capteur est protégé pendant la phase du début du test de l'irradiation solaire au moyen d'une couverture réfléchissante et la température du fluide caloporteur au niveau de l'entrée du capteur est réglée approximativement à la température de l'air ambiant. Une fois les conditions d'état stationnaire atteintes, la couverture est retirée et les mesurages poursuivis jusqu'à l'obtention de nouvelles conditions d'état stationnaire. Conformément à la norme, les températures ont une incertitude inférieure à 0,1K, le débitmètre est à 1% près et l'ensoleillement varie de moins de 50W/m² pendant la mesure. Les données sont enregistrées tous les 5s.

Pour les besoins du présent essai, des conditions d'état stationnaire sont supposées effectives lorsque la variation de la température de sortie du fluide est inférieure à 0,5 K par minute.
La constante de temps du capteur est définie par la norme comme le temps écoulé entre le retrait de la couverture et le point où la température de sortie atteint 63,2 % de l'augmentation totale.

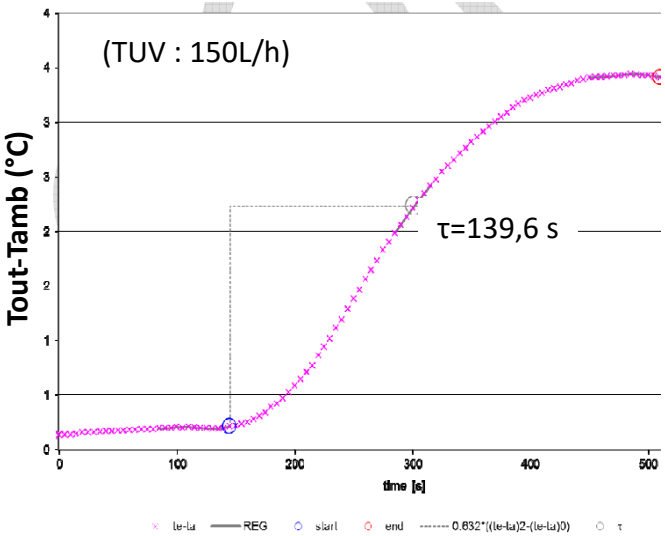



*Figure 145 : Mesure selon iso9806:2013 de la constante de temps, TUV*

La constante de temps mesurée par le TUV pour le module finale est de 139,6s moins de 2mn et 20s (Figure 145). Lors d'un changement brutal de météo, le module met quelques minutes à retrouver son état d'équilibre.

**En conclusion, les constantes de temps étant de l'ordre de quelques minutes et donc très inférieures au pas de temps de 30mn que l'on souhaite considérer pour les modèles des performances annuelles de systèmes, on considèrera un modèle quasi-statique**, c'est-à-dire que le module PVT sera considéré en conditions statiques avec des données d'entrée qui varient à des échelles de temps supérieures à la constante de temps du module**.**

## 4.3. Introduction au Chauffe-Eau Solaire Individuel (CESI) hybride

Le solaire hybride aujourd'hui est largement installé comme solution de pré-chauffage d'eau sanitaire. Le solaire apporte de l'énergie au stockage dès que le bas de ballon est plus froid que les capteurs solaires ($T_{DS}$ - Tbas_ballon > + 5°C). Les calories sont transférées au ballon via un échangeur entre l'eau glycolée - qui passe dans les modules, et l'eau sanitaire stockée (Figure 146). La pompe est arrêtée dès que la différence entre la température des modules et le bas de ballon n'est plus que de 2°C.

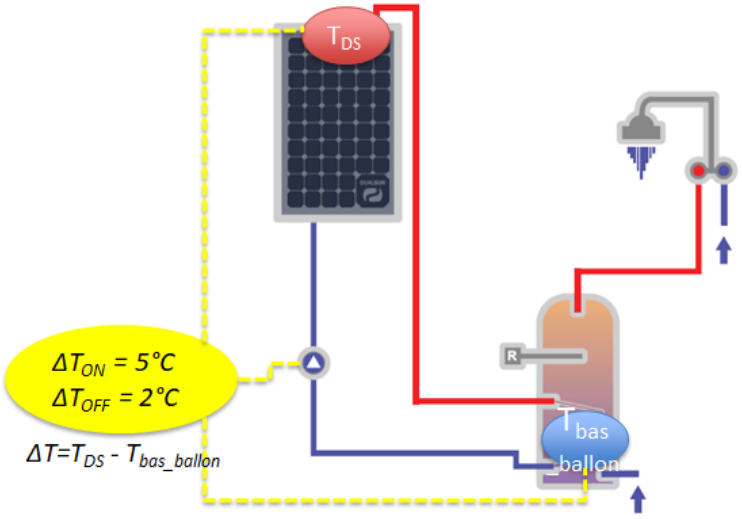



*Figure 146 : Schéma de principe de la régulation du circuit solaire*

Un appoint électrique (résistance électrique, pompe à chaleur) ou thermique (gaz, fioul, bois…) complémente le besoin. L'appoint est installé en haut de stockage (Figure 147 à gauche) ou bien en instantané à la sortie du stockage (Figure 147 à droite) de manière à délivrer une température de consigne (au niveau de Tecs).

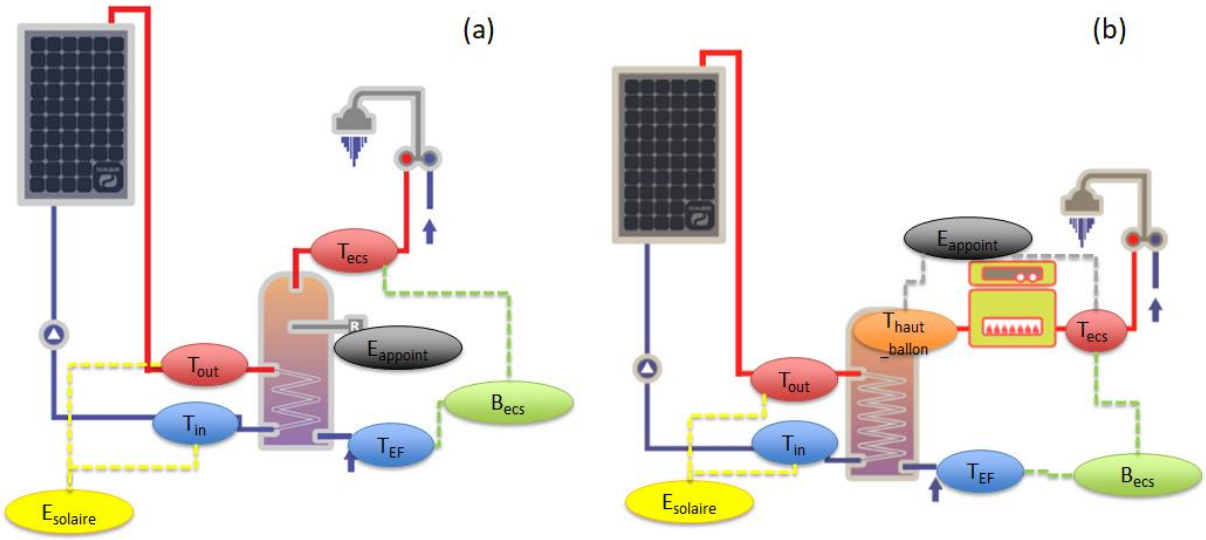



*Figure 147 : Schémas hydrauliques CESI simplifié, appoint interne électrique (a) et externe gaz (b)*

La somme de l'énergie solaire captée et de l'énergie d'appoint est le besoin total (B). Ce besoin total correspond aussi aux besoins nets d'eau sanitaire plus les pertes de stockage.

$$\text{Besoins (B)} = \text{Solaire} + \text{Appoint} = \text{Becs} + \text{Pertes} \quad (99)$$

La couverture des besoins est donnée par le ratio de l'énergie solaire sur le besoin total.

$$\text{Couverture} = \frac{\text{Solaire}}{\text{Solaire} + \text{Appoint}} \quad (100)$$

*En France, on parle parfois de couverture utile, avec un ratio de l'« énergie solaire nette » (perte déduite) sur les « besoins net » (Becs). Cette notion franco française ne sera pas utilisée ici.*

La production photovoltaïque en France était jusqu'en 2017, vendue totalement (le plus souvent) au réseau. Depuis 2017 dans le résidentiel, la production est en majorité autoconsommée, et le surplus est valorisé - ou cédé – sur le réseau électrique.

L'autoconsommation photovoltaïque est l'intégral de la part instantanée de productible photovoltaïque concomitant aux besoins électriques du consommateur bénéficiant de l'installation. Le surplus est la part non autoconsommée du productible. On présente Figure 148 un exemple théorique sur une journée avec absence du consommateur l'été.

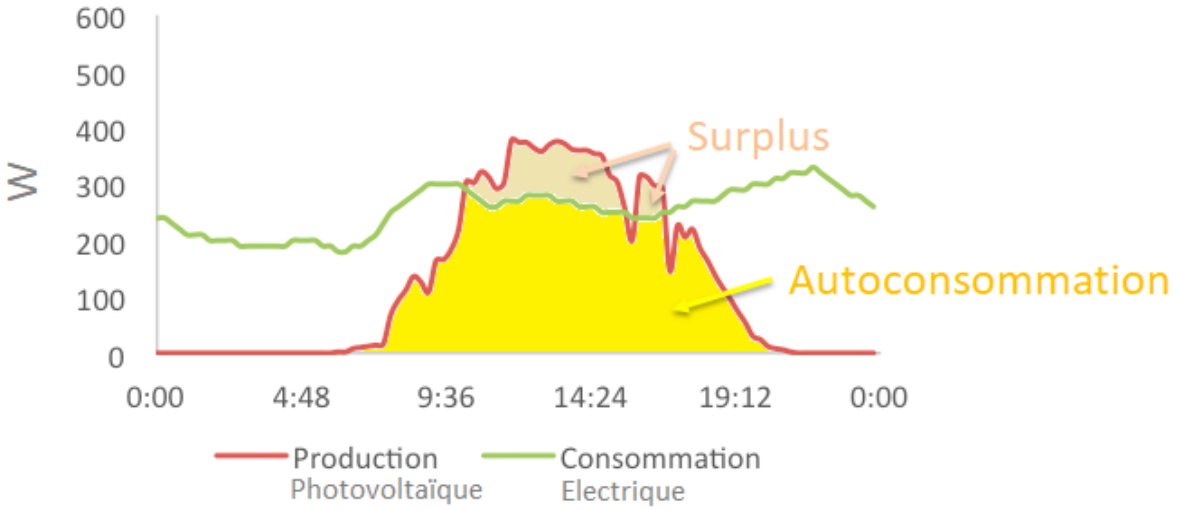



*Figure 148 : Exemple sur une journée - production photovoltaïque et consommation électrique*

La consommation électrique dont il est question dépasse l'électricité nécessaire pour le système de chauffe-eau solarisé. Il s'agit de l'ensemble des besoins électrique du consommateur (éclairage, cuisson, ventilation, climatisation, réfrigérateur, ordinateurs, TV, veilles, aspirateur, appoint électrique du cumulus, filtration de piscine…), y compris le cas échéant batterie stationnaire ou voiture électrique. Certaines installations peuvent être équipées de régulateur pour déplacer autant que possible le profil de charge électrique de manière à favoriser un bon taux d'autoconsommation.

Dans une première approche, il ne sera considéré dans cette étude, que le productible total photovoltaïque, et non pas la part autoconsommée. Il est clair cependant que cette notion sera clé à l'avenir et méritera un approfondissement par la suite.

L'enjeu commercial est d'arriver à estimer l'énergie solaire (kWh) produite par un système de pré-chauffage d'eau sanitaire sur la base de données statistiques de météo et d'habitude de consommation. Ainsi, l'utilisateur pourrait estimer son gain économique et le comparer à l'investissement pour évaluer la rentabilité du système.

La difficulté étant évidemment que les particularités de chaque utilisateur ou des détails sur le système (par exemple les hauteurs de piquage dans le ballon, ou un matériau unique de revêtement d'un ballon particulier…) ne peuvent pas être pris en compte pour un modèle générique.

Six logiciels vont être considérés pour cet exercice, deux logiciels purement photovoltaïques, un logiciel purement thermique, et trois logiciels mixtes. On présentera les équations physiques retenues par ces logiciels, avant de comparer leur estimation de performance utilisant les bases de données statistiques à des données terrain plus ou moins complètes pour 28 installations.

## 4.4. Présentation des logiciels de prédiction

Les six logiciels étudiés sont PVSyst, PVGis, Polysun, Solo, Trnsys type 295 et Trnsys type 815. Certains ne modélisent que le photovoltaïque (PVSyst, PVGis), d'autres que le thermique (Solo), et d'autres enfin des hybrides (PolySun, Trnsys type 295 et Trnsys type 815) comme on le voit Tableau 53.

| *Logiciels* | *PV* | *ST* |
|---|---|---|
| *PVSyst* | ✓ | |
| *PVGis* | ✓ | |
| *SOLO* | | ✓ |
| *PolySun* | ✓ | ✓ |
| *TRNSYS TYPE 295* | ✓ | ✓ |
| *TRNSYS TYPE 815* | ✓ | ✓ |

*Tableau 53 : Possibilité de simuler du photovoltaïque (PV) et/ou du solaire thermique (ST) en fonction du logiciel*

### 4.4.1. Modèles électriques

**PVSyst** Le logiciel PVSyst est un logiciel purement photovoltaïque (interface en Figure 149). Il fait foi dans le monde des affaires du secteur photovoltaïque, et sert en particulier de référence de productible pour les banques qui souhaitent financer des projets de centrale photovoltaïque.

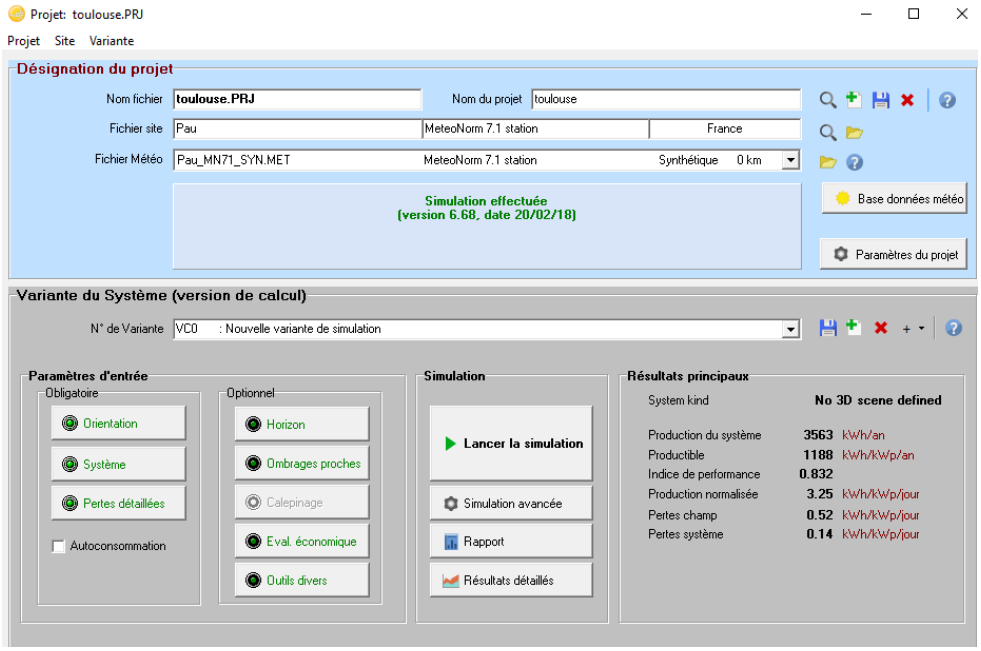



*Figure 149 : Interface de PVSyst*

C'est un logiciel convivial et très complet pour étudier en détail :

- la ressource solaire (statistique météo, calcul de l'incident en fonction de l'orientation, inclinaison, horizon, ombrage)
- le système électrique (base de données de marques de modules, d'onduleurs, typologie de réseau électrique).

Les pertes sont calculées avec détail à chaque pas de temps. Il s'agit des pertes du fait de l'ombrage, angle d'incidence, encrassement, dégradation des modules, efficacité module en fonction de la

température et de l'irradiance, mismatch, pertes ohmiques (DC et AC), efficacité de l'onduleur en fonction de la (sur-)puissance et de la (sur-)tension, consommation des auxiliaires, efficacité du transformateur (Figure 150).

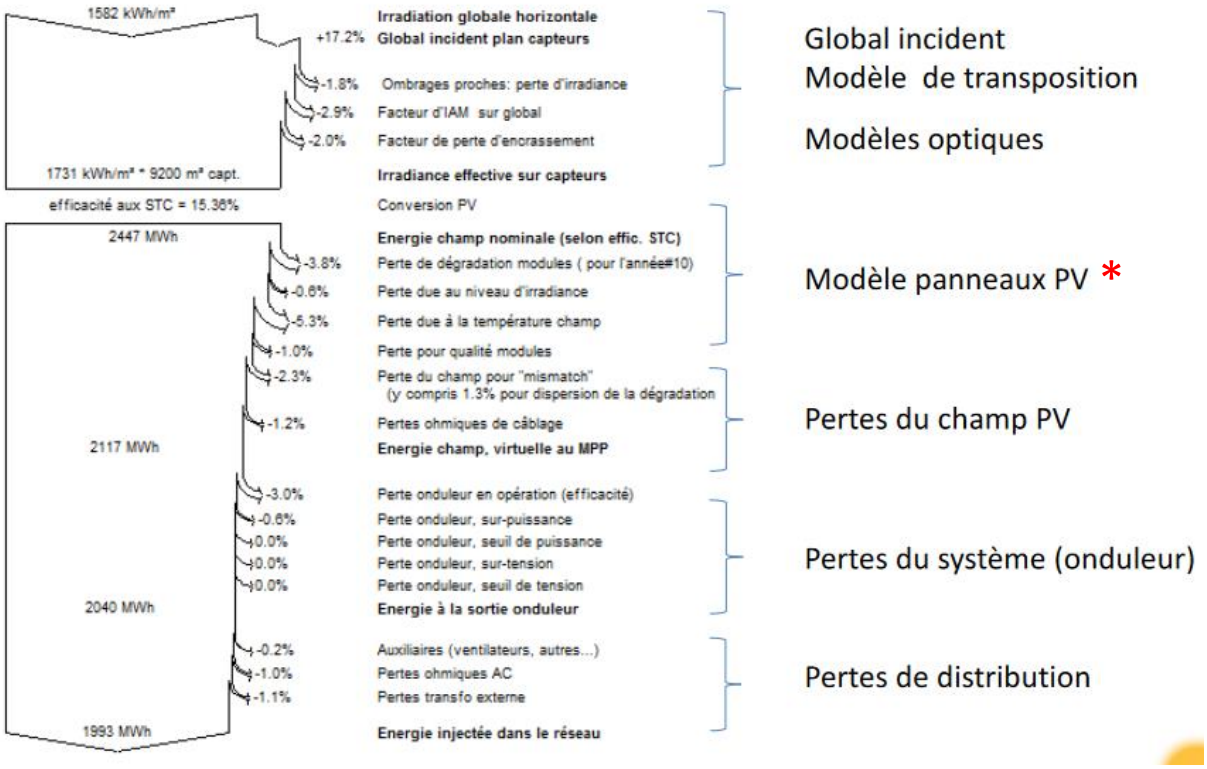



*Figure 150 : Schéma des pertes calculées par PVSyst*

* Le rendement photovoltaïque est calculé via un modèle à une diode (Source : PVSyst, PV model).

$$I[A] = I_{ph} - I_0 . e^{\frac{q.(V+I[A].Rs)}{N_{cs}.\gamma.k_B.T_{PV}}-1} - \frac{V + I[A].Rs}{Rsh} \quad (101)$$

$$\text{Avec : } I_{ph} = \frac{G}{G_{ref}} . (I_{ph,ref} + \mu_{I_{SC}} . (T_{PV} - T_{pv,ref})) \quad (102)$$

$$\text{Et : } I_0 = I_{0,ref} . (T_{PV} - T_{PV,ref})^3 . e^{q.\frac{E_{Gap}}{\gamma}.k_B.\left(\frac{1}{T_{PV,ref}} - \frac{1}{T_{PV}}\right)} \quad (103)$$

$$\text{Où : } T_{PV} = T_{amb} + \frac{0{,}9.G.(1-\eta_{PV})}{29+0.V_{Wind}} \quad (104)$$

Quelques ordres de grandeur pour un module silicium cristallin par défaut dans PVSyst.

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| $R_s$ | ~ | 0,29 Ω | $\gamma$ | ~ | 0,913 |
| $R_{sh}$ | ~ | 300 Ω | $I_{0,ref}$ | ~ | 0,02 nA |

**PVGis** Le logiciel PVGis est le logiciel libre de l'Union Européenne, uniquement dédié au photovoltaïque. Il est avant tout un logiciel précis sur l'ensoleillement disponible et doté d'une interface claire (Figure 151).

Les pertes prises en compte par calcul (Source : PVGis, Method), sont les pertes par :

- Réflexion petits angles [Martin et Ruiz, 2013] (~ 3% pertes annuelles)
- Effet spectral par technologie [Gracia *et al.*, 2014] (~ 2% gain annuel)
- Impact de l'ensoleillement et de la température du module [Huld *et al.*, 2011]

$$\eta_{rel}(G', T'_{PV}) = 1 + k_1.ln(G') + k_2.ln(G')^2 + k_3.T'_{PV} + k_4.T'_{PV}.ln(G') + k_5.T'_{PV}.ln(G')^2 + k_6.{T'_{PV}}^2 \quad (105)$$

$$Où\ G' = \frac{G[W/m^2]}{1000}\ et\ T'_{PV} = T_{PV}[°C] - 25 \quad (106)$$

$$T_{PV} = T_{amb} + \frac{G}{U_0 + U_1.V_{Wind}} \text{ [Faiman, 2008]} \quad (107)$$

avec $U_0 = 30{,}02\ et\ U_1 = 6{,}28$ [Koehl *et al.*, 2011]

Pour le module silicium cristallin, les valeurs retenues pour les coefficients sont les suivantes

| | | | |
|---|---|---|---|
| $k_1$ | -0,017237 | $k_4$ | 0,000149 |
| $k_2$ | -0,040465 | $k_5$ | 0,000170 |
| $k_3$ | -0,004702 | $k_6$ | 0,000005 |

En revanche les autres pertes systèmes (dégradation, mismatch, onduleur,…) sont prises en compte dans un facteur unique laissé à la main de l'utilisateur et mis par défaut à 14%.
Les effets d'ombrage et d'encrassement ne sont pas considérés dans cet outil de calcul.

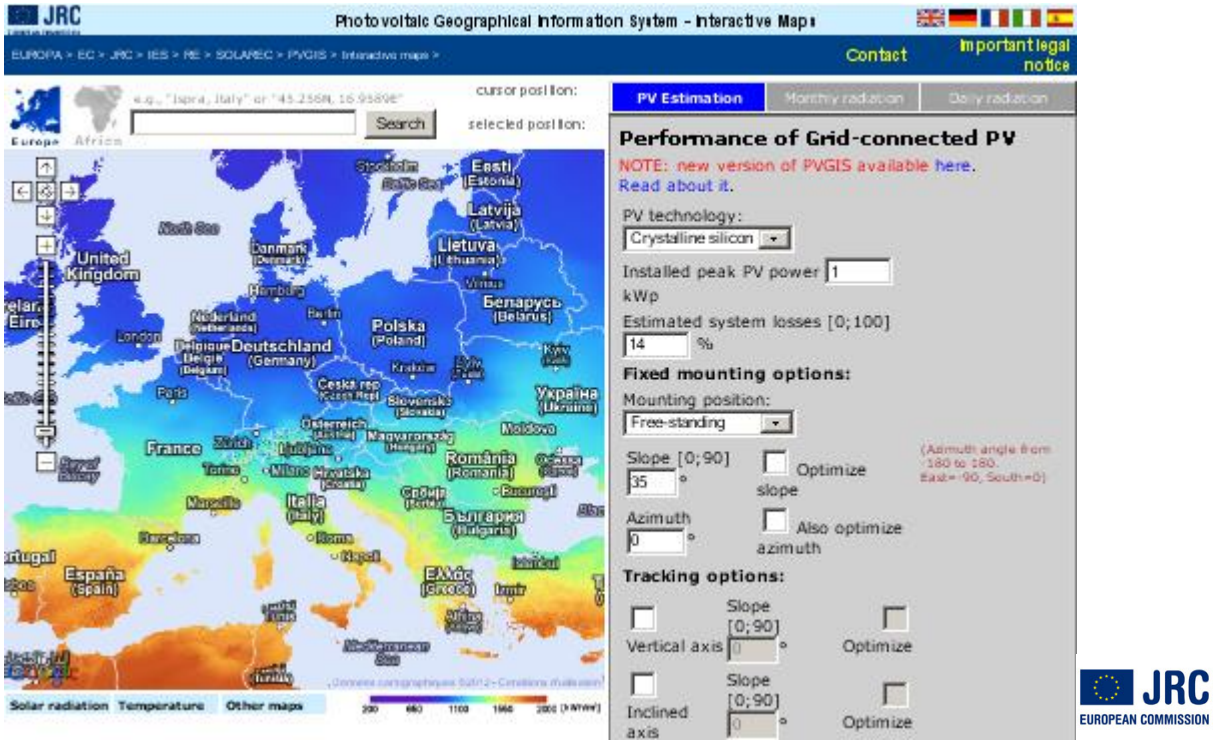



*Figure 151 : Interface de PVGis*

**PolySun** Ce logiciel est l'outil de simulation quasi-dynamique (interface Figure 152) qui fait référence en Suisse. Il permet de calculer par pas de temps le productible photovoltaïque, thermique et des interactions éventuelles avec de la géothermie, pompe à chaleur et autres auxiliaires. Ce logiciel se veut à la fois intuitif pour les professionnels tout en permettant une approche de la complexité pour des chercheurs voulant tester numériquement de nouveaux systèmes. Beaucoup de couplages sont déjà implémentés, en particulier, il existe un modèle de système CESI hybride.

Le détail du système électrique est poussé, avec une base de données de marques de modules, d'onduleurs, typologie de réseau électrique. La météo statistique proposée est Meteonorm et pour l'ensoleillement au niveau du module une prise en compte de l'ombrage et de l'horizon est possible.
Ce logiciel permet en particulier un calcul de l'autoconsommation photovoltaïque (productible photovoltaïque concomitant aux besoins électriques), avec une base de données de profils de consommation.

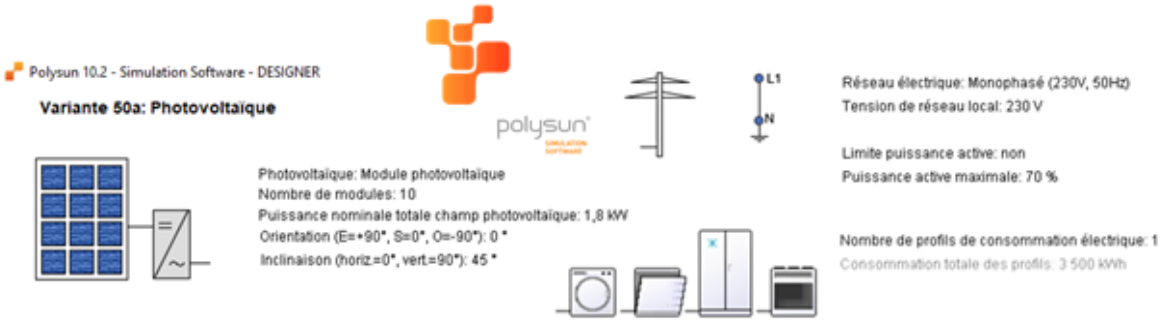



*Figure 152 : Interface photovoltaïque de PolySun*

Pour le calcul de l'efficacité instantanée du module photovoltaïque, l'équation physique retenue est la suivante (Source : Velasolaris, 2017 et Beyer *et al.*, 2004) :

$$\eta_{MPP}(G,T) = [\alpha_1 + \alpha_2 \cdot G + \alpha_3 \cdot \ln(G)].[1+X_T.(T_{PV}-T_{ref})] \quad (108)$$

$$\text{avec } T_{PV} = T_{amb} + \gamma_G . \frac{G}{G_{ref}} \quad (109)$$

$\alpha_1$, $\alpha_2$, $\alpha_3$ : paramètres spécifiques au produit
$\gamma_G$ : paramètre de ventilation arrière (Faible : γ =40°C, Moyen : γ =30°C, Bon : γ =20°C)

Pour les modules hybrides, la température des cellules n'est pas précisée dans le tutoriel du logiciel, il est possible qu'elle ne suive pas l'équation révélée pour le photovoltaïque pur.

**TRNSYS** Le logiciel TRNSYS est le logiciel de simulation quasi-dynamique (interface Figure 153). Il est souvent utilisé dans les publications scientifiques. L'interface demande une formation spécifique pour comprendre la logique du logiciel. Un certain nombre de boites grises appelées « TYPE » existent dans la base de données, et les outputs des uns peuvent être reliés aux inputs des autres pour définir des couplages, qui seront calculés par pas de temps. Les TYPES pour les modules hybrides utilisés dans cette étude ont été développés en propre. Tous les autres TYPES utilisés appartiennent à la bibliothèque de TRNSYS.

Pour le productible photovoltaïque, le système retenu est extrêmement simple, le TYPE module développé en propre est couplé à un TYPE de données météo (Meteonorm) qui permet de calculer l'irradiance directe et diffuse pour une orientation et une inclinaison données.

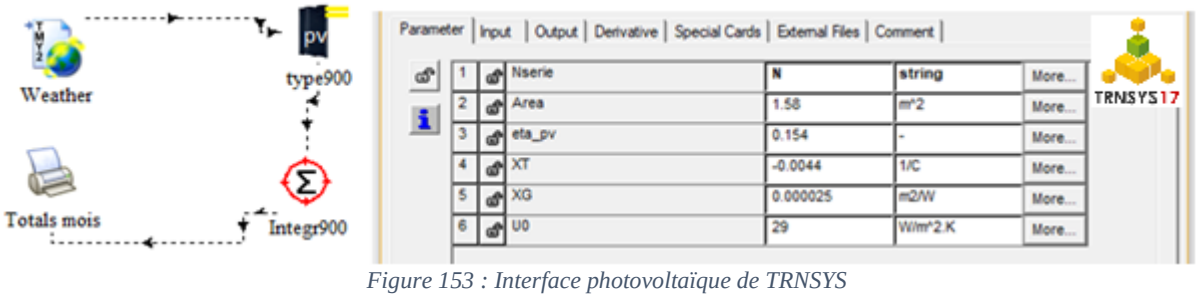



*Figure 153 : Interface photovoltaïque de TRNSYS*

Le modèle pour le productible photovoltaïque retenu est le suivant :

$$\eta_{PV} = \left(1 + X_G.\left(G - G_{ref}\right)\right).\left(1 + X_T.\left(T_{PV} - T_{ref}\right)\right).\eta_{PV,ref}.X_{CORR} \quad (110)$$

Les valeurs des paramètres par défaut sont données ci-dessous, mais laissées à la main de l'utilisateur si besoin d'ajuster.

$X_G$~ 0,000025 [m²/W] et $X_T$~ -0,0044 [/°C]

Le $X_{CORR}$ est un paramètre fixe de correction des non prises en compte des pertes de dégradation, de pertes d'onduleurs, de mismatch. Ce facteur de correction a été déterminé par comparaison des productibles annuels des logiciels PVSyst et PVGis sur 5 lieux en France (cf chapitre modèles simplifiés). Pour tenir compte de la particularité « hybride » du module, deux modes de calcul de $T_{PV}$ ont été retenus (cf chapitre modèles simplifiés).

$$\text{TYPE295} : T_{PV} = A \cdot T_{F,MEAN} + B \quad \text{et} \quad X_{CORR} = 1{,}3407 \qquad (111)$$

$$\text{TYPE815} : T_{PV} = T_{out} \quad \text{et} \quad X_{CORR} = 0{,}925 \qquad (112)$$

**En synthèse, les logiciels ont tous des approches physiques mettant en jeu l'ensoleillement et la température des cellules** (Tableau 54)**. Les diverses équations donnent des résultats très similaires en terme de comportement à la température, et très proche à partir de 200-300W/m² d'ensoleillement.** Pour les faibles éclairements, l'efficacité reste linéaire pour TRNSYS, elle décroit de façon logarithmique pour les autres, mais avec une chute plus prononcée pour PVGis et PolySun que pour PVSyst (Figure 154).

Cependant, **les ensoleillements inférieurs à 200W/m² représentent environ 6% du potentiel de production du module sur une année, un facteur 2 sur l'efficacité photovoltaïque à ces ensoleillements n'influe que sur 3% du résultat annuel, et ne change donc pas l'ordre de grandeur de production.**

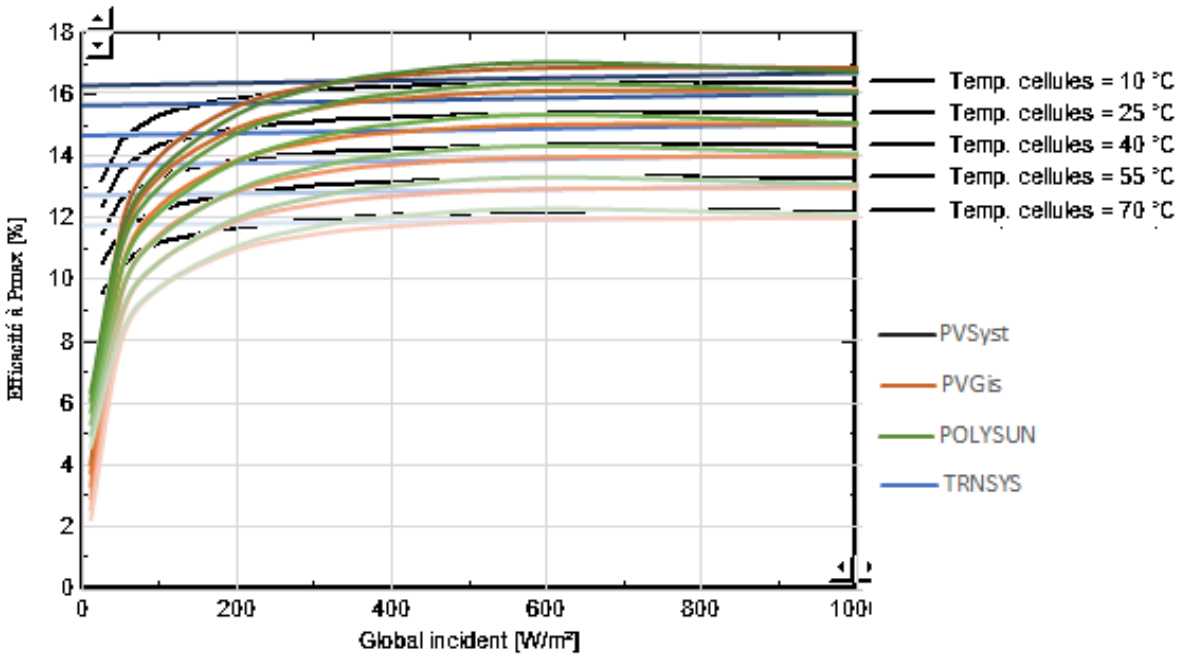



*Figure 154 : Courbes d'efficacité photovoltaïque en fonction de la température et de l'ensoleillement - 4 logiciels*

Un résumé des modèles utilisés est donné dans le Tableau 54 ci-dessous.

| Logiciel | Equations pour le module photovoltaïque |
|---|---|
| PVSyst | $I = I_{ph} - I_0.e^{\frac{q.(V+I.Rs)}{N_{cs}.\gamma.k.T_{PV}}-1} - \frac{V+I[A].Rs}{Rsh}$<br>Avec $T_{PV} = T_{amb} + \frac{0{,}9.G.(1-\eta_{PV})}{29+0.V_{Wind}}$ |
| PVGis | $\eta_{rel}(G', T'_{PV}) = 1 + k_1.ln(G') + k_2.ln(G')^2 + k_3.T'_{PV}$<br>$+k_4.T'_{PV}.ln(G') + k_5.T'_{PV}.ln(G')^2 + k_6.T'_{PV}{}^2$<br>avec $T_{PV} = T_{amb} + \frac{G}{30{,}02+6{,}28.V_{Wind}}$ |
| PolySun | $\eta_{MPP}(G,T) = [a_1 + a_2{\cdot}G + a_3{\cdot}\ln(G)].[1+\alpha.(T_{PV}-T_{ref})]$<br>avec $T_{PV} = T_{amb} + \gamma.\frac{G}{G_{ref}}$<br>Ventilation Faible : $\gamma$ =40°C, Moyen : $\gamma$ =30°C, Bon : $\gamma$ =20°C |
| TRNSYS TYPE 295 | $\eta_{PV} = \left(1 + X_G.(G - G_{ref})\right).\left(1 + X_T.(T_{PV} - T_{ref})\right).\eta_{PV,ref}.X_{CORR}$<br>$T_{PV} = A\,.\,T_{F,MEAN} + B$ et $X_{CORR} = 1{,}3407$ |
| TRNSYS TYPE 815 | $\eta_{PV} = \left(1 + X_G.(G - G_{ref})\right).\left(1 + X_T.(T_{PV} - T_{ref})\right).\eta_{PV,ref}.X_{CORR}$<br>$T_{PV} = T_{out}$ et $X_{CORR} = 0{,}925$ |

*Tableau 54 : Synthèse des modèles photovoltaïques des logiciels*

### 4.4.2. Modèles thermiques

**SOLO** Le logiciel SOLO est un logiciel français dédié au solaire thermique (interface Figure 155). Il sert de référence pour l'attribution des subventions Ademe et dans la plupart des contrats de garantie de résultats solaires.

SOLO intègre une base de données météo, calcule la température de l'eau froide, et dispose d'une bibliothèque de modules thermique. Le ballon de stockage est défini par son volume et sa constante de refroidissement. Seuls quelques systèmes génériques sont proposés et non modulables.

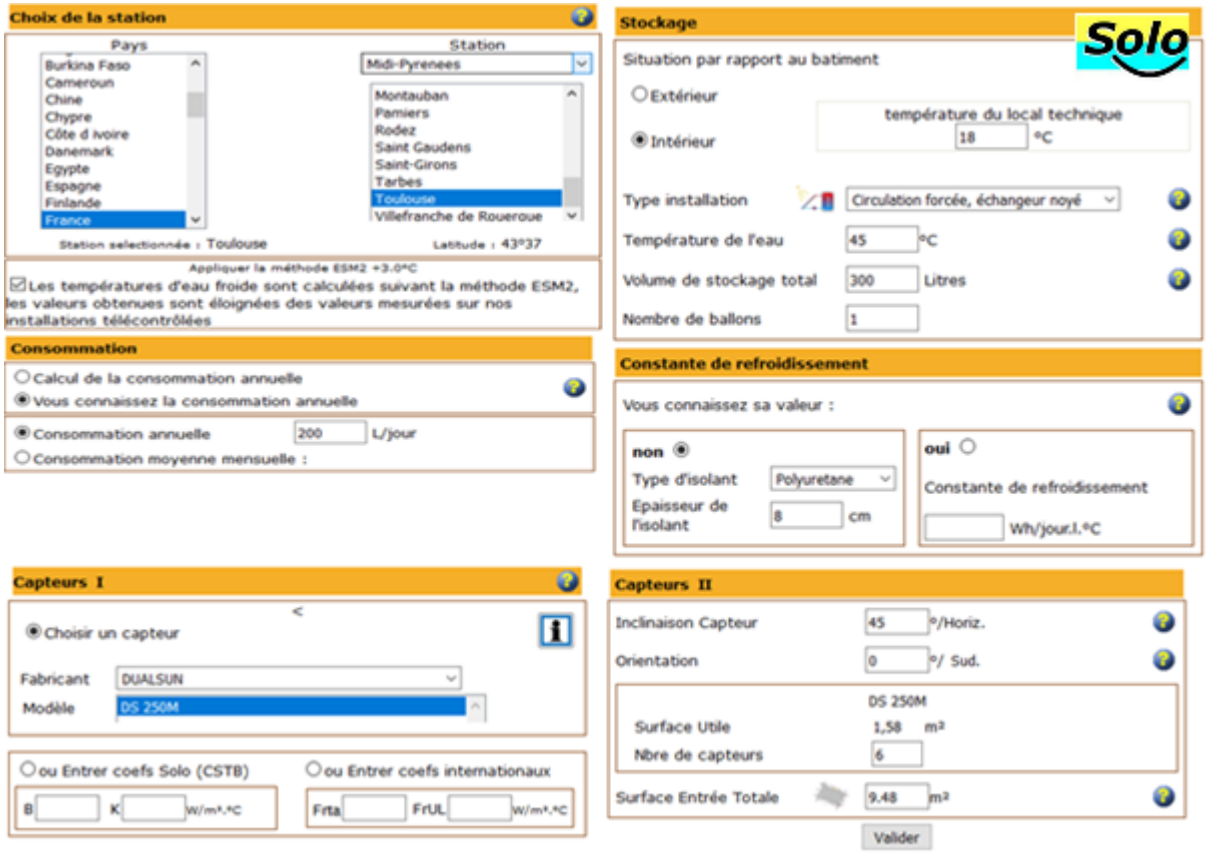



*Figure 155 : Interface solaire thermique - SOLO*

SOLO calcule sur un pas de temps mensuel, sur la base d'une équation issue d'une interpolation de multiples simulations. Seule la couverture « utile » est estimée pour chaque mois.

$$\boldsymbol{F_{ecs}(m)} = \sqrt{1/(1+\frac{2}{e^{2.(\boldsymbol{F_{2(m)}})^2}-1}+0{,}2.(\boldsymbol{Z(m)})^2)} \quad (113)$$

Avec $\boldsymbol{F_2(m)} = \frac{1}{1+S(m)}.(\frac{T(m)}{1+Q(m)}+S(m).\frac{\Delta_2(m)}{\Delta(m)})$ , $\boldsymbol{Z(m)} = \frac{C(m)}{T(m).V_S}(1+T(m).\frac{\Delta(m)}{80})$ (114)

Et $\boldsymbol{Q(m)} = \frac{B_{ecs}(m).E_m(m)}{G(m).Area.\eta_p.K.\Delta(m)}$, $\boldsymbol{T(m)} = \frac{\Delta_1(m)+\frac{E_m(m)}{K/\eta_0}}{\Delta(m)}$, $\boldsymbol{S(m)} = 16{,}536.\frac{D_S}{C(m)}$ (115)

| | | |
|---|---|---|
| (m) | **moyenne mensuelle** | |
| A | surface du champ de capteurs | [m²] |
| Becs | besoins en eau chaude | [kWh] |
| C(m) | consommation journalière | [L/j] |
| Δ | $T_{EC,\ consigne}$ -$T_{EF}$ | [K] |
| Δ1 | $T_{amb,\ diurne}$-$T_{EF}$ | [K] |
| Δ2 | $T_{local}$-$T_{EF}$ | [K] |
| Vs | volume du ballon de stockage | [L] |
| Em | éclairement maximum | [W/m²] |
| G(m) | irradiation solaire mensuelle sur le plan des capteurs | [kWh/m²] |
| Ds | coef. déperditions du ballon | [W/K] |
| $\eta_0$ | facteur optique des capteurs | [-] |
| K | coef. de déperditions thermiques équiv. du circuit de captage | [W/(m².K)] |
| $\eta_p$ | efficacité de la boucle de captage (pris à 0,7 par défaut) | [-] |

**PolySun** est très modulable et détaillé sur le choix du système, avec des bibliothèques de ballon de stockage pour lesquels les emplacements des piquages sont référencés (interface Figure 156). L'utilisateur a la main sur les très nombreux paramètres de l'installation.

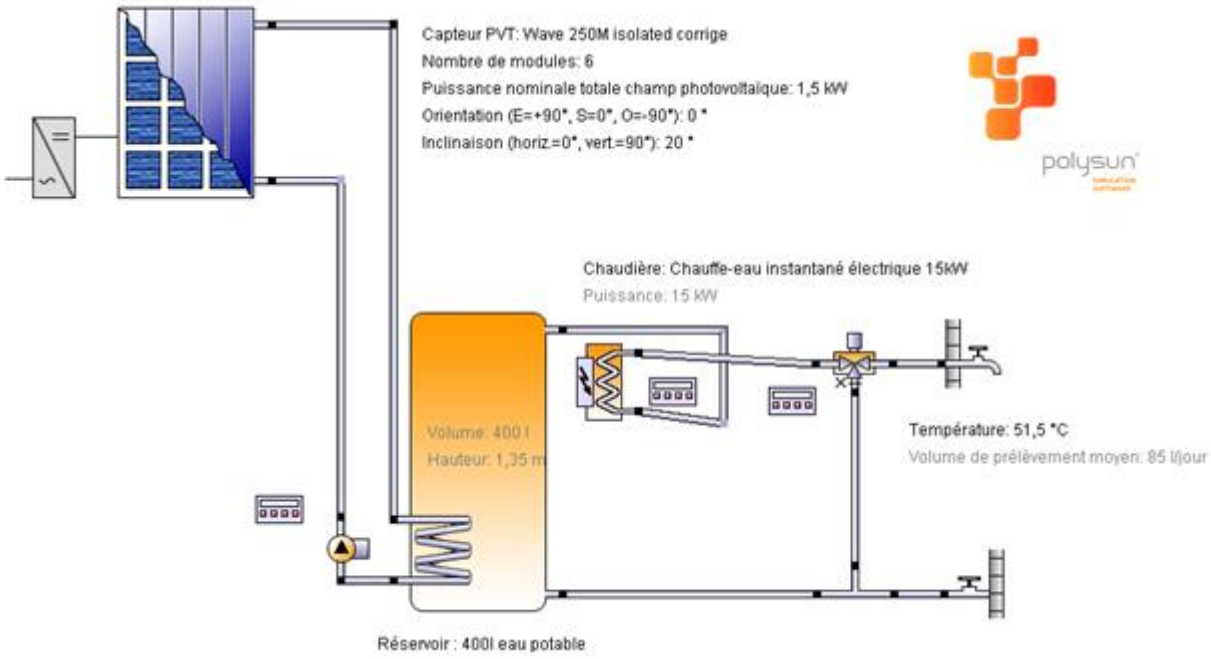



*Figure 156 : Interface solaire thermique - PolySun*

L'efficacité thermique du module est prise en référence à la norme ISO9806:2013 :

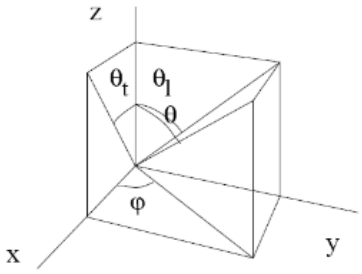
$$\eta_{th} = \eta_0.(1 - b_u.V_{wind}) - (b_1 + b_2.V_{wind}).\frac{T_m - T_{amb}}{G''} \quad (116)$$

avec $G'' = G_T + \frac{\varepsilon}{\alpha}.(E_L - \sigma.T_{amb}^4)$ et $\frac{\varepsilon}{\alpha} = 0{,}85$ par défaut

L'influence de l'angle d'incidence est prise en considération via la fonction d'Ambrosetti (116) selon le référentiel précisé en Figure 157.

$$K(\theta, \varphi) = K(\theta_L, 0°).\cos^2(\varphi) + K(\theta_T, 90°).\sin^2(\varphi) \quad (117)$$

$$\text{où } K(\theta) = 1 - (\tan(\theta/2))^a$$




Orientation :
longitudinale (L)
et transversale (T)

*Figure 157 : Référentiel considéré pour calculer l'impact de l'angle d'incidence - PolySun*

**TRNSYS** Pour TRNSYS (interface thermique en Figure 158), il a été volontaire retenu un ballon générique, car au moment de la prescription, l'installateur n'a pas toujours choisi un modèle de ballon de stockage. Les besoins sont paramétrables heure par heure sur une journée type et des jours d'absence ont été pris en compte sur le mois d'août. Particularité par rapport aux autres logiciels, la température d'eau froide n'est pas été calculée en fonction de la météo mais est un paramètre libre. En pratique, elle a été prise constante par pas d'un mois, indépendamment du site considéré.

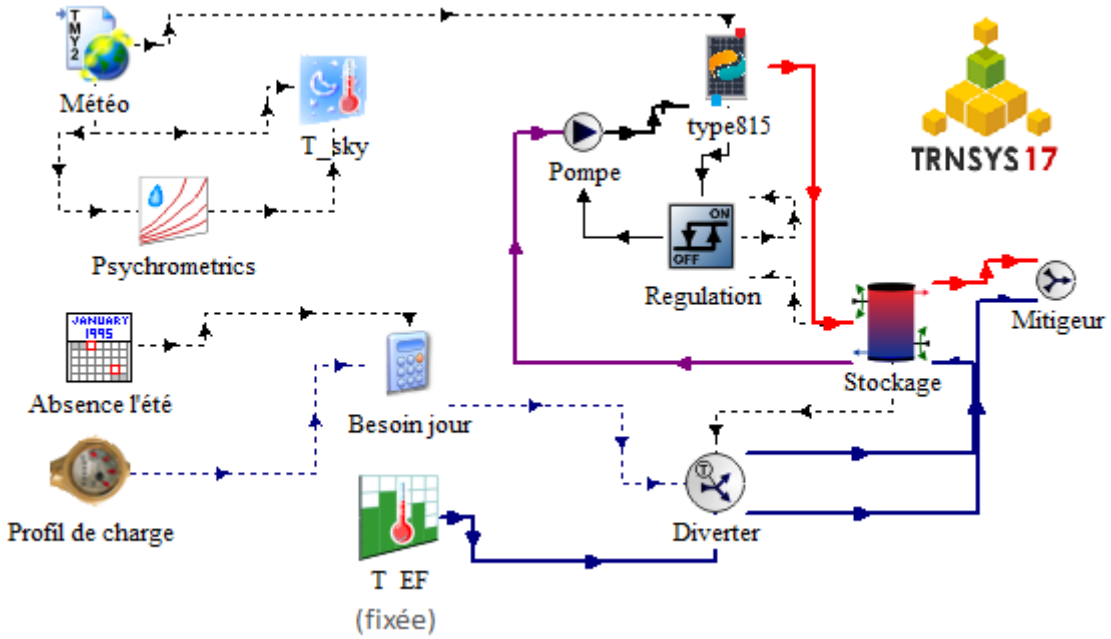



*Figure 158 : Interface solaire thermique - TRNSYS*

L'efficacité thermique du module est calculée en fonction du modèle 1D ou du modèle normatif :

TYPE295 : $\eta_{th} = \frac{Pth}{Area.G_T} = \frac{\dot{m}.C_p.(T_{F,OUT}-T_{F,IN})}{Area.G_T}$ avec $T_{F,OUT} = (T_{F,IN} - C)\,.\, e^{-D.Width} + C$
avec itération sur $T_{PV}$ ( cf modèle 1D)

TYPE815 : $\eta_{th} = X_{IAM}.\eta_0.(1 - b_u.V_{wind}) - (b_1 + b_2.V_{wind}).\frac{T_m - T_{amb}}{G_T}$
avec $V_{wind} = 1{,}5 m/s$

L'influence de l'angle d'incidence est prise en considération à l'aide des relations de Brandemuehl (117-121) pour le calcul des angles d'incidence effectif pour le diffus :

$EFF_{SKY}$=59,68-0,1388.θ+0,001497.θ² et $GD_{SKY} = \frac{1+\cos(\theta)}{2}.Gd$ (118)

$EFF_{GND}$=90-0,5788.θ +0,002693.θ² et $GD_{GND} = \frac{1-\cos(\theta)}{2}.Gh$ (119)

$$TAUALF(i) = 1 - B0 * \left(\frac{1}{MAX(0{,}5;\cos(i))} - 1\right) - (1 - B0) * \frac{MAX(60;i)-60}{30} \quad (120)$$

$X_{IAM,B}$=TAUALF(Incidence), $X_{IAM,DS}$=TAUALF($EFF_{SKY}$), $X_{IAM,DG}$=TAUALF($EFF_{GND}$) (121)

$$X_{IAM} = \frac{X_{IAM,B} * (G_T - GD_{SKY} - GD_{GND}) + X_{IAM,DS} * GD_{SKY} + X_{IAM,DG} * GD_{GND}}{G_T} \quad (122)$$

En synthèse, les logiciels ont tous des approches physiques du capteur simplifiées et cohérentes entre elles. PolySun et TRNSYS_TYPE815 utilisent les mêmes équations normatives. On a vu que TRNSYS_TYPE295 peut se réécrire en une équation du même type. SOLO interpole des résultats issus de cette équation. Au niveau du système, il est sommaire pour SOLO, intermédiaire pour TRNSYS et potentiellement très détaillé pour PolySun.

Un résumé des modèles utilisés est donné dans le Tableau 55 ci-dessous.

| Logiciel | Chaleur solaire |
|---|---|
| PolySun | $\eta_{th} = X_{IAM}.\eta_0.(1 - b_u.V_{wind}) - (b_1 + b_2.V_{wind}).\frac{T_m - T_{amb}}{G''}$<br>$G'' = G_T + \frac{\varepsilon}{\alpha}.(E_L - \sigma.T_{amb}^4)$ |
| SOLO | $\boldsymbol{F_{ecs}(m)} = \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{2}{e^{2.(F_{2(m)})^2} - 1} + 0{,}2.(Z(m))^2}}$ |
| TRNSYS TYPE 295 | $\eta_{th} = \frac{Pth}{Area.G_T} = \frac{\dot{m}.C_p.(T_{F,OUT} - T_{F,IN})}{Area.G_T}$<br>avec $T_{F,OUT} = (T_{F,IN} - C)\,.\,e^{-D.Width} + C$ (cf modèle 1D) |
| TRNSYS TYPE 815 | $\eta_{th} = X_{IAM}.\eta_0.(1 - b_u.V_{wind}) - (b_1 + b_2.V_{wind}).\frac{T_m - T_{amb}}{G_T}$<br>avec $V_{wind} = 1{,}5m/s$ |

*Tableau 55 : Synthèse des modèles thermiques des logiciels*

Afin de donner une idée de l'impact sur les résultats thermiques des équations et systèmes retenus par les logiciels, on présente un cas de référence en CESI. Les besoins sont pris pour 4 personnes en supposant une consommation de 50L/j/pers à 45°C, et un ballon de 300L est choisi.

On a fait d'abord varier le nombre de modules pour les 3 logiciels SOLO, Polysun et Trnsys en fixant un couple orientation/ inclinaison. Dans le cas 1, les modules sont 0°/ Sud, inclinés à 30°. Dans le cas 2, ils sont pris à 60°/Sud, à 15°. On simule ensuite quatre modules hybrides - soit 6,32m², et on varie dans le cas 3 : l'inclinaison (orientation fixée plein Sud) et dans le cas 4 : l'orientation (inclinaison fixée à 30°). Chaque cas est simulé avec les climats de Marseille, Lyon et Lille, issus de la bibliothèque du logiciel. Les résultats sont exprimés en taux de couverture. On rappelle que le taux de couverture de SOLO est « utile » et exclu les pertes du bilan, il n'est donc pas directement comparable.

Les tendances en fonction de la surface de modules sont identiques pour les 3 logiciels (Figure 159). La tendance en fonction de l'orientation et l'inclinaison sont identiques pour TRNSYS et PolySun (Figure 160).
PolySun et Trnsys se recoupent entre 5 et 10m² de modules – c'est-à-dire dans la zone de préconisation de dimensionnement. TRNSYS est plus optimiste pour sous-dimensionnement, et PolySun pour les surdimensionnements. Pour 4 à 6 modules, l'écart relatif entre les deux logiciels est de l'ordre de 8%, ce qui montre que le traitement des mêmes paramètres par différents logiciels implique déjà des écarts du fait de bases de données différentes (température d'eau froide, profil de puisage par défaut, ballon par défaut...).

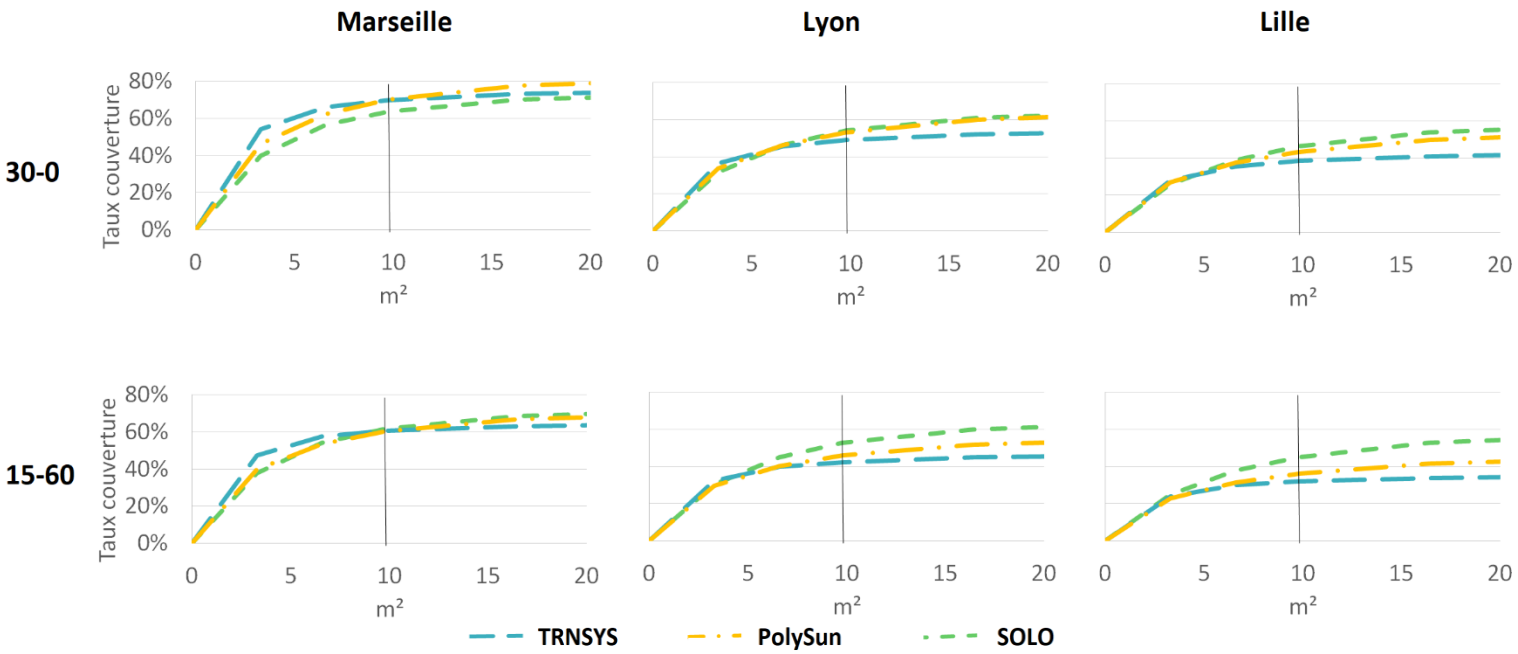



*Figure 159 : Taux de couverture en fonction de la surface de modules pour les différents logiciels*
*Pour des installations plein Sud inclinées à 30° (en haut)*
*Pour des installations orientées à 60° par rapport au Sud incliné à 15° (en bas)*

Pour SOLO, la couverture des besoins est tirée d'une interpolation de résultats. Pour des conditions standards (plein Sud, incliné à 30°), le résultat semble proche sur un climat moyen à Lyon, optimiste dans le Nord (Lille) et pessimiste dans le Sud (Marseille). L'impact de l'inclinaison comme de l'orientation est moindre pour SOLO, ce qui le rend particulièrement optimiste sur toute la France pour les inclinaisons et orientation moins favorables.

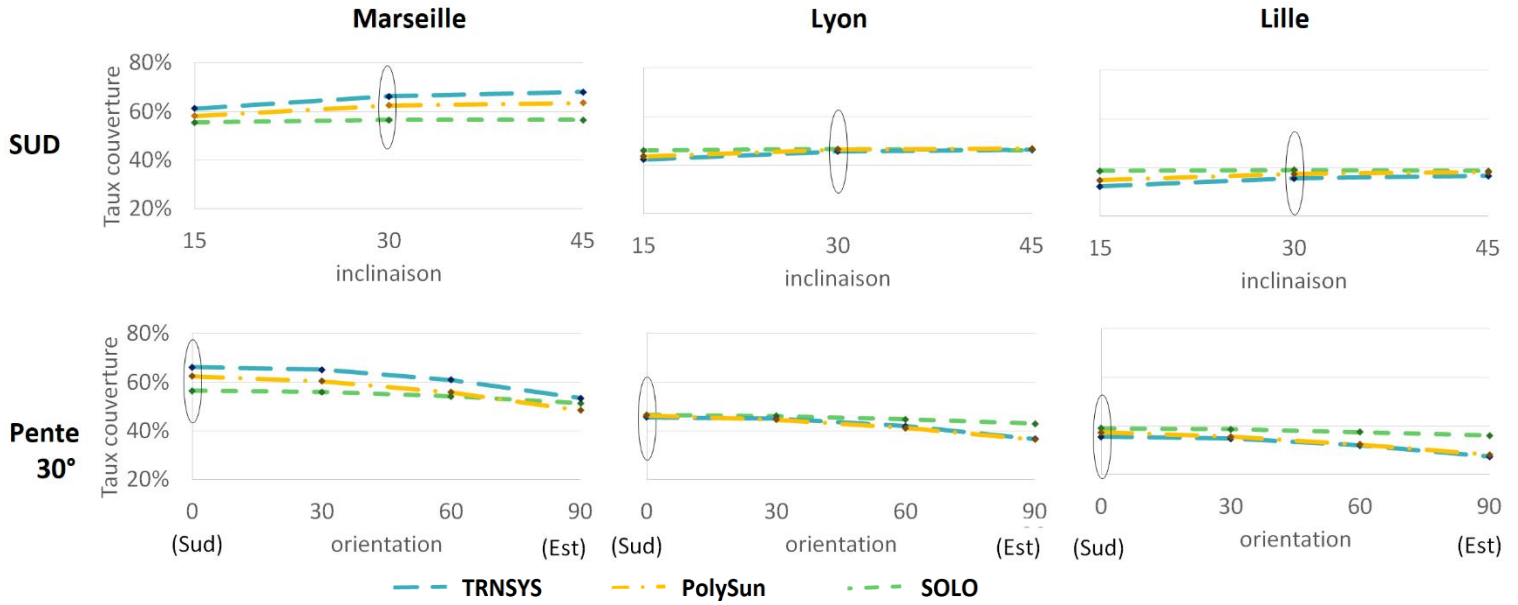



*Figure 160 : Taux de couverture pour 4 modules (6,32m²)*
*en fonction de l'inclinaison (plein Sud) et l'orientation (incliné à 30°) pour les différents logiciels*

On a présenté les équations physiques thermique et électrique pour les six logiciels retenus. L'objectif maintenant est d'analyser les biais de leurs estimations de performance utilisant les bases de données statistiques, en les comparant à des données terrain plus ou moins complètes. Avant de détailler les écarts et de les analyser, on présente les installations qui servent de support à l'étude.

Vingt-huit installations pilotes sur toute la France, le Portugal et la Suisse ont des données terrains plus ou moins complètes sur la thermique et parfois également sur le productible photovoltaïque. Afin d'optimiser en restant simple les systèmes considérés pour la prédiction en avant-vente, mais également de valider l'estimation des économies prédites par des logiciels, des simulations avec ces 6 logiciels ont été réalisées en prenant en compte des données terrain.

Paramètres terrain implémentés :

- le nombre de panneaux
  ⇨ les panneaux ont été simulés à l'identique qu'ils soient en intégré toiture ou en surimposition
- l'orientation, inclinaison, choix de la ville
  ⇨ la météo et la température d'eau froide proviennent de la base de données du logiciel
- la consommation moyenne journalière (L/j) et la température de consigne
  ⇨ le profil journalier est celui du logiciel
- le volume du ballon
  ⇨ le type de ballon en revanche est pris par défaut dans le logiciel
  ⇨ les appoints sont toujours considérés comme internes et suffisamment puissants
  ⇨ la régulation et le débit de la pompe solaire sont par défaut dans les logiciels

**L'objectif n'est donc pas de valider des écarts minimes à chaque pas de temps entre le réel et le modèle, mais bien d'étudier les biais qu'impliquent ces choix par défaut nécessaires pour la prédiction de performance.**

## 4.5. Présentation des 28 installations CESI pilotes

Vingt-huit installations avec des modules PVT DualSun réparties sur la France, le Portugal et la Suisse (Figure 161) ont été installées et instrumentées.

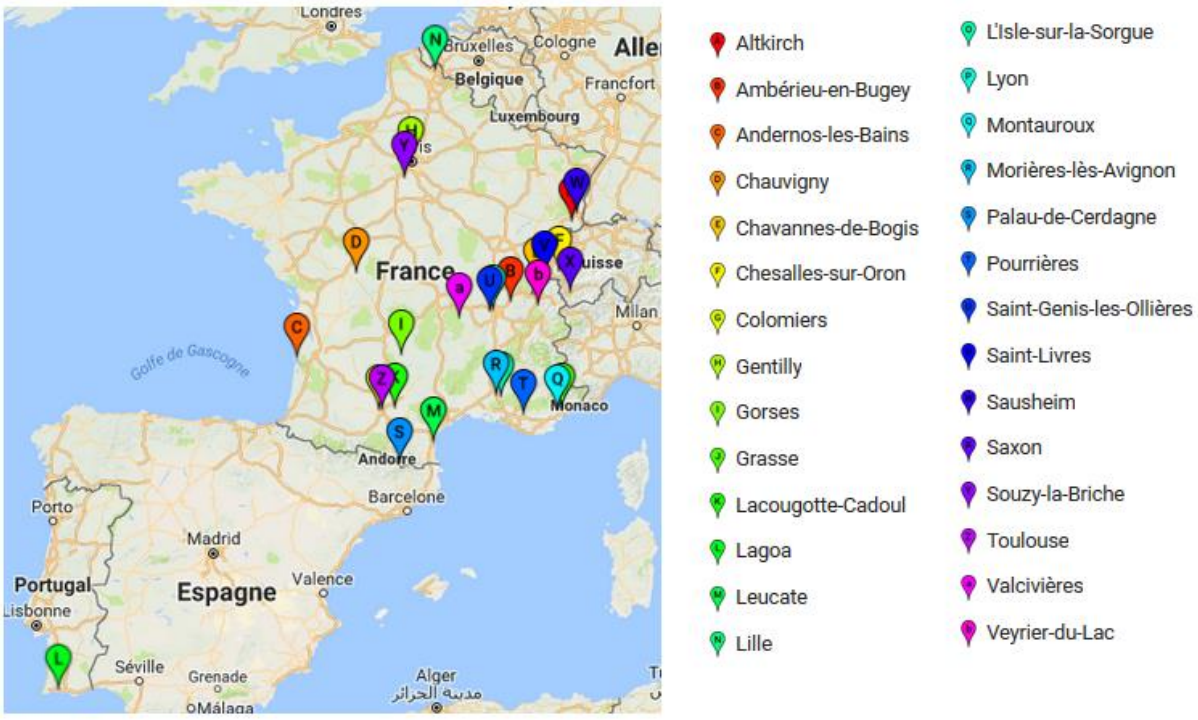



*Figure 161 : Carte des installations monitorées*

Les vingt-huit installations sont géographiquement dispatchées sur le territoire européen, avec l'installation la plus au Sud située dans le Sud du Portugal, et pour celle la plus au Nord est à Lille. La

ville la plus proche de l'adresse du site a été retenue dans les bibliothèques de climat des logiciels pour la simulation. Par exemple, Chauvigny (D) a été simulé avec le climat de Poitiers.

Douze installations sont orientées plein Sud (0-10°), six SSE ou SSO (15-35°) et huit SE ou SO (40-45°) et deux SEE ou SOO (60-80°) (Figure 162). Il n'est pas fait de différenciation entre une orientation est ou ouest, car les prescripteurs donnent un angle de déviation par rapport au Sud, sans préciser si c'est vers l'est ou vers l'ouest. Si les installations ont un suivi photovoltaïque ou si l'adresse est assez précise, il aurait été possible de corriger cette information via la boussole donnée par le logiciel photovoltaïque ou une vue satellite, mais toujours dans la logique des erreurs par défaut, nous avons gardé tous les angles entre 0-90° et donc par défaut plein Ouest dans Trnsys et plein Est dans PolySun.

*Figure 162 : Carte des orientations pour les installations suivies*

A noter également, que les angles d'orientation par rapport au Sud ont été corrigés pour 11 installations par rapport au relevé des prescripteurs, grâce à la boussole des logiciels de suivi photovoltaïque et aux vue satellite de Google Maps (Tableau 56). Ce sont des orientations réalistes qui ont été utilisées pour paramétrer les simulations. Il est conseillé, lors de la prescription lorsque c'est possible, de vérifier l'orientation de la toiture avec par exemple Google Maps grâce à l'adresse.

| LIEU ET ORIENTATION | SUR LE DEVIS | ENPHASE | GOOGLE MAPS | RETENUE |
|---|---|---|---|---|
| **(A) Altkirch** | Ouest | 45° | 50° | 45° |
| **(B) Ambérieu en Bugey** | 50° | 40° | - | 40° |
| **(C) Andernos-Les-Bains** | 50° | 40° | - | 40° |
| **(G) Colomiers** | 45° | 40° | 40° | 40° |
| **(H) Gentilly** | 65° | 80° | 80° | 80° |
| **(J) Grasse** | 20° | | 40° | 40° |
| **(O) L'isle sur la Sorgue** | 0° | - | 10° | 10° |
| **(P) Lyon** | 0° | 0° | 25° | 25° |
| **(T) Pourrières** | 10° | - | 17° | 15° |
| **(U) Saint-Genis-Les-Ollières** | 20° | 10° | 5° | 5° |
| **(Y) Souzy** | 40° | 40° | 40° | 40° |

*Tableau 56 : Orientation retenue pour les 11 installations corrigées*

La majorité des installations (quinze installations) ont des toitures avec faibles pentes (15-25°), huit avec des pentes moyennes (30-40°) et quatre avec des pentes prononcées (45-55°) dont les deux en non-intégré (Figure 163). Une installation est murale à 90°. Les pentes sont d'autant plus prononcées qu'il y a des risques de neige (Suisse et Alsace). Le paramètre « pente » des logiciels a utilisé la pente réelle pour les installations.

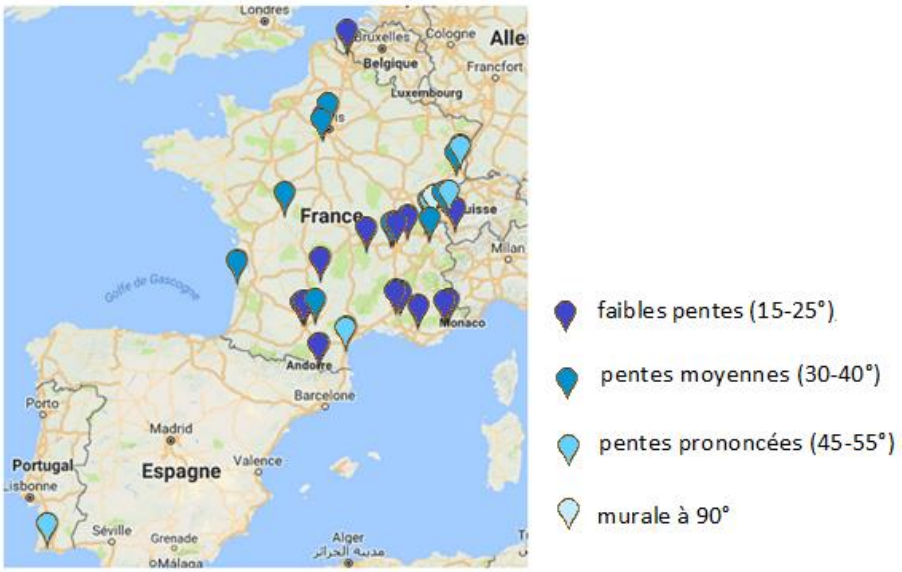



*Figure 163 : Carte des inclinaisons pour les installations suivies*

La moitié des installations est intégrée au bâti, noté IAB, avec les modules à la place des tuiles et participent à l'étanchéité du toit. Les autres installations sont principalement en intégration au-dessus du toit, noté ISB, avec une lame d'air entre les tuiles et les modules. Deux installations sont non intégrées, noté NI, avec des systèmes d'installation sur châssis posé sur un toit terrasse (Figure 164). Si l'essentiel des installations étaient en IAB avant 2016, la tendance s'est renversée et la majorité est en ISB depuis 2017. Les non intégrées (NI) restent l'exception en France, car il existe peu de toits terrasse pour des maisons individuelles. Il n'est pas fait de différenciation entre une installation IAB, ISB ou NI, car la décision du type d'intégration n'est pas encore prise au moment de la démonstration du modèle économique. L'échange en face arrière est considéré comme naturel (pas de vent en sous-face), et les performances statiques du module retenues ont été mesurées sans vent sur la face arrière.

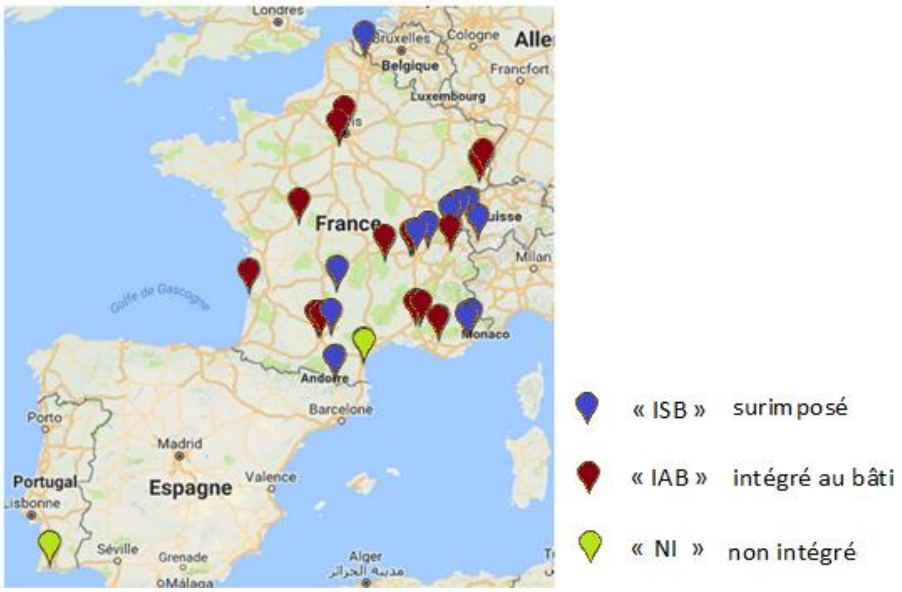



*Figure 164 : Carte des intégrations pour les installations suivies*

Vingt installations ne sont dédiées qu'au chauffe d'eau sanitaire (CESI), sept autres donne priorité pour le CESI mais servent aussi pour le chauffage des locaux en hiver (SSC), voire d'une piscine additionnelle en été (Piscine), enfin l'installation à Grasse n'a pas de CESI mais seulement une piscine. Toutes les installations ont été comparées à un système CESI seul, même si elles avaient un autre usage.

Les installations sont destinées en général soit à 1 ou 2 personnes (douze installations), soit à 3 ou 4 (onze installations), soit à plus (deux installations). Le nombre d'habitant n'est pris en considération que lorsqu'aucune mesure de consommation en L/j n'est réalisée sur ce site. Si c'est le cas, la consommation journalière est estimée proportionnellement au nombre d'habitants, sinon on retient la consommation journalière moyenne mesurée.
Le dimensionnement préconisé pour 50L de consommation à 45°C - soit la consommation moyenne d'un habitant d'après l'Ademe (https://www.ademe.fr/sites/default/files/assets/documents/besoin-eau-chaude-sanitaire-habitat-individuel-et-collectif-8809.pdf) est de 75L de stockage et entre 1 et 1,5 panneau solaire hybride. Sur le terrain, qu'on restreigne ou non au mono-usage CESI, on remarque un léger surdimensionnement avec en moyenne 120L par personne (écart type 75L par personne) et 2 modules par personne (écart type 1 module par personne). Aucune autre information, à part le volume, n'est connue sur le stockage. Le « volume de stockage » et « nombre de modules » ont bien été paramétrés en fonction des données réelles, le ballon de stockage est un ballon par défaut.

Enfin, l'appoint est externe (ou inexistant) pour 10 installations, et interne pour les autres. Cette distinction n'est pas faite dans les simulations, toutes les installations sont considérées avec appoint interne, puisque c'est la majorité des cas.

Le Tableau 57 synthétise les caractéristiques principales par installation.

Ces vingt-huit installations ont une instrumentation plus ou moins complète. Il est suivi à minima la température du bas de ballon et la température du capteur solaire. Pour certaines installations, l'instrumentation permet des bilans énergétiques de la boucle de chaleur solaire, de l'appoint, de la consommation d'eau sanitaire et/ ou de la production photovoltaïque.

L'instrumentation complète enregistre les données via deux plateformes d'enregistrement (schéma Figure 165) : une pour les données thermiques, l'autre pour les données photovoltaïque. Pour la partie thermique, le matériel utilisé est celui du distributeur Resol, les sondes de température sont de type PT1000 (précision 0,3°C), et les sondes de débits et pression des « direct sensors » de chez Grundfos (incertitude sur le débit 5% et sur la pression 0,25bar, les mesures de températures associées à ces sondes ont une incertitude de 1°C entre 25 et 80°C). La régulation solaire est l'organe de contrôle, il traite les données des sondes et active en fonction d'autres équipements. Cette régulation, en général une BXPlus, collecte aussi les données puis le datalogger de type DL2 les achemine jusqu'au serveur propriétaire de la plateforme vbus.net qui les stocke et les rend disponibles via internet. Pour la partie photovoltaïque, les onduleurs qui convertissent le courant électrique continu en courant alternatif collectent également souvent les données électriques. Des plateformes propriétaires permettent ensuite d'avoir accès aux données de production photovoltaïque. Dans le panel, les plateformes Enlighten (onduleurs Enphase), sunnyportal.com (onduleurs SMA) et SolarEdge (onduleurs du même nom) ont été utilisées, leur précision est supérieure à 5%.
Une analyse rapide d'une incertitude sur une puissance thermique, proportionnelle au débit multiplié par une différence de température, pour une incertitude de 0,3°C sur les sondes, une différence de température de 6°C et 5% d'incertitude sur le débit donne une incertitude sur la puissance de l'ordre de 15%. Cependant, toutes les données seront agrégées dans des moyennes, on supposera les mesures ne seront pas représentées et elles s'amoindrissent par effet de moyenne.

| Lieu (Azimuth, Incl) | | Integr | nb DS | Besoin | Stock (L) | Habitants | Appoint |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **(B) Amberieu en Bugey** | (40; 20) | ISB | 4 | CESI | 200 | 2 | Externe |
| **(D) Chauvigny** | (5; 35) | IAB | 6 | CESI | 570 | 2 | Externe (été) |
| **(F) Chesalles-Sur-Oron** | (40; 45) | ISB | 8 | CESI | 800 | 10 | Externe |
| **(G) Colomiers** | (40; 20) | IAB | 4 | CESI | 300 | 3 | Externe |
| **(N) Lille** | (30; 25) | ISB | 8 | SSC | 200 | 4 | Externe |
| **(U) St-Genis-Les-Ollieres** | (5; 30) | IAB | 6 | CESI | 300 | 4 | Externe |
| **(V) Saint-Livres** | (35; 90) | ISB | 8 | Piscine CESI | 200 | 1 | - |
| **(Z) Toulouse** | (0; 20) | IAB | 6 | CESI | 400 | 4 | Externe |
| **(b) Veyrier-du-Lac** | (10; 30) | IAB | 12 | Piscine SSC | 200 | 4 | Externe |
| **(J) Grasse** | (40; 15) | ISB | 24 | Piscine | - | - | - |
| **(A) Altkirch** | (45; 40) | IAB | 6 | SSC | 200 | 2 | Interne |
| **(C) Andernos-Les-Bains** | (40; 35) | IAB | 6 | CESI | 300 | 1 | Interne |
| **(E) Chavannes de Bogis** | (30; 30) | ISB | 6 | CESI | 400 | 2 | Interne |
| **(H) Gentilly** | (80; 30) | IAB | 6 | CESI | 200 | 4 | Interne |
| **(I) Gorses** | (40; 20) | ISB | 6 | CESI | 300 | 6 | Interne |
| **(L) Lagoa** | (0; 45) | NI | 4 | CESI | 300 | 2 | Interne |
| **(M) Leucate** | (10; 45) | NI | 10 | Piscine CESI | 300 | 2 | Interne |
| **(O) L'isle sur la Sorgue** | (10; 20) | ISB | 6 | CESI | 400 | 2 | Interne |
| **(P) Lyon** | (0; 20) | ISB | 6 | CESI | 300 | 5 | Interne |
| **(Q) Montauroux** | (15; 16) | IAB | 4 | CESI | 300 | 2 | Interne |
| **(R) Morieres** | (0; 25) | IAB | 6 | CESI | 300 | 5 | Interne |
| **(S) Palau-de-Cerdagne** | (60; 22) | ISB ? | 2 | CESI | 200 | 3 | Interne |
| **(T) Pourrieres** | (15; 15) | IAB | 12 | Piscine CESI | 300 | 2 | Interne |
| **(W) Sausheim** | (10; 55) | IAB | 18 | SSC | 300 | 4 | Interne |
| **(X) Saxon** | (5; 20) | ISB | 6 | CESI | 400 | 4 | Interne |
| **(Y) Souzy** | (40; 40) | IAB | 6 | CESI | 300 | 4 | Interne |
| **(a) Valcivieres** | (45; 22) | IAB | 4 | CESI | 200 | 3 | Interne |
| **(K) Lacougotte-Cadoul** | (XX; XX) | ISB | 6 | CESI | 300 | 1 ? | Interne ? |

*IAB = intégré au bâti, ISB = surimposé au bâti, XX=absence de données, ? = donnée non confirmée*

*Tableau 57 : Caractéristiques principales par installation*

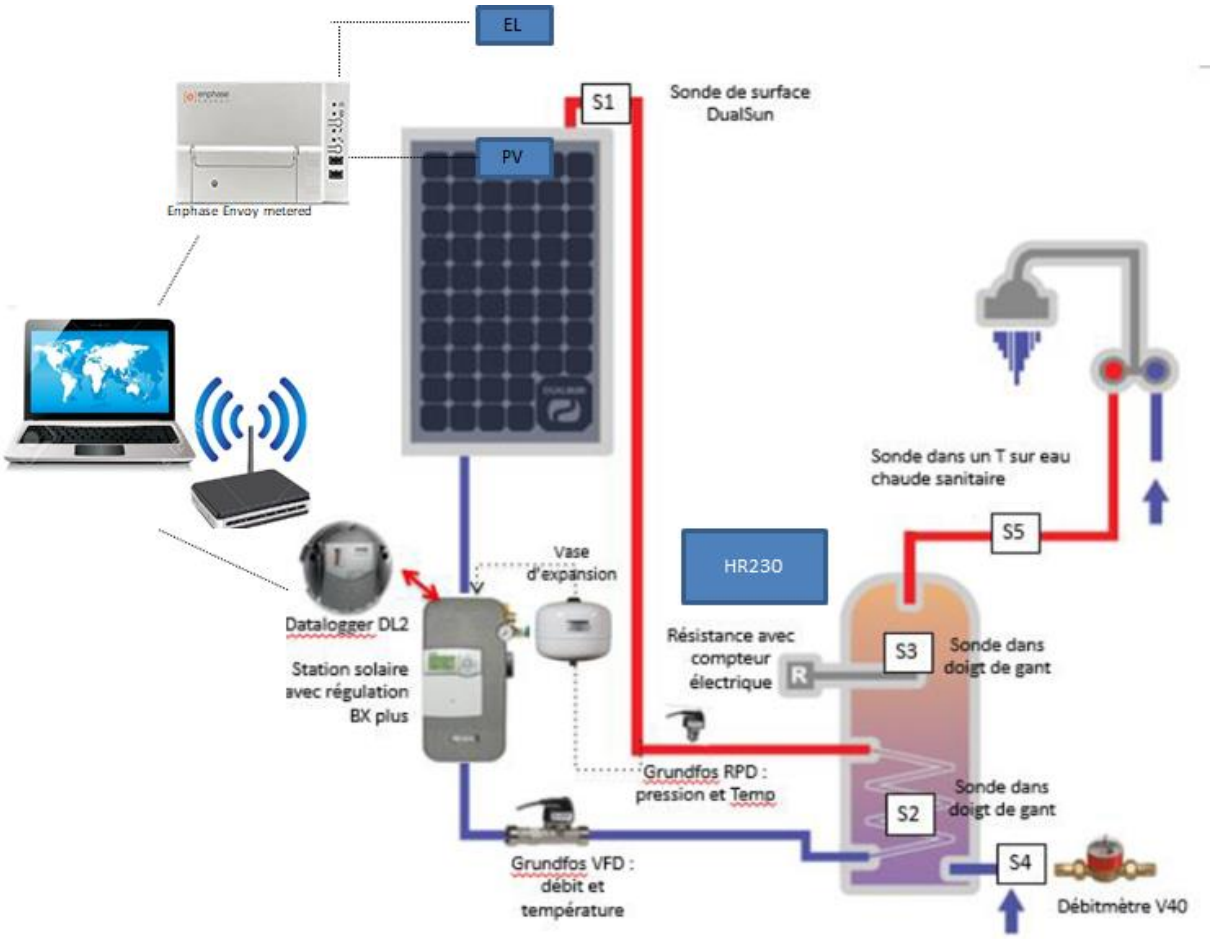



*Figure 165 : Schéma de principe de l'instrumentation pour du monitoring « poussé » (Resol + Enlighten)*

On prend d'abord l'exemple de Ambérieu-en-Bugey sur cinq jours pour présenter les données brutes. Cette installation pour deux habitants de quatre modules en surimposé avec 200L de stockage avec appoint externe est orientée à 40° par rapport au Sud avec une pente de toiture de 20°.

Une sonde de température en sortie du champ de module (S1) permet de suivre l'eau chaude solaire fournit au bas de ballon (S2). L'évolution des températures (sondes S1 et S2) ainsi que les débits solaires sont représentés en Figure 166 sur un temps d'une semaine. On voit que lorsque la différence de température entre ces deux sondes est suffisante, la pompe solaire est mise en fonctionnement : le débit (noté débit solaire sur la Figure 166) est alors non nul. La mise en circulation de l'eau dans le capteur réchauffe le bas du ballon. Le bas du ballon s'échauffe et suit la température du module comme illustré par les évolutions du 03 au 06 juillet 2017. Enfin quand la différence n'est plus suffisante, la pompe s'arrête. Le bas de ballon perd alors en température du fait des déperditions thermiques du ballon ou de puisages d'eau chaude.

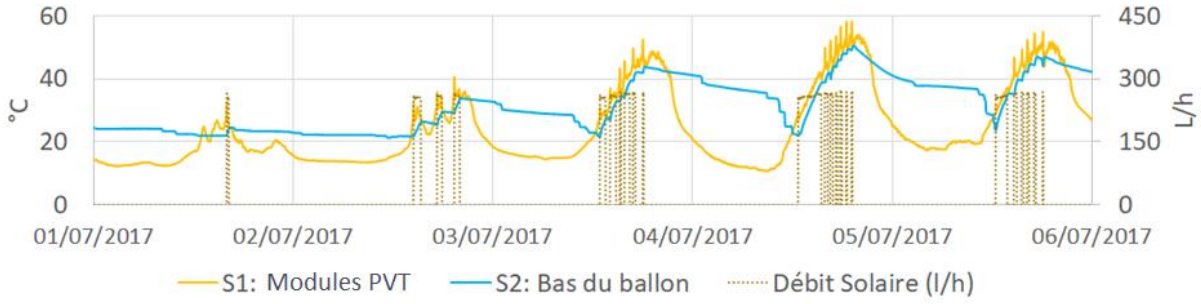



*Figure 166 : Ambérieu-en-Bugey, données brutes des températures de la sortie des modules, du bas de ballon et du débit*

On peut noter, hors période de chauffe, l'inhomogénéisation de la température du fait de la stratification avec les températures en bas et en haut du ballon (Figure 167). On voit également que sur cette installation avec appoint externe, le haut de ballon reçoit bien des calories solaires quand le bas de ballon est suffisamment chaud. On note à nouveau que les deux températures décroissent du fait des déperditions thermiques du ballon ou de puisages d'eau chaude. Ces actions couplées expliquent l'accroissement de la différence en température entre le bas et le haut du ballon avec le puisage qui se manifeste par la décroissance prononcée de ces deux températures.

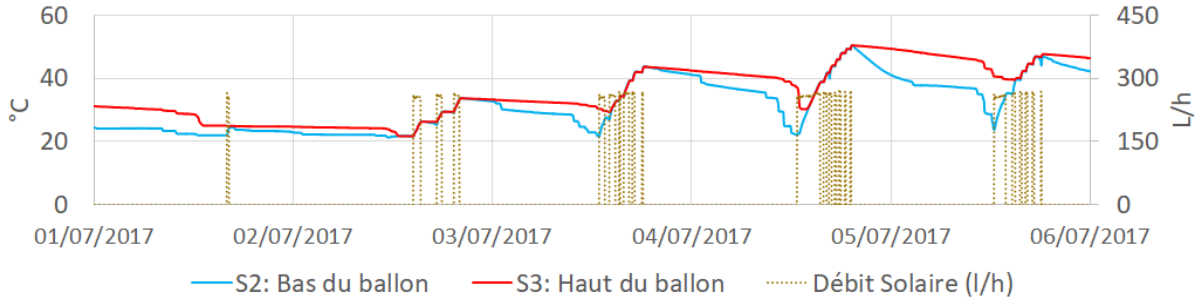



*Figure 167 : Ambérieu-en-Bugey, données brutes des températures du haut et du bas de ballon et du débit solaire*

Lorsqu'il n'y a pas de calorimètre, c'est la différence de température entre la température en sortie du champ de module S1 et la température du bas de ballon S2 qui permet d'estimer l'énergie solaire captée. Pour ce faire on utilise le débit de circulation dans le capteur soit il est directement connu soit on a accès à la fraction de puissance de la pompe qu'on utilise pour déduire le débit effectif du débit nominal. Dans les installations où on n'a pas de mesures de débit ni de fraction de puissance, on a opté pour un débit constant (celui relevé par l'installateur, sinon 200L/h).

Pour les installations avec calorimètre installé, l'appareil de type Resol prend en référence :
- la température de la sonde RDP en sortie des modules sur le tuyau vers le ballon (Départ solaire)
- la température de la sonde VFD en sortie du bas de ballon sur le tuyau vers le champ de modules (Retour solaire)

La sonde RDP est positionnée juste avant le piquage d'entrée de l'eau chaude solaire dans le ballon. Cette température (Départ solaire) est cohérente avec la température de sortie des modules, mais, sur cet exemple, supérieur d'en moyenne 2,5°C (Figure 168). En dehors des moments où la pompe est allumée, la sonde tend vers un équilibre entre la température de la pièce et la température du bas de ballon.

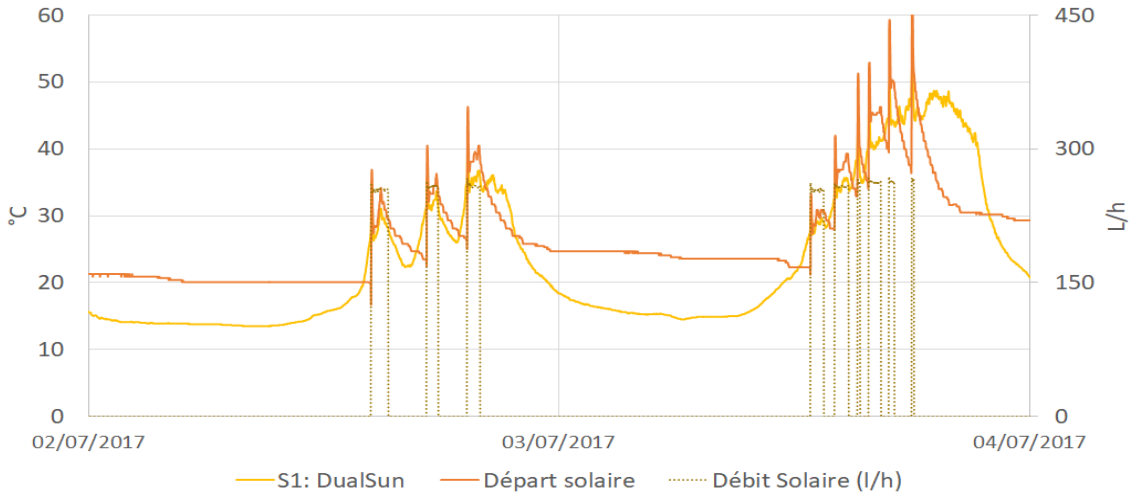



*Figure 168 : Ambérieu-en-Bugey, données brutes des températures de sortie de module (notée S1 DualSun) et entrée du ballon côté circuit primaire et du débit solaire*

La sonde VFD est positionnée juste après le piquage de sortie de l'eau froide du ballon (Retour solaire), elle est mesurée par le capteur VFD. Cette température est cohérente avec la température de bas de ballon, mais, sur cet exemple, supérieur d'en moyenne 3,3°C (Figure 169). En dehors des moments où la pompe est allumée, la sonde tend vers un équilibre entre la température de la pièce et la température du bas de ballon.

*Figure 169 : Ambérieu-en-Bugey, données brutes des températures du bas de ballon et sortie côté circuit primaire du ballon (Retour Solaire) et du débit solaire*

Le calorimètre affiche une énergie solaire cumulée correspondant à l'Energie Solaire captée. Pour se faire, il réalise le produit de la capacité calorifique du glycol, du débit, de la différence de température entre le Départ et le Retour solaire et du pas de temps ; ce résultat est cumulé à celui du pas de temps précédent afin d'avoir le captage cumulée de l'Energie Solaire (Figure 170).

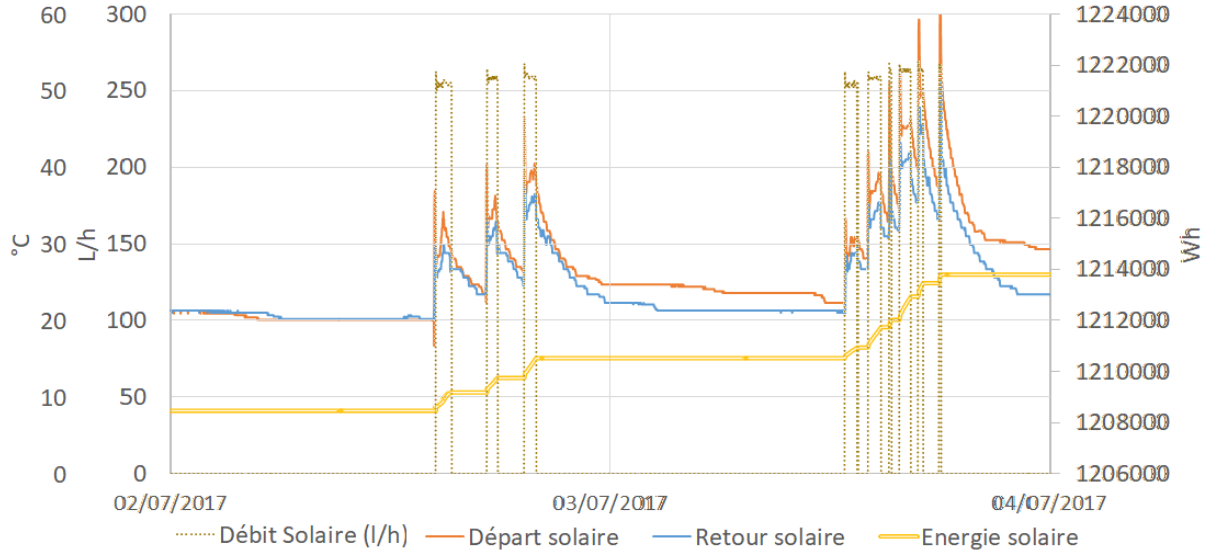



*Figure 170 : Ambérieu-en-Bugey, données brutes des températures en entrée et sortie côté circuit primaire de ballon, débit solaire et énergie cumulée*

L'énergie solaire hors perte recalculée à partir des sondes (S1 S2) et l'énergie solaire mesurée par le calorimètre (RDP VFD) ont moins de 6% d'écart. Cet écart est d'une part lié aux pertes, d'autre part au mauvais calibrage des sondes de température - même si au 3°C de décalage évoqués près, la différence par pair est proche comme on le voit sur le graphique (Figure 171) où seul les moments où la pompe solaire est allumée ont été conservés, et les PT1000 (S1 S2) ont été décalées de 2,5°C.

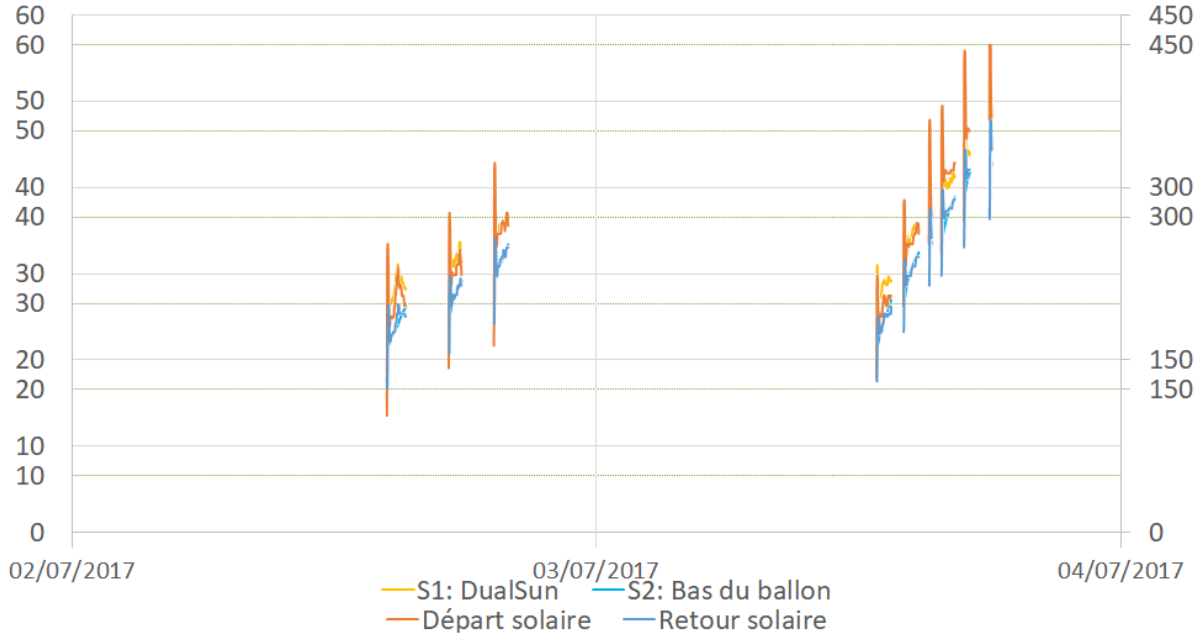



*Figure 171 : Ambérieu-en-Bugey, comparaison des températures entrée sortie des modules et entrée sortie du ballon côté circuit primaire quand la pompe solaire est allumée*

Lorsqu'un tirage d'eau chaude est enclenché, c'est-à-dire lorsque le débit de consommation ECS est non nul, le bas de ballon se refroidit parfois jusqu'à atteindre la température d'eau froide du réseau (Figure 172).

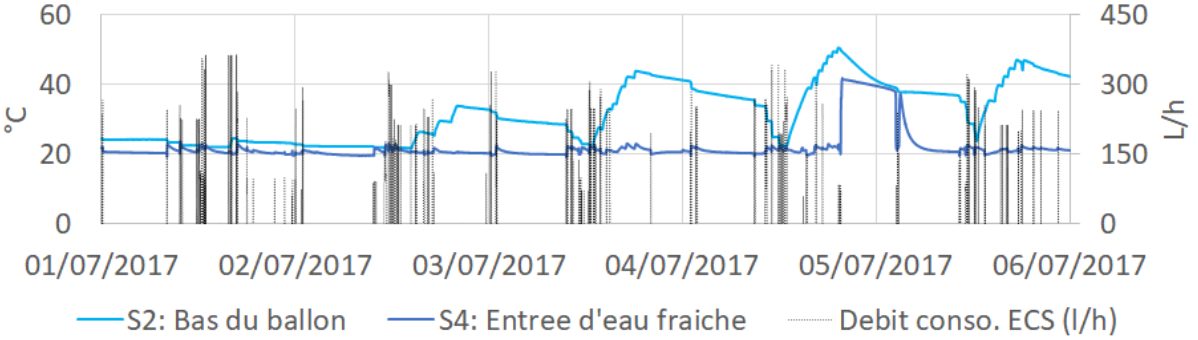



*Figure 172 : Ambérieu-en-Bugey, données brutes des températures de bas de ballon et température d'eau froide et du débit de consommation*

Quand il y a une consommation d'eau chaude, la température avant appoint rejoint la température du haut de ballon, et celle après appoint autant que possible la température de consigne (~45°C ici) grâce à l'appoint gaz. Quand il n'y a pas de débit de consommation, la sonde de température après appoint gaz tend vers la température ambiante quand le débit de consommation est nul et celle avant l'appoint vers un équilibre entre la température de la pièce et la température du haut du ballon (Figure 173).

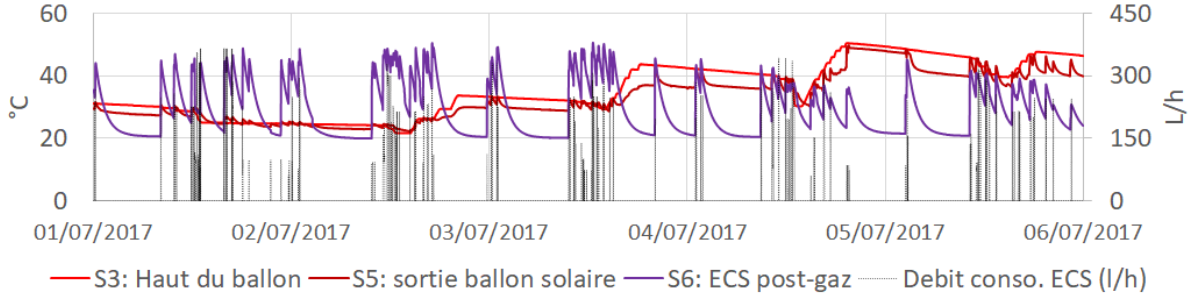



*Figure 173 : Ambérieu-en-Bugey, données brutes des températures de haut de ballon et température d'eau sortie de ballon et chaude après appoint et du débit de consommation*

**Les prédictions de performance du CESI par les logiciels vont être décortiquées étape par étape pour analyser d'où pourraient venir les biais entre les performances prévisionnelles - avec des composants par défaut et les performances réelles, et quelle est l'importance relative de chaque biais**.
On analysera dans premier temps des données « modules » sur site qui ne dépendent pas du consommateur (électricité photovoltaïque, température maximale du module). Ensuite, on s'intéressera aux besoins simulés par rapport aux besoins réels. Enfin aux transferts de calories entre le module et le stockage pour fournir les besoins, pour conclure sur la performance globale.

## 4.6. Analyse du biais des statistiques d'ensoleillement

Dans un premier temps, on souhaite faire un focus sur des variables (températures, production photovoltaïque…) qui ne dépendent pas du comportement du consommateur, mais uniquement de l'implantation des panneaux et du climat.
En particulier, on s'intéresse à la température maximale journalière et mensuelle des panneaux solaires et à la production photovoltaïque. L'objectif est d'isoler la part de variation de **biais de l'ensoleillement** sur les résultats.

La production photovoltaïque est un bon indicateur de l'ensoleillement reçu au niveau du module, en effet, ce sont parfois des cellules photovoltaïques calibrées qui servent de sondes d'ensoleillement ! On commencera donc par analyser les écarts entre les productibles prévus avec des météo statistiques et les productibles réels, pour définir des écarts type caractéristiques de cette incertitude sur la donnée météo (ensoleillement, température ambiante, vent). On confirmera cet impact sur les températures maximales en sortie du champ de modules.

### 4.6.1. Production photovoltaïque ($E_{PV}$)

Pour analyser la dépendance de la production photovoltaïque à la météo, on commence par analyser la moyenne et la dispersion des écarts sur la production photovoltaïque.

Seize (16) installations ont leur production photovoltaïque monitorée. On présente un exemple des données suivies chez Ambérieu sur cinq jours en janvier 2018 (Figure 174).

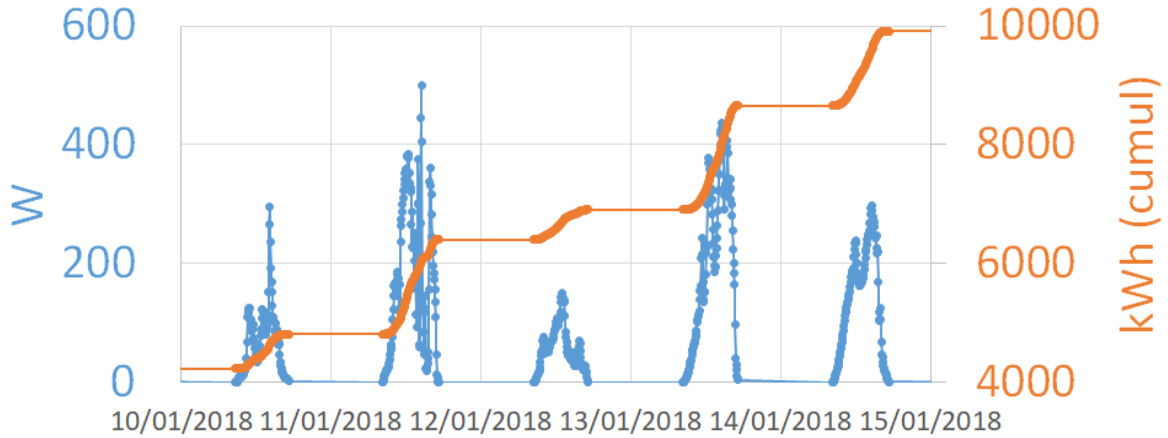



*Figure 174 : Ambérieu-en-Bugey, données brutes des puissances et énergie cumulée photovoltaïques*

Pour lisser les fortes variations observées à l'échelle de la journée, on n'analyse que le cumul mensuel d'énergie photovoltaïque produite (Tableau 58). Pour les installations qui ont plus d'un an de données, on prend la moyenne de la production photovoltaïque mois par mois sur le nombre d'années suivies. Chaque mois moyenné peut correspondre à des années non comparables pour une installation donnée et à fortiori entre installation.

| *Ambérieu* | *J* | *F* | *M* | *A* | *M* | *J* | *J* | *A* | *S* | *O* | *N* | *D* |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| *2014* | | | | | 126 | 153 | 105 | 114 | 104 | 76 | 33 | 17 |
| *2015* | 27 | 39 | 89 | 124 | | | | | | 52 | 43 | 42 |
| *2016* | 29 | 39 | 89 | 97 | 116 | 128 | 143 | 137 | 99 | 56 | 32 | 29 |
| *2017* | 10 | 27 | 86 | 126 | 127 | 137 | 127 | 122 | 98 | 82 | 30 | 16 |
| *Moyenne* | *22* | *35* | *88* | *116* | *123* | *139* | *125* | *124* | *101* | *67* | *35* | *26* |

*Tableau 58 : Ambérieu-en-Bugey, énergie photovoltaïque mensuelle moyenne - $E_{PV}$*

Cette moyenne mois par mois issue des installations est ensuite comparée à la prédiction données par les logiciels (Figure 175). Quatre logiciels de prédiction ont été utilisés pour comparer aux productibles réels des installations. Il s'agit de PVGis, PVSyst et TRNSYS avec le modèle 1D (295) et le modèle normatif (815/ TRNSYS).

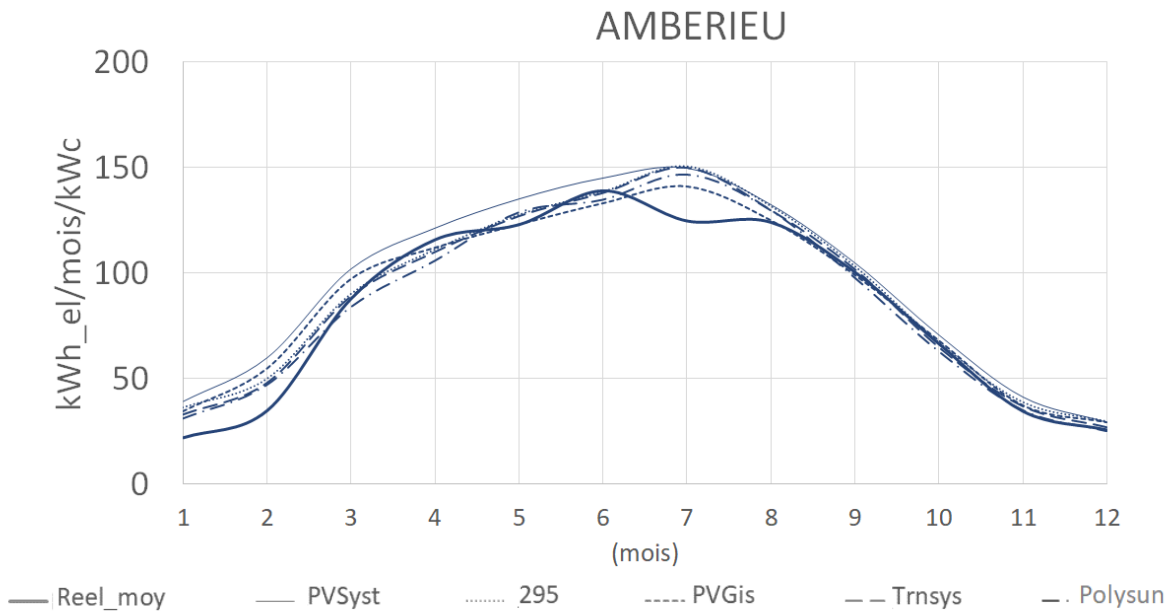



*Figure 175 : Comparaison de l'énergie photovoltaïque mensuelle avec les prédictions des logiciels*

La tendance obtenue est bonne et l'accord est globalement bon, mis à part des zones où on observe des surestimations ou des sous-estimations entre la réalité et les simulations. La météo est nécessairement un biais de prédiction, mais on peut supposer d'abord que le nombre d'années et la répartition géographique pourront permettre de valider les logiciels.

La Figure 176 résume la moyenne (trait continu épais) des écarts mensuels de l'ensemble des installations par rapport à la moyenne des logiciels. Le résultat oscille autour de 0% ce qui démontre la pertinence statistique de la moyenne des logiciels en terme de prédiction.
La variation mensuelle de cette moyenne donne une indication sur la période de mesure de **la météo réelle par rapport aux météos statistiques** utilisées par les logiciels. On note en particulier que les mois de juillet 2014, novembre 2014 à janvier 2015 et janvier à février 2016 ont été moins bon que les

prédictions, tandis que les mois d'avril à juillet 2015 et le mois de décembre 2015 ont été plutôt au-dessus de la moyenne.

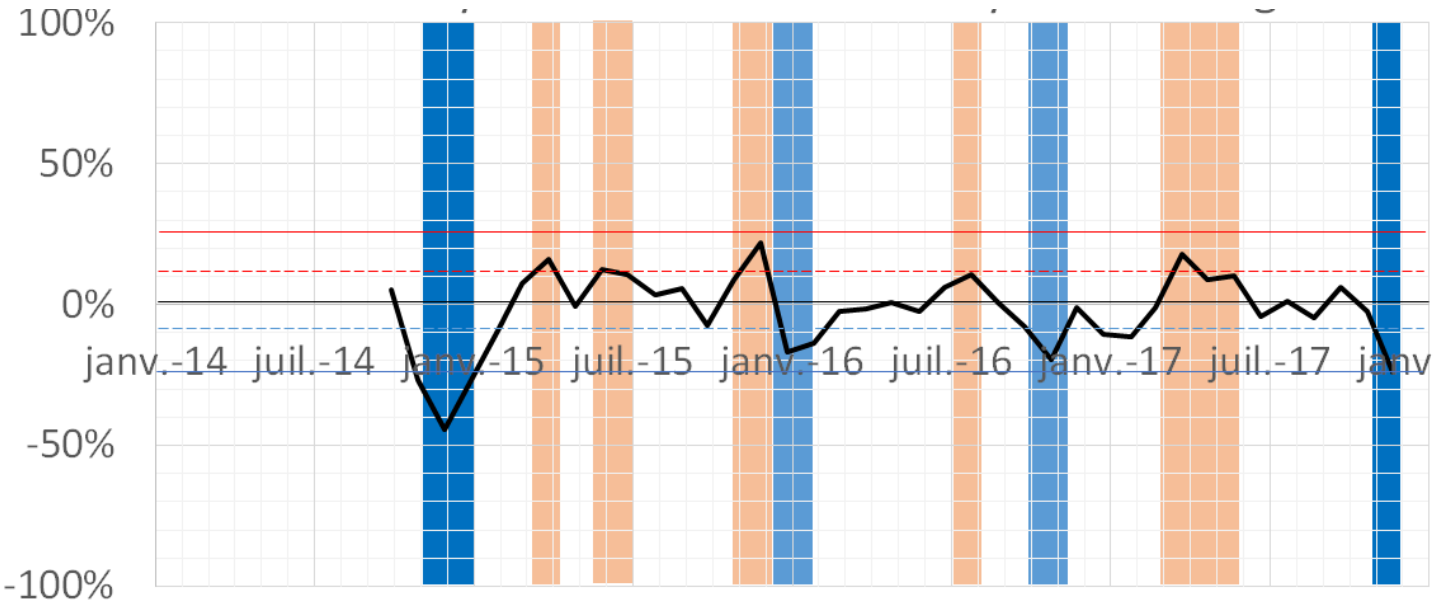



*Figure 176 : Moyenne des écarts à la moyenne des logiciels*

L'oscillation entre surestimation et sous-estimation affecte la production instantanée mais le facteur important dans le cas d'installations raccordées demeure la production annuelle.

On donne les écarts moyens (123) annuels entre la réalité et chaque logiciel. On présente le calcul pour Ambérieu : l'énergie annuelle réelle est recalculée sur la base des valeurs moyennées mois par mois (Tableau 59) puis les écarts moyens annuels entre la réalité et chaque logiciel en sont déduits (Tableau 60). On donne juste après le résultat graphique pour toutes les installations (Figure 177).

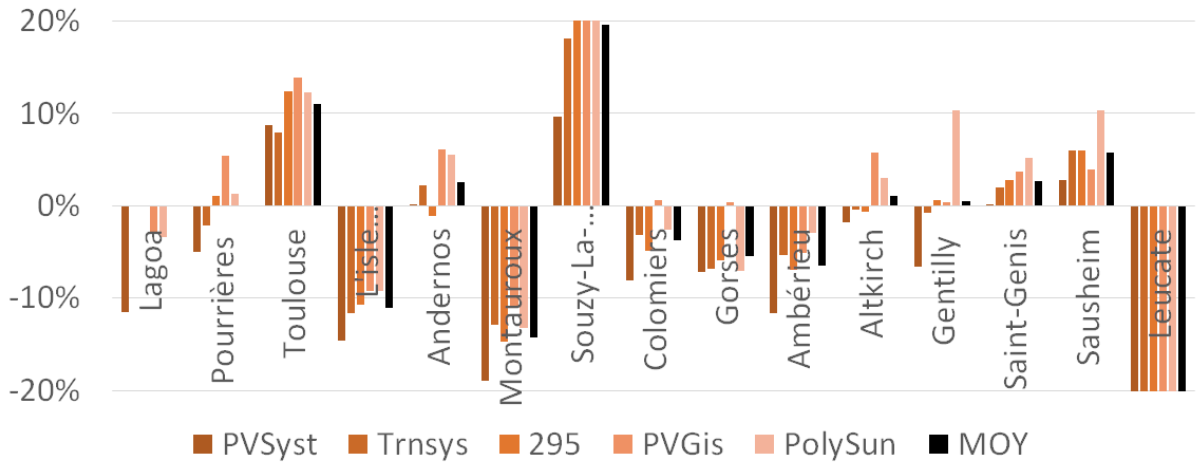
| *Ambérieu* | *J* | *F* | *M* | *A* | *M* | *J* | *J* | *A* | *S* | *O* | *N* | *D* | *« AN »* |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| ***Epv*** | ***22*** | ***35*** | ***88*** | ***116*** | ***123*** | ***139*** | ***125*** | ***124*** | ***101*** | ***67*** | ***35*** | ***26*** | *1000* |

*Tableau 59 : Ambérieu, énergie photovoltaïque réelle mensuelle et annuelle*

| *Ambérieu* | *Réel* | *PVSyst* | *815* | *295* | *PVGis* | *PolySun* |
|---|---|---|---|---|---|---|
| *Epv "An"* | 1000 | 1132 | 1056 | 1074 | 1054 | 1030 |
| *Ecart* | | **-12%** | **-5%** | **-7%** | **-5%** | **-3%** |

*Tableau 60 : Ambérieu, écart moyen entre l'énergie photovoltaïque réelle et simulées par logiciel*

$$Ecart = \left| \frac{E_{PV}^{REEL} - E_{PV}^{LOGICIEL}}{E_{PV}^{LOGICIEL}} \right|_{année} \quad (123)$$




NB : Souzy et Leucate n'ont pas de données sur une année complète, seuls les mois mesurés ont été considérés.

*Figure 177 : Ecarts moyens de l'énergie photovoltaïque annuelle par installation entre la réalité et chaque logiciel*

En excluant Leucate qui est manifestement à l'ombre et Souzy dont les données ne couvrent pas une année, on obtient des écarts type de l'ordre de 8% quel que soit le logiciel, ce qui est tout à fait raisonnable (Tableau 61). PVSyst semble un peu trop optimiste et TRNSYS 815 et TRNSYS 295 donnent des résultats entre PVSyst et PVGis par construction du modèle photovoltaïque.

| Ecart | Réel/PVSyst | Réel/815 | Réel/295 | Réel/PVGis | REEL/PolySun |
|---|---|---|---|---|---|
| Moyenne « AN » | -6% | -1% | -1% | 1% | 1% |
| Ecart type « AN » | **8%** | **7%** | **8%** | **7%** | **8%** |

*Tableau 61 : Moyenne sur les installations des écarts moyens entre l'énergie photovoltaïque réelle et simulées par logiciel*

Ces écarts type révèlent que les simulations qui utilisent les météos statistiques induisent des écarts qu'on peut estimer de l'ordre en deçà de 10% avec la réalité du terrain.

### 4.6.2. Maximum mensuel et absolu des températures des panneaux solaires

Le biais du fait de l'utilisation de météo statistique est de l'ordre de 10% d'après les données sur la production photovoltaïque. On cherche à valider cet ordre de grandeur d'impact sur les températures maximales des capteurs. On tirera également de l'analyse de la température maximale des informations importantes pour le design du module (maximum absolu) et pour le potentiel de chauffage de l'eau sanitaire (moyenne des maxima).

On s'intéresse au maximum journalier de la température en sortie du champ de panneau qui est à priori **un bon indicateur tout en étant un limitant de la température maximale à laquelle on peut chauffer le ballon de stockage**.

Deux indicateurs peuvent être déduits de cette évolution de la température maximale journalière (Figure 178):

- le maximum mensuel, notée Tmax, et
- la moyenne mensuelle des maxima journaliers, notée Tmoy.

La température maximale mensuelle (Tmax) donne une indication des contraintes sur le module qu'il est bon de prendre en compte lors de la conception industrielle du capteur. En particulier, on s'intéresse au risque de surchauffe, lors des épisodes de stagnation pendant les congés estivaux, lorsque les ballons sont en permanence déjà chauds car non refroidis par les tirages. Sur des capteurs

vitrés, les températures peuvent alors dépasser 200°C et abimer irréversiblement les modules. Cette donnée est particulièrement critique pour les hybrides, car le module photovoltaïque n'est homologué que jusqu'à des températures de 85°C, et les colles présentes dans le laminé (E.V.A.) pourraient délaminer dès 120°C.
Pour les capteurs hybrides non vitrés DualSun, **le maximum constaté en 4 ans est de 74,2°C**. Cette température est très en dessous de la température de délamination, et en-dessous de la température d'homologation du photovoltaïque. **C'est un point clé pour la durabilité du module.**

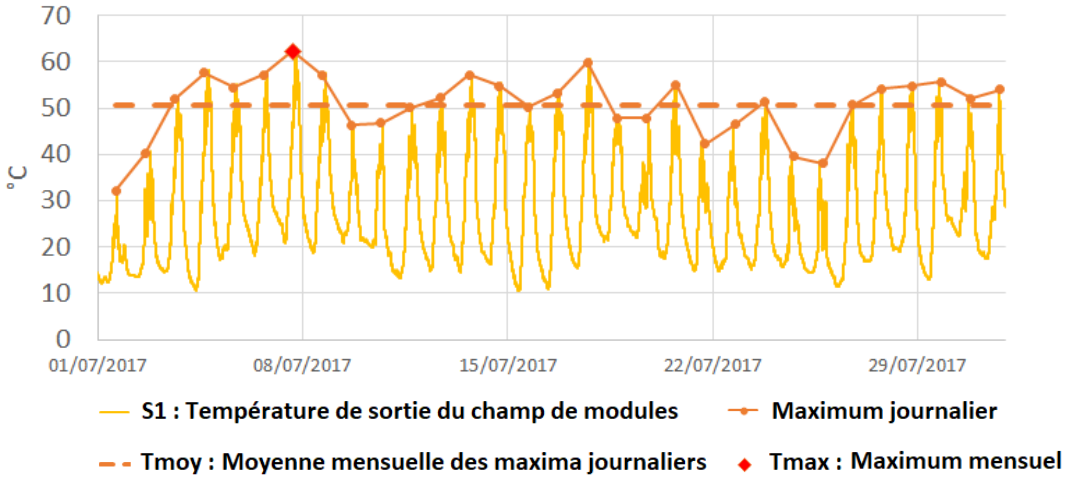



*Figure 178 : Ambérieu-en-Bugey, données brutes de la température de sortie des modules, moyenne des maxima journalier et maximum mensuel*

Lorsque des données ont été obtenues sur plusieurs années, Tmax est la moyenne des maxima par mois sur les années considérées comme on le montre avec l'exemple d'Ambérieu dans le Tableau 62.

**Sur l'ensemble des installations, les températures maximales au cours des mois sont très homogènes** (Figure 179) **avec un écart type moyen de 5,6°C** (Figure 180) sur le territoire limité en variation d'ensoleillement (<30% d'écart en juillet 15).

| *Ambérieu* | *J* | *F* | *M* | *A* | *M* | *J* | *J* | *A* | *S* | *O* | *N* | *D* |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| *2014* | | | | 53,3 | 54,7 | 65,9 | 67,2 | 57,7 | 60,8 | 47,1 | 32,5 | 27 |
| *2015* | 27,3 | 29,5 | 42 | 55,3 | | | | | | 45,2 | 41,6 | 25,7 |
| *2016* | 28,7 | 37,6 | 41,6 | 47,5 | 54,6 | 64,5 | 63,3 | 60,2 | 58,4 | 42,3 | 31,8 | 24,5 |
| *2017* | 19,9 | 38,4 | 44,8 | 54,1 | 57,9 | 64,5 | 62,9 | 62 | 52,8 | 45,4 | 31,9 | 16,8 |
| *Moyenne* | *25,3* | *35,2* | *42,8* | *52,6* | *55,7* | *65,0* | *64,5* | *60,0* | *57,3* | *45,0* | *34,5* | *23,5* |

*Tableau 62 : Température maximale mensuelle moyenne – Tmax*

A noter toutefois que comme attendu, les installations en intégration toiture (« IAB ») ont en moyenne des températures maximales plus élevées que les installations en surimposé (« ISB ») (Figure 180). Cette différence est liée à l'isolation par l'isolant en toiture, et à l'absence de vent en sous-face en configuration intégrée.

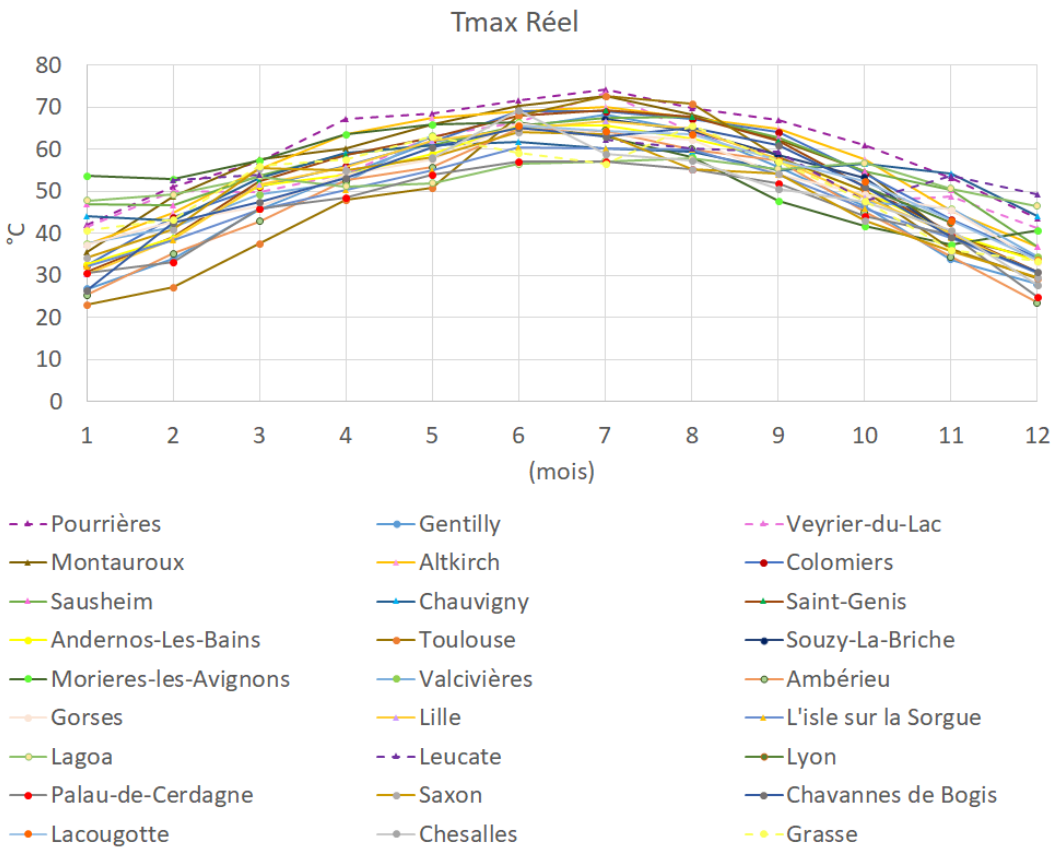



*Figure 179 : Température maximale Tmax déduite des mesures par installation*

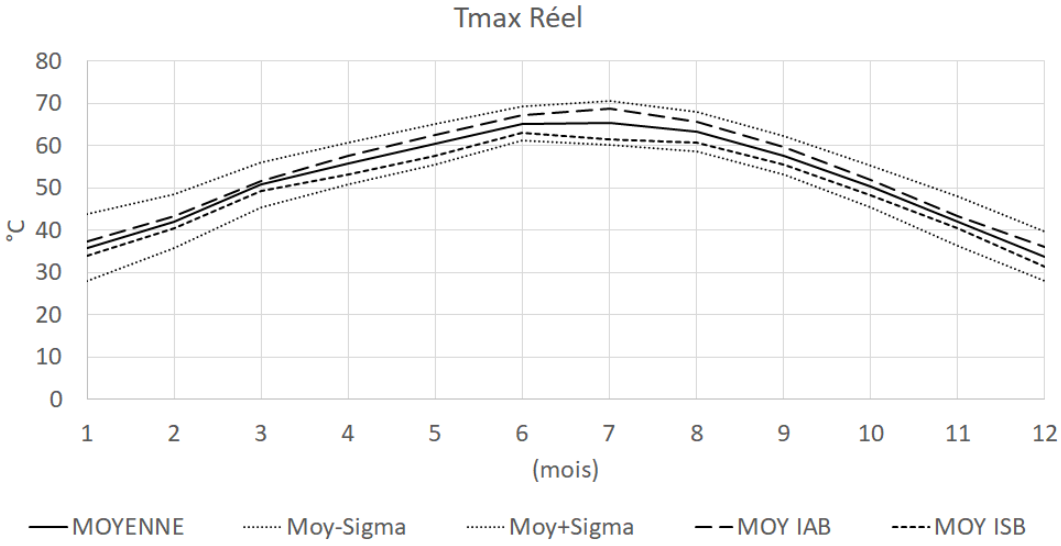



*Figure 180 : Moyenne sur les installations (toutes, intégré au bâti IAB, surimposée ISB) de la température maximale.*

Si on prend le maximum absolu de chaque installation (Tableau 63), on est à 71,4°C en IAB (écart type de 3,5°C) contre 64,3°C en ISB (écart type de 6,1°C) soit une différence notable de 7,1°C ! On a vérifié qu'il n'y a pas d'écart d'ensoleillement majeur entre ces groupes (<2% sur le mois de juillet 2015).

Cette température maximale est plutôt bien prédite par les logiciels, avec +1°C en moyenne sur TRNSYS et -2,5°C en moyenne sur POLYSUN (Figure 181), avec des écarts types de 6°C pour les deux. Cet écart type de 6°C pour des températures maximales de l'ordre de 60°C est cohérent avec des écarts type de 10% sur la météo. La conclusion est à relativiser au vu du risque que certains jours « maxima » relèvent de l'exception et sortent de l'écart type en terme de prédiction météorologique.

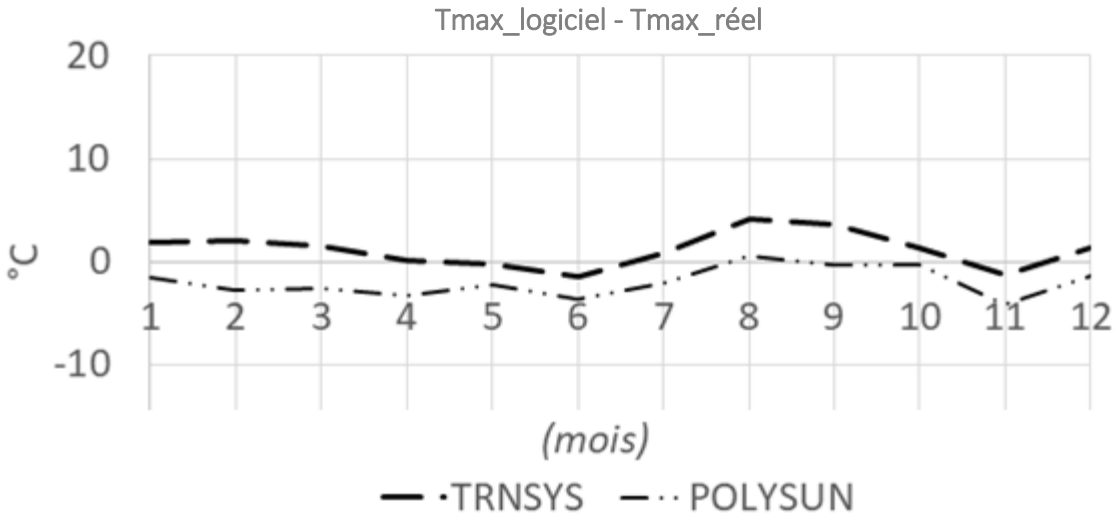



*Figure 181 : Ecart entre la température maximale Tmax déduite des logiciels et déduite des mesures*

| Lieu | PV jet 2015 kWh/kWc/mois | Intégration | TMax | Mois Tmax |
|---|---|---|---|---|
| **Montauroux** | 169 | IAB | 75,4 | juin-16 |
| **Toulouse** | 139 | IAB | 75,3 | juil.-17 |
| **Pourrières** | 177 | IAB | 75,2 | juil.-16 |
| **Gentilly** | 128 | IAB | 73,9 | juil.-15 |
| **Veyrier-du-Lac** | 142 | IAB | 73,5 | juil.-15 |
| **Altkirch** | 144 | IAB | 72,7 | juil.-14 |
| **Colomiers** | 151 | IAB | 72,4 | juin-17 |
| **Morieres-les-Avignons** | *unknown* | IAB | 71,6 | juin-15 |
| **Sausheim** | 138 | IAB | 71,0 | août-16 |
| **Saint-Genis** | 166 | IAB | 70,9 | juin-17 |
| **Chauvigny** | 143 | IAB | 69,0 | mai-16 |
| **Andernos-Les-Bains** | 161 | IAB | 67,8 | juil.-16 |
| **Souzy-La-Briche** | 131 | IAB | 67,2 | juil.-17 |
| **Valcivières** | *unknown* | IAB | 63,3 | mai-16 |
| **Chesalles** | *unknown* | ISB | 69,4 | juin-17 |
| **Lille** | 123 | ISB | 68,1 | juin-17 |
| **Ambérieu** | 153 | ISB | 67,2 | juil.-14 |
| **Chavannes de Bogis** | *unknown* | ISB | 67,1 | août-17 |
| **Gorses** | 159 | ISB | 75,5 | juil.-16 |
| **Lacougotte** | *unknown* | ISB | 65,7 | juin-17 |
| **Grasse** | *unknown* | ISB | 65,6 | août-17 |
| **Saxon** | *unknown* | ISB | 65,2 | juin-16 |
| **L'isle sur la Sorgue** | 160 | ISB | 62,6 | juin-14 |
| **Leucate** | 76 | Au sol | 62,3 | juil.-15 |
| **Lagoa** | 166 | Au sol | 57,8 | août-17 |
| **Palau-de-Cerdagne** | *unknown* | ISB | 57,2 | juin-16 |
| **Saint-Livres** | *unknown* | ISB | 51,7 | août-17 |
| Lyon | 38 | ISB | 51 | oct.-17 |

*Tableau 63 : Température maximale absolue par installation*

### 4.6.3. Moyenne des maximums des températures journalières des panneaux solaires

Le biais, du fait de l'utilisation de météo statistique, de l'ordre de 10% se retrouve sur les températures maximales mensuelles des capteurs. On cherche à confirmer ce résultat sur les moyennes mensuelles. En effet, le deuxième indicateur déduit de la température de sortie du champ de module (Figure 182) est la moyenne mensuelle des maxima journaliers (Tmoy) (Figure 183).

Deux assertions sur cette moyenne (Tmoy) seront également vérifiées dans ce chapitre. La première est que les valeurs de Tmoy sont un indicateur pertinent de la température atteignable par le stockage pour le besoin du fait de l'énergie solaire captée. Le deuxième est que le nombre de modules installés influencent cette température.

On explique d'abord pourquoi cette moyenne mensuelle des maxima journaliers est un bon indicateur de la température que peut atteindre le ballon, s'il est effectivement chauffé par les modules.

En été, la régulation peut faire fonctionner quasi tous les jours la pompe solaire car le module atteint une température élevée presque tous les jours. La température moyenne de fonctionnement de chaque jour est donc de quelques degrés moindre que le maximum atteint (Figure 183).
En hiver, des journées de mauvais temps ne permettent pas à la pompe de s'allumer, la température de fonctionnement est plus élevée que ces maxima « froids » (Figure 184). En moyenne, entre une température maximale supérieure à température moyenne de fonctionnement les beaux jours et inférieurs les mauvais jours, la moyenne des maxima Tmoy est proche en hiver de la moyenne des températures moyennes de fonctionnement Tfct (Figure 185).

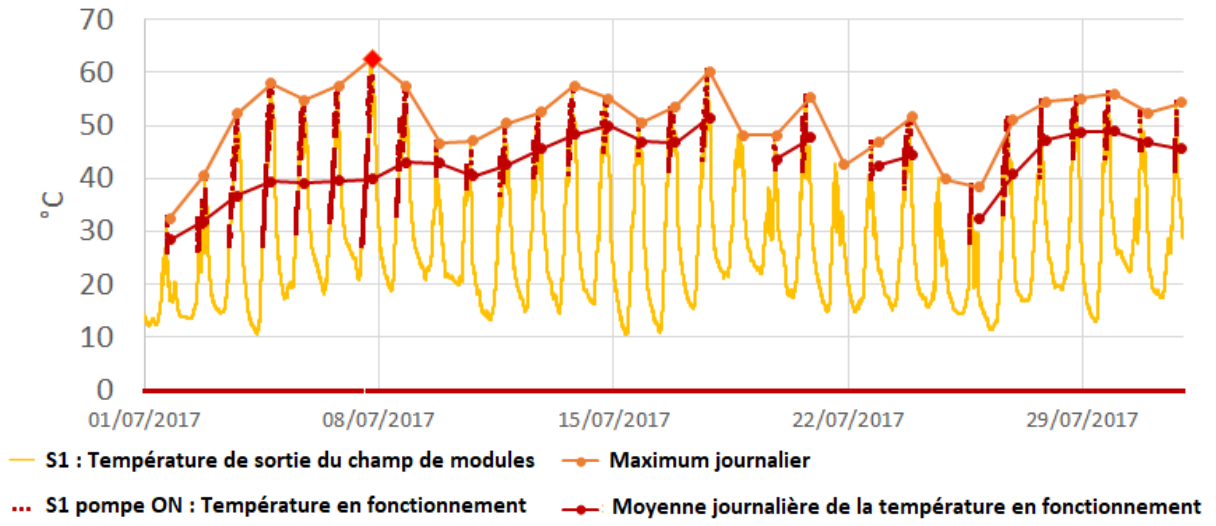



*Figure 182 : Ambérieu-en-Bugey, été, données brutes de la température de sortie des modules, moyenne et maxima journaliers*

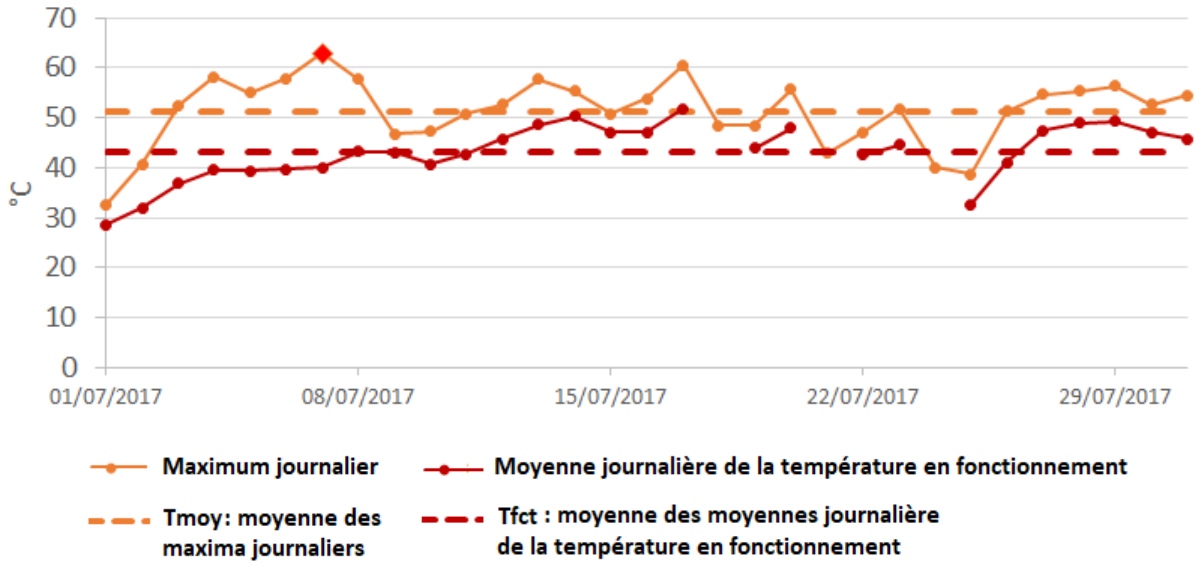



*Figure 183 : Ambérieu-en-Bugey, été, moyenne et maxima journaliers de la température de sortie des modules et moyennes mensuelles*

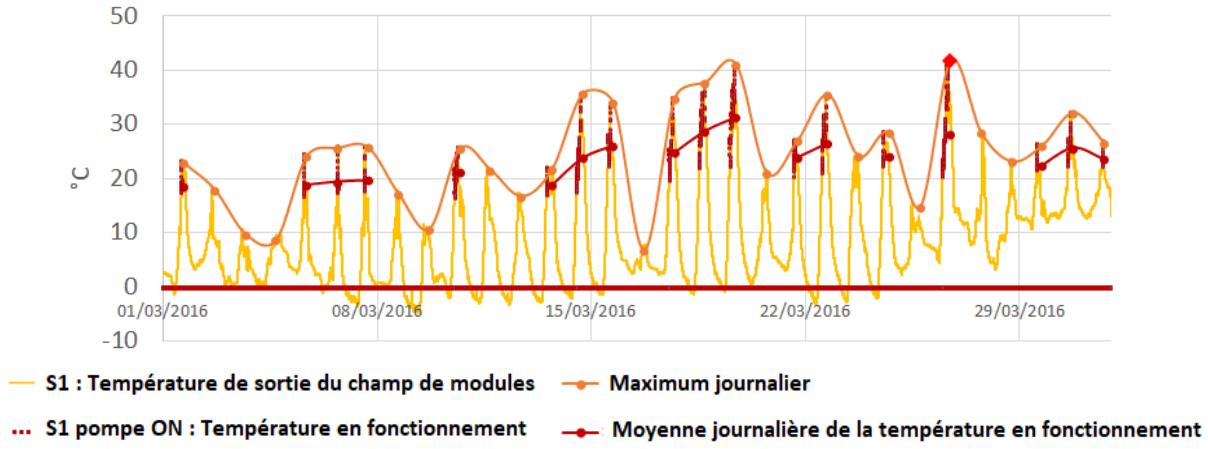



*Figure 184 : Ambérieu-en-Bugey, hiver, données brutes de la température de sortie des modules, moyenne et maxima journalier*

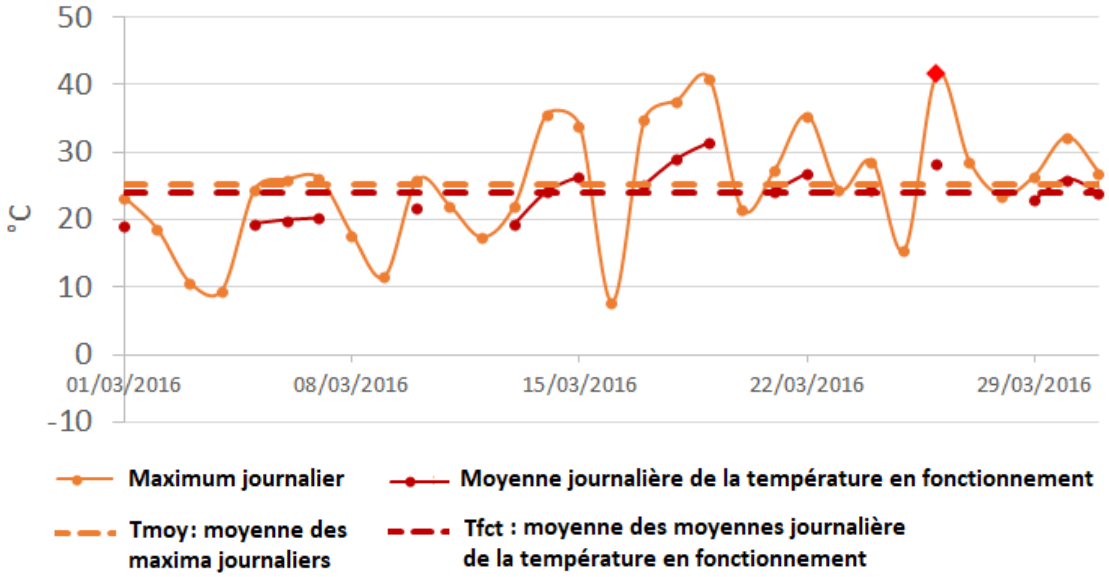



*Figure 185 : Ambérieu-en-Bugey, hiver, moyenne et maxima journaliers de la température de sortie des modules et moyennes mensuelles*

On souhaite quantifier une différence moyenne entre la moyenne des maxima Tmoy et la moyenne des températures moyennes de fonctionnement Tfct.

Avant cela, on précise que lorsqu'une installation dispose de plus d'un an de donnée comme pour Ambérieu, le Tmoy (Tableau 64) et le Tfct (Tableau 65) sont la moyenne des valeurs sur ce mois donné.

| Ambérieu | J | F | M | A | M | J | J | A | S | O | N | D |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 2014 | | | | 39,8 | 40,5 | 52,1 | 44,0 | 48,1 | 47,0 | 33,6 | 19,1 | 9,6 |
| 2015 | 11,6 | 12,5 | 27,6 | 37,1 | | | | | | 28,3 | 23,7 | 18,9 |
| 2016 | 14,5 | 16,9 | 25,1 | 30,7 | 38,4 | 47,8 | 53,6 | 52,4 | 43,9 | 26,4 | 17,7 | 11,9 |
| 2017 | 8,6 | 22,6 | 30,2 | 36,8 | 44,0 | 53,2 | 51,3 | 51,4 | 40,6 | 35,1 | 14,7 | 8,9 |
| Moyenne | 11,6 | 17,3 | 27,7 | 36,1 | 41,0 | 51,0 | 49,6 | 50,6 | 43,8 | 30,9 | 18,8 | 12,3 |

*Tableau 64 : Moyenne des moyennes mensuelles des maxima – Tmoy*

| Ambérieu | J | F | M | A | M | J | J | A | S | O | N | D |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 2014 | | | | | 37,8 | 45,1 | 42,2 | 43,9 | 42,1 | 33,8 | 23,8 | 19,9 |
| 2015 | 20,6 | 22,8 | 26,9 | 34,0 | | | | | | 31,0 | 29,1 | 20,0 |
| 2016 | 20,6 | 21,3 | 24,1 | 30,6 | 35,3 | 41,2 | 48,0 | 48,1 | 42,4 | 30,0 | 22,3 | 19,0 |
| 2017 | 15,6 | 23,9 | 29,4 | 34,3 | 39,9 | 47,2 | 43,1 | 48,8 | 37,4 | 33,0 | 24,0 | 8,9 |
| Moyenne | 19,0 | 22,6 | 26,8 | 33,0 | 37,6 | 44,5 | 44,4 | 46,9 | 40,7 | 32,0 | 24,8 | 16,9 |

*Tableau 65 : Moyenne des moyennes mensuelles des moyennes journalières de la température de fonctionnement – Tfct*

En moyenne sur les vingt-huit installations, la moyenne mensuelle des maxima journaliers (Tmoy) est 4,7°C supérieure à la moyenne des températures moyennes de fonctionnement (Tfct) sur les 6 mois d'été, et 0,4°C inférieure sur les 6 mois d'hiver (Figure 186). On confirme aussi la **pertinence de Tmoy pour donner un ordre de grandeur de température atteignable par le ballon dès lors que le solaire est le chauffage principal**. Cette valeur ne dépend que de la seule sonde de sortie des panneaux, contrairement à Tfct qui nécessite aussi de connaitre si la pompe solaire est allumée.

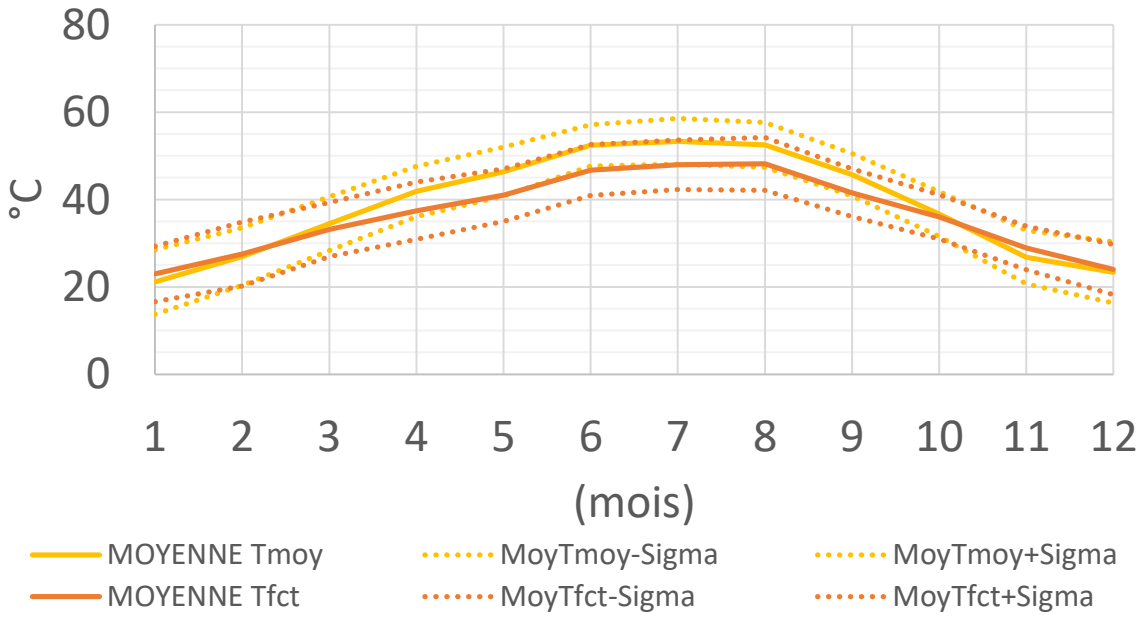



*Figure 186 : Comparaison des moyennes sur les installations de température moyenne mensuelle des maxima en sortie de modules et de température moyenne mensuelle en fonctionnement en sortie de modules*

Comme annoncé en préambule, on focalise maintenant sur les statistiques sur Tmoy pour vérifier l'hypothèse sur les écarts type - qui serait de l'ordre de 10%, comme pour Tmax, du fait d'une météo statistique.

Sur l'ensemble des vingt-huit installations, on retrouve un écart type pour Tmoy de 5,8°C (Figure 187) - semblable à l'écart type sur Tmax, et cohérent avec des écarts d'ensoleillement de l'ordre de 30% entre le Nord et le Sud de la France. Le fait de ne se limiter qu'aux installations n'ayant que 6 modules ne change pas la conclusion.

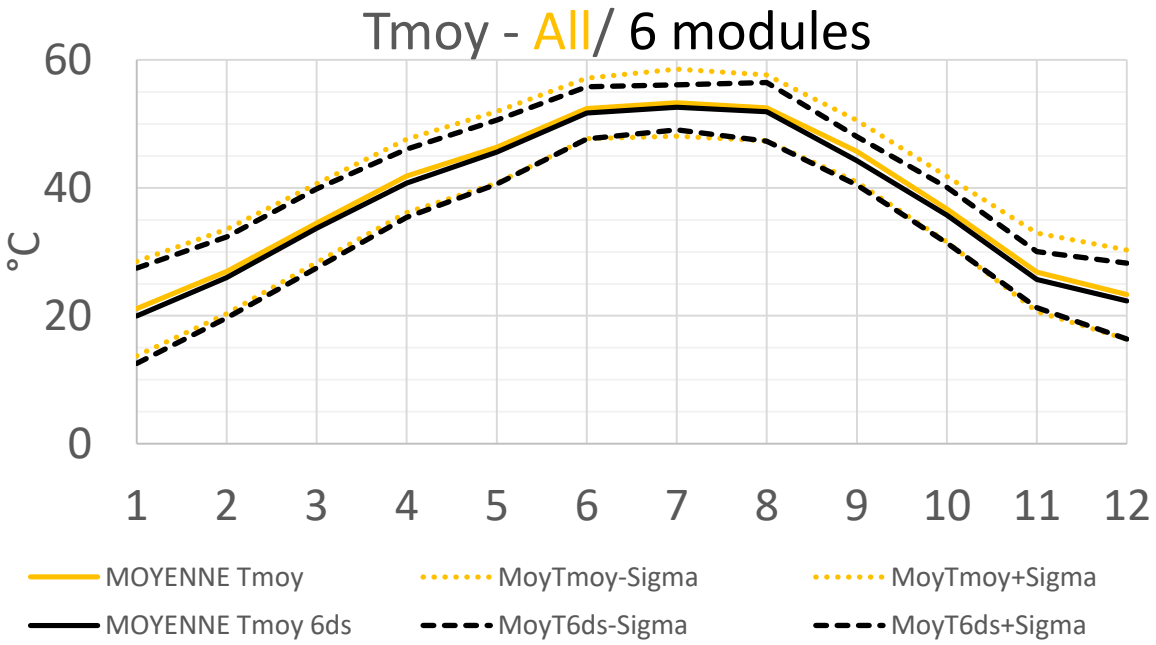



*Figure 187 : Moyenne sur les installations de la température moyenne mensuelle des maxima en sortie de modules*

De plus, comme attendu, la moyenne mensuelle des maxima journaliers (Tmoy) dépend non seulement de l'ensoleillement, mais **également du nombre de modules**.

Six installations comparables deux par deux (Tableau 66) nous permettent de confirmer cette hypothèse.
En Figure 188, deux installations orientées Sud, intégrées au bâtiment et dans la zone Sud sont comparées, on voit clairement que la température à Pourrières où sont installés douze modules est supérieure à celle à Morières où sont installés six modules. Ceci est dû au fait que plus d'énergie a pu être captée avec une surface plus grande de modules. On remarque également un déphasage, à priori du fait que l'horloge du matériel s'est décalée à Morières.
En Figure 189, on confirme cette tendance avec deux installations orientées Sud-Est, surimposées et dans la zone Centre de respectivement quatre (Ambérieu) et six modules (Gorses), cette tendance étant plus nette en été qu'en hiver.
Enfin en Figure 190, on présente deux installations orientées Sud, intégrées au bâti et dans la zone Centre de six (St Genis) et douze modules (Veyrier) et cette fois, la tendance est plus nette en hiver.

| Caractéristiques communes | LIEU | LATITUDE | AZIMUTH | INCL | INTEGR | NB DS |
|---|---|---|---|---|---|---|
| **Région Sud**<br>**Orientées plein Sud**<br>**IAB (intégrées au bâti)** | MORIERES | 43,9 | 0 | 25 | IAB | **6** |
| | POURRIERES | 43,5 | 15 | 15 | IAB | **12** |
| **Région Centre**<br>**Orientées SSE/SSO**<br>**ISB (surimposées)** | AMBERIEU EN BUGEY | 45,9 | 40 | 20 | ISB | **4** |
| | GORSES | 44,8 | 40 | 20 | ISB | **6** |
| **Région Centre**<br>**Orientées plein Sud**<br>**ISB (surimposées)** | SAINT-GENIS-LES-OLLIERES | 45,6 | 5 | 30 | IAB | **6** |
| | VEYRIER-DU-LAC | 45,8 | 10 | 30 | IAB | **12** |

*Tableau 66 : Caractéristiques des pairs d'installations comparables*

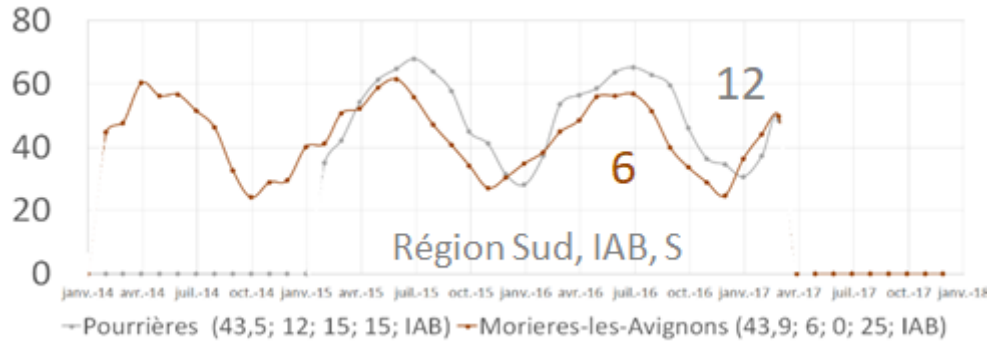



*Figure 188 : Comparaison en fonction du nombre de modules de la température moyenne mensuelle des maxima en sortie de modules Exemple avec deux installations orientées Sud, intégrées au bâtiment et dans la zone Sud : Pourrières et Morières*

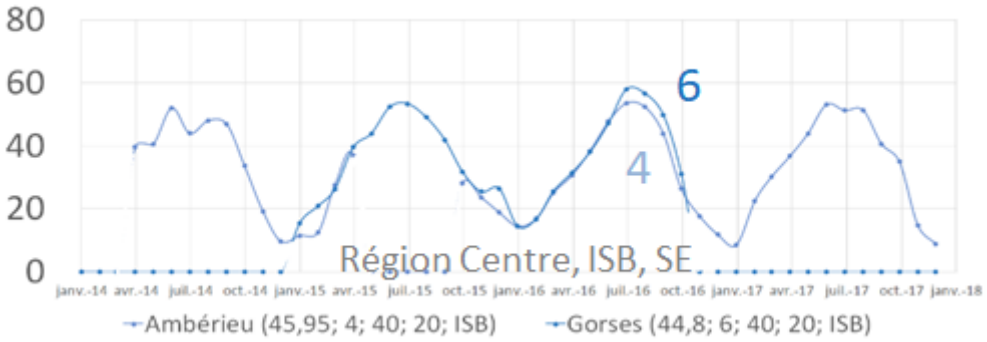



*Figure 189 : Comparaison en fonction du nombre de modules de la température moyenne mensuelle des maxima en sortie de modules Exemple avec deux installations orientées Sud-Est, surimposées et dans la zone Centre : Ambérieu et Gorses*

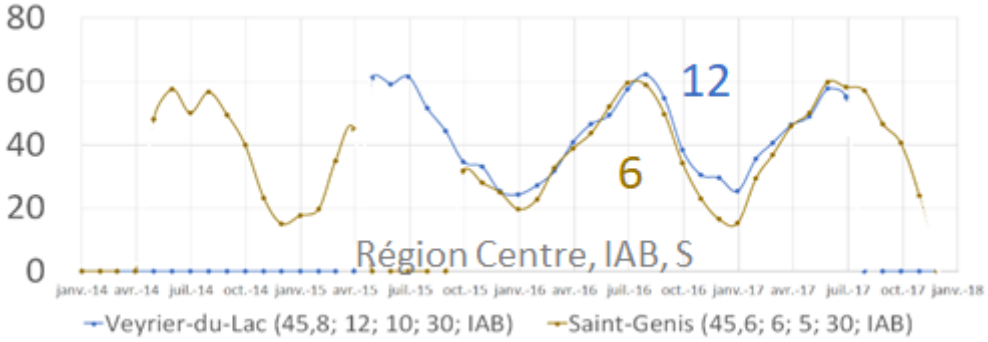



*Figure 190 : Comparaison en fonction du nombre de modules de la température moyenne mensuelle des maxima en sortie de modules Exemple avec deux installations orientées Sud, intégrées au bâti et dans la zone Centre : Veyrier et St-Genis*

Ces températures moyennes mensuelles des maxima journaliers et de fonctionnement enregistrées sont prédites avec moins de 2°C d'écart en moyenne par les logiciels avec des **écarts types inférieurs à 6°C**. Cet écart moyen sur la moyenne mensuelle des maxima journaliers est de 0,6°C sur TRNSYS avec un écart type (sigma) de 4,8°C (Figure 191). L'écart moyen avec la moyenne de fonctionnement est de -1,8°C sur POLYSUN avec un écart type (sigma) de 6,3°C (Figure 192). Cet écart type d'environ 6°C pour des températures maximales de l'ordre de 60°C est cohérent avec des écarts type de 10% sur la météo.

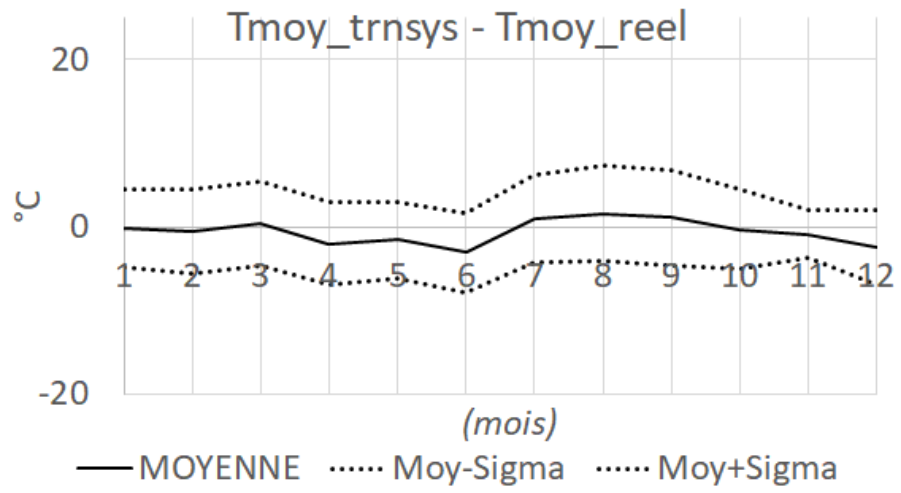



*Figure 191 : Ecart entre la température moyenne Tmoy déduite des logiciels et déduite des mesures*

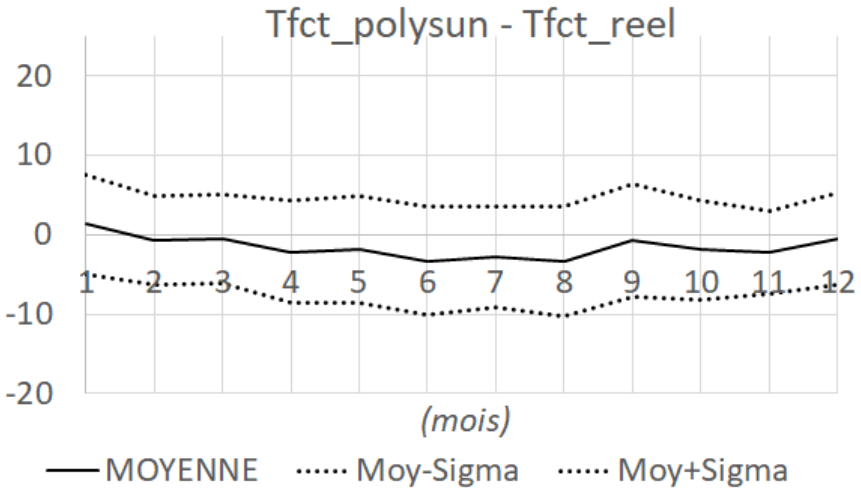



*Figure 192 : Ecart entre la température en fonctionnement Tfct déduite des logiciels et déduite des mesures*

**En conclusion, les caractéristiques dépendant principalement de l'implantation des modules (météo, orientation, inclinaison) que sont la température maximale journalière et mensuelle des panneaux solaires et à la production photovoltaïque sont prédits avec une bonne précision par les logiciels. Les météo statistiques induisent des écarts qu'on peut estimer de l'ordre de 10% avec la réalité du terrain, ce qui impliquent des écarts type raisonnables de 6°C sur les températures maximales évaluées.**

Cependant, la rentabilité de la partie thermique ne dépend pas seulement de la température maximale des capteurs, il est nécessaire d'aller jusqu'à prédire un productible thermique (en kWh !) pour déterminer les économies. C'est pourquoi on a vu que l'instrumentation comprend parfois également des sondes permettant de caractériser les besoins (débitmètre de consommation, température d'eau froide, d'eau chaude post appoint, mesure d'énergie d'appoint). Ces données vont permettre l'analyse de la couverture solaire des besoins qui fait l'objet des chapitres qui suivent.

## 4.7. Analyse du biais des statistiques de comportement

Avant de préciser les économies solaires, il convient d'analyser les besoins d'un point de vue statistique, et surtout de caractériser le biais qu'implique l'utilisation de statistiques du comportement par rapport à un comportement réel.

La première étape consiste à valider notre capacité à évaluer les besoins. On découpe cette présentation en deux étapes, on s'intéresse d'abord aux besoins liés à la consommation (dit besoins nets) puis aux besoins nécessaires pour compenser les déperditions. Pour déterminer les besoins nets, seuls le volume de consommation journalier (L/j) et la température de consigne (°C) pour l'eau chaude sont entrés des données en paramètre. Les logiciels ont leurs propres hypothèses de profils de consommation et de températures de l'eau froide du réseau, et modélisent les pertes thermiques du ballon générique de façon non unifiée. Ces hypothèses sur le comportement ont nécessairement un biais, et pour le caractériser, on s'intéresse aux écarts entre l'impact des calculs des besoins par rapport à des besoins réels. De plus, on cherche à déduire des installations où d'avantage de sondes sont en place, les bonnes valeurs par défaut de volume de consommation journalier et de température de consigne pour l'eau chaude sanitaire lorsque ces valeurs ne sont pas mesurées.

### 4.7.1. Volume de consommation journalier et la température de consigne

Pour estimer le besoin, on analyse d'abord les températures de consignes mesurées en faisant une distinction entre les appoints externes et interne, et on validera que cette donnée a un fort impact sur le potentiel de chauffage par le solaire. On analysera ensuite les moyennes et les variations des volumes de consommation et l'impact de ce volume sur le productible de chaleur solaire.

Les paramètres retenus par les logiciels pour évaluer les besoins sont le volume moyen de consommation journalière (L/j) et la température de consigne (°C) pour l'eau chaude. Parmi les vingt-huit installations, seules dix-sept ont des mesures de leur température de consigne.

La température de consigne varie sensiblement selon que l'appoint est **interne** ou **externe**. Elle est en moyenne de 44°C si l'appoint est externe et de 55°C s'il est interne, l'écart type est de l'ordre de 8°C dans les deux types d'appoint (Tableau 67). **On utilisera les valeurs moyennes par type d'appoint en l'absence de données.**

Cet écart entre les appoints internes et externes est cohérent avec le fait que les appoints pour des cumulus ont des puissances inférieures aux appoints instantanés et le confort est sécurisé par le haut de ballon plus chaud que nécessaire pour une douche (il est même interdit de délivrer de l'eau à plus de 50°C dans les zones consacrées à la toilette pour limiter les risques de brûlures).

A noter que les réglementations anti-légionellose exigeant une température du stockage de 55°C - hors ballon de préchauffage (ou 60mn à 60°C ou 2mn à >70°C au moins une fois par 24h) ne s'appliquent pas en-dessous de 400L.

| Lieu (Latitude, nb DS, Azimuth, Incl, Intégr) | | Appoint | Température de Consigne (°C) |
|---|---|---|---|
| **Ambérieu en Bugey** | (45,9; 4; 40; 20; ISB) | Externe | 43 |
| **Colomiers** | (43,2; 4 ; 40; 20; IAB) | Externe | 31 (avant appoint) |
| **Lille** | (50,6; 8; 30; 25; ISB) | Externe | 43 |
| **Saint-Genis-Les-Ollières** | (45,6; 6; 5; 30; IAB) | Externe | 45 |
| **Saint-Livres** | (46,5;8;35;90;ISB) | - | 38 |
| **Toulouse** | (43,6; 6; 0; 20; IAB) | Externe | 52 |
| **Veyrier-du-Lac** | (45,8; 12; 10; 30 IAB) | Externe | 60 |
| **Andernos-Les-Bains** | (44,7; 6; 40; 35; IAB) | Interne | 59 |
| **Chavannes de Bogis** | (46,3; 6; 30; 30; ISB) | Interne | 68 |
| **Leucate** | (42,9; 10; 10; 45; NI) | Interne | 52 |
| **Lyon** | (45,75; 4,85; 0; 20; ISB) | Interne | 50 |
| **Montauroux** | (43,6; 4 ; 15; 16; IAB) | Interne | 57 |
| **Morieres** | (43,9; 4,9; 0; 25; IAB) | Interne | 43 |
| **Palau-de-Cerdagne** | (42,4; 2; 60; 22; ISB?) | Interne | 51 |
| **Sausheim** | (47,8; 18; 10; 55; IAB) | Interne | 58 |
| **Souzy** | (48,5; 6; 40; 40; IAB) | Interne | 55 |
| **Valcivières** | (45,6; 4; 45; 22; IAB) | Interne | 59 |

*Tableau 67 : Moyenne des températures d'eau chaude mesurées (post-appoint) assimilée à la « température de consigne »*

La température de consigne est non négligeable sur les performances. En effet, comme on le voit dans la Figure 193, Tmoy moyennée sur l'ensemble des installations est supérieure à 45°C sur cinq mois de l'année, tandis que cette moyenne n'est supérieure à 55°C sur aucun mois… Donc autant avec une température de consigne à 45°C, il y a des chances d'atteindre une quasi-autonomie (non utilisation de l'appoint) une bonne partie de l'année, autant avec une température de consigne à 55°C, on est sûr de devoir utiliser l'appoint tous les mois. On comprend donc que l'écart type 8°C n'est pas neutre sur cette capacité à se passer de l'appoint.

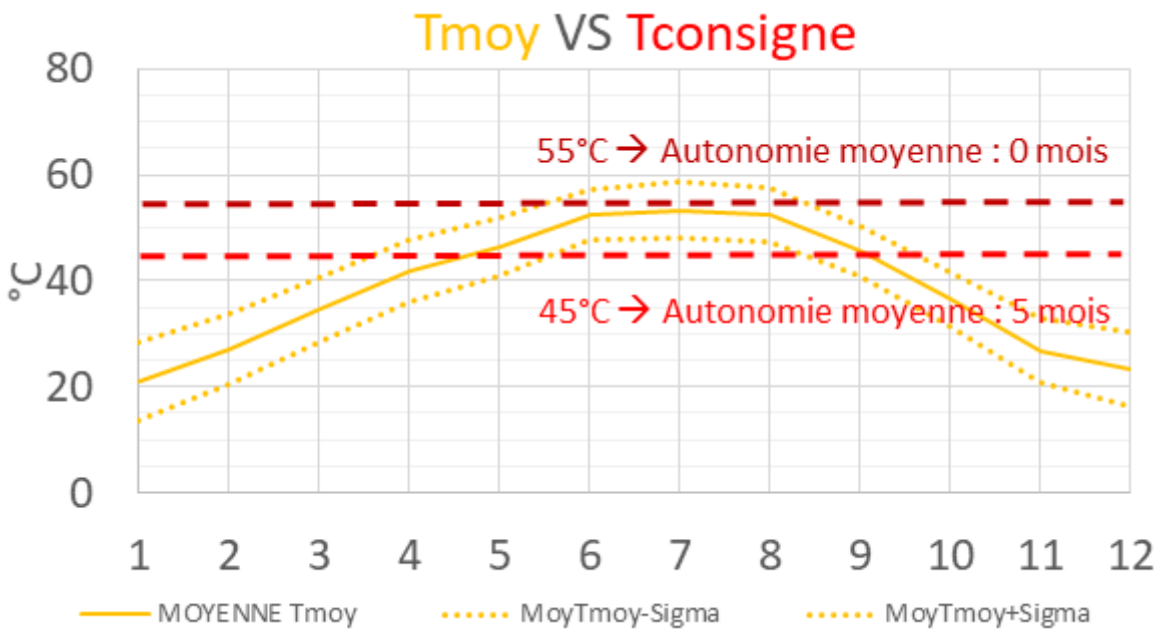



*Figure 193 : Sensibilité de la température de consigne sur l'autonomie (issues des mesures chez Ambérieu)*

On a vu que la température de consigne est une donnée clé pour le potentiel de couverture solaire. Sa valeur dépend principalement de l'emplacement de l'appoint (interne/ externe) mais l'écart type de 8°C relève du comportemental.

On regarde maintenant le volume de consommation, qui est l'autre variable considérée pour l'estimation des besoins.

Seules dix installations ont une mesure directe de la consommation dont cinq avec appoint interne, cinq avec appoint externe. Le volume moyen de consommation journalière varie sensiblement selon que l'appoint est interne ou externe. Il est en moyenne de 27L/p/j si l'appoint est externe avec un écart type de 7L/p/j et de 19L/p/j s'il est interne avec un écart type de 15L/p/j (Tableau 68). **Les écart-types au sein même d'une installation donnée avec l'appoint interne est du même ordre que le volume moyen, ce qui montre la forte difficulté à présupposer d'un volume de consommation journalier.**

Pour une température d'eau froide d'environ 20°C la consommation en énergie est quasi équivalente pour les deux puisages (27L/j à 45°C et 19L/j à 55°C) :

$$Becs_{ext/int} = \dot{m_{ext/int}}.Cp.(Tecs_{ext/int} - T_{EF}) \sim 0{,}8kWh/j/p \qquad (124)$$

| Lieu (Latitude, nb DS, Azimuth, Incl, Intégr) | | ECS/HAB moyenne (L/j/pers) | ECS/HAB Ecart type (L/j/pers) |
|---|---|---|---|
| **Ambérieu en Bugey** | (45,9; 4; 40; 20; ISB) | **15** | 11 |
| **Colomiers** | (43,2; 4 ; 40; 20; IAB) | **52** | 29 |
| **Saint-Genis-Les-Ollières** | (45,6; 6; 5; 30; IAB) | **19** | 13 |
| **Toulouse** | (43,6; 6; 0; 20; IAB) | **21** | 18 |
| **Veyrier-du-Lac** | (45,8; 12; 10; 30 IAB) | **30** | 21 |
| **Andernos-Les-Bains** | (44,7; 6; 40; 35; IAB) | **27** | 123 |
| **Lyon** | (45,75; 4,85; 0; 20; ISB) | **25** | 10 |
| **Montauroux** | (43,6; 4 ; 15; 16; IAB) | **20** | 14 |
| **Souzy** | (48,5; 6; 40; 40; IAB) | **16** | 18 |
| **Valcivières** | (45,6; 4; 45; 22; IAB) | **9** | 6 |

*Tableau 68 : Volume moyen de consommation ECS par habitant mesuré et écart type par installation*

On note que des moyennes ne correspondent pas à la consommation moyenne d'un habitant d'après l'Ademe (https://www.ademe.fr/sites/default/files/assets/documents/besoin-eau-chaude-sanitaire-habitat-individuel-et-collectif-8809.pdf), il est possible que les premiers clients de DualSun soient particulièrement sensibles à l'environnement et aient pris des mesures de réduction de leur consommation d'eau sanitaire.

Du fait de l'incohérence entre les statistiques Ademe et les retours terrains, en l'absence de données, une première simulation a été faite à 50L/j/p, puis le facteur d'écart entre la performance annuelle en énergie solaire et la performance prédite a servi pour réajuster le volume moyen journalier.

Cette donnée du **volume moyen journalier consommé joue au premier ordre sur les performances solaires.** Pour le valider, on reprend un des cas type qui nous ont permis de comparer les logiciels (modèles thermiques), à Lyon avec quatre modules plein Sud incliné à 30° pour un ballon de 300L (pièce à 18°C) avec une température de consigne à 45°C. Une simulation SOLO pour 25, 50, 100 et 200L/j respectivement donne 168, 365, 697 et 1 157kWh/an solaire. On retrouve bien que la

production de chaleur solaire est linéairement dépendante de la consommation comme illustré par la Figure 194. Bien sûr, cette conclusion n'est vraie que si le système solaire n'est pas sous-dimensionné, il atteindrait ensuite une asymptote de production.

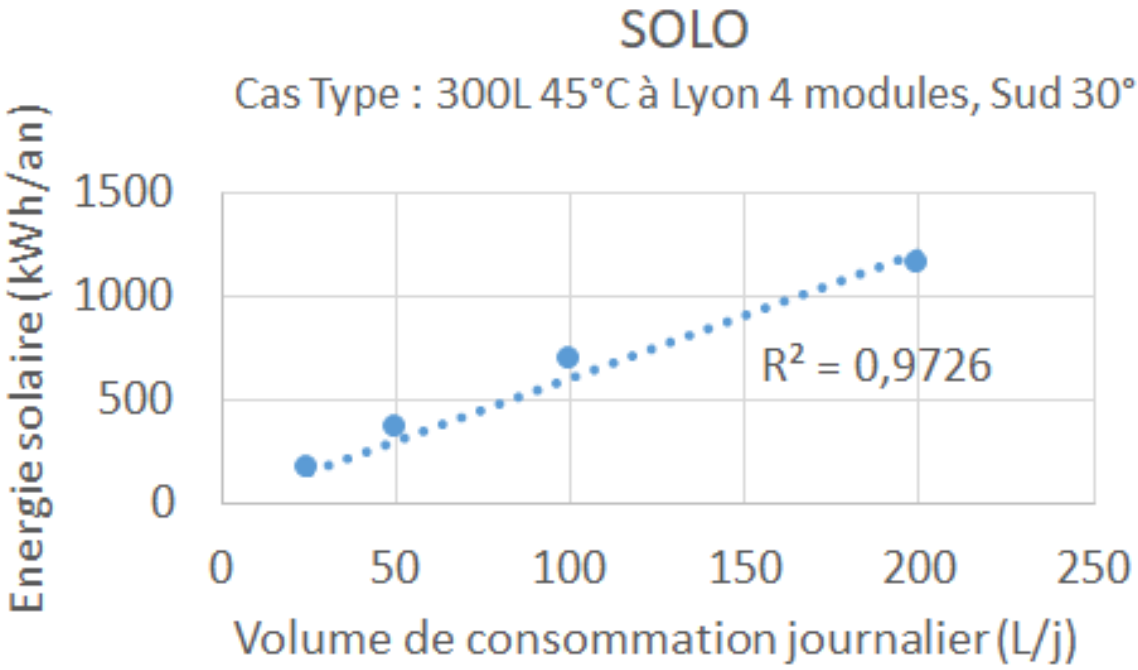



*Figure 194 : Sensibilité au volume de consommation journalier de la production d'énergie solaire pour une installation type*

Au-delà de cette valeur moyenne journalière, et on note qu'installation par installation, les écarts type sont de l'ordre de la moyenne, comme illustré à Ambérieu avec la Figure 195. A Andernos, l'écart type est cinq fois supérieur (Figure 196), ce qui s'explique par le fait qu'à Andernos, le nombre de consommateurs passe de une personne à six personnes pendant les vacances !

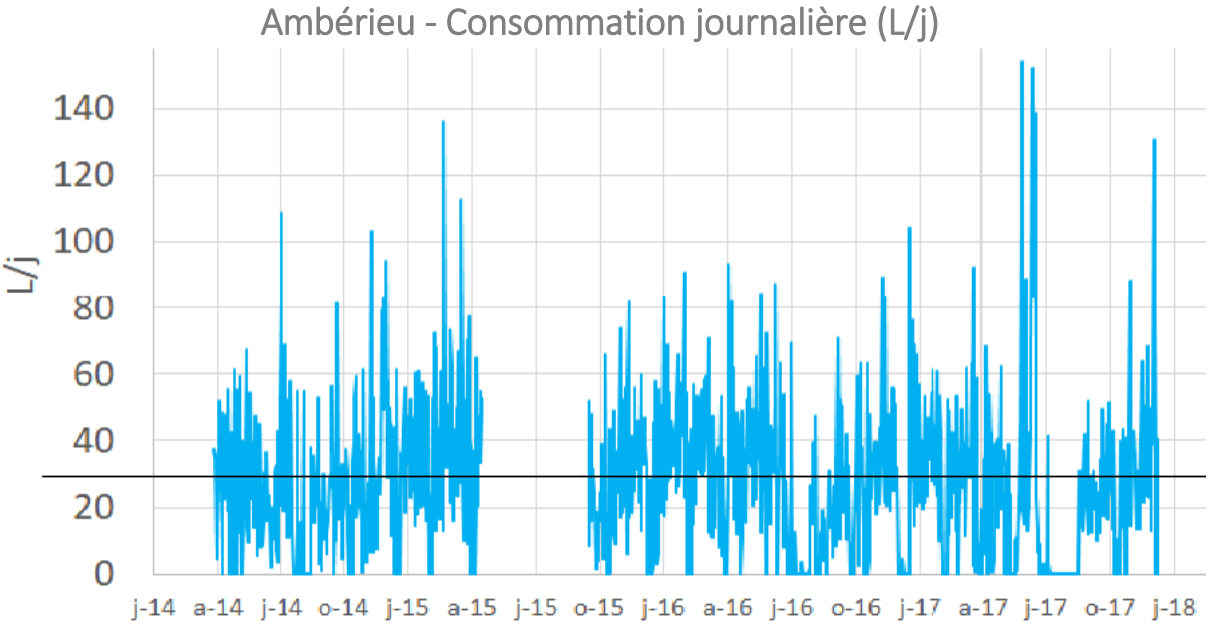



*Figure 195 : Ambérieu-en-Bugey, données brutes des volumes de consommation journalière (L/j)*

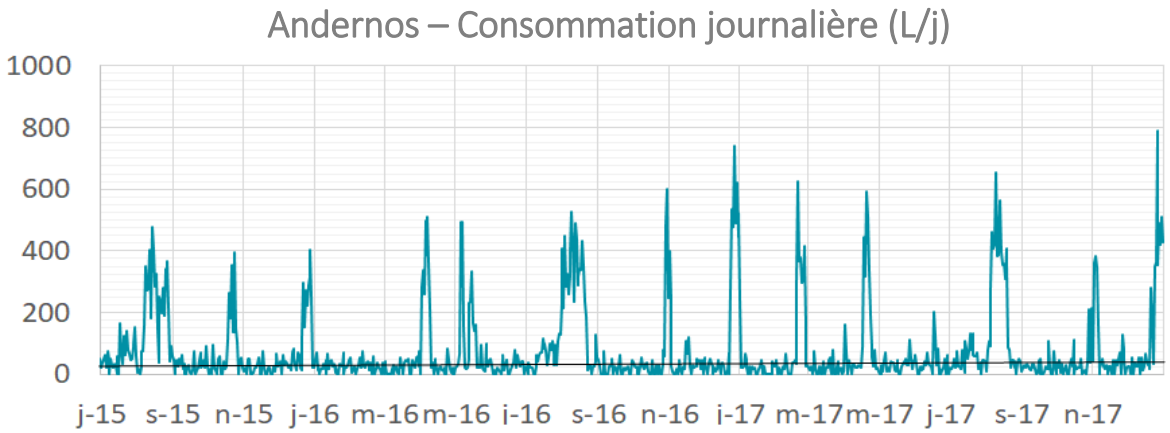



*Figure 196 : Andernos, données brutes des volumes de consommation journalière (L/j)*

L'analyse du volume de consommation et de la température de consigne souligne déjà la difficulté à être représentatif en travaillant sur des données moyennes, alors même que ces données sont des données d'entrée. D'autres hypothèses impactent la détermination du besoin et ne sont pas des données d'entrée adaptables, ce sont notamment le profil de puisage et les températures d'eau froide du réseau. Les chapitres suivants analysent les hypothèses prises par les logiciels et leur impact sur le productible en comparaison à des mesures réelles.

### 4.7.2. Profil de puisage

Dans ce chapitre, on s'intéressera aux hypothèses sur les profils de puisage. De manière très concrète, il s'agit principalement des horaires auxquels un des membres de la famille va par exemple prendre sa douche. Le profil par défaut de chaque logiciel a été utilisé comme hypothèse de base, on cherche à définir la pertinence de ces modèles par rapport à nos données terrain, et à quantifier son impact sur le productible solaire.

Au-delà d'un volume journalier, les logiciels TRNSYS et PolySun présupposent un profil horaire de consommation. Les statistiques horaires de consommations en moyenne pour les sept installations considérées, comparés aux profiles utilisés par les logiciels, montrent une assez bonne adéquation, en particulier avec le profil TRNSYS (Figure 197). On note que le besoin n'est pas particulièrement concomitant à la ressource solaire avec deux pics en matinée et soirée, mais la chaleur se stocke sans trop de pertes, on verra qu'un unique pic de consommation vers midi n'aurait pas été plus favorable.

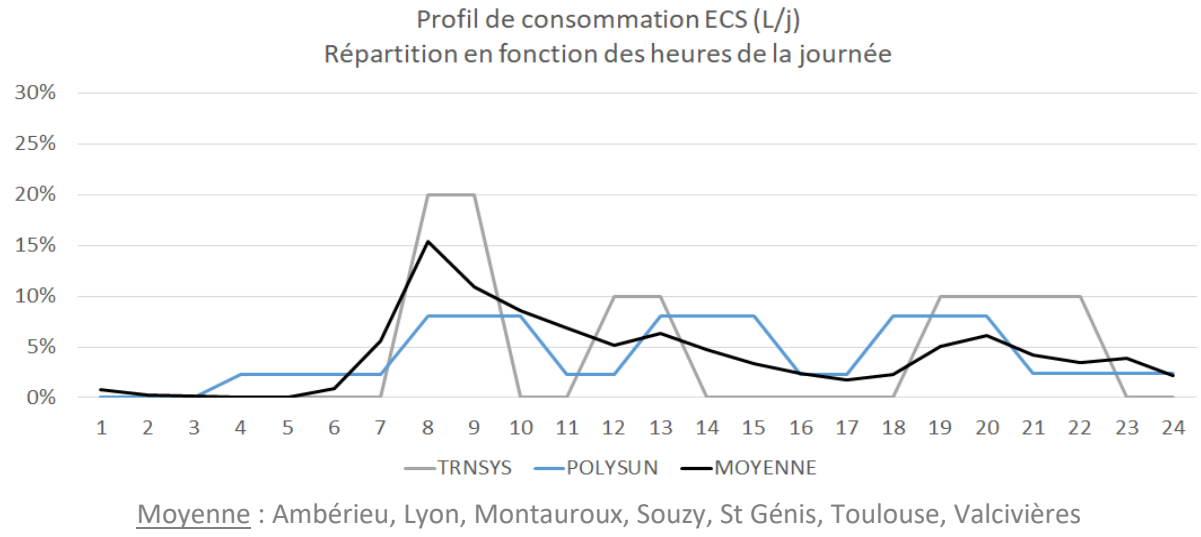



*Figure 197 : Profil de consommation ECS (L/j) par TRNSYS, Polysun et une moyenne issue des mesures sur 7 installations*

Si on prend l'exemple de Toulouse, les moyennes sont très proches du profil TRNSYS (Figure 198). Pourtant, un schéma des profils horaires de consommation jour après jour montre une forte irrégularité des horaires de consommation : la Figure 199 illustre ce phénomène pour 146 jours de consommation du 07/07/2017 au 31/03/2018. Cette irrégularité se retrouve sur toutes les installations.

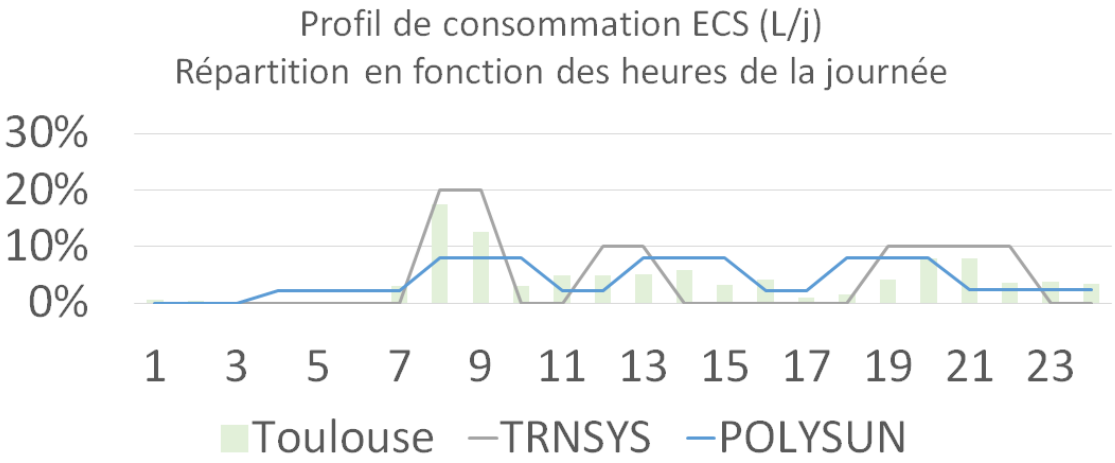



*Figure 198 : Profil de consommation ECS (L/j) par TRNSYS, Polysun et une moyenne issue des mesures à Toulouse*

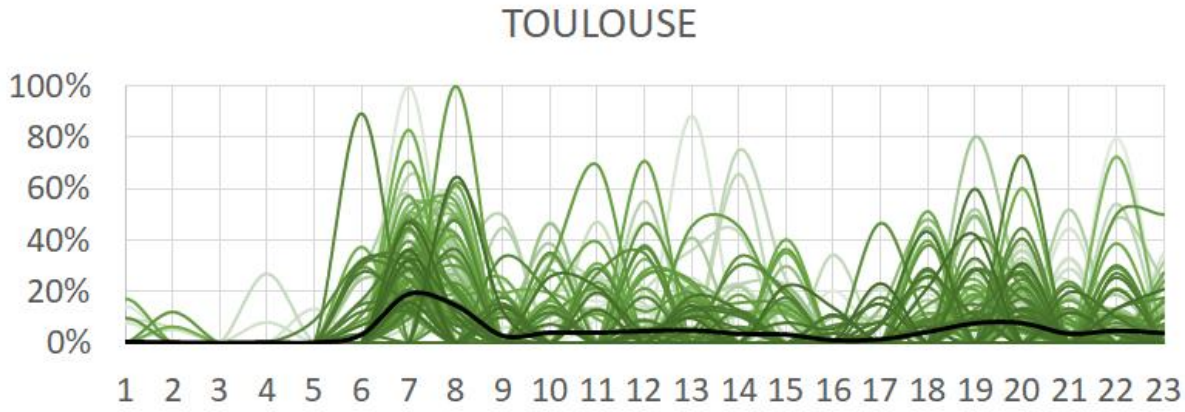



*Figure 199 : Profil de consommation ECS (L/j) jour par jour à Toulouse*

On reprend le cas type à Lyon de quatre modules plein Sud inclinés à 30° pour un volume moyen de 200L/j consommé avec un stockage de 300L et une température de consigne de 45°C, et on fait varier dans TRNSYS le profil de consommation. On compare quatre profils (Figure 200) :

- le profil de BASE de TRNSYS avec une consommation à 8-9h puis 12-13h et 19-22h,
- un profil BIS avec la totalité du volume journalier consommé à 8h,
- un profil TER avec la totalité du volume journalier consommé à 12h,
- un profil QUATER avec une consommation constante tout au long de la journée 8-23h.

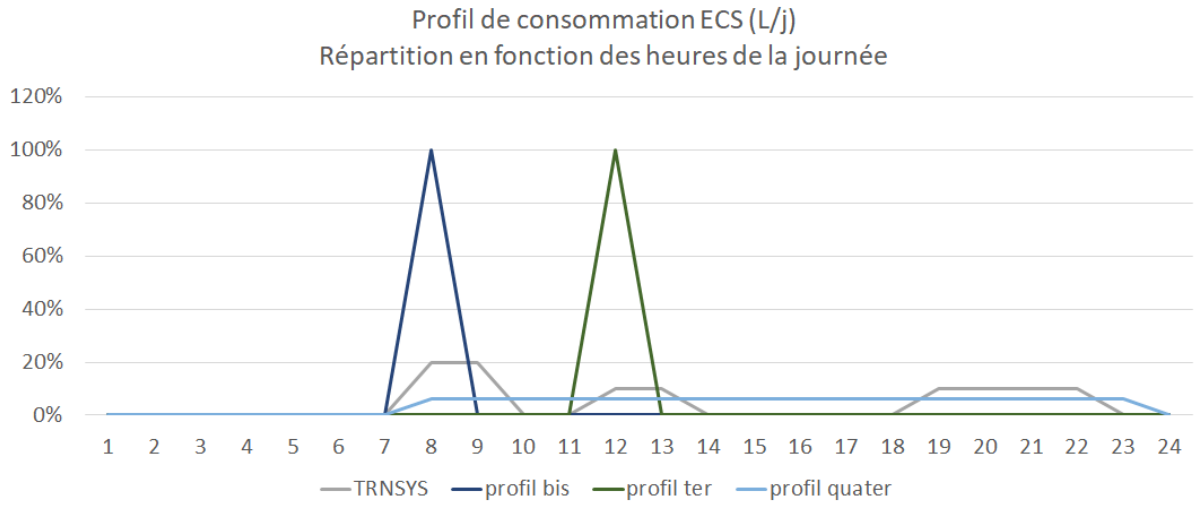



*Figure 200 : Définition de quatre profils de consommation pour les logiciels*

Les résultats de la production solaire pour les quatre profils sont résumés dans le Tableau 69. Il est démontré qu'avec la totalité de la consommation concentrée sur un créneau (BIS, TER) la production de chaleur solaire diminuée de 30% par rapport aux consommations du profil de BASE (référence) ainsi qu'à une consommation au fil de la journée (QUATER).

| *QuColl (kWh)* | *TRNSYS 815* | *Production solaire Ecart relatif* |
|---|---|---|
| *Base* | 1400 | 0% |
| *Bis* | 973 | -30% |
| *Ter* | 983 | -30% |
| *Quater* | 1414 | 1% |

*Tableau 69 : Ecart relatif sur la production solaire en fonction du profil de puisage*

**Que ce soit les températures de consigne, le volume moyen journalier de consommation, ou les profils, tous ces paramètres ont des écarts type élevés qui influencent au premier ordre la production solaire. Il semble dès lors impossible de garantir une production de chaleur solaire sur des bases statistiques de consommation.**

On analyse pour finir le dernier paramètre qui influence la détermination du besoin net, la température d'eau froide du réseau d'eau définie par les logiciels.

### 4.7.3. Température d'eau froide

La consommation nette pour l'eau sanitaire (Becs) dépend de la température d'eau froide ($T_{EF}$) du réseau d'eau. Ce paramètre n'est pas comportemental, et s'apparente plus à un biais climatique, on s'attend donc à des écarts-type plus faible, et à un impact limité sur le productible.

On présente les données brutes de la sonde S4 de température d'eau chez Ambérieu en juillet 2017 (Figure 201). Les pics ont lieu lorsque la pompe de consommation n'est pas allumée, la sonde est plongée dans une eau en stagnation proche du bas de ballon. Au fur et à mesure que le bas de ballon se réchauffe, cette chaleur diffuse petit à petit. La température du réseau étant une limite basse (le ballon ne peut que réchauffer l'eau), on ne considère que les minima journaliers. Plus exactement, la température d'eau froide $T_{EF}$ considérée est la moyenne mensuelle des minima journaliers.

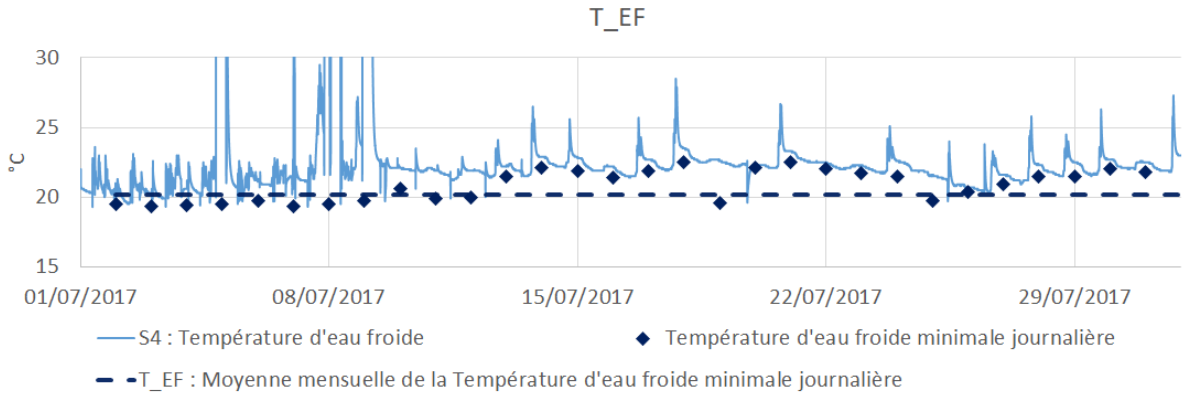



*Figure 201 : Ambérieu-en-Bugey, données brutes de la température d'eau froide, et moyenne des minima journalier*

Lorsque des données ont été obtenues sur plusieurs années, $T_{EF}$ est la moyenne mois par mois, comme on le montre pour Ambérieu dans le Tableau 70.

| *Ambérieu* | *J* | *F* | *M* | *A* | *M* | *J* | *J* | *A* | *S* | *O* | *N* | *D* |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| *2014* | | | | | 14,9 | 17,1 | 18,8 | 19,3 | 19,0 | 17,9 | 15,4 | 12,6 |
| *2015* | 9,9 | 8,8 | 9,9 | 12,8 | | | | | | 16,6 | 15,1 | 12,8 |
| *2016* | 11,1 | 10,8 | 10,1 | 13,0 | 14,4 | 16,7 | 20,0 | 21,2 | 20,4 | 17,1 | 14,3 | 11,5 |
| *2017* | 8,4 | 9,5 | 11,1 | 13,8 | 15,1 | 18,8 | 20,8 | 22,1 | 19,3 | 17,8 | 14,4 | 11,1 |
| *Moyenne* | *9,8* | *9,7* | *10,4* | *13,2* | *14,8* | *17,5* | *19,9* | *20,9* | *19,6* | *17,4* | *14,8* | *12,0* |

*Tableau 70 : Moyenne des minima journaliers de l'eau froide du réseau - TEF*

En moyenne sur les huit installations où la sonde S4 est présente, la température d'eau froide passe de 9,5°C en janvier à 22,1°C en août, l'écart type entre les installations est en moyenne sur l'année de 1,8°C, cet écart type est plus important en été qu'en hiver (Figure 202).

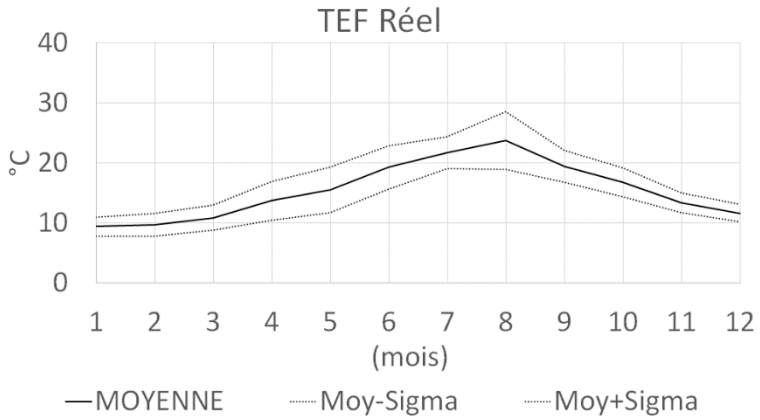



*Figure 202 : Moyenne sur les installations de la température moyenne d'eau froide*

Cette température est une hypothèse par défaut dans les logiciels, sur TRNSYS, elle est fixe mois par mois quelque soit le lieu d'installation, tandis que SOLO et PolySun la calcule à chaque pas de temps en fonction de la météo.

Sur les huit installations avec un suivi de la température d'eau froide, les températures d'eau froide semblent globalement sous-estimées par TRNSYS et PolySun (eau froide en en moyenne 4,3°C plus chaude pour TRNSYS et 3,3°C pour PolySun), SOLO est plus réaliste mais l'eau chaude est un peu plus froide en hiver et un peu plus chaude en été dans la réalité (0,9°C plus élevée en moyenne) (Figure 203).

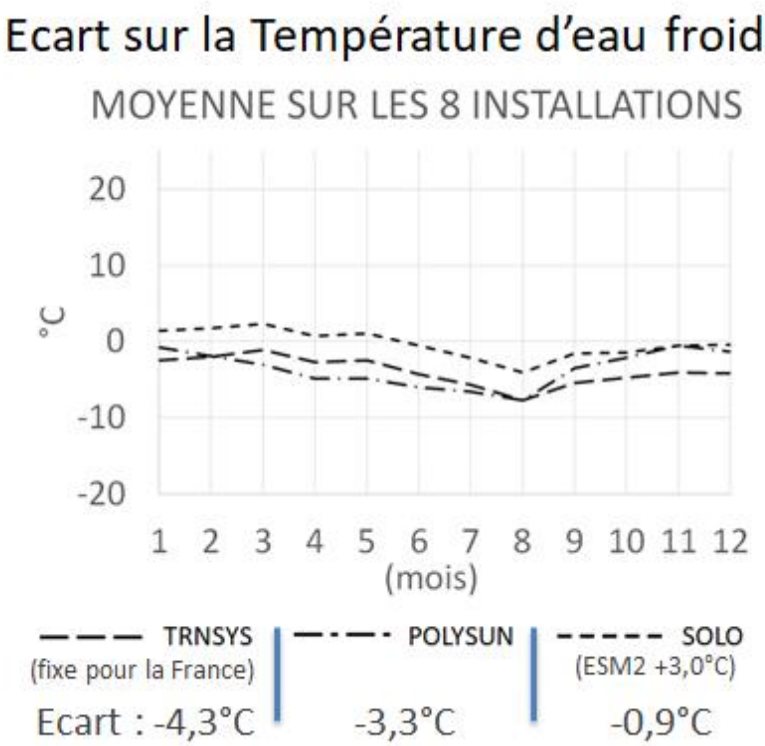



*Figure 203 : Ecart entre la température d'eau froide $T_{EF}$ déduite des logiciels et déduite des mesures*

Pour des appoints externes par exemple (Tecs=45°C), en considérant une température d'eau froide moyenne de 12°C sur l'année au lieu de 15°C ($\Delta T_{EF} = 3°C$), l'écart sur la consommation Becs est de l'ordre de 10%, on peut donc confirmer le fait que cette variable s'apparente plus à un biais d'ordre météorologie avec des impacts plus restreint sur la performance.

$$\frac{\Delta B_{ecs}}{B_{ecs}} = \frac{\dot{m}.Cp.\Delta T_{EF}}{\dot{m}.Cp.(T_{ecs} - T_{EF})} = 10\% \qquad (125)$$

Si on reprend l'exemple à Lyon de quatre modules plein Sud orienté 30° pour 200L/j de consommation à 45°C avec un 300L de stockage (intérieur à 18°C), on retrouve bien cet ordre de grandeur de 10% avec des simulations à 3°C d'écart sur les températures d'eau froide avec SOLO (Tableau 71). On retrouve le même ordre de grandeur sur les apports solaires, ce qui confirme que l'impact de la consommation sur ces apports est au premier ordre.

| | *Consommation nette (kWh/an)* | *Apports solaires (kWh/an)* |
|---|---|---|
| *T_EF+3°C* | 2 584 | 1 157 |
| *T_EF* | 2 839 | 1 286 |
| *Ecart relatif* | *8,9%* | *10,1%* |

*Tableau 71 : Influence de la température d'eau froide sur la consommation nette et les apports solaire (SOLO)*

**Afin d'être plus proche de la réalité, il est préconisé pour des optimisations futures des codes, d'évaluer la prise en compte d'une température d'eau froide +3°C si le logiciel le permet.**

### 4.7.4. Besoin net (Becs)

Comme synthèse du biais important d'une considération d'une hypothèse statistique pour simuler un comportement réel inconnu, le chapitre qui vient va permettre de souligner la difficulté à évaluer les besoins nets, ce qui est pourtant l'étape indispensable à la détermination de la couverture des besoins par la chaleur solaire.

A partir des données de volume de consommation, de température d'eau chaude et de température d'eau froide, un bilan énergétique permet de quantifier la consommation nette (Becs) pour l'eau sanitaire (126).

$$B_{ecs} = \dot{m}.Cp.(T_{ecs} - T_{EF}) \qquad (126)$$

Les calorimètres donnent les données en énergie cumulée, on extrait en particulier le besoin mensuel. On présente les données brutes pour Ambérieu du 01/07/2017 au 06/07/2017 sur le pas de temps d'une minute et en cumul (Figure 204).

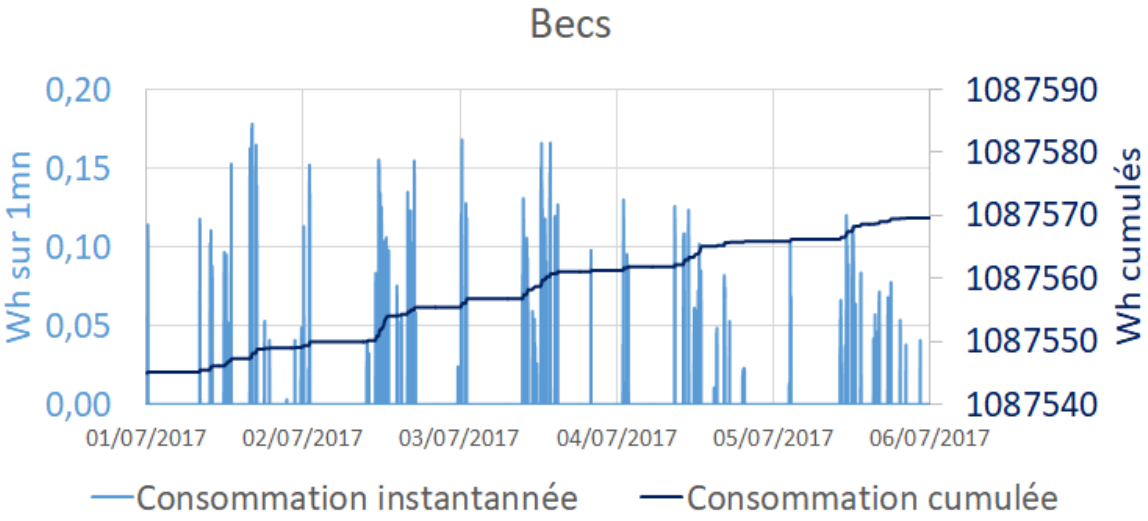



*Figure 204 : Ambérieu-en-Bugey, données brutes des besoins de consommation instantanés et cumulés (kWh)*

Lorsque des données ont été obtenues sur plusieurs années, Becs est la moyenne mois par mois comme on le montre pour Ambéireu dans le Tableau 72.

| *Ambérieu* | *J* | *F* | *M* | *A* | *M* | *J* | *J* | *A* | *S* | *O* | *N* | *D* |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| *2014* | | | | | 46 | 41 | 45 | 28 | 32 | 31 | 24 | 40 |
| *2015* | 40 | 37 | 55 | 50 | | | | | | 28 | 37 | 32 |
| *2016* | 43 | 39 | 54 | 45 | 51 | 56 | 40 | 32 | 31 | 26 | 33 | 26 |
| *2017* | 47 | 37 | 44 | 40 | 46 | 40 | 48 | 20 | 30 | 31 | 28 | 42 |
| *Moyenne* | *43* | *38* | *51* | *45* | *48* | *46* | *44* | *27* | *31* | *29* | *30* | *35* |

*Tableau 72 : Moyenne de la consommation mensuelle - BECS (kWh)*

Cette consommation nette pour l'eau sanitaire (Becs) réelle est comparée à la prédiction par les logiciels. Le résultat est nécessairement impacté par la diversité des puisages réels par rapport à un profil statistique et par l'écart sur les températures d'eau froides.

On donne les écarts relatifs (127) entre la consommation réelle et simulée installation par installation (Tableau 73).

$$Ecart_relatif = \frac{B_{ecs}^{Réel} - B_{ecs}^{Logiciel}}{B_{ecs}^{Logiciel}} \quad (127)$$

| Lieu (Latitude, nb DS, Azimuth, Incl, Intégr) | | SOLO | TRNSYS (815/295) | POLYSUN |
|---|---|---|---|---|
| **Ambérieu en Bugey** | (45,9; 4; 40; 20; ISB) | 29% | 31% | 22% |
| **St-Genis-Les-Ollières** | (45,6; 6; 5; 30; IAB) | -40% | -40% | -43% |
| **Toulouse** | (43,6; 6; 0; 20; IAB) | -28% | -9% | -30% |
| **Veyrier-du-Lac** | (45,8; 12; 10; 30 IAB) | -4% | 35% | -12% |
| **Lyon*** | (45,75; 4,85; 0; 20; ISB) | -9% | -1% | -6% |
| **Montauroux** | (43,6; 4 ; 15; 16; IAB) | -16% | 3% | -25% |
| **Souzy *** | (48,5; 6; 40; 40; IAB) | -64% | -34% | -67% |
| **Valcivières** | (45,6; 4; 45; 22; IAB) | 11% | 46% | 1% |
| **MOYENNE** | | **-15%** | **4%** | **-20%** |
| **ECART TYPE** | | **29%** | **32%** | **28%** |

** Lyon et Souzy : seulement 2 mois de données exploitables, exclus de la moyenne*

*Tableau 73 : Ecarts relatifs entre les besoins de consommation réelle et simulée installation par installation*

**L'écart type sur l'estimation par les logiciels des besoins nets est très élevé, de l'ordre de 30%** . Cet écart est plus important que prévu. On a déjà noté que les températures d'eau froide étaient surestimées ce qui implique des écarts de l'ordre de 10%.

On estime que la variation de profils journaliers (consommation concentrée en quelques minutes VS consommation étalée sur la journée) a certes un impact sur la production de chaleur solaire, mais n'a pas d'impact sur le besoin net. En effet, ce besoin est une intégrale des débits instantanés multipliés par la différence entre la température de consigne et la température d'eau froide du réseau, or cette différence n'évolue que très peu à l'échelle de la journée, donc pour un volume de consommation journalier fixé (Eq. 128), l'intégral ne varie pas avec le profil journalier (Eq. 129).

$$V(L/j) = \int_{journée} \dot{m} \quad (128)$$

Pour (T_ECS-T_EF) stable : $\int_{journée} \dot{m}.Cp.(T_{ECS} - T_{EF}) = Cp.(T_{ECS} - T_{EF}).\int_{journée} \dot{m}$ (129)

L'autre part d'explication provient donc des volumes de consommation qui ont de forts écarts d'une journée sur l'autre et entre les mois.

Pour regarder en détail sur les trois installations avec un an de données sur un CESI pur : St Genis, Ambérieu et Montauroux, on donne le ratio mensuel entre la consommation nette simulée et réelle (Figure 205 et Figure 206).

Pour Montauroux, la consommation nette est proche en hiver et surestimée d'un facture 2 en été sauf en août où elle sous-estimée pour TRNSYS (qui suppose des vacances estivales).

Pour Ambérieu, la consommation nette est proche d'août à février, mais sous-estimée d'un facture 2 de mars à juillet.

Pour St Genis, la consommation nette est surestimée d'environ 50% en hiver et surestimée d'un facture supérieur à 3 en été : pour TRNSYS (816 et 295) on atteint un facture 5 en juillet et un facteur 10 pour SOLO et PolySun en août.

On note donc que les moyennes annuelles de consommation nette cachent de fortes variations mensuelles, cependant les trois exemples donnent des tendances opposées si on souhaitait affiner

avec une variation mensuelle statistique à partir de volumes de consommation journaliers moyens annuels.

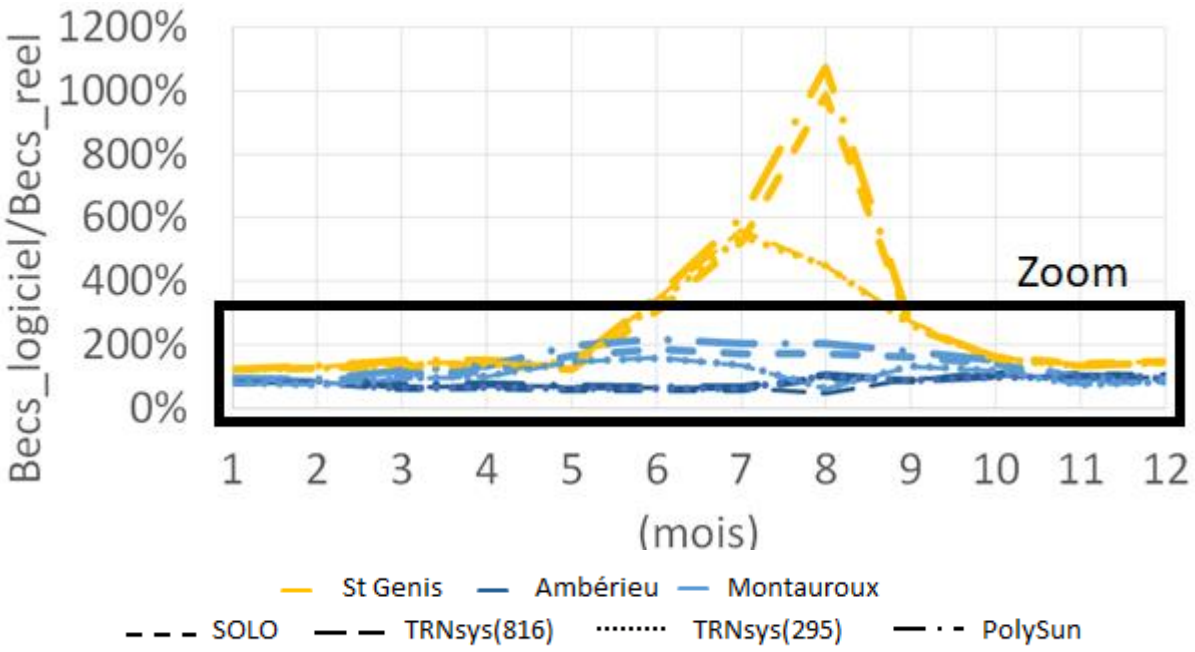



*Figure 205 : Ratio mensuel entre les besoins nets de consommation simulés et réels*

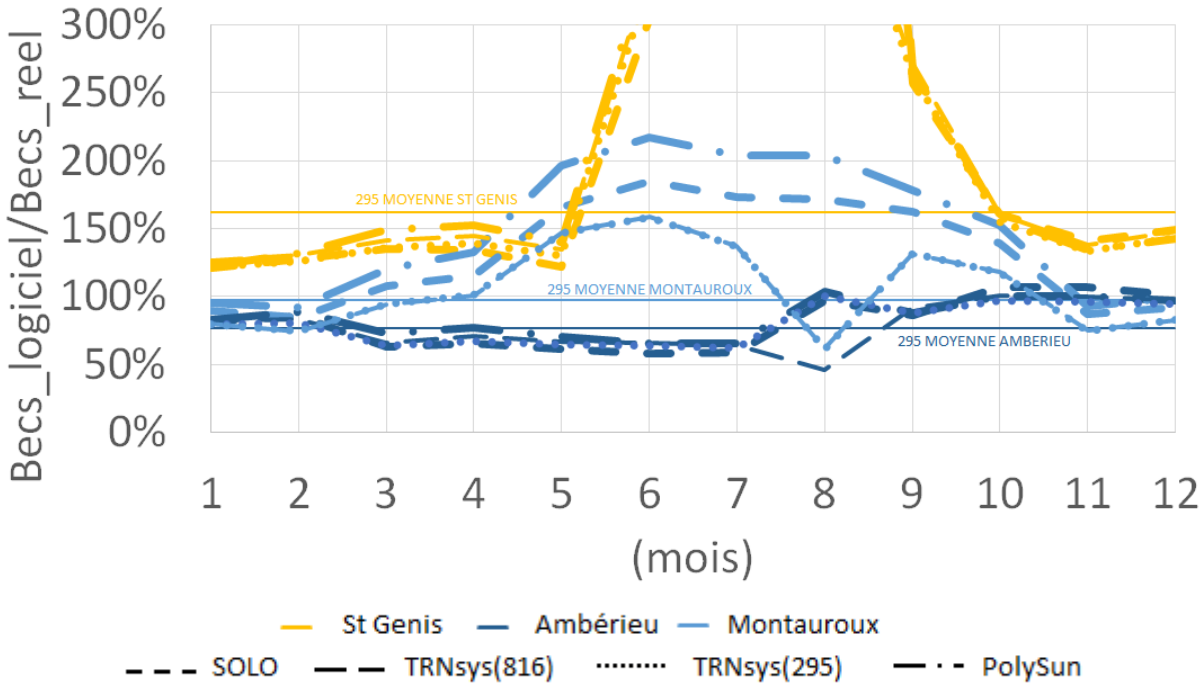



*Figure 206 : Zoom, ratio mensuel entre les besoins nets de consommation simulés et réels*

Les chapitres précédents nous ont permis d'identifier un biais comportemental sur la détermination du besoin net. Il manque un élément avant de pouvoir déterminer la couverture solaire des besoins, il nous faut préciser les déperditions du stockage pour définir le besoin total. Une fois ce besoin thermique global estimé, la part solaire sera ensuite simulée.

### 4.7.5. Pertes ballon et besoin total

Avant d'analyser la capacité à prédire le besoin total en fin de ce chapitre, on analyse d'abord les incertitudes sur les besoins liés aux pertes thermiques.
En effet, le fait de stocker de l'eau chaude pour être toujours prêt à fournir la demande implique des déperditions. La déperdition étant la résultante d'un échange entre le ballon et son environnement direct, elle dépend de la surface d'échange, de la résistance thermique entre la surface et l'eau, de la température de l'eau et de la température ambiante autour du ballon. Dans ce chapitre, on s'intéresse d'abord au ballon puis à son environnement pour estimer notre incertitude sur les pertes. Une remarque supplémentaire concerne le cas favorable ou défavorable de ces pertes vers le local. Dans le cas de fonctionnement d'hiver les déperditions contribuent partiellement au chauffage du local par contre, elles pourraient accroitre l'inconfort en été.

En ce qui concerne le ballon utilisé, quelque soit l'installation, on ne dispose que d'une unique donnée sur le ballon utilisé : son volume.

Les pertes de stockage sont donc calculées à partir d'un ballon par défaut du logiciel. Sur Solo et PolySun, on considère 8 cm d'isolant polyuréthane, et sur TRNSYS, le coefficient de déperdition est par défaut à 0,7W/m²/K (équivalent à 4cm pour une résistance thermique supposée à 0,03W/m/K). Solo indique que 8 cm correspond à 0,1173 Wh/jour.L.°C pour un 300L (0,5W/m²/K pour 1,3m de hauteur de ballon (voir encadré pour le calcul de l'équivalence)) et 0,1430 Wh/jour.L.°C pour un 200L (0,6W/m²/K pour 1,2m de hauteur de ballon).

En savoir plus : calcul de l'équivalence en W/m²/K pour le 300L (hauteur 1,3m):

Rayon : $Rayon_{ballon} = \sqrt{\frac{Volume_{ballon}}{Hauteur_{ballon}*\pi}} = \sqrt{\frac{0{,}003}{1{,}3*\pi}} = 0{,}27m$

Surface : $Surface_{ballon} = 2.\pi.Rayon_{ballon}{}^2 + Hauteur_{ballon}.2.\pi.Rayon_{ballon}$

$$= 2\ x\ \pi\ x\ 0{,}27^2 + 1{,}3\ x\ 2\ x\ \pi\ x\ 0{,}27 = 2{,}7m^2$$

Déperdition : $D = 300L\ x\ 0{,}1173Wh/jour/L/K\ = 35{,}2Wh/24h/K = 1{,}5W/K$

Déperdition surfacique : $\frac{D}{Surace_{ballon}} = \frac{1{,}5}{2{,}7} = 0{,}5W/m^2/K$

Si on reprend l'exemple à Lyon de 4 modules plein Sud orienté 30° pour 200L/j de consommation à 45°C avec un 300L de stockage, la consommation nette modélisée par TRNSYS est de 2540kWh/an. Le besoin total augmente linéairement avec le coefficient de déperdition, si ce coefficient passe de 0 à 7W/m²/K, ce qui revient à passer d'une épaisseur d'isolant infinie à une épaisseur de 4mm (pour une conductivité thermique supposée à 0,03W/m/K), le besoin total augmente seulement de moitié.

$$Rth_{isolant} = \frac{\lambda_{isolant}}{e_{isolant}} \quad (130)$$

Pour des épaisseurs d'isolants raisonnables (4 à 16 cm de PU soit un coefficient de déperdition de 0,2 à 0,8W/m²/K), l'impact est quasi négligeable (Figure 207). **Ce facteur d'isolation du ballon n'est pas prépondérant puisqu'un facteur 2 sur l'épaisseur d'isolant (donc sur le coefficient de déperdition $Rth_{isolant}$) ne joue que sur 2% de la production de chaleur solaire.**

Par ailleurs, en ce qui concerne la température environnant le ballon (température du local), elle est supposée fixe dans les logiciels. Pour TRNSYS, elle est prise par défaut à 20°C. Si on suppose ce local à

30°C, l'impact sur la production de chaleur solaire annuelle est d'environ 5% à Lyon pour à 300L de stockage alimenté par 4 modules plein Sud inclinés à 30°C avec un besoin de 200L à 45°C (1295kWh/an de chaleur solaire pour un local à 30°C au lieu de 1357kWh/an à 20°C, pour un besoin total de 2529kWh/an à 30°C au lieu de 2692kWh/an à 20°C). Puisqu'on s'intéresse à un échange entre le local et le ballon, cet ordre de grandeur reste valable si la température du ballon était sous-estimée de 10°C.

**L'incertitude sur les besoins totaux du fait d'une méconnaissance du ballon et de la température du local est inférieure à 10%, cependant l'écart peut aller au-delà si l'écart sur la température de l'eau dans le ballon par rapport aux prédictions est de plus de 10°C en moyenne.**

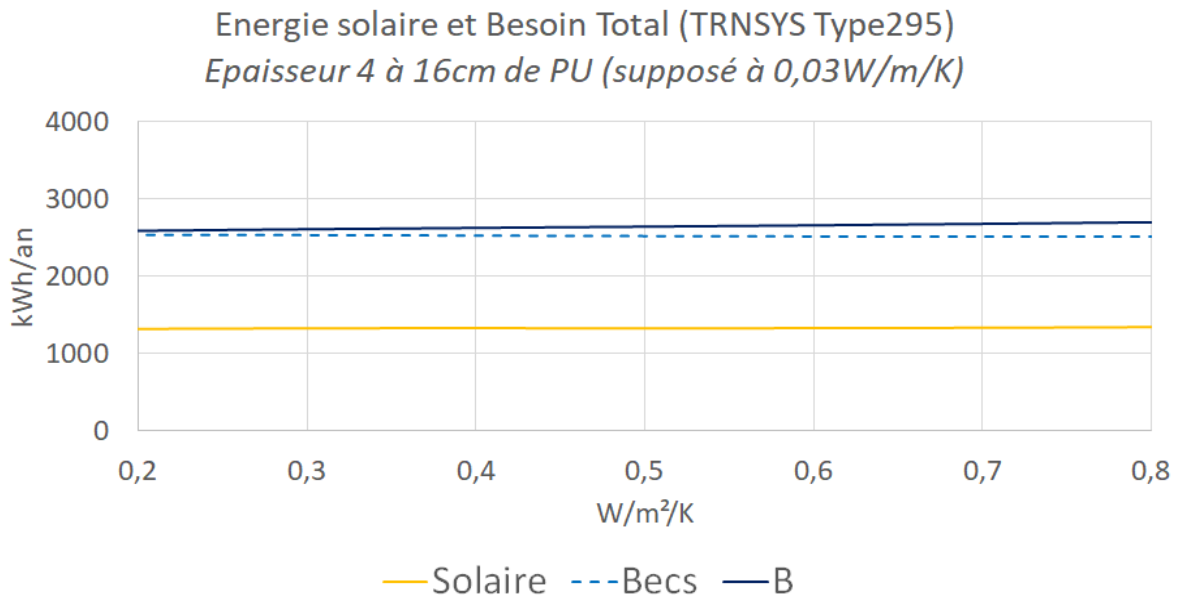



*Figure 207 : Influence de la résistance thermique de l'isolant de ballon sur les besoins totaux et l'énergie solaire (TRNSYS)*

Pour comparer ces incertitudes avec les écarts entre les prédictions et le terrain, on va analyser le taux de non-pertes (le ratio du besoin net sur le besoin total). Ce taux de non-pertes est un miroir du taux de pertes : s'il vaut par exemple 75%, c'est que l'énergie dont vous avez eu besoin pour vous fournir de l'eau à la température de consigne a servi pour 25% à compenser les déperditions thermiques.

Si on avait une parfaite connaissance de la consommation nette (Becs), l'incertitude sur le taux de non-perte ($\frac{Becs}{B}$) devrait être proche de l'incertitude sur le besoin total du fait de notre méconnaissance du ballon et de son environnement, soit également être inférieure à 10% (Eq. 131). Mais on se souvient que la consommation nette a un fort écart type entre les logiciels et le terrain.

$$\frac{Becs}{B.(1-\delta_B)} \sim (1+\delta_B).\frac{Becs}{B} \ (développement\ limité, pour\ \delta_B\ petit) \qquad (131)$$

Seules trois installations ont un an de données sur ce ratio pour une installation de type CESI pur : St Genis, Ambérieu et Montauroux. On donne la part de besoins nets sur les besoins totaux mesurée et simulée (Tableau 74).

| Lieu | BALLON | REEL | TRNSYS (815/295) | Polysun |
|---|---|---|---|---|
| **Saint-Genis-Les-Ollières** | 300L | 79% | 80% | 71% |
| **Ambérieu en Bugey** | 200L | 94% | 69% | 59% |
| **Montauroux** | 300L | 62% | 61% | 63% |

*Tableau 74 : Part mesurée et simulée de besoins nets sur les besoins totaux*

On rappelle que les simulations ont été faites avec des appoints internes, quelque soit le système réellement en place. Sur Ambérieu, on voit que la simulation d'un appoint interne alors qu'il est en réalité externe, conduit à surestimer les pertes tout au long de l'année (Figure 208). Ce résultat semble cohérent, car le haut de ballon de stockage solaire avec une configuration en appoint externe n'est pas toujours à la température de consigne, mais souvent plus froid. En moyenne sur l'année, les pertes sont donc surestimées. Et c'est ce que l'on observe, avec 6% de pertes sur le terrain avec un appoint externe, au lieu de 31% sur TRNSYS et 41% sur PolySun simulés avec une hypothèse d'appoint interne.
A St Genis, les pertes en hiver sont aussi surestimées car l'appoint est externe en réalité (et non interne comme simulé), mais en été, les jours avec peu ou pas de consommation impliquent que le ballon est souvent chaud sans besoin, ce qui renverse la tendance générale de surestimation des pertes avec une période où les pertes sont fortement sous-estimées (Figure 209). En moyenne sur l'année, les pertes sont proches du simulé (21% de pertes pour 20% simulés sur TRNSYS et 29% sur PolySun).
A Montauroux où l'appoint est interne, le taux de perte est assez stable dans la réalité quelque soit le mois de l'année, ce que ne correspond pas au profil du taux de perte simulé (Figure 210), mais la moyenne sur l'année trouvée par calcul est cohérente (38% de pertes pour 39% simulés sur TRNSYS et 37% sur PolySun).

**La prise en compte des pertes du ballon ne semble pas optimisée, à priori moins à cause de la méconnaissance sur le ballon et la température du local que sur la prédiction de la température de l'eau dans le ballon, mais il est difficile de proposer une optimisation sur la base des 3 cas monitorés.**

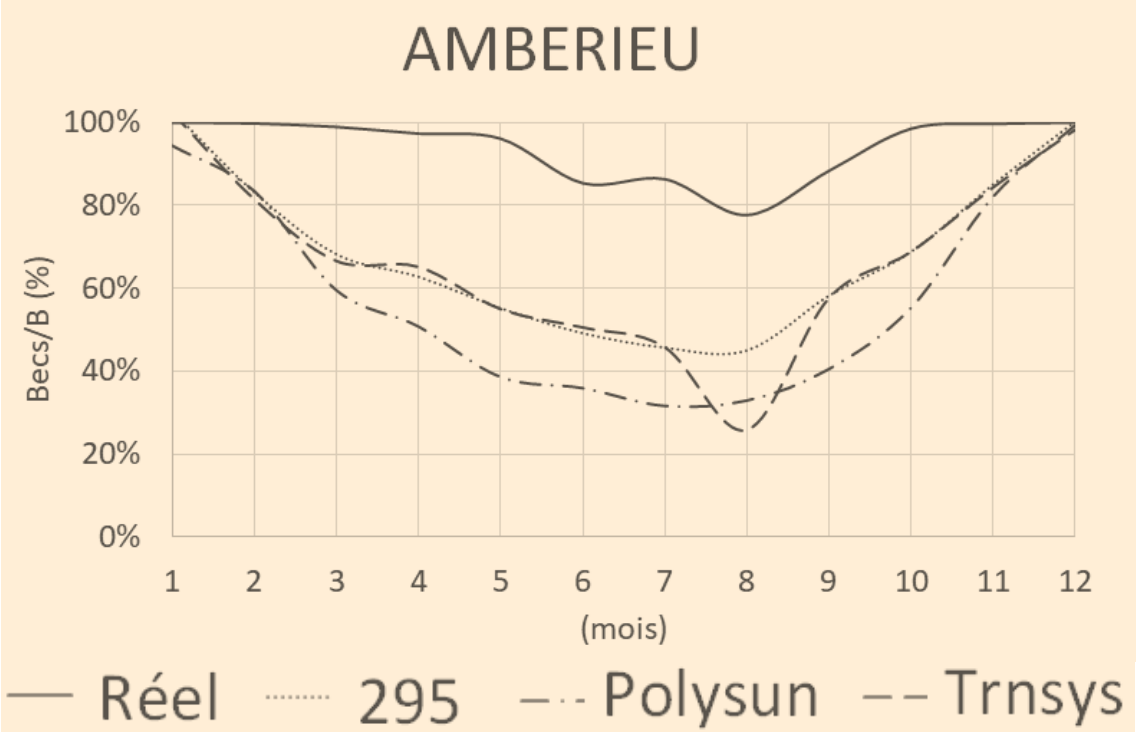



*Figure 208 : Ambérieu, ratios mensuels des besoins nets (consommation) sur les besoins totaux (pertes comprises)*

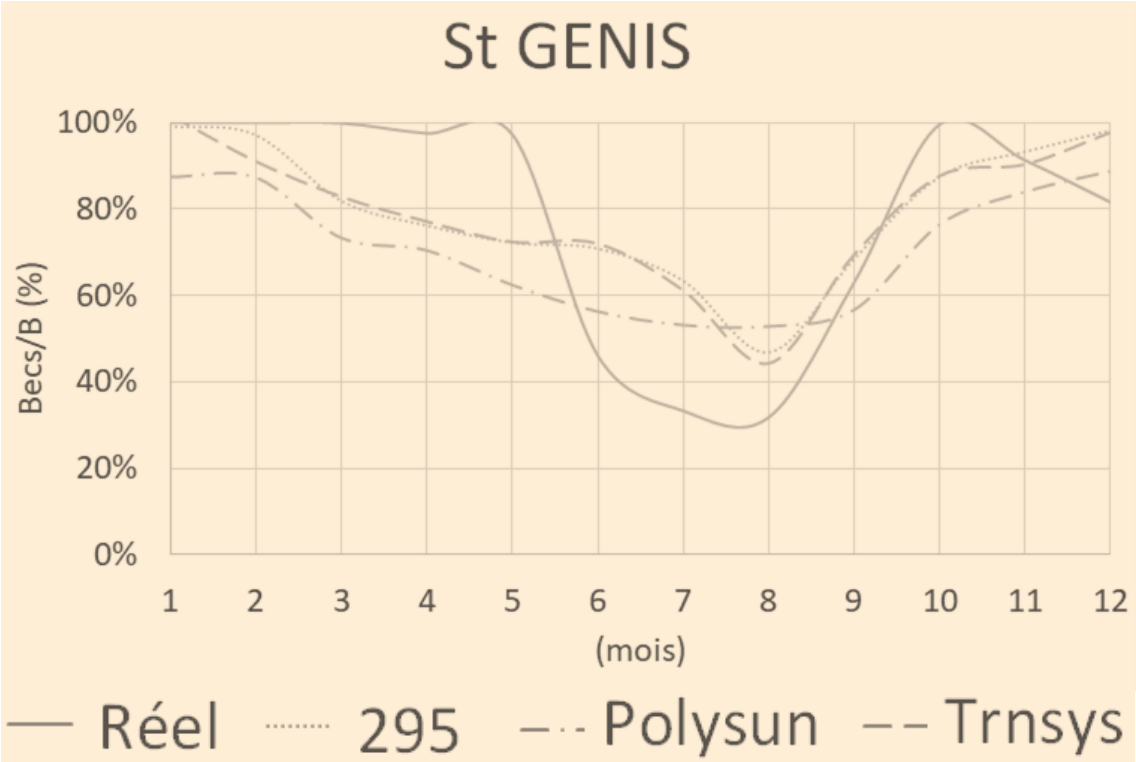



*Figure 209 : St Genis, ratios mensuels des besoins nets sur les besoins totaux*

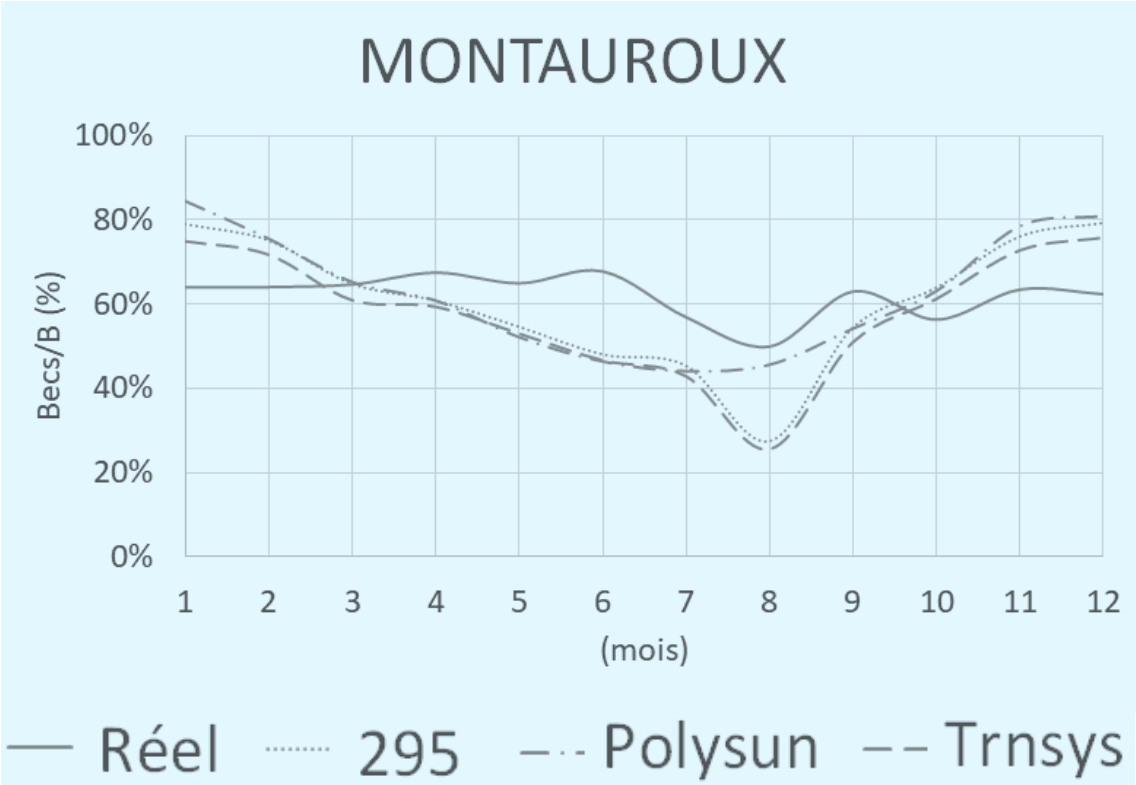



*Figure 210 : Montauroux, ratios mensuels des besoins nets sur les besoins totaux*

On a vu qu'il était à la fois difficile d'estimer le besoin net, et par ricochet, du fait de la difficulté à prédire les températures dans le ballon, d'estimer les pertes vers l'environnement. On souhaite dans la suite de ce chapitre synthétisé l'impact croisé de ces deux méconnaissances sur l'estimation du besoin total.

In fine le besoin total est la somme entre la consommation nette pour l'eau sanitaire (Becs) et les pertes de stockage. Seuls les trois cas précédemment cités ont pu être étudiés.
Pour Ambérieu, la consommation nette ayant été sous-estimée d'environ 25% et les pertes surestimées de 25% mais avec un profil de perte cohérent sur l'année, le besoin total globalement proche toute l'année (-10% d'écart relatif pour TRNSYS, -33% pour PolySun) (Figure 211).
Pour St Genis, la consommation nette ayant été surestimée d'environ 40% et les pertes cohérentes en moyenne mais surestimées en hiver et sous-estimées en été, le besoin total est globalement surestimé toute l'année (+42% d'écart relatif pour TRNSYS, -54% pour PolySun) (Figure 212).
Pour Montauroux, la consommation nette étant proche et les pertes cohérentes en moyenne mais sous-estimées en hiver et surestimées en été, le besoin total globalement est proche en moyenne mais le profil n'est pas cohérent (-1% d'écart relatif pour TRNSYS, -28% pour PolySun) (Figure 213).
Les écarts type sur cette très faible quantité de données restent élevés (22% pour TRNSYS, 14% pour PolySun) avec des surestimations moyennes plus fortes sur PolySun (-38%) que pour TRNSYS (-18%).

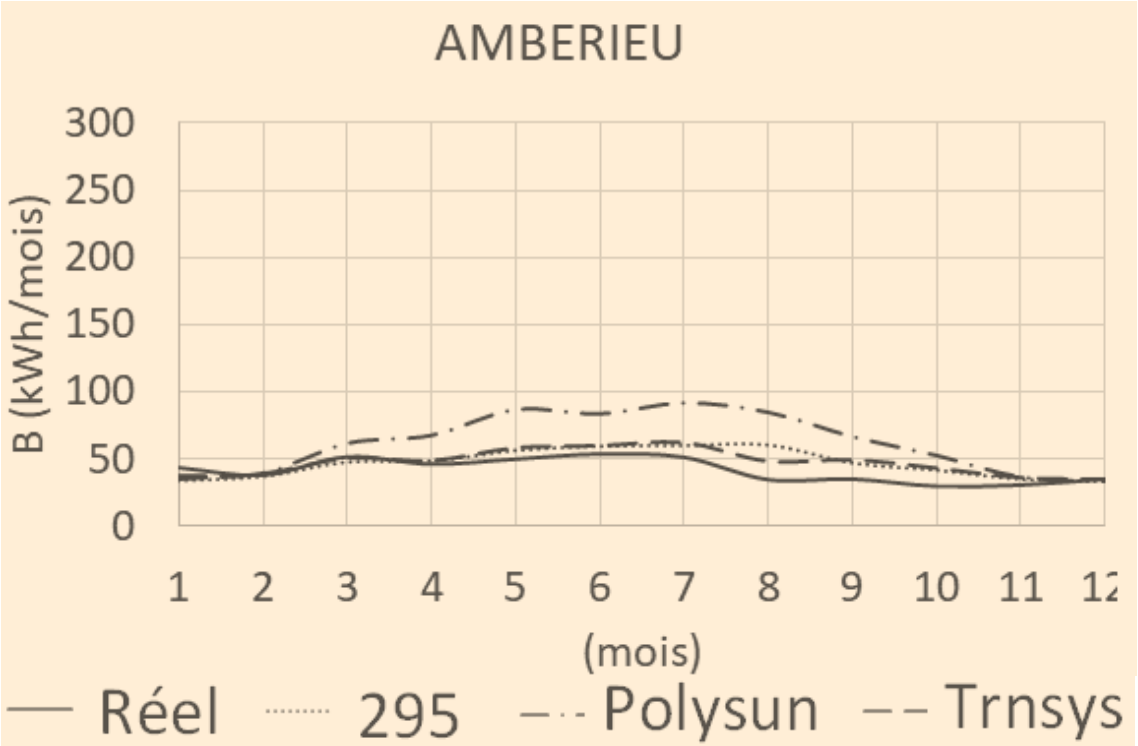



*Figure 211 : Ambérieu, comparaison entre le réel et les logiciels des besoins totaux*

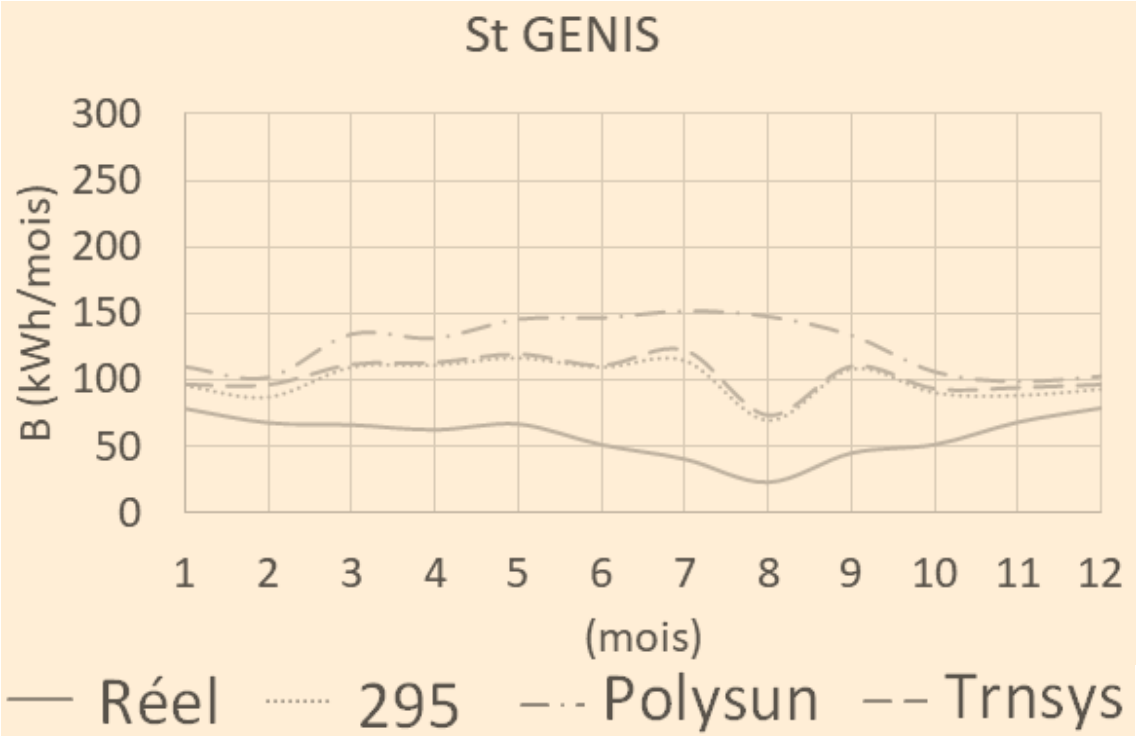



*Figure 212 : St Genis, comparaison entre le réel et les logiciels des besoins totaux*

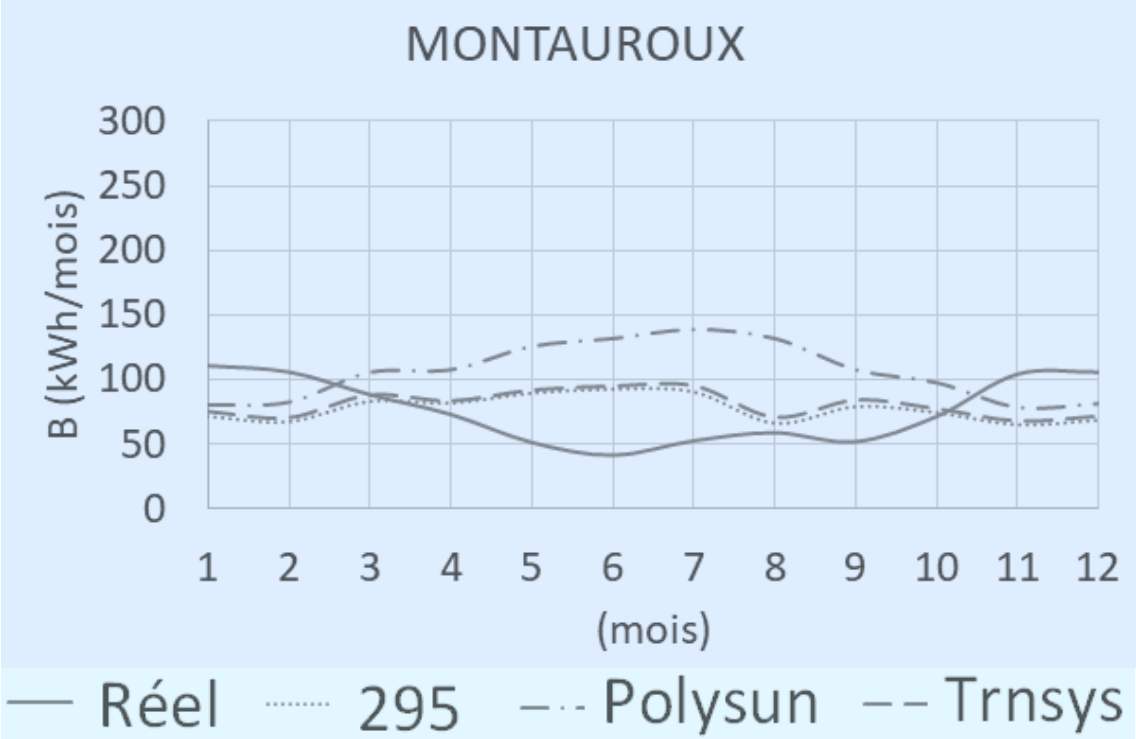



*Figure 213 : Montauroux, comparaison entre le réel et les logiciels des besoins totaux*

En conclusion, **l'impact le plus sensible pour la production de chaleur solaire est la forte difficulté à estimer statistiquement une consommation nette représentative de par les écarts type sur les volumes et sur le profil journalier. Les pertes ballon sont mal modélisées principalement du fait d'une mauvaise prédiction des températures dans le ballon, en revanche l'impact sur la production de chaleur solaire de l'incertitude sur le ballon et la température du local est modéré.**

## 4.8. Impact de ces biais sur les performances thermiques

On a vu dans les chapitres précédents que deux biais sont importants à avoir en tête, d'abord la météo réelle qui implique une incertitude de l'ordre de la dizaine de pourcent et ensuite le comportement avec notamment des écart-types de l'ordre de 100% sur les volumes de consommation d'une journée sur l'autre. Les chapitres qui vont suivre vont permettre d'aller jusqu'à l'analyse de l'incertitude sur une couverture solaire des besoins.

Pour se faire, on focalisera d'abord sur la température du bas de ballon puis sur son échauffement – qui dans un fonctionnement normal est dû à l'apport d'énergie solaire. Un critère de bon fonctionnement de l'installation solaire sera proposé. Enfin, la production de chaleur solaire permettra de quantifier les apports solaires, et la couverture solaire d'évaluer la part de ces apports par rapport aux besoins totaux liés à la consommation nette plus les pertes du ballon.

Ces chapitres nous permettrons finalement de conclure sur les performances globales et la rentabilité – en 2018, de ces installations de type chauffe-eau solaire individuel hybride.

### 4.8.1. Température de bas de ballon

Pour analyser l'impact des hypothèses sur la production de chaleur solaire, il est important de considérer la température au niveau du bas de ballon. En effet, la température du bas de ballon est la condition *sine qua non* pour la production, car la pompe ne s'enclenche que si la température du panneau est supérieure à la température du bas de ballon plus 5°C et ne reste allumée que tant que ce bas de ballon est à moins de 2°C de la température au niveau des modules ($\Delta T_{ON}$ = 5°C, $\Delta T_{OFF}$ = 2°C). Au-delà de la température nécessaire à l'allumage de la pompe, il est nécessaire de confirmer que le transfert des calories se fait bien en mettant en regard l'évolution de la température des modules par rapport à l'évolution température du bas de ballon.

On présente les données brutes de la sonde S2 de température de bas de ballon chez Ambérieu en juillet 2017 (Figure 214). La température $T_{BAS_MIN}$ considérée est la moyenne mensuelle des minima journaliers.

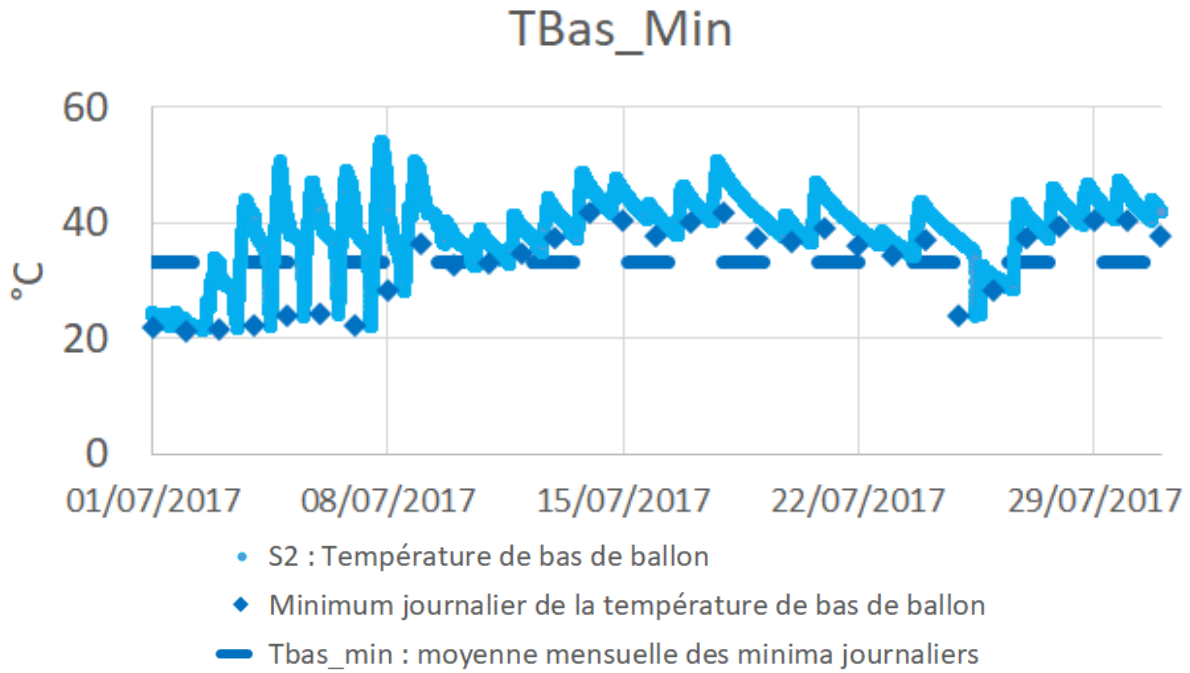



*Figure 214 : Ambérieu-en-Bugey, données brutes de la température de bas de ballon, moyenne des minima journalier*

Lorsque des données ont été obtenues sur plusieurs années, $T_{BAS_MIN}$ est la moyenne mois par mois, on présente le calcul pour Ambérieu dans le Tableau 75.

| *Ambérieu* | *J* | *F* | *M* | *A* | *M* | *J* | *J* | *A* | *S* | *O* | *N* | *D* |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| *2014* | | | | 22,5 | 25,2 | 31,8 | 28,3 | 32,7 | 29,8 | 23,9 | 17,4 | |
| *2015* | 11,8 | 12,4 | 15,7 | 22,3 | | | | | | 21,7 | 19,1 | 11,8 |
| *2016* | 13,1 | 13,8 | 15,1 | 19,5 | 23,7 | 28,7 | 36,9 | 37,5 | 31,0 | 21,2 | 15,8 | 13,1 |
| *2017* | 9,8 | 15,2 | 18,9 | 23,5 | 27,8 | 34,5 | 33,2 | 39,6 | 28,3 | 24,4 | 16,3 | 9,8 |
| *Moyenne* | *11,6* | *13,8* | *16,6* | *22,0* | *25,6* | *31,7* | *32,8* | *36,6* | *29,7* | *22,8* | *17,2* | *11,6* |

*Tableau 75 : Moyenne des minima journaliers de la température de bas de ballon - TBAS_MIN*

La température de bas de ballon (S2) est suivie sur l'ensemble des 28 installations. La moyenne mensuelle des minima du bas de ballon passe de 12,5°C en janvier à 31,8°C en juillet (Figure 215), l'écart type entre les installations est en moyenne sur l'année de 5,4°C, cet écart type est plus important en été (6°C) qu'en hiver (5°C). Le caractère interne ou externe de l'appoint a peu d'influence, avec environ 1°C d'écart entre les deux groupes, ce qui montre que la stratification est satisfaisante, et que même en cas d'appoint interne, il ne perturbe que peu le bas de ballon.

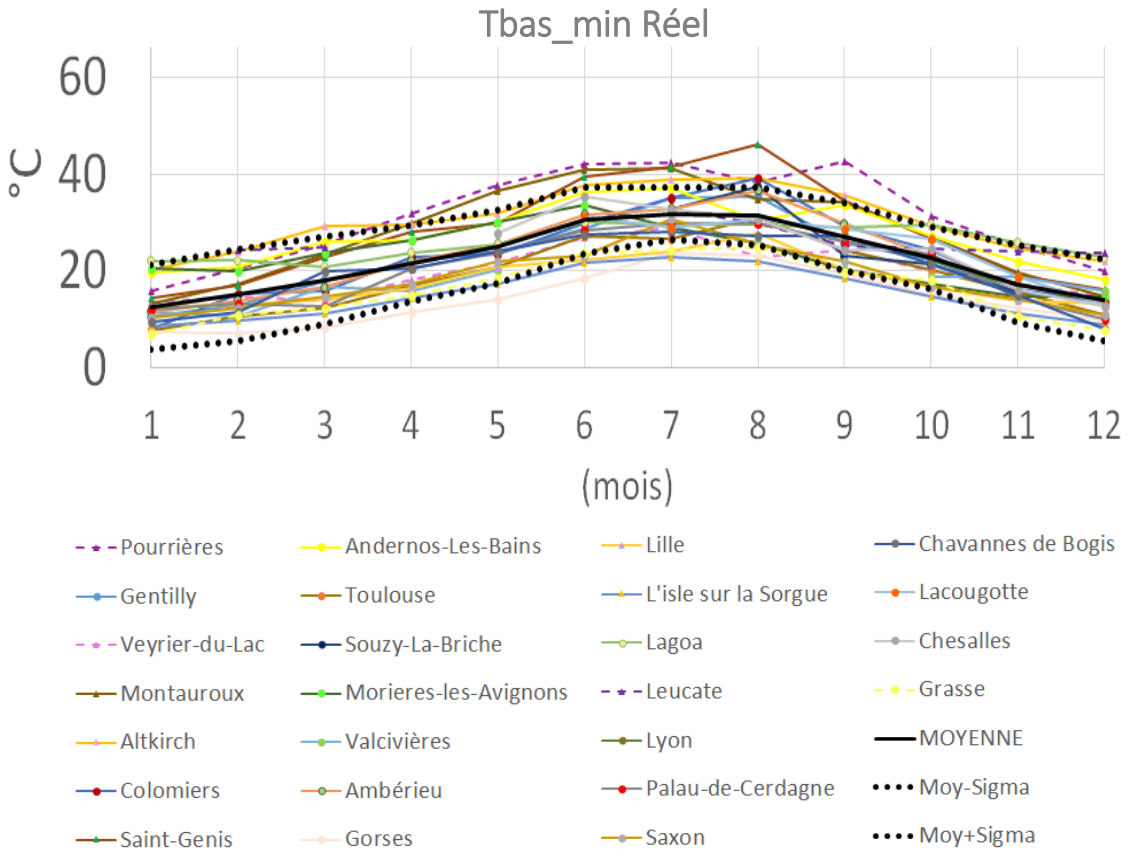



*Figure 215 : Moyenne des minima journalier température de bas de ballon (Tbas_min) par installation, moyenne et écart type*

Cependant, parmi les 28 installations, deux installations sont des contre-exemples (Figure 216).
Sur Sausheim, la température du bas de ballon est toute l'année supérieure à 40°C, manifestement, l'appoint chauffe le bas et le ballon n'est pas stratifié. A Chauvigny, on trouve le même phénomène l'hiver dès lors que la chaudière bois s'allume.

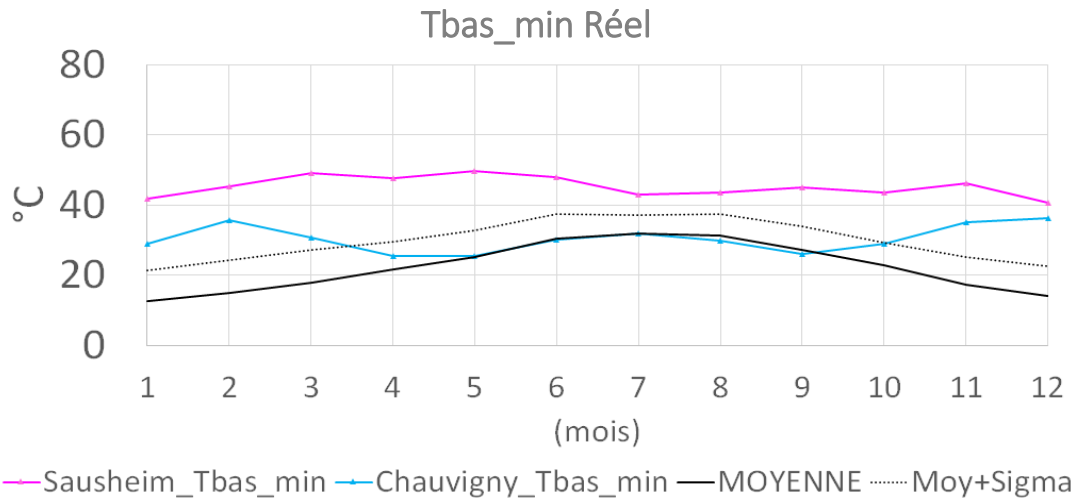



*Figure 216 : Moyenne des minima journalier température de bas de ballon (Tbas_min) pour Sausheim et Chauvigny*

La température minimale au niveau de la sonde de bas de ballon est plus chaude que l'eau froide, ce qui s'explique par le fait que le positionnement de la sonde de bas de ballon n'est pas en fond de ballon, mais un peu plus haut (doigt de gant sur le côté). Une autre hypothèse est une certaine homogénéisation, allant à l'encontre de la stratification. En été, l'écart entre la température d'eau froide (T_EF) et la température minimale de bas de ballon est en moyenne de 5°C, et de 10°C pour l'hiver (Tableau 76).

| J | F | M | A | M | J | J | A | S | O | N | D |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 3,4 | 5,0 | 7,8 | 9,1 | 11,2 | 12,4 | 12,3 | 11,1 | 8,9 | 5,6 | 4,1 | 3,3 |

*Tableau 76 : Ecart moyen entre les températures du bas de ballon et d'eau froide moyenne sur les 8 installations*

Pour TRNSYS, l'écart moyen par rapport à Tbas_min sur les 28 installations est de 4,2°C, on retrouve la différence sur les estimations de la température d'eau froide.

Au fur et à mesure de l'apport solaire, le bas de ballon va s'échauffer, après avoir considéré les températures minimales, le chapitre suivant nous amène à considérer les températures maximales du bas de ballon.

### 4.8.2. Critère de bon fonctionnement

Dans le chapitre précédent, on a caractérisé la température du ballon avant apport solaire. Dans ce chapitre, on s'intéresse à la température du ballon une fois l'apport de calories solaires réalisé, et plus particulièrement aux températures maximales journalières du bas de ballon. On confirmera l'intuition que cette température est directement liée à la température maximale dans les modules hybrides, ce qui permettra de proposer un critère de bon fonctionnement. On ira jusqu'à analyser les différences entre les minima et les maxima, cet échauffement étant une résultante de l'apport solaire, on analysera ce quoi dépend cet échauffement.

On présente en Figure 217 les données brutes de la sonde S2 de température de bas de ballon chez Ambérieu en juillet 2017. La température $T_{BAS_MAX}$ considérée est la moyenne mensuelle des maxima journaliers. Lorsque des données ont été obtenues sur plusieurs années, $T_{BAS_MAX}$ est la moyenne mois par mois (exemple pour Ambérieu dans le Tableau 77).

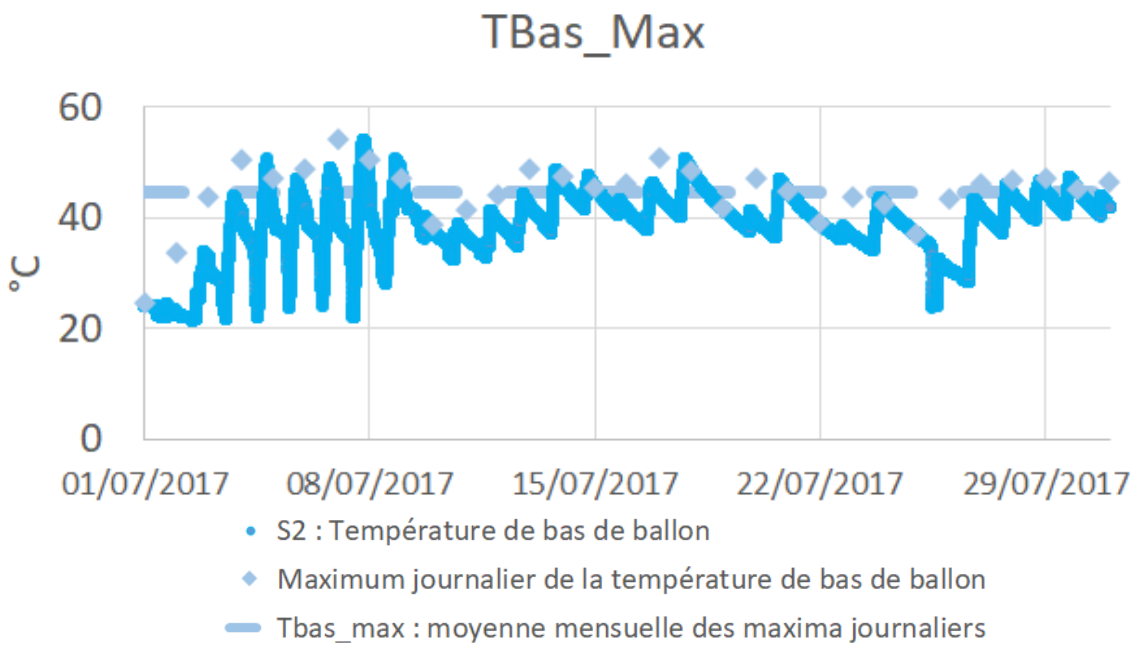



*Figure 217 : Ambérieu-en-Bugey, données brutes de la température de bas de ballon, moyenne des maxima journalier*

| Ambérieu | J | F | M | A | M | J | J | A | S | O | N | D |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 2014 | | | | 33,0 | 36,5 | 45,2 | 39,2 | 41,8 | 40,4 | 31,0 | 19,2 | 14,5 |
| 2015 | 12,8 | 15,7 | 24,4 | 33,1 | | | | | | 26,1 | 22,6 | 16,0 |
| 2016 | 14,6 | 16,6 | 21,9 | 28,1 | 34,3 | 40,9 | 47,7 | 47,3 | 39,5 | 25,2 | 17,3 | 13,7 |
| 2017 | 10,4 | 20,1 | 26,8 | 33,3 | 38,8 | 46,5 | 44,5 | 46,6 | 35,9 | 30,4 | 17,2 | 12,8 |
| Moyenne | 12,6 | 17,5 | 24,4 | 31,9 | 36,5 | 44,2 | 43,8 | 45,3 | 38,6 | 28,2 | 19,1 | 14,2 |

*Tableau 77 : Moyenne des maxima journaliers de la température de bas de ballon - TBAS_MAX*

Cette température maximale journalière du bas de ballon (TBas_Max) est à rapprocher de la température maximale journalière de la sortie du champ de modules dite « moyenne » (Tmoy). En effet, si l'échange est fonctionnel, alors la pompe transmet la température de la source chaude des capteurs au bas de ballon jusqu'à ne plus être suffisamment chaude pour réchauffer ce bas de ballon ($\Delta T_{OFF}$=2°C). **En moyenne la différence (Tmoy - TBas_max)** (Figure 218) **est de 6°C en été et 3°C en hiver.** Elle est comme attendu légèrement supérieur à la différence de coupure de la pompe (2°C). **L'écart type est faible (3,7°C), cette différence est un très bon indicateur du bon fonctionnement de l'installation.**

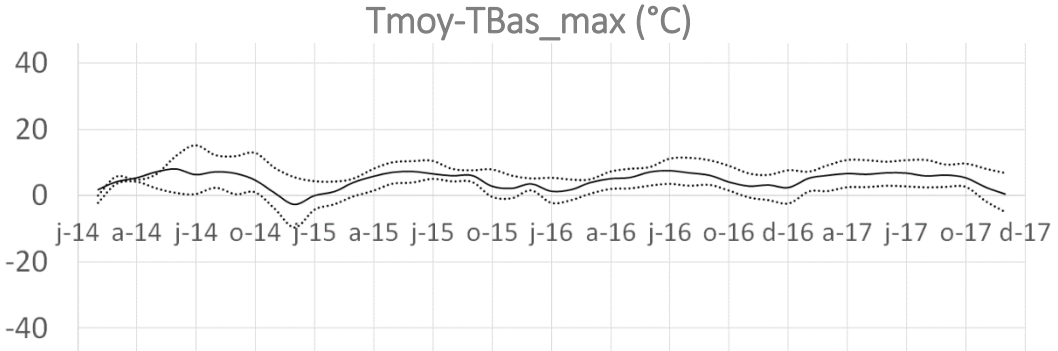



*Figure 218 : Moyenne sur les installation et écart type de la différence entre la moyenne mensuelle des températures maximales en sortie des modules (Tmoy) et moyenne mensuelle des températures maximales en bas de ballon (TBas_max)*

Sur les deux installations à Sausheim et à Chauvigny où le bas de ballon était chauffé totalement ou partiellement par l'appoint, cet indicateur sort des moyennes, avec une température des capteurs Tmoy qui est inférieure au maximum du bas de ballon TBas_Max (Figure 219).

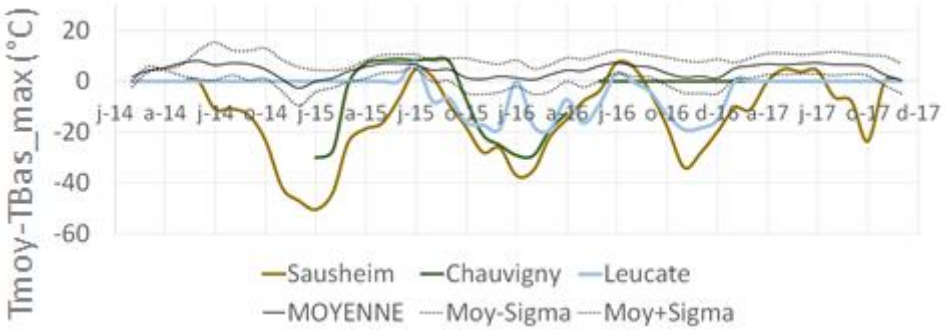



*Figure 219 : Sausheim et Chauvigny, différence entre Tmoy et TBas_max, comparaison à la moyenne des installations*

D'autres cas non permanents ont été détectés, avec une température de module qui ne parvient pas à chauffer le bas de ballon malgré une température suffisante, des interventions ont dû avoir lieu sur site pour modifier l'installation. Par exemple, à Toulouse un bouchon puis une fuite ce sont formés sur l'installation, tandis qu'à Veyrier, le schéma hydraulique ne permettait pas aux calories de se transmettre (Figure 220).

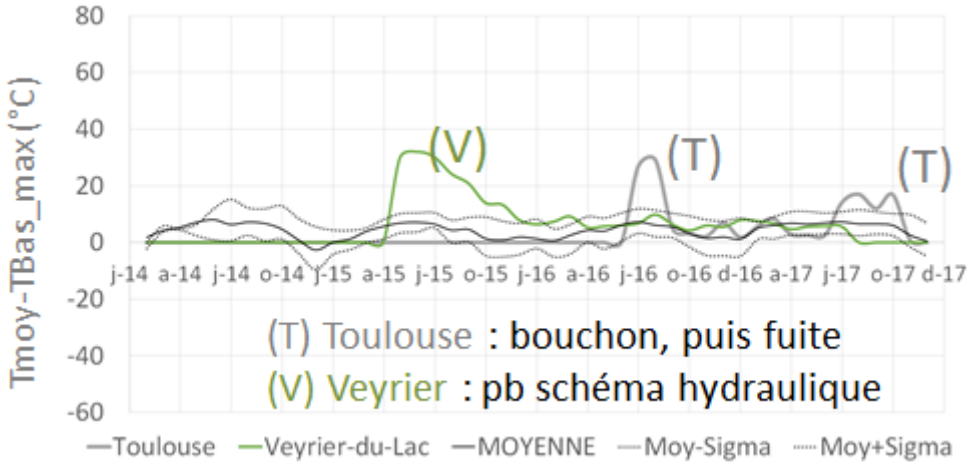



*Figure 220 : Toulouse et Veyrier, différence entre Tmoy et TBas_max, comparaison à la moyenne des installations*

**On retient que la température maximale journalière du bas de ballon (TBas_Max) est proche de la température maximale journalière de la sortie du champ de modules dite « moyenne » (Tmoy) quand l'installation est fonctionnelle, ce qui peut donner lieu à un indicateur de bon fonctionnement.**

Lorsque les installations sont fonctionnelles, dès lors qu'il y a une consommation suffisante pour refroidir le bas de ballon et un ensoleillement suffisant pour chauffer l'eau dans les modules, permettant d'atteindre une température d'au moins 5 °C supérieure dans les modules ($\Delta T_{ON}$=5°C), alors le bas de ballon s'échauffe grâce aux calories solaires.

**La différence entre TBas_Max et TBas_Min est en moyenne de 14,4°C en été et 8°C en hiver, l'écart type est de 5,3°C** (Figure 221).

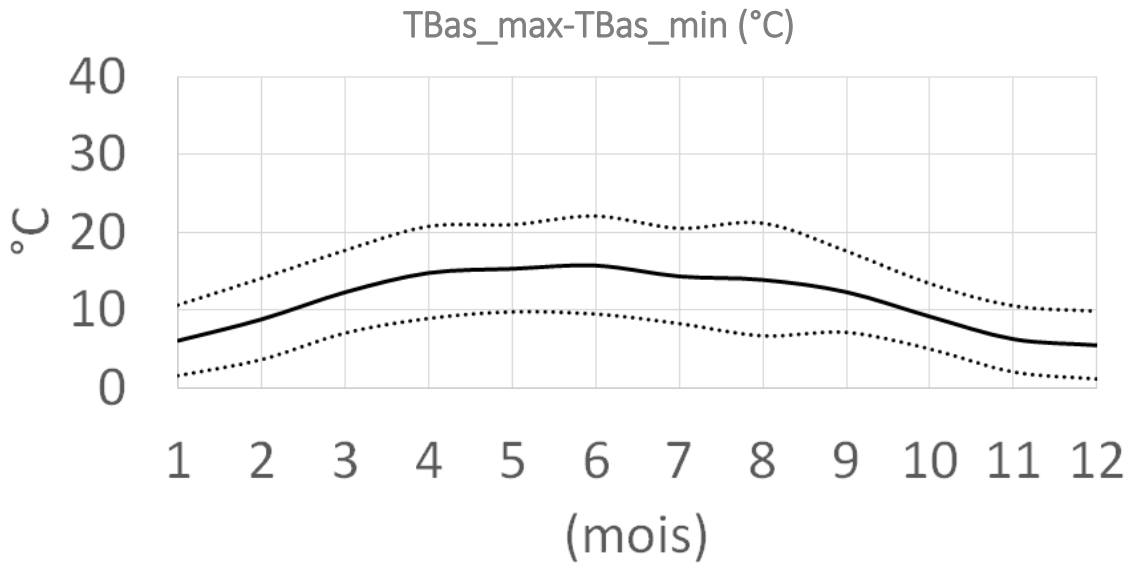



*Figure 221 : Moyenne sur les installation et écart type de la différence entre la moyenne mensuelle des températures maximales en bas de ballon (TBas_max) et la moyenne mensuelle des températures maximales en bas de ballon (TBas_min)*

Il est en revanche moins fiable de déterminer si l'installation solaire fonctionnement avec ce critère, en effet, si Chauvigny a un échauffement supérieur à la moyenne en hiver, Sausheim présente lui un échauffement – par l'appoint – qui est cohérent avec la moyenne (Figure 222), ce qui n'aurait pas permis de détecter sa défaillance.

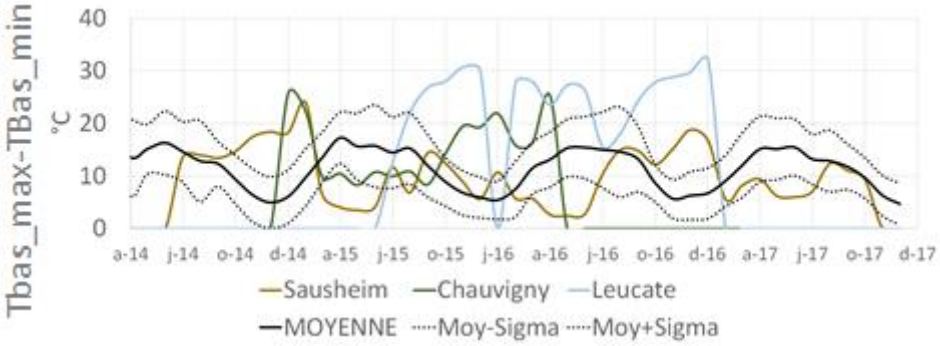



*Figure 222 : Sausheim et Chauvigny, différence entre TBas_max et TBas_min, comparaison à la moyenne des installations*

Si on compare des installations semblables (latitude, inclinaison et orientation proches, même type d'intégration au bâti), on peut confirmer les paramètres qui vont conditionner l'échauffement. L'échauffement dépend (Tableau 78) :

- de Tmoy, et donc notamment du nombre de modules

Par exemple à Pourrières avec ces 12 modules, l'échauffement est de 15,9°C alors qu'il n'est que de 14,6°C avec les 6 modules à Morieres-les-Avignons.

- de la température du réseau d'eau froide

Par exemple à Saxon avec un TBas_min de 18°C, l'échauffement est de 12,5°C alors qu'il n'est que de 9,9°C avec un TBas_min de 28°C à St Genis.

- du dimensionnement du stockage par rapport aux besoins

Par exemple à Gorses où le volume de stockage correspond au volume de consommation moyenne journalière, l'échauffement est de 17,6°C alors qu'il n'est que de 5,6°C avec volume de stockage correspondant à 11 fois le volume de consommation moyenne journalière à Andernos et de 6,9°C avec volume de stockage correspondant à 7 fois le volume de consommation moyenne journalière à Ambérieu.

| *Critère* | *Installation* | | *max-min* | *Installation* | | *max-min* |
|---|---|---|---|---|---|---|
| *T. module (NB MODULES)* | Pourrières | 12 modules | 15,9°C | Morieres | 6 modules | 14,6°C |
| *T. réseau EF (TBAS_MIN)* | Saxon | 18°C | 12,5°C | St Genis | 28°C | 9,9°C |
| *Dimensionnement du stockage (VSTOCK)* | Gorses | 1xVconso | 17,6°C | Andernos | 11xVconso | 5,6°C |
| | | | | Ambérieu | 7xVconso | 6,9°C |

*Tableau 78 : Données terrain et critères déduits conditionnant l'échauffement du bas de ballon*

On retient que la température de bas de ballon suit la température du module quand les conditions sont réunies pour que la pompe soit allumée. Ceci nous a permis de définir un critère de bon fonctionnement de l'installation. L'échauffement du ballon est dû aux apports solaires qu'on va quantifier dans le chapitre suivant.

### 4.8.3. Production de chaleur solaire (Eth)

On s'intéresse dans ce chapitre à la production de chaleur solaire, cette notion est clé pour quantifier la rentabilité d'une installation. On rappelle que le calorimètre prend en compte le débit du circuit solaire et la différence de température de ce circuit primaire, au plus proche du ballon. Nous confirmerons que nous trouvons bien des écarts-types importants sur cette production solaire, comme le laissaient supposer les biais déjà évoqués de météo et de comportement. Une confirmation par une correction des valeurs par les ratios d'erreur sur le besoin et l'ensoleillement complètera que l'erreur vient principalement de ces incertitudes.

On présente un exemple des données suivies chez Ambérieu sur 5 jours en juillet 2017 (Figure 223). Pour lisser les variations à l'échelle de la journée, on n'analyse que le cumul mensuel d'énergie thermique produite. Pour les installations qui ont plus d'un an de données, on prend la moyenne de la production thermique mois par mois sur le nombre d'années suivies, comme on montre dans le Tableau 79 pour Ambérieu. Chaque mois moyenné peut correspondre à des années non comparables pour une installation donnée et à fortiori entre installation.

| *Ambérieu* | *J* | *F* | *M* | *A* | *M* | *J* | *J* | *A* | *S* | *O* | *N* | *D* |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| *2014* | | | | | 38 | 49 | 39 | 33 | 38 | 20 | 4 | 1 |
| *2015* | 2 | 8 | 25 | 35 | | | | | | 15 | 9 | 4 |
| *2016* | 4 | 7 | 20 | 25 | 36 | 47 | 47 | 40 | 29 | 10 | 4 | 2 |
| *2017* | 1 | 13 | 25 | 30 | 42 | 49 | 49 | 31 | 24 | 19 | 2 | 0 |
| *Moyenne* | *2* | *9* | *23* | *30* | *39* | *49* | *45* | *35* | *30* | *16* | *5* | *2* |

*Tableau 79 : Energie thermique mensuelle moyenne – $E_{TH}$*

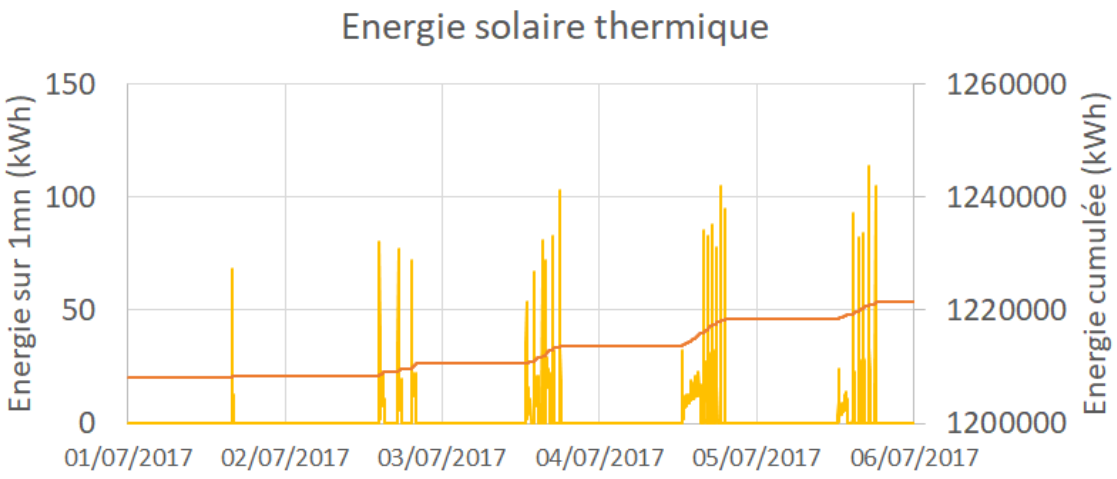
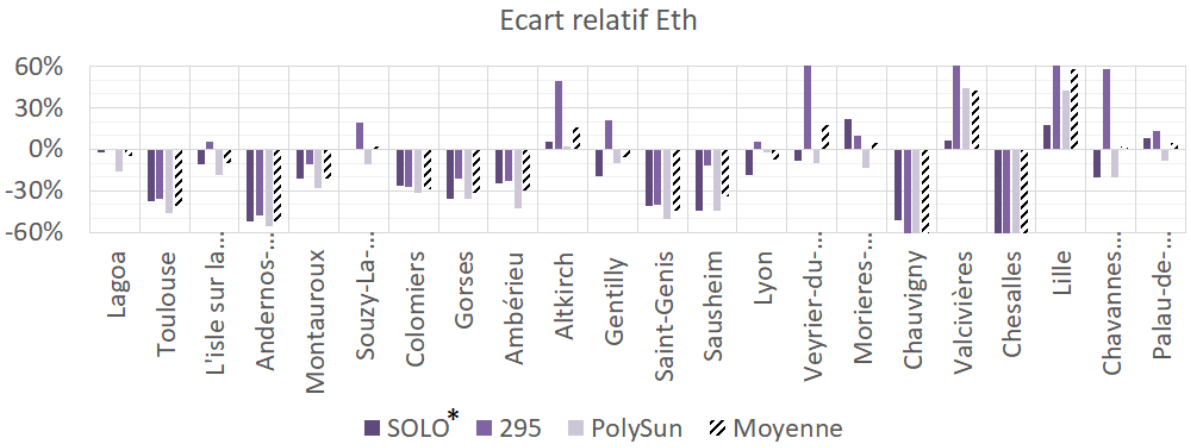



*Figure 223 : Ambérieu-en-Bugey, données brutes de l'énergie solaire thermique instantanée et cumulée*

Cette moyenne est ensuite comparée à la prédiction des logiciels thermiques (Figure 224).
A noter que SOLO ne donnant que l'énergie solaire dite « utile », l'énergie solaire Eth a été recalculé en estimant les pertes. Un taux de perte fixe a été considéré quelque soit le mois, il a été pris la moyenne des taux de pertes annuelle donnés par TRNSYS et PolySun.




*SOLO : Eth déduit de l'énergie utile par estimation d'un taux de perte mensuel fixe*

*Figure 224 : Ecart relatif sur l'énergie thermique annuelle moyenne issue des mesures et simulée par installation*

Sur les 17 installations avec des données sur au moins une année complète hors piscine, l'écart type est de l'ordre de 30% (Tableau 80). Cet écart est cohérent avec la difficulté à estimer des besoins par pas de temps. Les logiciels ont tendance à surestimer en moyenne la production de chaleur solaire.

| | REEL/Solo | REEL/295 | REEL/Trnsys | REEL/PolySun | REEL/moy |
|---|---|---|---|---|---|
| **Moyenne « AN »** | **-34%** | **-13%** | **-17%** | **-36%** | **-27%** |
| ***Ecart type « AN »*** | *22%* | *38%* | *35%* | *23%* | *27%* |

*Tableau 80 : Moyenne des écarts relatifs sur l'énergie thermique annuelle moyenne issue des mesures et simulée en moyenne sur l'ensemble des installations*

**Il semble difficile de s'engager sur une production de chaleur solaire pour des maisons individuelles, principalement du fait de la forte variabilité de la demande d'eau chaude.**

Si on essaie de corriger cette moyenne mensuelle Eth par un ratio de besoins et d'ensoleillement (sur la base de la production photovoltaïque) entre la réalité et les prédictions TRNSYS (295), l'écart type est alors fortement réduit (Tableau 81). Quatre installations ont été considérées, Ambérieu (Figure 225), Montauroux (Figure 227) et Saint-Genis (Figure 226), auxquelles on a ajouté l'installation de Valcivières (Figure 228) pour laquelle les données ne sont disponibles que sur une partie de l'année néanmoins significative, l'écart type passe de 62% à 11%, et les écarts relatifs tous inférieurs à 15%.

| Lieu (Latitude, nb DS, Azimuth, Incl, Intégr) | | Eth 295 | Eth réel | | Eth reel_corrige | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | kWh/an | kWh/an | % | kWh/an | % |
| **Ambérieu en Bugey** | (45,9; 4; 40; 20; ISB) | 35 | 24 | -33% | 30 | -14% |
| **St-Genis-Les-Ollières** | (45,6; 6; 5; 30; IAB) | 72 | 40 | -53% | 58 | + 5% |
| **Montauroux** | (43,6; 4 ; 15; 16; IAB) | 55 | 34 | -27% | 64 | -11% |
| **Valcivières** | (45,6; 4; 45; 22; IAB) | 19 | 35 | 85% | 20 | + 6% |
| **MOYENNE** | | | | **-7%** | | **-4%** |
| **ECART TYPE** | | | | **62%** | | **11%** |

*Tableau 81 : Ecarts relatifs entre les mesures, et données corrigées par un ratio de besoins et d'ensoleillement et TRNSYS sur l'énergie thermique annuelle moyenne pour Ambérieu, St Genis, Montauroux et Valcivières*

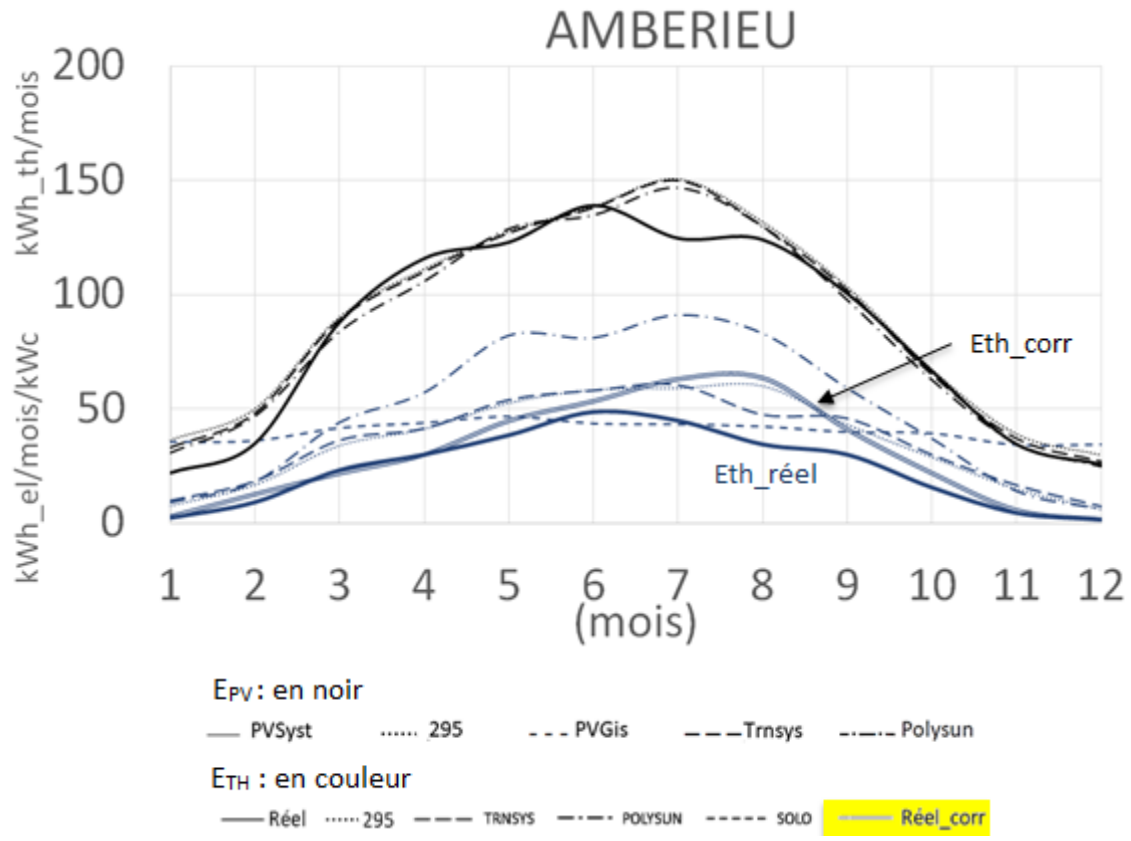



*Figure 225 : Ambérieu, énergie **thermique** et **photovoltaïque** moyenne mensuelle*
*Données : réelle, réelle corrigée par un ratio mensuel de besoins et d'ensoleillement par rapport aux simulations et simulée*

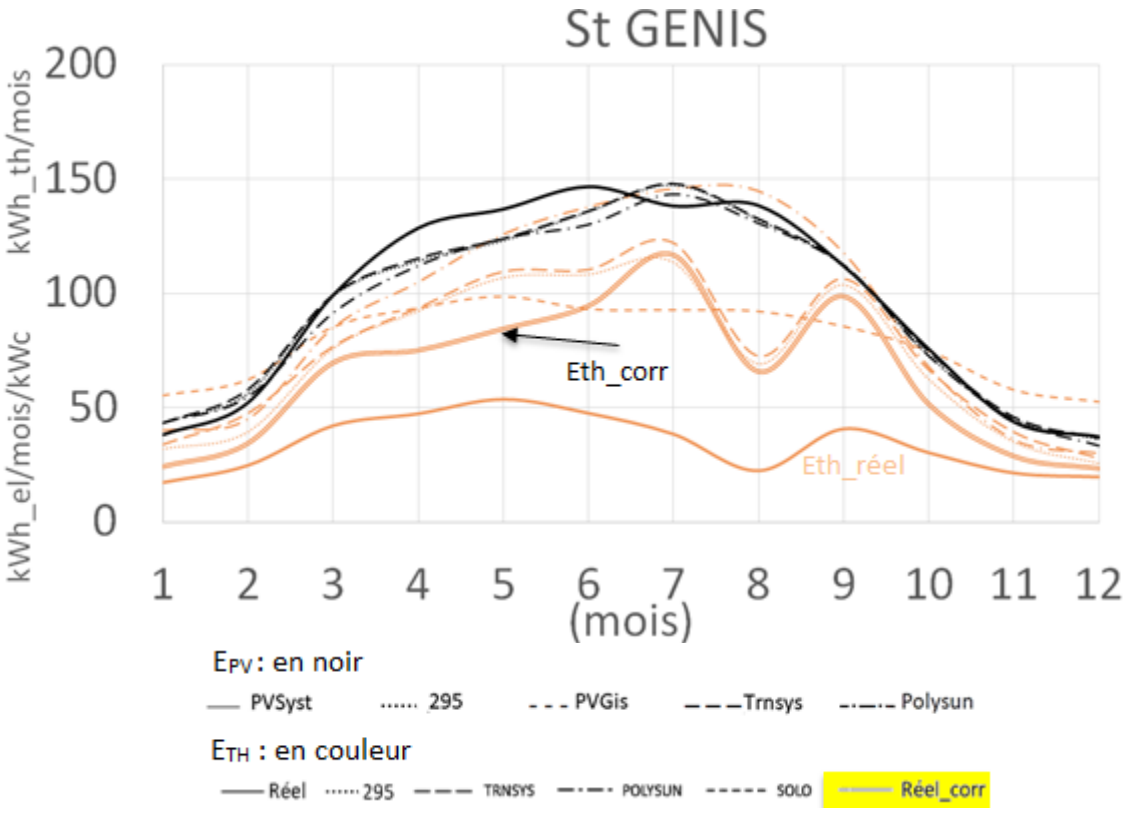



*Figure 226 : St Genis, énergie **thermique** et **photovoltaïque** moyenne mensuelle*
*Données : réelle, réelle corrigée par un ratio mensuel de besoins et d'ensoleillement par rapport aux simulations et simulée*

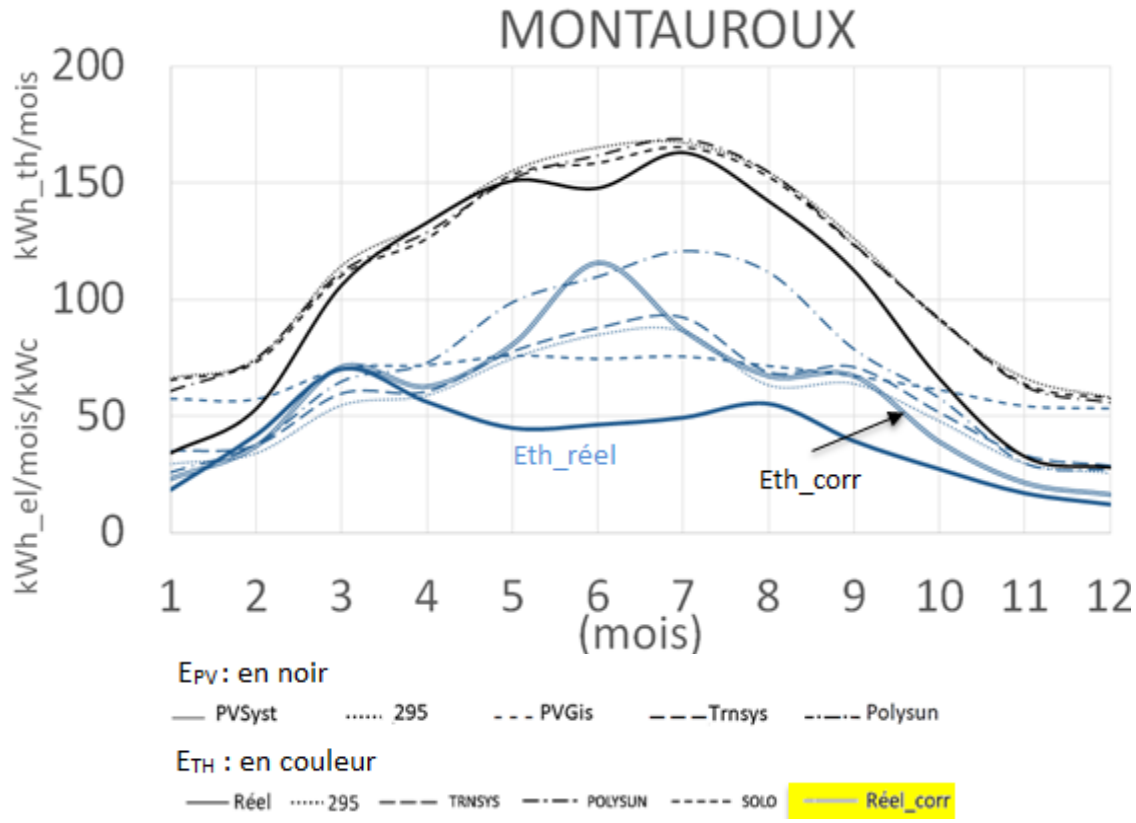



*Figure 227 : Montauroux, énergie **thermique** et **photovoltaïque** moyenne mensuelle*
*Données : réelle, réelle corrigée par un ratio mensuel de besoins et d'ensoleillement par rapport aux simulations et simulée*

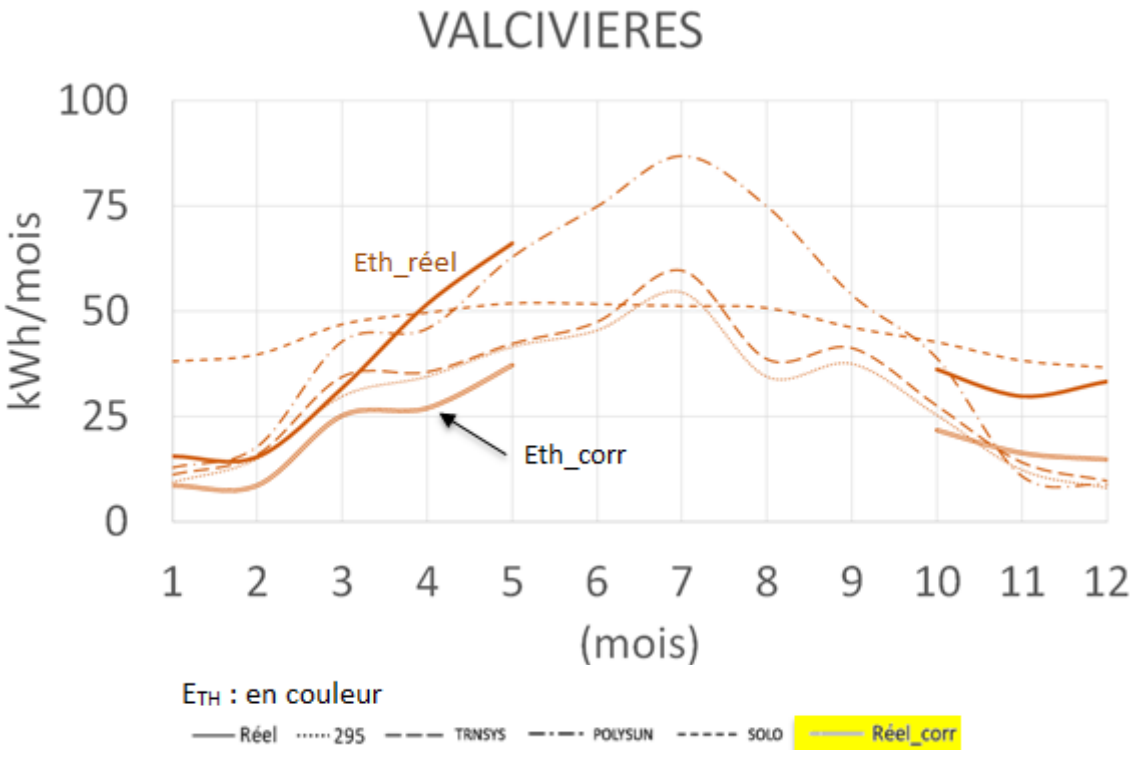



*Figure 228 : Valcivières, énergie **thermique** moyenne mensuelle*
*Données : réelle, réelle corrigée par un ratio mensuel de besoins par rapport aux simulations et simulée*

On a vu dans ce chapitre que la production de chaleur était difficile à estimer du fait en particulier des incertitudes sur la météo et le comportement, néanmoins, si on corrige la production avec une météo réelle et un besoin mesuré, alors le modèle TRNSYS est relativement pertinent (écarts type modérés). Se pose dès lors la question suivante : est-ce qu'une couverture solaire des besoins, qui donne un ratio du productible par rapport aux besoins, ne serait pas une prédiction plus adaptée, puisqu'elle s'affranchit de définir le besoin – qui on l'a vu, est difficile à prédéterminer.

### 4.8.4. Couverture solaire des besoins

Certes la production de chaleur est directement liée à la rentabilité et est un élément clé de la décision d'achat. Si les besoins en eau chaudes sont difficiles à simuler, le client les connait parfois, et l'énergie solaire peut alors être vue en termes d'économie d'énergie. Dès lors, c'est la notion de couverture des besoins qui est utilisée.

La couverture des besoins est le ratio de l'énergie solaire (Eth) sur le besoin total (B) mois par mois ou annuellement :

$$Couverture\ des\ besoins = \frac{Eth}{B} \tag{132}$$

Cette grandeur étant un ratio sur les besoins, on s'attend à ce que les écarts soient plus faibles, car on l'a vu précédemment, l'incertitude sur le besoin est une des raisons principales de l'écart sur la production de chaleur.

Sur les trois installations permettant un bilan complet, **ces couvertures solaires sont de l'ordre de 60%** (Tableau 82) **ce qui signifie que le solaire permet d'économiser plus de la moitié de ses besoins pour sa consommation d'eau sanitaire. En particulier St Genis est quasi autonome (>90%) sur 4 mois de l'année de juin à septembre !** (Figure 230)

| | Couverture solaire annuelle | | | |
|---|---|---|---|---|
| **Lieu** | **REEL** | **POLYSUN** | **SOLO** | **TRNSYS (295)** |
| **Ambérieu en Bugey** | **57%** | 78% | 76% | 76% |
| **Saint-Genis-Les-Ollières** | **58%** | 72% | 71% | 72% |
| **Montauroux *** | **53%** | 66% | 69% | 71% |

*Pour rappel, Montauroux est ombragé en hiver.

*Tableau 82 : Couverture solaire annuelle réelle et simulée pour Ambérieu, St Genis et Montauroux*

Néanmoins, ces couvertures ont toutes été surestimées par les logiciels (Tableau 83), et cette tendance est plus forte en hiver (Figure 229 à Figure 231). Ce critère permet certes de lisser un peu la mésestimation du besoin mais pas les mauvaises prédictions de la production de chaleur du fait des variations de profils, et si les écarts relatifs sont moins importants que ceux de l'énergie thermique (qui s'étalent de -27% à -53%), ils restent élevés (environ 25% avec TRNSYS 295).

| | Ecart relatif $(X_{reel}-X_{295})/X_{295}$ | |
|---|---|---|
| **X=** | **Eth** | **Couverture** |
| **Ambérieu en Bugey** | **-33%** | -25% |
| **Saint-Genis-Les-Ollières** | **-53%** | -19% |
| **Montauroux** | **-27%** | -26% |

*Tableau 83 : Ecart relatif entre le réel et simulé (TRNSYS) de l'énergie thermique moyenne et de la couverture solaire annuelles*

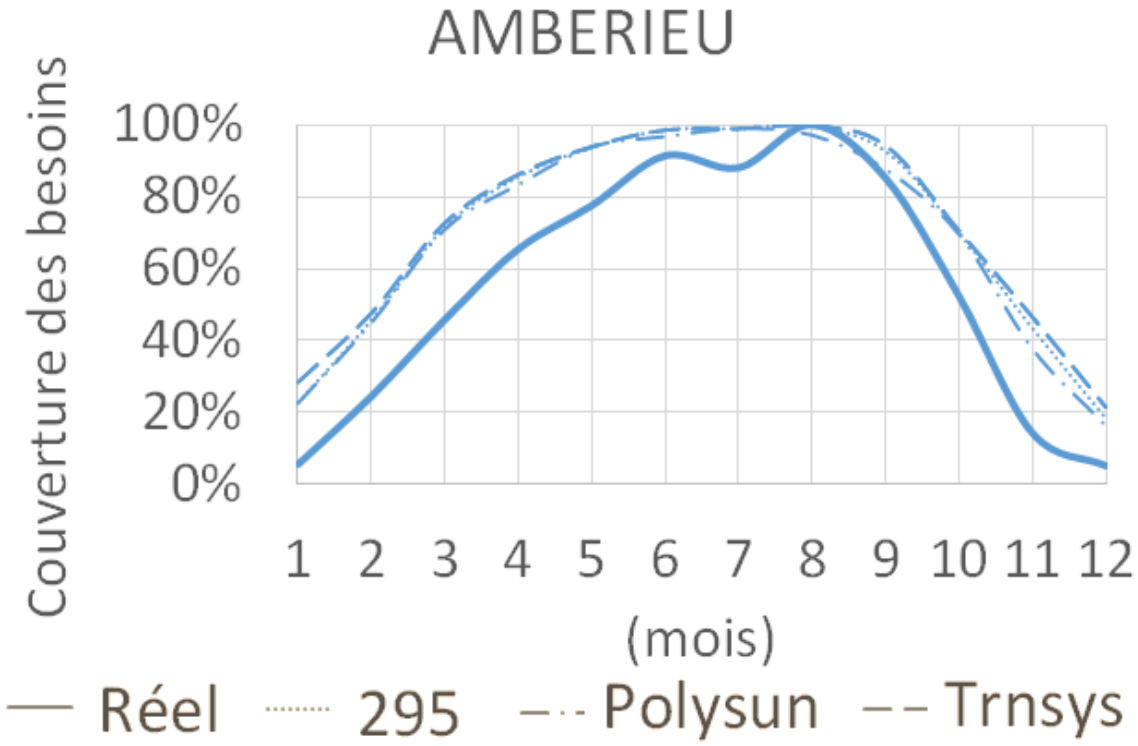



*Figure 229 : Ambérieu, couverture solaire réelle et simulée*

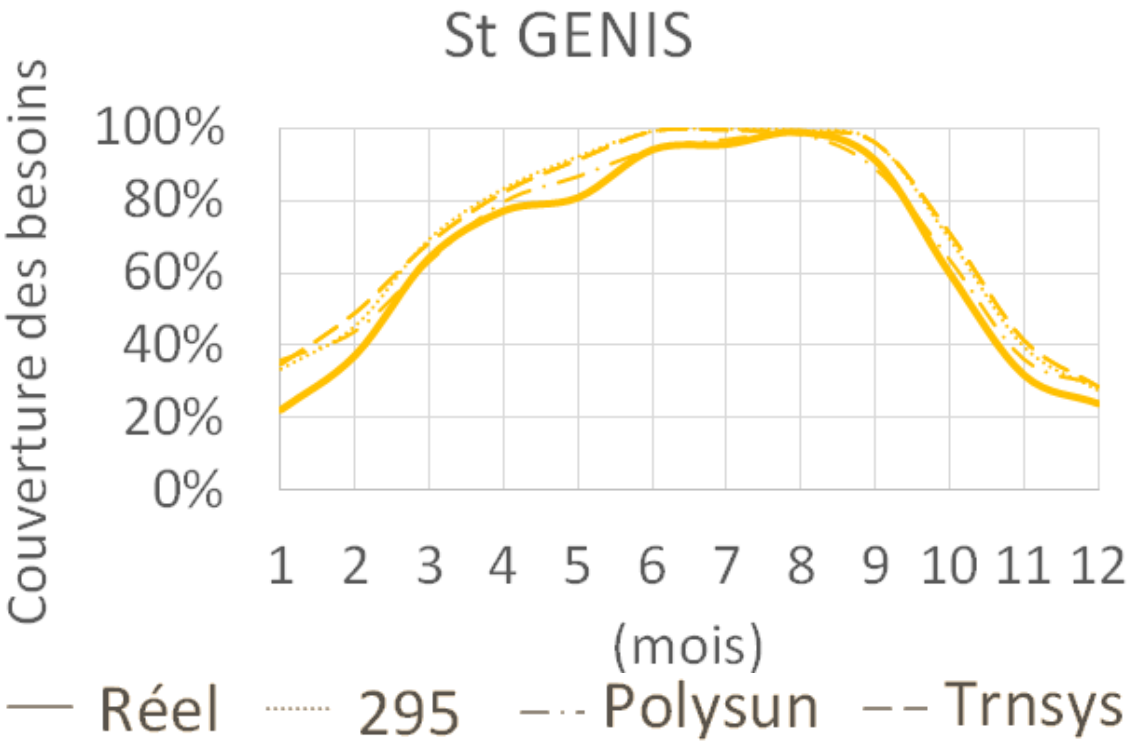



*Figure 230 : St Genis, couverture solaire réelle et simulée*

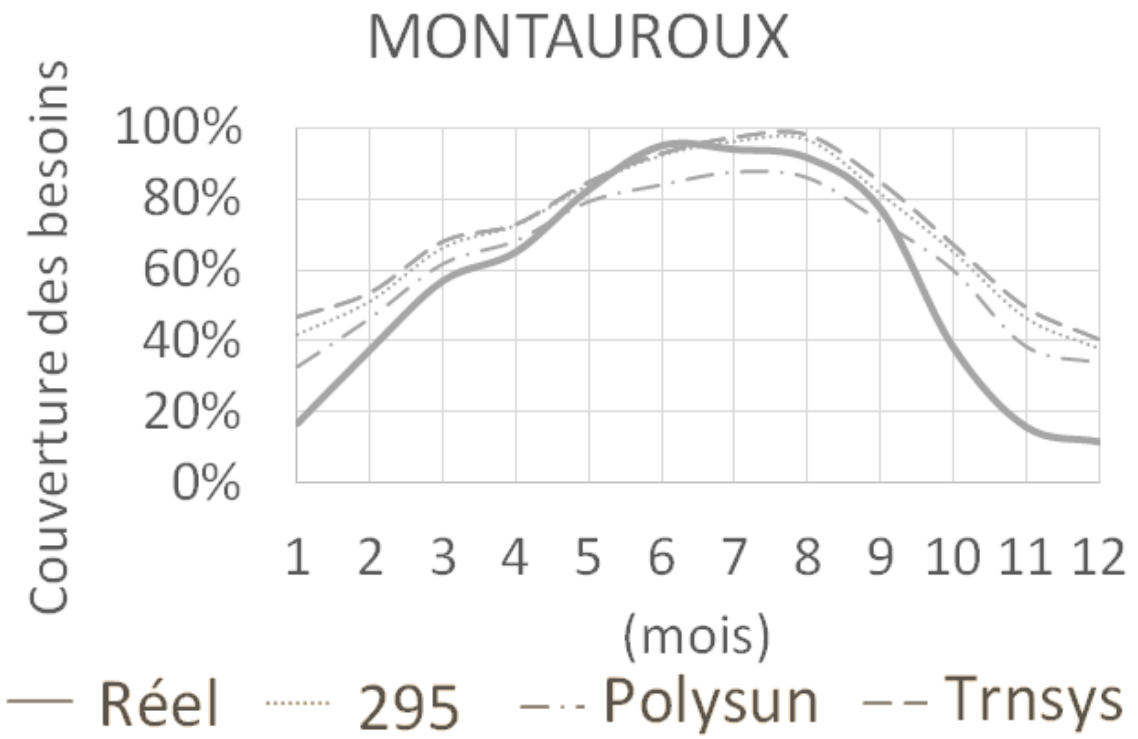



*Figure 231 : Montauroux, couverture solaire réelle et simulée*

On retient des chapitres précédents que les biais sur l'estimation des besoins et de la météo ont un impact significatif sur l'estimation de la production de chaleur et dans une moindre mesure sur la couverture solaire des besoins.
On prend désormais un cran de recul sur toutes ces explications détaillées, et on analyse très globalement les performances photovoltaïques et thermiques, de manière à conclure sur la rentabilité de systèmes type chauffe-eaux solaires hybrides.

## 4.9. Conclusion sur les performances globales

Afin d'aller jusqu'à la rentabilité du système hybride complet, on s'intéresse d'abord à la performance globale du système.

La performance globale est la puissance annuelle photovoltaïque et thermique ramenée à la surface de capteur. On regarde en particulier le ratio de production totale sur la production photovoltaïque. La production photovoltaïque est boostée par le refroidissement, ce ratio est donc un peu pessimiste par rapport à une comparaison avec un panneau 100% photovoltaïque, mais il donne néanmoins un ordre de grandeur.

**On dépasse les 165% de production dès lors qu'on respecte les préconisations de dimensionnement, à savoir entre 1 et 1,5 panneau par 50L de consommation journalière** (Tableau 84).

La plupart des installations suivies ont été surdimensionnées, Andernos est un exemple fort avec 11 panneaux pour 50L/j, il ne fournit que 115% de la production électrique avec l'hybride (Tableau 84). Le surdimensionnement est lié le plus souvent à un ratio de consommation surestimé par l'Ademe de 50L/j/pers., qui comme on l'a déjà commenté est bien au-dessus de la moyenne pour nos installations suivies.

| Lieu (Latitude, nb DS, orientation, Incl, Intégr) | | kWh_TH /m²/an | kWh_EL /m²/an | HYBRIDE / PV | NB_PVT /50L/j | L/j /pers |
|---|---|---|---|---|---|---|
| **Gorses** | (44,8 ; 6&0 ; 40 ; 20 ; ISB) | 139 | 184 | **176%** | 0,9 | 55 |
| **Colomiers** | (43,2 ; 4&17 ; 40 ; 20 ; IAB) | 130 | 190 | **169%** | 1,3 | 52 |
| **Lagoa** | (39,5; 4&0; 0; 45; NI) | 165 | 274 | **160%** | 2,7 | 38 |
| **L'isle sur la Sorgue** | (43,9 ; 6&2 ; 10 ; 20 ; ISB) | 105 | 206 | **151%** | 3,8 | 40 |
| **Altkirch** | (47,6 ; 6&0 ; 45 ; 40 ; IAB) | 80 | 163 | **149%** | 5,0 | 30 |
| **Gentilly** | (48,8 ; 6&6 ; 80 ; 30 ; IAB) | 63 | 141 | **145%** | 3,8 | 20 |
| **Montauroux** | (43,6 ; 4&8 ; 15 ; 16 ; IAB) | 80 | 195 | **141%** | 4,9 | 20 |
| **Souzy-La-Briche*** | (48,5; 6&0; 40; 40; IAB) | 73 | 191 | **138%** | 4,6 | 16 |
| **Toulouse** | (43,6; 6&0; 0; 20; IAB) | 64 | 224 | **128%** | 3,5 | 21 |
| **Ambérieu** | (45,9 ; 4&0 ; 40 ; 20 ; ISB) | 47 | 167 | **128%** | 6,8 | 15 |
| **Saint-Genis** | (45,6 ; 6&6 ; 5 ; 30 ; IAB) | 45 | 191 | **124%** | 4,0 | 19 |
| **Andernos** | (44,7 ; 6&6 ; 40 ; 35 ; IAB) | 29 | 201 | **115%** | 11,2 | <27 |

*Sur Souzy, il n'y a pas eu une année complète (juillet-novembre seulement)

*Tableau 84 : Influence du dimensionnement sur l'énergie thermique et photovoltaïque rapportées à la surface de modules (m²)*

## 4.10. Synthèse de l'analyse pour les CESI

En conclusion, dans les chapitres précédants, de forts écarts type ont été constatés entre le terrain et les simulations sur la base des caractéristiques de l'installation du site.
Les écarts type liés à la météo sont l'ordre de 10% et +/-6°C sur les températures maximales du module, ce qui est raisonnable. En revanche, l'écart type pour estimation du besoin est supérieur à 30%, ce qui exclut la possibilité de garantir le productible sur la base d'étude. Certes d'une part l'eau froide a été sous-estimée d'environ 3°C ce qui peut impacter d'environ 10% le productible, d'autre part le ballon n'est connu que par son volume ce qui peut impacter aussi de 10% le productible, mais le plus impactant est la simplification statistique de consommation nette très variable au quotidien par des moyennes.

Les chapitres précédents ont également permis de déterminer plusieurs recommandations, sur les hypothèses de consommation, le design du module et sur le suivi du bon fonctionnement d'installation.

A noter d'abord que la consommation moyenne sur les 28 installations considérée est éloignée de la consommation moyenne statistique retenue par l'Ademe. On constate plutôt à 27L/p/j à 45°C pour les appoints externes et 15L/p/j à 55°C pour les appoints internes.

A noter enfin que la température maximale journalière du bas de ballon (TBas_Max) est proche de la température maximale journalière de la sortie du champ de modules dite « moyenne » (Tmoy) quand l'installation est fonctionnelle, ce qui peut donner lieu à un indicateur de bon fonctionnement. Cette température Tmoy moyennée sur l'ensemble des installations, est supérieure à 45°C pendant cinq (5) mois, ce qui indique une possible autonomie - sans appoint - une partie de l'année, et confirme la pertinence du solaire hybride pour le pré-chauffage d'eau sanitaire.

On retient aussi que la température maximale mesurée sur site a été de 74,2°C ce qui garantit une bonne durabilité des encapsulant de la composante photovoltaïque.

En conclusion, on souhaite aborder des éléments de rentabilité, à date (2018).

En France, un crédit d'impôt à la transition énergétique (CITE) pour la partie chaleur solaire [Code général des impôts - Article 200 quater] et une prime à l'autoconsommation photovoltaïque ainsi que l'achat à quasi 10c€/kWh du surplus non autoconsommé [Arrêté du 9 mai 2017] constituent des aides pour l'installation de panneaux hybrides pour le pré-chauffage d'eau chaude sanitaire. Pour 6 modules, le CITE est de 1195€ et la prime autoconsommation de 600€.
**L'installation coûte en moyenne 10k€TTC soit 8,5k€TTC aides déduites, pour 6 modules.**
En considérant le productible mesuré à Gorses, avec 1385kWh_th/an et 1830kWh_el/an, et une augmentation du prix de l'électricité de +3,03%/an (Thermix, Hespul), **le gain sur 20 ans est de 15230€, soit l'équivalent d'un placement à 2,95%** (Figure 232).

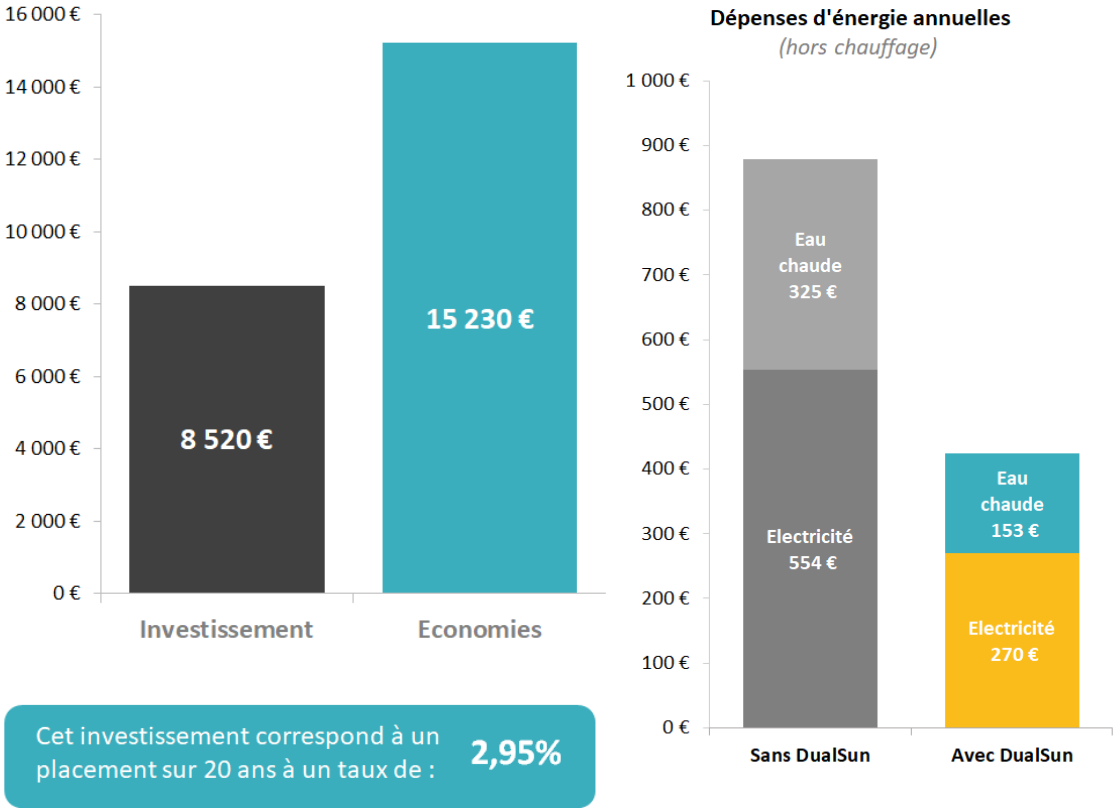



*Figure 232 : Rentabilité de l'installation hybride DualSun*

On retient donc que quand le dimensionnement est adapté aux besoins, le système est rentable – et le sera de plus en plus. On souligne néanmoins la difficulté à faire des hypothèses pertinentes de comportement, et donc l'incertitude forte sur le niveau de rentabilité avant-projet.

On a cependant en tête que le comportement individuel étant le plus incertain dans cette estimation, il est fort à parier pour que des installations pour lesquelles les statistiques de besoins sont représentatifs, avec de multi-consommateurs ou des besoins dépendant peu de l'usage, les prédictions de rentabilité devraient être plus proches des mesures. C'est pourquoi dans les chapitres suivants, on s'intéresse à un logement collectif, et à une piscine municipale.

# V. Autres systèmes

Au-delà du résidentiel individuel chez des particuliers pour le chauffage d'eau sanitaire, les modules hybrides DualSun ont été couplés dans divers systèmes. On présente deux autres systèmes, un couplage avec une pompe à chaleur eau-eau, et un chauffage piscine. **Dans les deux cas, on constate que les besoins étant facilement prédictibles, les résultats thermiques mesurés des panneaux PV / T sont très proches de ceux simulés.**

## 5.1. HP+ : Couplage à une pompe à chaleur eau-eau

Comme l'a présenté Sommerfelt sur EuroSun en 2016, la combinaison de capteurs PVT avec une pompe à chaleur eau-eau avec un stockage géothermique a été largement étudiée. Cette étude va au-delà puisque le système propose de se passer de stockage intersaisonnier qui procure le forage et d'utiliser directement le solaire en unique source froide.

Un démonstrateur de PVT couplé avec une pompe à chaleur eau-eau a été installé sur un immeuble de 73 appartements à Marseille, en France (Figure 235). L'objectif était de produire de l'eau chaude pour ces habitations. Les capteurs solaires non vitrés de 73 m² et les capteurs PVT de 36 m² (Figure 234) sont tous deux connectés à 2 pompes à chaleur Heliopac (Solerpac® 134aSE-12 : puissance chaude 2x12 kW) et à un stockage de 4 000 litres (Figure 233). Un échangeur direct contourne la pompe à chaleur si le flux solaire suffit à chauffer directement le stock. La chaudière gaz existante fournit le chauffage d'appoint. Pour réduire l'influence de l'ombrage, les modules PVT ont été équipés de micro-onduleurs Enphase.

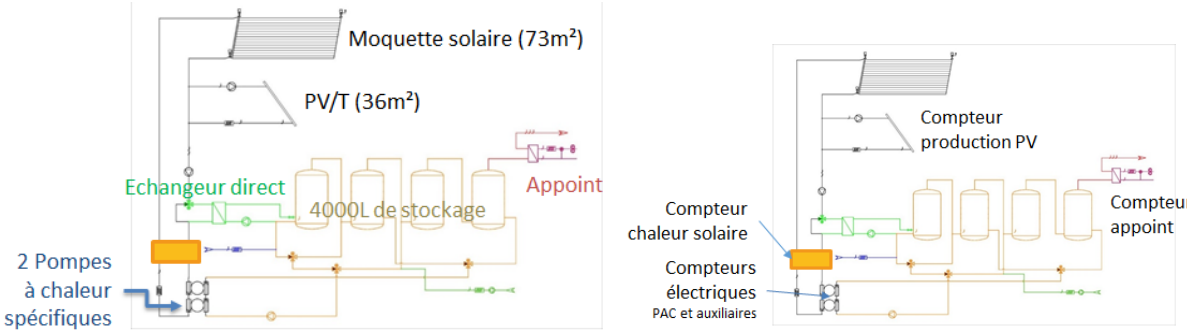



*Figure 233 : Schéma hydraulique simplifié avec équipements et emplacement des compteurs*

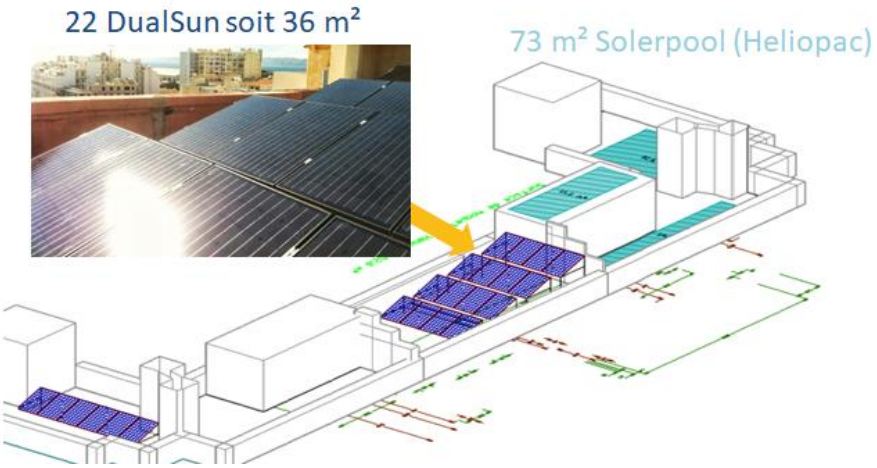



*Figure 234 : Calepinage de l'installation*

*Figure 235 : Photographie de l'installation*

Des simulations ont été réalisées avec le logiciel TRNSYS (Figure 236). Les besoins nets en eau chaude sanitaire ont été estimés à 6,48 $m^3$ / j pour un taux d'occupation de 100% et des pertes de boucle à 200 kWh / j. L'hypothèse météorologique pour Marseille provient des statistiques de Meteonorm. Un profil de charge type multi-logements et une température d'eau froide mensuelle ont été pris en compte.
Les paramètres de régulation dans le schéma sont une propriété confidentielle de la société Heliopac. Des résultats généraux sont donnés dans le TITRE V HéliopacSystem+, et utilisés pour les calculs normatifs bâtiments (RT).

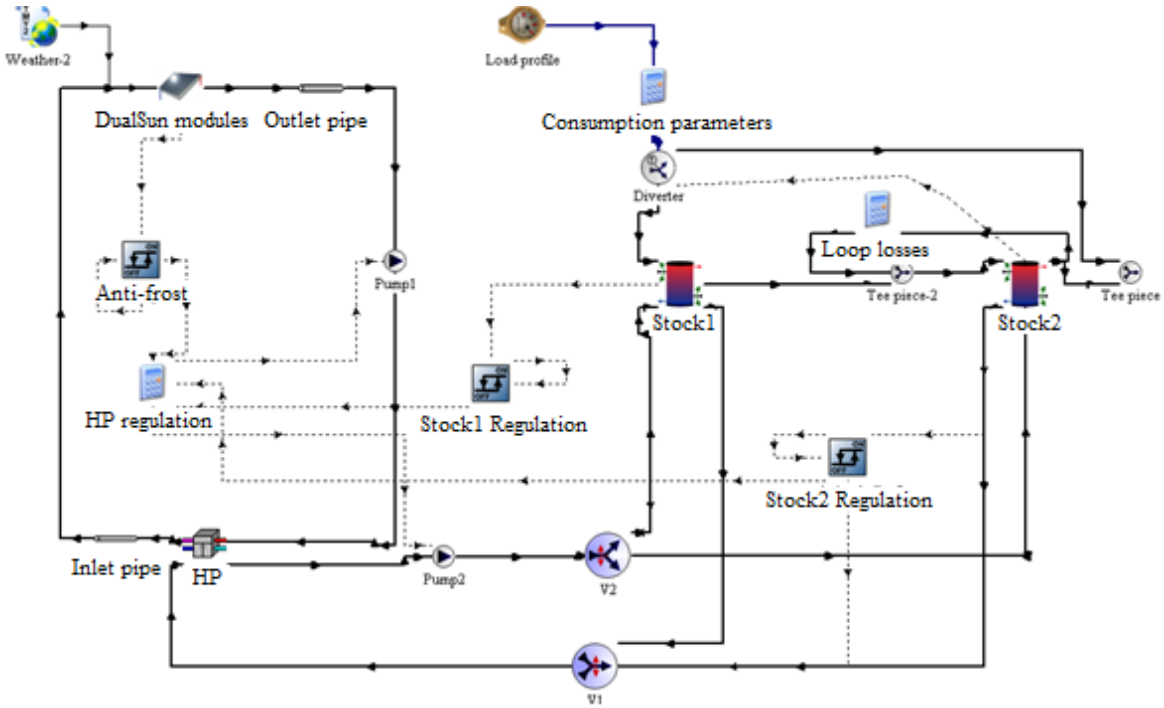



*Figure 236 : TRNSYS – schéma de couplage Heliopac DualSun*

La simulation estime une contribution aux besoins d'eau sanitaire de 69% pour le solaire et de seulement 3% par l'appoint gaz (Figure 237).

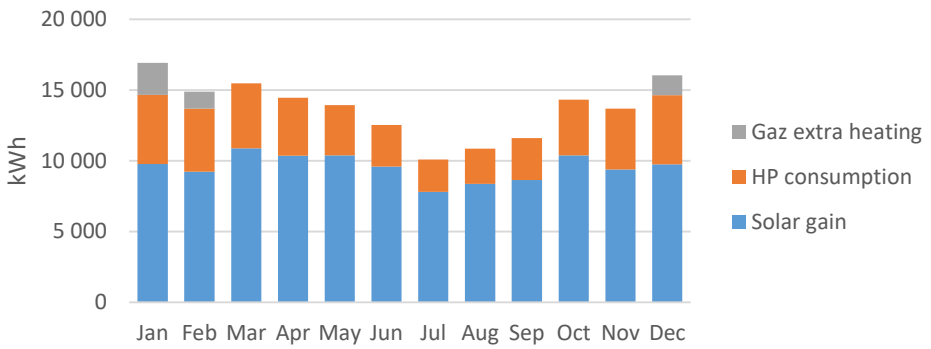



*Figure 237 : Résultat de simulation de la contribution à l'eau chaude sanitaire*

Sur un an, le suivi a mis en évidence 67% de chaleur solaire et 26% de consommation d'électricité de la pompe à chaleur (Figure 238). L'électricité photovoltaïque a couvert les besoins électriques des auxiliaires (4% des besoins). L'appoint gaz n'a été utilisé que pour 2% des besoins.

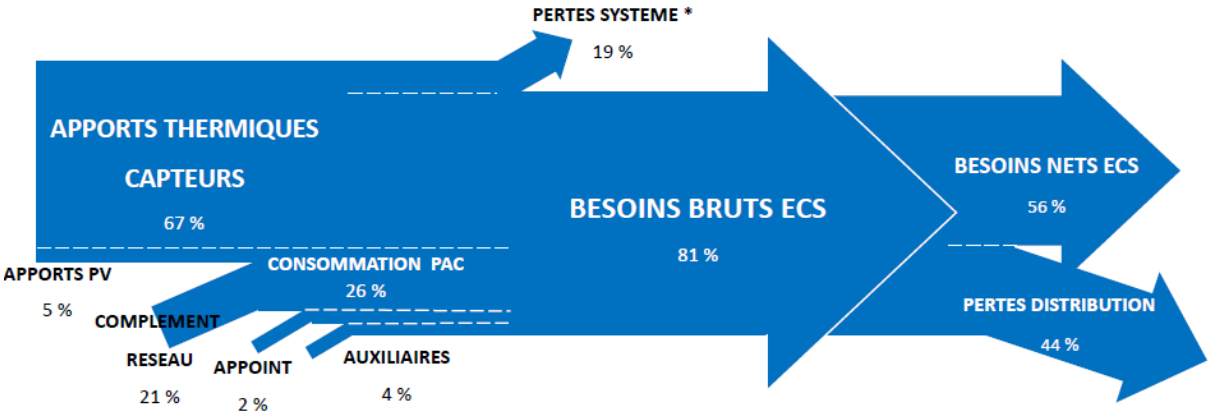



*Figure 238 : Apports de chauffage annuels pour l'eau chaude sanitaire des logements collectifs Mai 2014-Avril 2015*

Même en hiver - de novembre à avril, le solaire a couvert 68% des besoins ! (Figure 239)

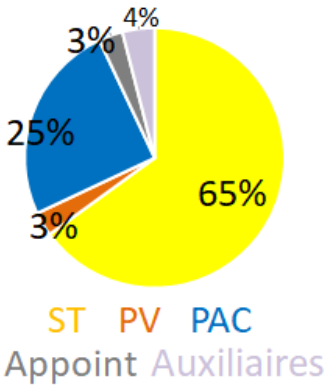



*Figure 239 : Apports de chauffage pour l'eau chaude sanitaire en hiver (Nov 2014-Avril 2015)*

**Les prédictions et les mesures de production solaire ont une différence relative de 12%** (Figure 240)**, soit de l'ordre de la surestimation des besoins sur ce site.**

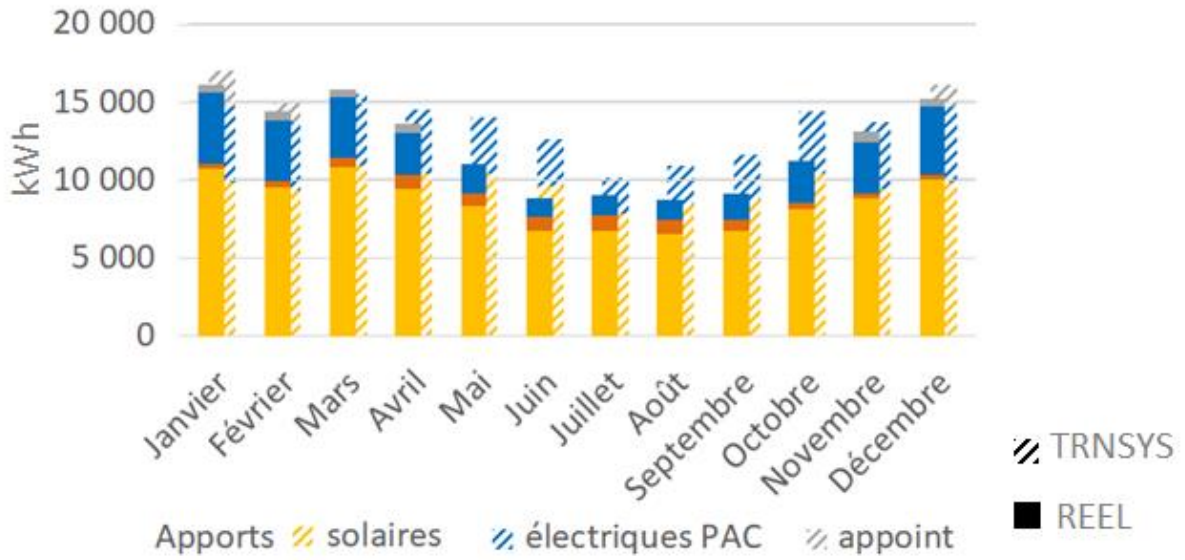



*Figure 240 : Comparaison simulation-mesures mois par mois (Mai 2014-Avril 2015)*

| | Solaires (kWh/an) | $B_{ECS}$ (kWh/an) | Couverture |
|---|---|---|---|
| Mesure | 100 379 | 136 810 | **73,4%** |
| Etude | 114 660 | 164 960 | 69,5% |

*Tableau 85 : Bilan annuel simulation - mesures (Mai 2014-Avril 2015)*

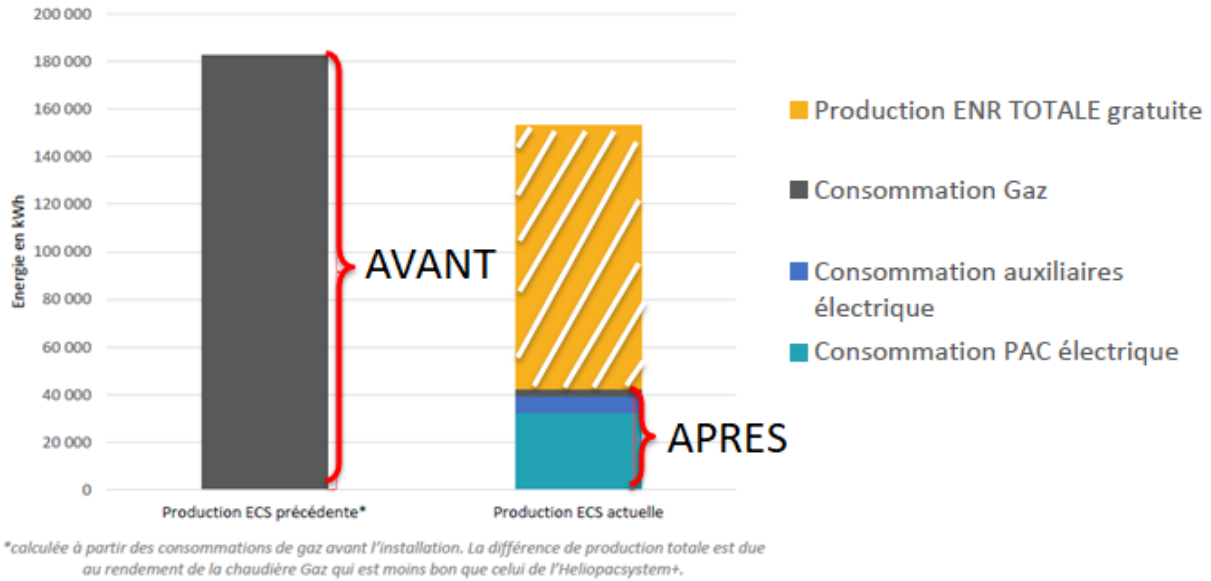



*Figure 241 : Comparaison des consommations avant et après installation*

**La consommation en énergie finale a été divisée par 4 grâce à cette installation** (Figure 241).
Le coût du démonstrateur était de 140 000 € pour 114 660 kWh thermiques / an (Tableau 85) et 9 287 kWh électriques / an estimés. Avec une durée de vie de 20 ans, aucune maintenance et aucune actualisation, **le coût énergétique du projet est d'environ 6c€/kWh**. Des réductions de coûts pourraient encore être facilement réalisées avec une généralisation de la solution.

La partie solaire thermique pure de 75 m² non vitrée pourrait être remplacée par un collecteur PVT de 112 m² sur une plus grande toiture et le 147 m² aurait produit 35,6 MWh / an (hypothèse à 15% de

gain photovoltaïque par refroidissement) représentant 78% des besoins en électricité de la pompe à chaleur. Une installation uniquement PVT (sans moquette) sera réalisée en 2018.

En conclusion, le couplage du PVT avec une pompe à chaleur eau-eau permet plus de 70% d'énergie solaire pour les besoins d'eau sanitaire d'un logement collectif sur l'année (Tableau 85). Les besoins pour un logement collectif étant prédictibles du fait de la mutualisation des profils, les résultats thermiques mesurés des panneaux PV / T sont très proches de ceux simulés.

## 5.2. SP : Chauffage d'une piscine intérieure

On s'intéresse dans ce chapitre à un système de chauffage de piscine municipale. Comme dans les logements collectifs, le nombre d'utilisateurs – des douches notamment, rend les statistiques pertinente à priori. On confirmera que les besoins étant prédictibles, la production solaire peut être estimée avec des incertitudes relativement faibles.

Des systèmes de piscine intérieurs couplés à des collecteurs PV / T ont déjà été étudiés par simulation par Buonomano, 2015, mais peu de travaux expérimentaux ont confirmé les performances attendues avec des installations réelles, comme cela a été fait dans cette étude.

Afin de vérifier la fiabilité et les performances in situ des piscines intérieures du module hybride solaire PV / T innovant, une installation de 180 modules PV / T installés en ombrière solaire a été suivie à Sète (près de Perpignan), dans le sud de la France (Lat / Long. 42.6976 / 2.8954) (Figure 243).

Pour la piscine couverte de notre étude, les modules PV / T sont reliés à des échangeurs de chaleur et permettent de préchauffer l'eau des douches et de chauffer les piscines (Figure 242). En tant qu'appoint, une pompe à chaleur est connectée en série à l'échangeur de chaleur solaire pour chauffer l'eau instantanément lorsque cela est nécessaire. Si le système ne fournit pas suffisamment de chaleur, le système est complété si nécessaire par une chaudière au gaz naturel. Afin de suivre le système, un calorimètre est placé juste avant les échangeurs de chaleur solaires.
Les données ont été enregistrées toutes les 5 minutes. Un schéma du système et du suivi est donné dans la figure suivante.

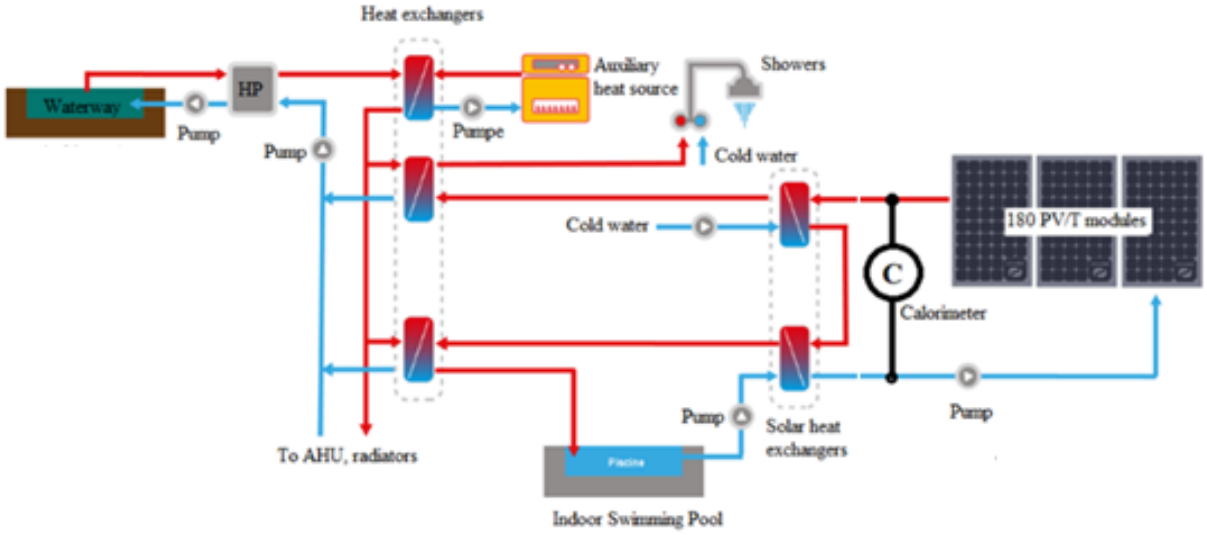



*Figure 242 : Schéma hydraulique pour la piscine couverte et emplacement du compteur de chaleur solaire*

Les paramètres clés de l'installation solaire sont fournis dans le Tableau 86.

| | |
|---|---|
| Dimension des bassins | 720 m² pour 1100 $m^3$ ~ 1 056 MWh/an |
| Température de consigne pour les bassins | 28 °C |
| Besoin pour les douches | ~ 6000L/jour = ~ 125 MWh/an |
| Nombre de PVT | 180 (300 m²) |
| Type d'installation | Ombrière |
| Orientation (0° = Sud) | Sud-Est (-20°) |
| Pente | 10 ° |

*Tableau 86 : paramètres clés de l'installation PVT pour le chauffage d'une piscine couverte à Sète (France)*

L'énergie solaire passe au préchauffage de l'eau chaude si la température des panneaux est supérieure de 6 ° C au fond du réservoir sanitaire ou à la piscine si elle est supérieure à 30 ° C. Les panneaux et le local technique, où sont situés les échangeurs de chaleur et le calorimètre, sont distants de 70 m. Les tuyaux sont enterrés sur cette distance.

*Figure 243 : Photographie de l'ombrière PVT pour la piscine couverte municipale de Sète*

Un modèle TRNSYS a été réalisé, le schéma est donné à la Figure 244. Selon Meteonorm, à Perpignan, la température ambiante maximale quotidienne dans la journée est en moyenne de 19,6°C et l'irradiation maximale quotidienne dans la journée est en moyenne de 576 W / m² sur l'année.

La simulation photovoltaïque ne prend pas en compte le refroidissement des cellules.
Le coefficient de perte dans la conduite enterrée de 70 m a été pris à 24 W / (m².K).

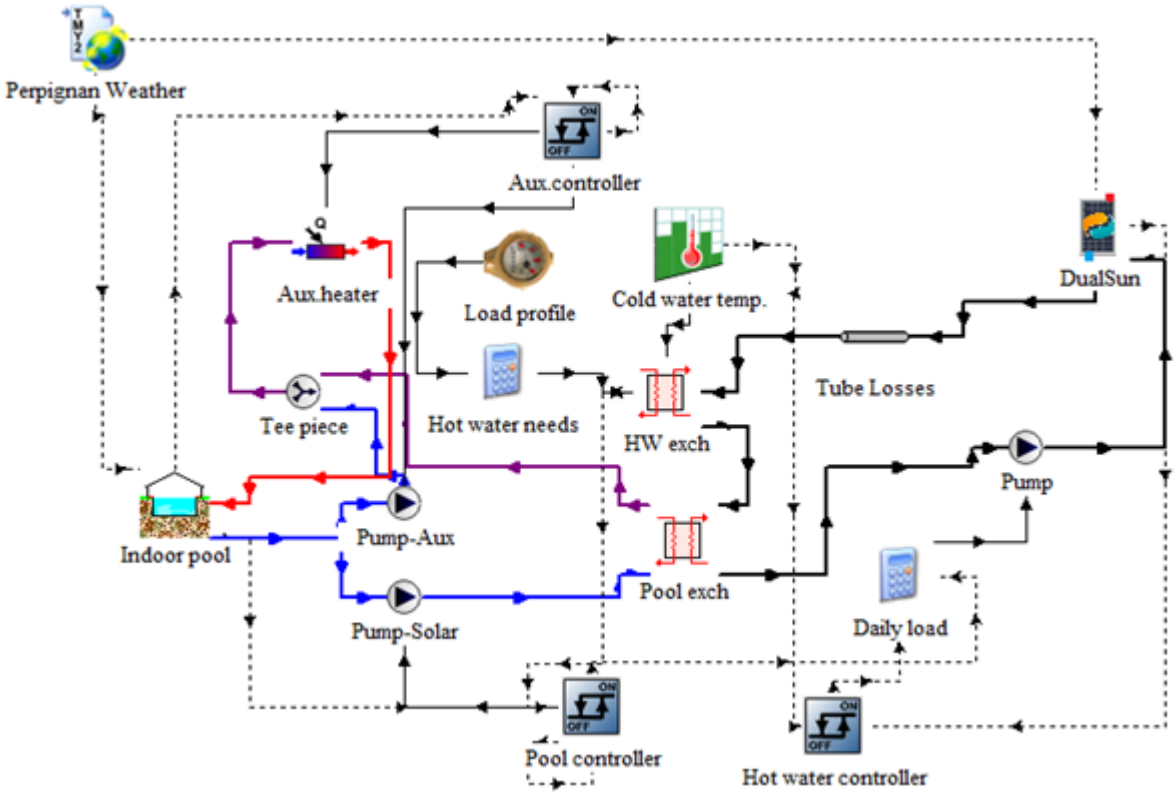



*Figure 244 : Schéma TRNSYS de l'installation*

Le profil d'eau chaude a été construit à partir du scénario des installations sportives dans la méthode de régulation thermique française (RT 2012), et le profil de jour type est donné à la Figure 245.

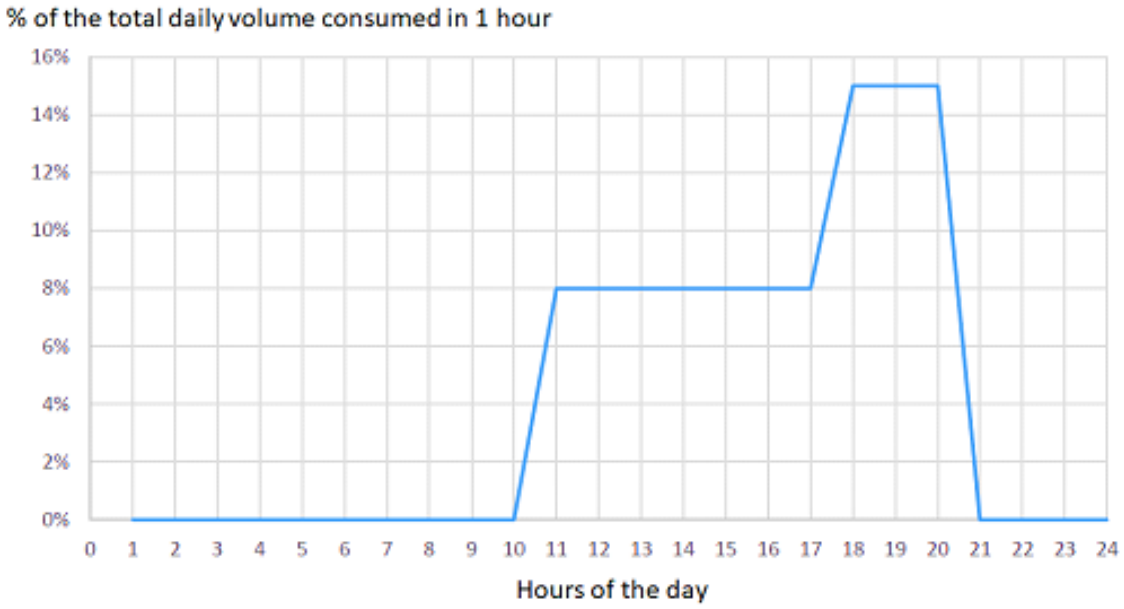



*Figure 245 : Profil de besoin en eau chaude dans la simulation*

Les besoins en eau chaude sont estimés à 1,2 GWh / an, ce qui est très proche des 1,27 GWh / an (volume de gaz de 127 782 m3) consommés à Sète pendant un an avant l'installation solaire (Tableau 87). Récemment, un détail mensuel de la consommation de gaz précédente a révélé une différence significative entre la distribution mensuelle de la consommation simulée et la distribution réelle avant l'installation solaire, comme le montre le Tableau 87.

| Mois | TRNSYS Besoin chaleur (kWh) | Consommation de gaz (avant l'installation) ($m^3$) | Energie consommée (avant l'installation) (kWh, η=90%) |
|---|---|---|---|
| Janvier | 139 937 | 16 911 | 167 727 |
| Février | 120 905 | 16 770 | 166 321 |
| Mars | 117 706 | 15 725 | 155 961 |
| Avril | 101 207 | 13 218 | 131 099 |
| Mai | 88 562 | 9 463 | 93 853 |
| Juin | 65 746 | 7 491 | 74 294 |
| Juillet | 60 373 | 5 460 | 54 150 |
| Aout | 58 353 | 4 001 | 39 684 |
| Septembre | 72 506 | 5 091 | 50 493 |
| Octobre | 101 365 | 7 121 | 70 628 |
| Novembre | 118 812 | 12 617 | 125 137 |
| Décembre | 135 364 | 13 914 | 137 996 |
| **Total /an** | **1 180 835** | **127 782** | **1 267 343** |

*Tableau 87 : Besoins de chaleur simulés et mesurés avant installation*

À Sète, la production du module solaire est estimée à 81 MWh / an pour la partie thermique (6,9% des besoins en chaleur) et 56 MWh / an pour la partie électrique (Tableau 88).

| Mois | Besoins douches (kWh) | Solaire pour l'eau chaude (kWh) | Besoins piscine (kWh) | Solaire pour piscine (kWh) | Electricité PV (kWh) |
|---|---|---|---|---|---|
| Janvier | 11 583 | 1 014 | 128 354 | 0 | 2 538 |
| Février | 10 392 | 1 379 | 110 513 | 142 | 2 892 |
| Mars | 11 198 | 2 319 | 106 507 | 1 875 | 4 674 |
| Avril | 10 479 | 2 587 | 90 728 | 3 470 | 5 516 |
| Mai | 10 468 | 3 137 | 78 094 | 6 859 | 6 595 |
| Juin | 9 708 | 3 382 | 56 038 | 10 259 | 6 945 |
| Juillet | 9 706 | 3 565 | 50 667 | 13 213 | 7 262 |
| Aout | 9 598 | 3 129 | 48 755 | 11 322 | 6 446 |
| Septembre | 9 501 | 2 371 | 63 005 | 6 208 | 5 033 |
| Octobre | 10 254 | 1 587 | 91 111 | 1 624 | 3 485 |
| Novembre | 10 431 | 1 058 | 108 381 | 110 | 2 392 |
| Décembre | 11 279 | 744 | 124 085 | 0 | 2 048 |
| **Total kWh/an** | **124 596** | **26 271** | **1 056 239** | **55 083** | **55 826** |

*Tableau 88 : Bilan mensuel thermique pour l'eau chaude et la piscine et électrique simulé (TRNSYS)*

| | Chaleur Solaire (kWh) | | Electricité Solaire PV (kWh) | |
|---|---|---|---|---|
| **Mois** | **TRNSYS** | **MESURES** | **TRNSYS** | **MESURES** |
| Jan-17 | 1 014 | 1 000 | 2 538 | 3 280 |
| Fev-17 | 1 521 | 1 000 | 2 892 | 1 828 |
| Mar-17 | 4 194 | 4 000 | 4 674 | 4 904 |
| Avr-17 | 6 057 | 8 000 | 5 516 | 6 452 |
| Mai-17 | 9 996 | 8 000 | 6 595 | 6 575 |
| Juin-17 | 13 641 | 12 000 | 6 945 | 4 361 |
| Jui-17 | 16 778 | 16 000 | 7 262 | 6 669 |
| Aou-16 | 14 451 | 15 000 | 6 446 | 8 604 |
| Sep-16 | 8 580 | 8 000 | 5 033 | 6 386 |
| Oct-16 | 3 211 | 7 000 | 3 485 | 4 514 |
| Nov-16 | 1 168 | 2 000 | 2 392 | 3 239 |
| Déc-16 | 744 | 100 | 2 048 | 2 301 |
| **Total kWh/an** | **81 354** | **82 100** | **55 826** | **59 113** |

*Tableau 89 : Bilan mensuel thermique et électrique simulé (TRNSYS) et mesuré*

Les résultats mesurés des panneaux PV / T sont très proches des résultats simulés pour la première année (Tableau 89). La production solaire thermique est supérieure de 2% à la simulation, ce qui confirme la précision du modèle. La production photovoltaïque mesurée est respectivement supérieure de 5,9%, ce qui pourrait être attribué au refroidissement des cellules une amélioration des performances, mais il peut également signifier un ensoleillement local supérieur à la météo statistique. Le coût de ces installations était d'environ 350k€ (aucune subvention prise en compte), environ 140k€ pour le côté photovoltaïque et 210k€ pour le côté solaire thermique. **Si l'on suppose une durée de vie raisonnable de 20 ans, le prix de l'électricité solaire se situait autour de 12,5c € / kWh et le prix solaire thermique autour de 12,8c € / kWh pour la piscine de Sète (sud de la France) avec les données mesurées.**

Cela semble très prometteur pour cette innovation, et comme le potentiel de réduction des coûts existent encore - car il s'agissait d'un premier de série pour ce système, et que le module a un coût qui devrait baisser de 10%/an encore pour plusieurs années -, si la compétitivité est actuellement assurée par des subventions, elle devrait pouvoir être atteinte sans aides d'ici 10 ans.
En conclusion, **les panneaux PV / T de 300 m² fournissent 30% de l'énergie pour les besoins de douche de 6 000 L / jour et 20% des besoins de chauffage pour la piscine couverte de 1 100 m³ pendant 4 mois de l'année (juin à septembre)**. Les besoins étant facilement prédictibles, les résultats thermiques mesurés des panneaux PV / T sont très proches de ceux simulés en cette première année.

# VI. Conclusions et perspectives

Cette thèse a été l'occasion d'étudier le module PV/T à eau Wave de DualSun, à l'échelle du module et du système.
Dans une première partie, pour analyser les spécificités et apporter des préconisations de conception sur l'échangeur, un modèle cfd a été réalisé. Pour qualifier les résultats, des mesures de pertes de charge et de champ de température ont été réalisées. Des modèles simplifiés prenant en compte le module dans son aspect photovoltaïque et thermique, ont été ensuite développés et comparés à des mesures de performances électrique et thermique sur 9 prototypes faisant varier couche par couche les épaisseur de matériaux.
Dans une deuxième partie, les modèles de modules ont été intégrés dans plusieurs logiciels du marché, et les biais de prédiction à partir des bases de données météorologiques et comportementales statistiques ont été analysés. Pour cela, on s'est d'abord concentré sur le système le plus courant, un système de préchauffage d'eau sanitaire pour des maisons individuelles. 28 installations pilotes réparties en France, Portugal et Suisse ont été instrumentés, suivies et étudiées. En particulier, la température de sortie du champ de module et la température du bas de ballon ont été clés pour le suivi, ont été utiles également la connaissance de la température d'eau froide du réseau, la température de l'eau chaude tirées pour les besoins sanitaires, la température du haut de ballon, les débits solaire et de consommation, la consommation énergétique de l'appoint. Pour des comparaisons statistiques, ces données ont été moyennées sur le mois/ l'année, et les écarts type par rapport aux simulations regardés à la loupe. Suite à cette analyse détaillée sur 28 installations, deux installations de plus grande taille ont été également comparées aux prédictions, une en logement collectif avec un couplage pompe-à-chaleur, et une pour une piscine en chauffage direct des bassins.

Que ce soit à l'échelle du module, comme à l'échelle du système, des conclusions fortes ont pu être tirées lors de cette thèse, et sont présentées succinctement dans les paragraphes qui suivent. On y aborde également les perspectives qu'il serait intéressant d'ouvrir lors de prochaines recherches, pour approfondir les connaissances sur le PVT eau.

L'étude montre qu'il est possible de modéliser avec peu d'incertitude (~1,3%) le solaire hybride PVT à l'échelle du module. Cependant, l'influence des paramètres d'échange avec l'extérieur par la face avant et arrière est forte, ce qui implique de bien maitriser les conditions de mesures pour la comparabilité.

L'étude démontre également qu'à l'échelle du système, la prédictibilité avec des données d'entrée statistiques est fortement entachée d'incertitude à l'échelle individuelle (~30%) tandis qu'à échelle collective avec des besoins stables, l'incertitude est faible (<10%) soit de l'ordre de l'incertitude sur la météo.

De l'analyse du module, on retiendra une puissance de 758W thermique et 250Wc électrique dans les conditions STC (1000W/m², 25°C) pour un besoin de chaleur à 30°C. Les pertes de charge sont principalement localisées en entrée et sortie du module et le design pourrait être optimisé pour des applications thermosiphon. Pour le moment, elles restent comparables à des pertes de charge en solaire thermique pur. On notera que la distribution de température du module est inhomogène, des résultats complémentaires pourraient quantifier l'impact sur la durée de vie du sandwich photovoltaïque. L'étude montre déjà l'importance à ne pas isoler les bords non refroidis pour ne pas accentuer cette inhomogénéité.

De l'analyse des chauffe-eaux solaire individuels, on retiendra également la pertinence du solaire hybride pour le préchauffage de l'eau sanitaire, avec des taux de couverture des besoins mesurés de

57-58% près de Lyon. Des températures moyennes des modules sont supérieures à 45°C quasi la moitié de l'année ce qui permet le préchauffage effectif, et restent inférieures à 75°C ce qui garantit la durabilité du concept avec une absence de risque de surchauffe. L'installation est rentable puisqu'un investissement en 2018 d'environ 8,5k€ aides déduites (10k€ hors subventions) peut générer plus de 15k€ d'économies sur 20 ans. L'analyse de l'autoconsommation électrique et du gain photovoltaïque n'a pas été abordée, et des résultats complémentaires pourraient être apportés, en particulier si le surplus électrique se décharge sur le ballon sanitaire. Par ailleurs, l'analyse s'est concentrée sur des CESI avec pompe, des résultats sur des installations en thermosiphon seraient complémentaires.

De l'analyse du couplage pompe à chaleur, on retiendra un prix de l'énergie de l'ordre de 6c€/kWh avec 36 m² de PVT et 73 m² de moquette en source froide de deux pompes à chaleur de 12kW pour 4000L de stockage. Cette installation a permis une division par quatre de la consommation d'énergie finale de 73 logements à Marseille. Néanmoins, la couverture du besoin électrique de la pompe à chaleur n'était que de 4% du faible du faible ratio de PVT sur cette installation. Des résultats complémentaires avec une installation intégralement PVT sans moquette pourraient confirmer le niveau de production thermique et une meilleure autoproduction électrique.

De l'analyse du chauffage piscine, on retiendra que 300m² de PVT sur ombrière pour la piscine couverte de 1100$m^3$ et 6000L/j de douches à Sète ont permis 2,5 fois plus de production d'énergie qu'une simple installation photovoltaïque, ce qui montre la pertinence du PVT pour optimiser les surfaces ensoleillées disponibles pour atteindre des bâtiments de plus en plus positifs en énergie.

Enfin, il semble critique de continuer à améliorer la compétitivité du PVT. Si la parité avec des vecteurs électrique pour la chaleur est déjà atteinte en France, les coûts devront encore baissé pour atteindre la parité avec le gaz. A ce titre, la nouvelle version de module de DualSun basée sur un échangeur en polymère est prometteuse et mérite d'être étudiée de manière approfondie.

# Bibliographie


Aerausol2, 2007. http://www.agence-nationale-recherche.fr/Project-ANR-07-PBAT-0009

Agarwal R.K., Garg H.P., 1994. Study of a photovoltaic-thermal system—thermosyphonic solar water heater combined with solar cells. Energy Convers Manage. 35(7), 605–620

Al-Waeli A.H.A., Sopian K., Kazem H.A., Chaichan M.T., 2017. Photovoltaic/Thermal (PVT) systems: Status and future prospects. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 77, 109–130

Andrews J.W., 1981. Evaluation of flat-plate photovoltaic/thermal hybrid systems for solar energy utilization. Report, Brookhaven

Arrêté du 9 mai 2017 : https://www.legifrance.gouv.fr/eli/arrete/2017/5/9/DEVR1712972A/jo/texte

Assoa Y.B., Menezo C., Fraisse G., Brau J., 2007. Study of a new concept of photovoltaic/thermal hybrid collector. Sol. Energy. 81, 1132–1143

Aste N., Del Pero C., Leonforte F., 2014. Water flat plate PV–thermal collectors: A review. Solar Energy. 102, 98–115

Aste N., Del Pero C., Leonforte F., Manfren M., 2016. Performance monitoring and modeling of an uncovered photovoltaic-thermal (PVT) water collector. Solar Energy. 135, 551–568

Axaopoulos P. J., Fylladitakis E. D., 2013. Performance and economic evaluation of a hybrid photovoltaic/thermal solar system for residential applications. Energy and Buildings. 65, 488–496

B&R Xiong Jin june 2017 https://www.kwm.com/en/cn/knowledge/insights/b-r-investment-opportunities-for-photovoltaic-industry-in-india-20170518

Baetschmann M., Leibundgut H., 2012. LowEx Solar Building System: Integration of PVT Collectors into Low Exergy Building Systems. Energy Procedia. 30, 1052–1059

Bakker M., Zondag H.A., Elswijk M.J., Strootman K.J., Jong M.J.M., 2005. Performance and costs of a roof-sized PVThermal array combined with a ground coupled heat pump. Sol Energy. 78, 331–339

Bennacer R., Kadri E.H., El Ganaoui M., 2007. Numerical simulation of vertical solar collector under turbulent natural convection, in: Revue des Energies Renouvelables CER'07 Oujda, 197 – 200

Bertram E., Stegmann M., Rockendorf G., 2011. Heat pump systems with borehole heat exchanger and unglazed PVT collector, in: ISES Solar World Congress. Kassel, Germany, pp. 1170–1179

Beyer H.G., Betcke J, Drews A., Bofinger S., 2004. Identification of a general model for the MPP performance of pv modules for the application in a procedure for the performance check of grid connected systems. In : 19th European Photovolatic Solar Energy Conference, Paris, France

Bonnet J.P., Topin F., Tadrist L., 2008. Flow Laws in Metal Foams: Compressibility and Pore Size Effects. Transport in Porous Media. 73 (2), 233–254

Brischoux P., Bernier M., 2016. Coupling PVT Collectors with a Ground-Source Heat Pump System in a Double U-tube Borehole, in: 2016 ASHRAE Winter Conference. ASHRAE, Orlando, Florida, p. OR-16-C046

Buonomano A., De Luca G., Figaj R.D., Vanoli L., 2015. Dynamic simulation and thermo-economic analysis of a PhotoVoltaic/Thermal collector heating system for an indoor–outdoor swimming pool. Energy Conversion and Management. 99, 176–192

Chow T.T., He W., Ji J., 2006. Hybrid photovoltaic-thermosyphon water heating system for residential application. Solar Energy. 80, 298–306

Chow T.T., He W., Ji J., 2007. An experimental study of façade-integrated photovoltaic/water-heating system. Applied Thermal Engineering. 27, 37–45

Chow T.T., He W., Chan A.L.S., Fong K.F., Lin Z., Ji J., 2008. Computer modeling and experimental validation of a building-integrated photovoltaic and water heating system. Applied Thermal Engineering. 28, 1356–1364

Chow T.T., Pei G., Fong K.F., Lin Z., Chan A.L.S., Ji J., 2009. Energy and exergy analysis of photovoltaic–thermal collector with and without glass cover. Applied Energy. 86, 310–316

Churchill S.W., 1976. A comprehensive correlating equation for laminar, assisting, forced and free convection. Journal of American Institute of Chemical Engineers. 23 (1), 10-16

Daneshazarian R., Cuce E., Cuce P.M., Sher F., 2018. Concentrating photovoltaic thermal (CPVT) collectors and systems: Theory, performance assessment and applications. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 81 (Part 1), 473-492

Das D., Kalita P, Roy O., 2018. Flat plate hybrid photovoltaic- thermal (PVT) system: A review on design and development. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 84, 111–130

De Vries D.W., 1998. Design of a photovoltaic/thermal combi-panel. PhD report, EUT

Duffie J.A., Beckman W.A., 1991. Solar Engineering of Thermal Processes, second ed. Wiley Interscience, New York, 919p.

Dupeyrat P., Menezo C., Fortuin S., 2014. Study of the thermal and electrical performances of PVT solar hot water system. Energy and Buildings. 68, 751–755

Elswijk M.J., Jong M.J.M., Braakman J.N.C., de Lange E.T.N., Smit W.F., 2004. Photovoltaic/Thermal collectors in large solar thermal systems. In: 19th EPSEC 2004, Paris

Energie Carbone (label) référentiel : http://www.batiment-energiecarbone.fr/evaluation/documentation/

Enerplan, Ademe, ICare & Consult, 2017. Compétitivité et emplois de la filière solaire française d'ici 2023. Rapport.

Fabbri G., Matteo G., 2014. Experimental analysis of PVT panels for industrial applications. Energy Procedia. 45, 308–314

Faiman D., 2008. Assessing the outdoor operating temperature of photovoltaic modules. Prog. Photovolt: Res. Appl. 16, 307-315

Fraisse G., Ménézo C., Johannes K., 2007. Energy performance of water hybrid PVT collectors applied to combisystems of Direct Solar Floor type. Solar Energy. 81, 1426–1438

Fujisawa T., Tatsuo T., 1997. Annual exergy evaluation on photovoltaic–thermal hybrid collector. Sol Energy Mater Sol Cells. 47, 135–148

Gasner S., Wen L., 1982. Evaluation of unglazed flat-plate photovoltaic-thermal collectors in residential heat pump applications. In: ASME conference, Albuquerque

Gaspar R., 2013. How Solar PV is Winning Over CSP. https://www.renewableenergyworld.com/ugc/articles/2013/03/how-solar-pv-is-winning-over-csp.html

Gracia Amillo A., Huld T., Müller R., 2014. A new database of global and direct solar radiation using the eastern Meteosat satellite, models and validation. Remote Sensing. 6, 8165-8189

Guiavarch A., 2003. Etude de l'amélioration de la qualité environnementale du bâtiment par intégration de composants solaires. Thèse soutenue à l'Université de Cergy-Pontoise, France.

Haurant P., Menezo C., Dupeyrat P., 2014. The PHOTOTHERM Project: Full Scale Experimentation and Modelling of a Photovoltaic – Thermal (PV-T) Hybrid System for Domestic Hot Water Applications. Energy Procedia. 48, 581-587

Hayakashi B., Muzusaki K., Satoh T., Hatanaka T., 1989. Research and development of photovoltaic/thermal hybrid solar power generation system. In: ISES Solar World Congress, Kobe

Heliopac, 2016. http://www.heliopac.fr/wp-content/uploads/2018/05/No42_Saisie-RT2012-heliopacsystem-V2.pdf

Herrando M., Markides C.N., Hellgardt K., 2014. A UK-based assessment of hybrid PV and solar-thermal systems for domestic heating and power: System performance. Applied Energy. 122, 288–309

Hischier I., Hofer J., Gunz L., Nordborg H., Schlüter A., 2017. Ultra-thin and lightweight photovoltaic/thermal collectors for building integration. CISBAT Energy Procedia. 122, 409–414

Huld T.A., Friesen G., Skoczek A., Kenny R.A., Sample T., Field M., Dunlop E.D., 2011. A power-rating model for crystalline silicon PV modules. Sol. Energy Mater. Sol. Cells. 95 (1), 3359-3369

ISO 9806, 2017. Énergie solaire -- Capteurs thermiques solaires -- Méthodes d'essai. https://www.iso.org/fr/standard/67978.html

Ito S., Miura N., Wang K., 1997. Heat pump using a solar collector with photovoltaic modules on the surface. JSEE. 119, 147–51

Ito S., Miura N., Wang K., 1999. Performance of a heat pump using direct expansion solar collectors. Sol Energy. 65(3), 189–196

Ito S., Matsubayashi T., Miura N., 2004. Studies of a heat pump using dual heat sources of solar heat and ambient air. In: Eurosun, Freiburg, Germany

Ji J., Chow T.T., He W.,2003. Dynamic performance of hybrid photovoltaic/thermal collector wall in Hong Kong. Building Environ. 38, 1327–1334

Ji J., Lu J.P., Chow T.T., He W., Pei G., 2007. A sensitivity study of a hybrid photovoltaic/thermal water-heating system with natural circulation, Applied Energy. 84, 222–237

Jong M.J.M., 2001. System studies on combined PVThermal panels. In: 11th symposium thermische solarenergie, Staffelstein, Germany

Kalogirou S., Tripanagnostopoulos Y., 2005. Performance of a hybrid PVT thermosyphon system. In : WREC 2005, Aberdeen, Scotland

Kazanci O.B., Skrupskelis M., Sevela P., Pavlov G.K., Olesen B.W., 2014. Sustainable heating, cooling, ventilation of a plus-energy house via photovoltaic/thermal panels. Energy Build. 83, 122–129

Kern E.C., Russell M.C., 1978. Combined photovoltaic and thermal hybrid collector systems. In: 13th IEEE, Washington, USA

Kern E.C., Russell M.C., 1978. Hybrid photovoltaic/thermal solar energy systems. Report, MIT

Kim J.H., Park S.E., Kang J.G., Kim J.T., 2014. Experimental performance of heating system with building integrated PVT (BIPVT) collector. Energy Proc. 48, 1374–1384

Koehl M., Heck M., Wiesmeier S., Wirth J., 2011. Modeling of the nominal operating cell temperature based on outdoor weathering. Sol. Energy Mater. Sol. Cells. 95, 1638-1646

Kumar S., Tiwari G.N., 2009. Life cycle cost analysis of single slope hybrid (PVT) active solar still. Appl. Energy. 86, 995–2004

Lämmle M., Oliva A., Hermann M., Kramer W., 2017. PVT collector technologies in solar thermal systems: A systematic assessment of electrical and thermal yields with the novel characteristic temperature approach. Solar Energy. 155, 867–879

Martin N., Ruiz J., 2001. Calculation of the PV modules angular losses under field conditions by means of an analytical model. Sol. Energy Mater. Sol. Cells. 70 (1), 25-38

McAdams W.H., 1954. Heat Transmission, 3rd ed., McGraw-Hill Kogakusha, Tokyo, Japan, p. 249

Mishra R.K., Tiwari G.N., 2013, Energy matrices analyses of hybrid photovoltaic thermal (HPVT) water collector with different PV technology. Solar Energy. 91, 161–173

Munson B.R., Young D.F., Okiishi T.H., 1998. Fundamentals of fluid mechanics. Published by Wiley

Nishikawa M., Sone T., Ito S.,1993. A heat pump using solar hybrid panels as the evaporator. In: ISES Solar World Congress, Budapest, Hungria

NREL, 2018 (Meilleurs rendements cellules en laboratoire) https://www.nrel.gov/pv/assets/pdfs/pv-efficiencies-07-17-2018.pdf

Orozaliev J., Werner F., Vajen K., 2017. Learning Curve of Solar Heating Systems in Germany. In : IEA SHC / ISES SWC 2017, Abu Dhabi, UAE

Palyvos, J.A., 2008. A survey of wind convection coefficient correlations for building envelope energy systems' modeling. Applied Thermal Engineering. 28, 801–808

PVGis Method : http://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_static/methods.html

PVSyst, PV model : http://files.pvsyst.com/help/pvmodule_model.htm

PVSyst, Thermal loss : http://files.pvsyst.com/help/thermal_loss.htm

PV-Tech, Top 10 module suppleirs : https://www.pv-tech.org/editors-blog/top-10-module-suppliers-in-2017

Quintard M., Whitaker S., 1993. One and two-equation models for transient diffusion processes in two-phase systems. Adv. Heat Transfer, 23, 369-464

Ramos A., Chatzopoulou M.A., Guarracino I., Freeman J., Markides C.N., 2017. Hybrid photovoltaic-thermal solar systems for combined heating, cooling and power provision in the urban environment. Energy Conversion and Management. 150, 838–850

Rommel M., Zenhäusern D., Baggenstos A., Türk O., Brunold S., 2014. Application of unglazed PVT collectors for domestic hot water pre-heating in a development and testing system. Energy Procedia. 48, 638 – 644

Sahraoui M., Kaviany M., 1992. Slip and no-slip velocity boundary-conditions at interface of porous, plain media. International journal of heat and mass tranfer. 35(4), 927-943

Sandnes B., Rekstad J., 2002, A photovoltaic/thermal collector with a polymer absorber plate, experimental study and analytical model. Solar Energy. 72 (1), 63-73

Sartori E., Convection coefficient equations for forced air flow over flat surfaces, Solar Energy 80 (2006) 1063–1071

Sathe T.H., Dhoble A.S., 2017. A review on recent advancements in photovoltaic thermal techniques. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 76, 645–672

Sharples S., Charlesworth P.S., 1998. Full-scale measurements of wind-induced convective heat transfer from a roof-mounted flat plate solar collector. Solar Energy. 62 (2), 69-77

Shyam I., Tiwari G.N., Fischer O., Mishra R.K., Al-Helal I.M., 2016. Performance evaluation of N-photovoltaic thermal (PVT) water collectors partially covered by photovoltaic module connected in series: an experimental study. Sol. Energy. 130, 302–313

Singh D.B., Yadav J.K., Dwivedi V.K., Kumar S., Tiwari G.N., Al-Helal I.M., 2016. Experimental studies of active solar still integrated with two hybrid PVT collectors. Sol. Energy. 130, 207–223

Solar Keymark. List of certified products : http://www.solarkeymark.dk/CollectorCertificates

SolarPower Europe, 2013 : https://www.solarpowerworldonline.com/2013/04/top-10-solar-pv-module-suppliers-of-2012/

Solarpower Europe, 2018 : http://www.solarpowereurope.org/wp-content/uploads/2018/07/180313_Global_PR_Finalv2.pdf
+ article https://www.pv-tech.org/news/global-solar-market-hit-98.9-gw-in-2017-solarpower-europe)

Sommerfelt N., 2016. Review of Solar PVThermal plus ground source heat pump systems for European multi-family houses. In : 11TH ISES EuroSun Conference, Palma, Mallorca. 1348-1359

Soria B., Gerritsen E., Lefillastre P., Broquin J.E., 2015. A study of the annual performance of bifacial photovoltaic modules in the case of vertical facade integration. Energy Science and Engineering. 4(1), 52–68

Staebler D.L., Urli N.B., Kiss Z.L., 2002. Development of high efficiecy hybrid PV-thermal modules. In : 29th IEEE conference, New Orleans, USA

Task 35 de l'IEA SHC : http://www.iea-shc.org/task35/

TESS libraries - TRNSYS ; library 17; TYPE 560: Fin Tube PVT Solar Collector

Thermix (Hespul) https://www.thermix.org/

Tripanagnostopoulos Y., Souliotis M., Makris T., Georgostathis P.,Sarris M., 2010. Design and performance of a hybrid PVT solar water heater. AIP Conf Proc, 1203-1019.

Vafai K., Tien C.L., 1982. Boundary and inertia effets on convective mass-tranfer in porous-media. International journal of heat and mass transfer. 25(8), 1183-1190

Vats K., Tomar V., Tiwari G.N., 2012. Effect of packing factor on the performance of a building integrated semitransparent photovoltaic thermal (BIPVT) system with air duct. Energy Buildings. 53, 159-165

Velasolaris, 2017. http://www.velasolaris.com/files/tutorial_en.pdf

Whitaker S., 1999. The Method of Volume Averaging. Springer, Davis, 210p.

Wu J., Zhang X., Wu Y., Wang H., 2016. A review of thermal absorbers and their integration methods for the combined solar photovoltaic/thermal (PVT) modules. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 75, 839-854

Zenhäusern D., Bamberger E., Baggenstos A., Häberle A., 2017. PVT Wrap-Up: Energy Systems with Photovoltaic-Thermal Solar Collectors. Published by EnergieSchweiz.

Zhao X., Zhang X., Riffat S.B., Su Y., 2011. Theoretical study of the performance of a novel PV/e roof module for heat pump operation. Energy Conversion and Management. 52, 603-614

Zondag H.A., Jong M.J.M., Van Helden W.G.J., 2001. Development and applications for PV thermal. In: 17th EPSEC 2001, Munich, Germany

Zondag H.A., De Vries D.W., Van Helden W.G.J., Van Zolingen R.J.C., Van Steenhoven A.A., 2002. The thermal and electrical yield of a PV-Thermal collector. Sol Energy. 72(2), 113–28

Zondag H.A., de Vries D.W., van Helden W.G.J., van Zolingen R.J.C., van Steenhoven A.A., 2003. The yield of different combined PV-thermal collector designs. Solar Energy. 74, 253–269

Zondag H.A., Van Helden W.G.J., Bakker M., Affolter P., Eisenmann W., Fechner H., Rommel M., Schaap A., Soerensen H., Tripanagnostopoulos Y., 2005a. PVT roadmap. A European guide for the development and market introduction of PVT technology. In : 20th European Photovoltaic Solar Energy Conference, Barcelona, Spain

Zondag H.A.,van Helden W.G.J., Bristow N., Lloyd-Jones D., Sorensen H., Watts B., van Zolingen R., 2005b. The Beaufort Court energy system—PVT and solar thermal for the preheating of ventilation air. In: ESTEC 2005b, Freiburg, Germany

université PARIS-SACLAY
ÉCOLE DOCTORALE
Sciences mécaniques et énergétiques, matériaux et géosciences (SMEMAG)

**Titre :** Optimisation biénergie d'un panneau solaire multifonctionnel : du capteur aux installations in situ

**Mots clés :** Collecteur photovoltaïque-thermique (PVT) ; Performance énergétique ; Hybride ; Installations en Europe ; Base de données annuelle

**Résumé :** Dans un contexte de lutte contre le réchauffement climatique, le bâtiment est un secteur stratégique du fait de sa forte consommation de chaleur et d'électricité. Le solaire, thermique et photovoltaïque, a de forts atouts pour répondre à cet enjeu avec une compétitivité qui s'accélère. En particulier, le solaire hybride PVT est prometteur avec un double gain : l'extraction de la chaleur sous le module photovoltaïque apporte à la fois un gain de rendement électrique, et un gain de par l'utilisation de cette chaleur pour les besoins du bâtiment. L'état de l'art permet de toucher du doigt la diversité des concepts de solaire hybride, et le PVT plan non survitré à eau a été retenu dans cette thèse. Pour faire face à des problématiques de durabilité et de performance, DualSun a conçu un module hybride avec un échangeur en acier inoxydable directement laminé pendant le process du module photovoltaïque.

L'analyse de ces capteurs est faite en Partie I, d'abord avec un modèle 3D de l'échangeur. Ce modèle permet de déterminer des débits minimaux, de quantifier l'intérêt à ne pas isoler les bords du module et de visualiser que la perte de charge pour ce concept est principalement liée aux entrées et sorties du module mais reste tout à fait acceptable. Devant les limitations en termes de périmètre et de temps de calcul de ce modèle 3D, des modèles simplifiés sont proposés et comparés. Les résultats de ces modèles simplifiés corroborent une température de stagnation du concept DualSun de l'ordre de 75°C, ce qui confirme que le design est intrinsèquement résiliant à la surchauffe même en l'absence de besoins. Enfin les performances thermiques sur 9 prototypes avec des variations de composition couche par couche ont confirmé que le modèle est robuste.
La puissance thermique (non isolé) est de 758W thermique pour un besoin à 30°C et la puissance photovoltaïque de 250Wc électrique dans des conditions extérieures standards (STC).

Une analyse système de ces modules intégrés dans un ensemble complexe est réalisée dans la Partie II. Pour le système dit préchauffage d'eau sanitaire en maison individuelle (CESI), les quatre logiciels PVSyst, PVGis, Polysun, Solo sont comparés au logiciel Trnsys avec les Type 295 et Type 816 qui intègrent les deux modèles simplifiés du module définis dans la partie I. Les modèles physiques de ces logiciels sont cohérents entre eux dans le domaine d'utilisation.
Les résultats de ces logiciels utilisés à partir de données statistiques pour la météo et les habitudes de consommation sont comparés à des mesures terrain sur 28 installations CESI hybride chez des particuliers. L'objectif a été de quantifier les erreurs d'estimation des prédictions statistiques par rapport au réel. Si l'écart type sur productible photovoltaïque et les températures maximales atteinte par les modules reliés à l'incertitude sur la météo est faible (environ 10%), l'écart type sur l'estimation du besoin sur la base d'un volume moyen consommé est beaucoup plus forte (de l'ordre de 30%) du fait d'un comportement très irrégulier de consommation chez les particuliers en terme d'heure et de volume de puisage en fonction des jours. Les températures moyennes atteintes au niveau des modules sont supérieures à 45°C pendant la moitié de l'année et permettent un préchauffage effectif du ballon sanitaire. Des couvertures solaires des besoins d'eau chaude de 57-58% sont mesurées près de Lyon.
Dans le chauffage d'eau sanitaire collectif en couplage pompe à chaleur (HP+) ou en chauffage piscine (SP), les modèles statistiques permettent une évaluation des productibles du fait d'une stabilité des besoins.

**Université Paris-Saclay**
Espace Technologique / Immeuble Discovery
Route de l'Orme aux Merisiers RD 128 / 91190 Saint-Aubin, France

En conclusion, le solaire hybride devrait être une technologie clé de la transition énergétique pour les bâtiments dans les années à venir, sa compétitivité avec le vecteur électrique est déjà réelle.

La technologie est appelée à évoluer pour réduire ses coûts d'année en année à l'instar du photovoltaïque et renforcer ainsi son positionnement face au gaz.

**Title :** Bienergetical optimisation for a multifunctional solar panel : from module to in situ installations

**Keywords :** Photovoltaic thermal (PVT) collector; Energy performance; Hybrid; Installations in Europe; Annual database

**Abstract :** In the context of the fight against global warming, the building is a strategic sector because of its high consumption of heat and electricity. Solar, thermal and photovoltaic, has strong assets to meet this challenge with a competitiveness that accelerates. In particular, the PVT hybrid solar is promising with a double gain: the extraction of heat under the photovoltaic module brings both a gain in electrical efficiency, and a gain through the use of this heat for the needs of the building. The state of the art makes it possible to discover of the diversity of the concepts of solar hybrid, and the non-overglazed plane PVT with a water fluid was retained in this thesis. To address sustainability and performance issues, DualSun designed a hybrid module with a stainless steel heat exchanger directly laminated during the photovoltaic module process.

The analysis of these sensors is done in Part I, first with a 3D model of the exchanger. This model makes it possible to determine minimum flows, to quantify the interest not to isolate the edges of the module and to visualize that the pressure drop for this concept is mainly related to the inlets and outlets of the module but remains acceptable. Given the limitations in terms of scope and calculation time of this 3D model, simplified models are proposed and compared. The results of these simplified models corroborate a stagnation temperature of the DualSun concept of around 75°C, which confirms that the design is intrinsically resilient to overheating even in the absence of needs. Finally, thermal performance on 9 prototypes with layer-by-layer composition variations confirmed that the model is robust.

The thermal power (not insulated) is 758W thermal for a need at 30°C and the photovoltaic power of 250Wc electric under standard outdoor conditions (STC).

A system analysis of these modules integrated in a complex system is carried out in Part II. For the preheating Domestic Hot Water system (DHW), four softwares PVSyst, PVGis, Polysun, Solo are compared to Trnsys with the Type 295 and Type 816, which integrate the two simplified models of the module defined in the section I. The physical models of these software are consistent with each other in the field of use. The results of these software used from statistical data for the weather and consumption habits are compared to field measurements on 28 CESI hybrid installations in private homes. The objective was to quantify the errors of estimation of the statistical predictions with respect to the reality. If the standard deviation on PV output and the maximum temperatures reached by the modules related to the uncertainty on the weather is low (about 10%), the standard deviation on the estimate of the need based on an average consumption is much higher (about 30%) because of a very irregular consumption behaviour in individuals in terms of time and volume depending on the days. The average temperatures reached at the level of the modules are higher than 45 ° C during half of the year and allow an effective preheating of the sanitary tank. Solar covering of hot water needs of 57-58% are measured near Lyon.
In collective sanitary water heating in heat pump coupling (HP +) or in pool heating (SP), the statistical models allow an evaluation of the producible because of a stability of needs.

**Université Paris-Saclay**
Espace Technologique / Immeuble Discovery
Route de l'Orme aux Merisiers RD 128 / 91190 Saint-Aubin, France

In conclusion, solar hybrid should be a key technology for the energy transition for buildings in the coming years, its competitiveness with the electric vector is already real.

Technology will evolve to reduce its costs from year to year like photovoltaic and thus strengthen its positioning against gas.