

Étude thermofluide de l'amélioration  
du rendement des collecteurs photovoltaïques  
par techniques de refroidissement passives

par

Laetitia MANGENOT

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE  
COMME EXIGENCE PARTIELLE À L'OBTENTION DE  
LA MAITRISE AVEC MÉMOIRE EN GÉNIE, ÉNERGIES  
RENOUVELABLES ET EFFICACITÉ ÉNERGÉTIQUE

M. Sc. A

MONTREAL, LE 29 MAI 2025

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE  
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC



Laetitia Mangenot, 2025



Cette licence [Creative Commons](#) signifie qu'il est permis de diffuser, d'imprimer ou de sauvegarder sur un autre support une partie ou la totalité de cette œuvre à condition de mentionner l'auteur, que ces utilisations soient faites à des fins non commerciales et que le contenu de l'œuvre n'ait pas été modifié.

**PRÉSENTATION DU JURY**

CE MEMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ

PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

Daniel R. Rousse, directeur de mémoire  
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

Adrian Ilinca, président du jury  
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

Ricardo Izquierdo, membre du jury  
Département de génie électrique à l'École de technologie supérieure

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 15 MAI 2025

A L'ECOLE DE TECHNOLOGIE SUPERIEURE



## **REMERCIEMENTS**

Je tiens tout d'abord à remercier mon directeur de mémoire, Daniel R. Rousse, pour son accompagnement et ses conseils. Son encadrement m'a permis une grande autonomie dans les choix et l'orientation de ce mémoire, tout en ayant une oreille disponible. Les opportunités offertes, notamment en me permettant d'entrer en contact avec des acteurs pertinents du domaine, ont été précieuses.

Je remercie tous les membres du groupe de recherche t3e pour leur sympathie, leur bonne humeur et les échanges enrichissants autour de nombreux sujets passionnants.

Je remercie mes parents, Pascale et Vincent Mangenot, pour leurs relectures attentives et leur soutien outre-Atlantique.

Je remercie Amandine Goracy et Philippe Van Velzen pour m'avoir accompagnée dans cette expérience étudiante montréalaise, pour m'avoir écoutée lors de périodes stressantes et pour avoir égayé mes journées.



# **Etude thermofluide de l'amélioration du rendement des collecteurs photovoltaïques par techniques de refroidissement passives**

Laetitia MANGENOT

## **RÉSUMÉ**

Ce mémoire propose d'analyser la capacité d'un système d'ailettes de refroidissement passif à améliorer l'efficacité d'un collecteur photovoltaïque (PV) selon les conditions météorologiques sous lesquelles il opère. Dans un premier temps, une revue de littérature détaille l'intérêt de prendre en compte les conditions météorologiques, présente les systèmes de refroidissement utilisés dans le monde, caractérise les échanges thermiques et énergétiques à la surface des collecteurs PV et analyse les corrélations préexistantes décrivant les variations du coefficient de transfert thermique convectif en fonction de divers paramètres. Dans un deuxième temps, une nouvelle corrélation liant le coefficient de transfert thermique convectif à la vitesse du vent, la longueur sur laquelle il s'écoule et l'indice de turbulence est proposée après analyse des corrélations existantes. Le troisième chapitre conçoit un système de refroidissement à base d'ailettes, à partir d'une étude de résistance mécanique, d'une étude thermofluide caractérisant la taille de la couche limite sur les ailettes, et d'un bilan thermique. Pour finir, le dernier chapitre analyse les performances d'un tel système de refroidissement, en les comparant aux besoins et aux potentiels des sites géographiques étudiés.

Ce mémoire propose une nouvelle corrélation, adaptée à la détermination du coefficient de transfert thermique convectif des collecteurs PV, plus précise que la méthode « classique » utilisant le nombre de Nusselt et plus facilement applicable à différentes conditions expérimentales que les corrélations linéaires. Par la suite, ce mémoire conçoit un système de refroidissement passif, constitué de 24 rangées de 3 ailettes en aluminium mesurant chacune 30 cm de longueur, 4 cm de hauteur et 2,3 mm d'épaisseur, permettant de multiplier le transfert convectif de la face arrière par 2,5 au minimum, quelles que soient les conditions de vent. Finalement, l'étude se porte sur le refroidissement des collecteurs PV selon les conditions météorologiques dans le monde. La conclusion est que les pays chauds ont, à la fois, de plus grands besoins et de plus grands potentiels en refroidissement que les pays froids. Le système de refroidissement permet aussi de meilleurs gains énergétiques dans les pays chauds. Cependant, l'intérêt économique du système de refroidissement n'est pas garanti dans toutes les conditions. En effet, il est recommandé dans ce mémoire de ne l'utiliser que dans des situations où le vent s'écoule lentement (moins de 0,5 m/s en moyenne sur une année), par exemple lorsque le collecteur est placé au sol dans un environnement vallonné ou avec de nombreux coupe-vent.

**Mots-clés :** coefficient de transfert thermique convectif, refroidissement, collecteur photovoltaïque, efficacité, conditions météorologiques



# **Thermofluid study of the efficiency improvement of photovoltaic collectors using passive cooling techniques**

Laetitia MANGENOT

## **ABSTRACT**

This thesis examines the effectiveness of a passive cooling fin system in enhancing the efficiency of a photovoltaic (PV) collector under varying meteorological conditions. First, a literature review highlights the importance of accounting for meteorological factors, presents the cooling systems used worldwide, characterizes thermal and energy exchanges at the surface of PV collectors, and analyzes existing correlations that describe variations in the convective heat transfer coefficient based on different parameters. Next, a new correlation is proposed, linking the convective heat transfer coefficient to wind speed, the length over which it flows, and the turbulence index, following a detailed analysis of existing correlations. The third chapter focuses on designing a fin-based cooling system, incorporating a mechanical resistance study, a thermofluid analysis of the boundary layer on the fins, and a thermal balance assessment. Finally, the last chapter evaluates the performance of this cooling system by comparing it to the needs and potential of the studied geographical locations.

This thesis introduces a new correlation for determining the convective heat transfer coefficient of PV collectors, offering greater accuracy than the conventional method based on the Nusselt number and improved applicability across diverse experimental conditions compared to linear correlations. It then presents the design of a passive cooling system consisting of 24 rows of three aluminum fins, each measuring 30 cm in length, 4 cm in height, and 2.3 mm in thickness. This system enhances convective heat transfer from the rear surface by a factor of at least 2.5, regardless of wind conditions.

Lastly, the study explores PV collector cooling in different climatic regions worldwide. The findings indicate that hot countries not only have greater cooling demands but also higher cooling potential than colder regions. The cooling system also delivers more significant energy savings in warmer climates. However, its economic viability is not guaranteed in all scenarios. Therefore, this thesis recommends implementing the system primarily in environments where wind speeds are low, such as when the collector is installed on the ground in hilly areas or locations with multiple windbreaks.

**Keywords:** convective heat transfer coefficient, cooling, photovoltaic collector, efficiency, meteorological conditions



## TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION .....	1
<b>CHAPITRE 1 REVUE DE LITTÉRATURE.....</b>	<b>5</b>
1.1    L'intérêt de la prise en compte des conditions climatiques .....	5
1.1.1    Le principe de fonctionnement des collecteurs photovoltaïques .....	5
1.1.2    L'effet de la température.....	6
1.1.3    L'effet du vent.....	8
1.1.4    L'effet de la poussière.....	11
1.2    Les systèmes de refroidissement des collecteurs photovoltaïques .....	12
1.2.1    Les systèmes de refroidissement passifs.....	13
1.2.1.1    La ventilation naturelle .....	13
1.2.1.2    Les collecteurs PV flottants .....	14
1.2.1.3    Les matériaux à changement de phase.....	15
1.2.2    Les systèmes de refroidissement actifs .....	17
1.2.2.1    La ventilation artificielle.....	17
1.2.2.2    L'aspersion d'eau pour évaporation.....	19
1.2.2.3    Les systèmes photovoltaïques-thermiques.....	20
1.2.3    Le type de système de refroidissement à privilégier.....	22
1.3    Les échanges thermiques à la surface des collecteurs photovoltaïques .....	23
1.3.1    Le bilan d'énergie et de puissance .....	23
1.3.2    L'impact du transfert thermique convectif dans le bilan énergétique.....	25
1.3.3    Les concepts physiques derrière le transfert thermique convectif .....	28
1.4    Les corrélations décrivant les variations du coefficient de transfert thermique convectif en fonction de divers paramètres .....	30
1.4.1    Mise en contexte .....	31
1.4.2    La méthode « classique » utilisant le nombre de Nusselt .....	33
1.4.2.1    Cas de la plaque plane horizontale.....	33
1.4.2.2    Cas de la plaque plane inclinée .....	38
1.4.3    L'hypothèse de Faiman et les corrélations linéaires.....	46
<b>CHAPITRE 2 DÉTERMINATION DU COEFFICIENT DE TRANSFERT THERMIQUE CONVECTIF APPROPRIÉ .....</b>	<b>51</b>
2.1    Analyse des corrélations linéaires en regard de la méthode « classique ».....	51
2.1.1    Le cas général .....	51
2.1.2    La corrélation linéaire de McAdams (1942).....	52
2.1.3    La corrélation de Watmuff et al. (1977) .....	55
2.1.4    La corrélation de Test et al. (1981) .....	58
2.1.5    La corrélation de Kumar et al. (1997).....	61
2.1.6    La corrélation linéaire de Bou Nassif et al. (2023).....	64
2.1.7    Conclusion sur la pertinence de la méthode classique.....	66
2.2    Etude de sensibilité et définition des paramètres principaux .....	68

2.2.1	Méthodologie .....	69
2.2.2	Analyse de sensibilité de chaque paramètre .....	69
2.2.2.1	La vitesse du vent.....	69
2.2.2.2	La longueur caractéristique.....	71
2.2.2.3	Les températures .....	72
2.2.2.4	L'indice de turbulence .....	74
2.2.3	Détermination des paramètres de grande influence sur le coefficient de transfert thermique convectif .....	77
2.3	Détermination d'une nouvelle corrélation à partir de la vitesse du vent, de la longueur caractéristique du collecteur et de l'indice de turbulence.....	78
2.4	Comparaison des trois méthodes : les corrélations classique, linéaire et nouvelle.....	80
<b>CHAPITRE 3 CONCEPTION DU SYSTÈME DE REFROIDISSEMENT .....</b>		<b>87</b>
3.1	Choix du système de refroidissement .....	87
3.2	Choix du matériau utilisé .....	88
3.2.1	Comparaison des différents matériaux envisagés .....	88
3.2.2	Les différents types d'aluminium envisagés.....	89
3.3	Géométrie et dimensionnement du système d'ailettes de refroidissement .....	90
3.3.1	Etude de résistance mécanique .....	92
3.3.1.1	Résistance en flexion pure .....	93
3.3.1.2	Résistance en compression .....	96
3.3.1.3	Valeurs possibles de l'épaisseur d'une ailette .....	99
3.3.1.4	Validations des hypothèses .....	100
3.3.2	Etude thermofluide de l'épaisseur de la couche limite .....	101
3.3.2.1	Etude de la couche limite en convection naturelle.....	102
3.3.2.2	Etude de la couche limite en convection forcée.....	104
3.3.3	Etude du transfert thermique et énergétique .....	105
3.3.3.1	Distribution de température au sein d'une ailette .....	106
3.3.3.2	Efficacité du système de refroidissement .....	109
3.3.3.3	Détermination des coefficients de transfert thermique adaptés.....	112
3.3.3.4	Choix de la géométrie et valeurs possibles de la hauteur d'une ailette.....	115
3.3.3.5	Vérification de la validité des hypothèses et limite du modèle.....	117
3.3.4	Dimensionnement final du système et comparaison avec la littérature..	119
3.4	Analyse de la dissipation de chaleur par le système de refroidissement .....	122
<b>CHAPITRE 4 INFLUENCE DU REFROIDISSEMENT DES COLLECTEURS PHOTOVOLTAÏQUES .....</b>		<b>129</b>
4.1	Le potentiel et les besoins en refroidissement dans le monde .....	129
4.1.1	Méthode pour un collecteur PV à température standard et à température ambiante.....	130
4.1.2	Méthode pour un collecteur PV en conditions réelles de fonctionnement .....	131

4.1.2.1	Données optiques et radiatives.....	132
4.1.2.2	Données de température.....	132
4.1.2.3	Données de vent.....	133
4.1.2.4	Données de convection et de conduction.....	134
4.1.2.5	Bilan de puissance surfacique .....	134
4.1.3	Besoins et potentiel de refroidissement dans le monde en fonction des conditions météorologiques.....	135
4.1.4	Besoins et potentiel d'un collecteur en fonction de sa situation dans son environnement proche .....	137
4.2	Analyse des performances d'un collecteur PV avec un système de refroidissement selon les conditions .....	139
4.2.1	Méthodologie .....	139
4.2.2	Performance d'un collecteur refroidi dans le monde en fonction des conditions météorologiques .....	139
4.2.3	Performances d'un collecteur refroidi en fonction de sa situation dans son environnement proche.....	142
4.3	Considérations économiques .....	143
4.4	Conclusion sur l'utilité du système de refroidissement .....	145
	CONCLUSION.....	147
ANNEXE I	CODE PYTHON SERVANT AU CALCUL DU BILAN THERMIQUE SIMPLIFIÉ D'UN COLLECTEUR PHOTOVOLTAÏQUE .....	151
ANNEXE II	RÉCAPITULATIF DES CONDITIONS EXPÉIMENTALES DE CHAQUE EXPÉRIENCE PROPOSANT UNE CORRÉLATION LINÉAIRE .....	153
ANNEXE III	CALCUL DE L'ORDONNÉE A L'ORIGINE DE LA NOUVELLE CORRELATION $h(V, L, IT)$ .....	157
ANNEXE IV	CALCUL DÉTAILLÉ DE LA CHALEUR ÉCHANGÉE PAR UNE AILETTE DE REFROIDISSEMENT .....	159
ANNEXE V	CODE PYTHON CALCULANT LA HAUTEUR DES AILETTES NÉCESSAIRE POUR ATTEINDRE L'EFFICACITÉ SOUHAITÉE ...	161
ANNEXE VI	RELATIONS ENTRE GEOMETRIE, EFFICACITE ET HAUTEUR DES AILETTES .....	173
ANNEXE VII	CODE PYTHON MODELISANT LES PERFORMANCES D'UN COLLECTEUR PV MUNI OU NON D'UN SYSTÈME DE REFROIDISSEMENT .....	175

ANNEXE VIII	RESULTATS COMPLETS POUR UN COLLECTEUR PV SITUÉ EN HAUT D'UN BATIMENT EN VILLE.....	195
ANNEXE IX	BESOINS, POTENTIELS ET PERFORMANCES DES COLLECTEURS PHOTOVOLTAÏQUES SELON LEUR ENVIRONNEMENT.....	197
LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES .....		199

## LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 1.1	Répartition des pertes thermiques pour un module PV.....
Tableau 1.2	Relation de corrélation entre le coefficient de transfert thermique convectif et la vitesse du vent.....
Tableau 1.3	Valeurs numériques des paramètres physiques utilisés .....
Tableau 1.4	Nombres caractéristiques sans dimension associés au fluide et à l'écoulement.....
Tableau 1.5	Nombres caractéristiques sans dimension corrigés associés au fluide et à l'écoulement.....
Tableau 1.6	Valeurs du coefficient C et de l'exposant n en fonction de l'angle d'inclinaison $\theta$ de la plaque.....
Tableau 2.1	Indices de turbulence selon l'environnement.....
Tableau 2.2	Indices de turbulence des expériences étudiées .....
Tableau 3.1	Epaisseur minimale d'une ailette de refroidissement selon sa géométrie et le type de contrainte appliquée .....
Tableau 4.1	Influence de la hauteur des ailettes sur l'intérêt économique du système de refroidissement .....



## LISTE DES FIGURES

	Page	
Figure 1.1	Inclinaison $\theta$ et azimut $\gamma$ du panneau par rapport au vent .....	9
Figure 1.2	Représentation des écoulements de l'air autour de collecteurs PV pour trois angles d'incidence différents .....	10
Figure 1.3	Système de refroidissement avec conduit.....	13
Figure 1.4	Panneau photovoltaïque muni d'ailettes de refroidissement.....	13
Figure 1.5	Photo de la centrale solaire O'mega1 en France .....	15
Figure 1.6	Représentation schématique d'un collecteur PV équipé d'un système de refroidissement avec MCP .....	16
Figure 1.7	Installation extérieure composée de deux collecteurs PV, avec et sans MCP .....	16
Figure 1.8	Principe de fonctionnement du refroidissement par ventilation artificielle .	18
Figure 1.9	Installation expérimentale d'un système du refroidissement par ventilation artificielle .....	18
Figure 1.10	Système d'aspersion d'eau sur un collecteur PV .....	19
Figure 1.11	Evaporation de l'eau refroidissant le système PV .....	19
Figure 1.12	Principe de fonctionnement d'un système PV-T.....	21
Figure 1.13	Diagramme de Sankey de la distribution de l'énergie solaire incidente sur un collecteur PV .....	24
Figure 1.14	Développement de la couche limite de vitesse sur une surface plane .....	29
Figure 1.15	Représentation graphique des coefficients de transfert thermique en fonction de la vitesse du vent, selon différentes études .....	32
Figure 1.16	Schéma de la situation à l'étude .....	33
Figure 1.17	Schéma de la situation à l'étude avec l'effet de la convection naturelle.....	35

Figure 1.18	Représentation graphique de la variation du coefficient de transfert thermique en fonction de la vitesse du vent, selon la méthode « classique » .....	37
Figure 1.19	Schéma de la nouvelle situation à l'étude .....	38
Figure 1.20	Ecoulement de l'air par convection naturelle autour d'une plaque chauffée horizontale.....	39
Figure 1.21	Ecoulement de l'air par convection naturelle autour d'une plaque chauffée verticale.....	39
Figure 1.22	Ecoulement de l'air par convection naturelle autour d'une plaque chauffée inclinée .....	39
Figure 1.23	Représentation graphique de la variation du coefficient de transfert thermique en fonction de la vitesse du vent, selon la méthode « classique » sur une plaque plane inclinée à différents angles.....	44
Figure 1.24	Représentation schématique de la présence de bulle de séparation dans l'écoulement au dessus d'une plaque plane inclinée (b) ou non (a) .....	45
Figure 2.1	Représentation graphique du coefficient de transfert thermique en fonction de la vitesse du vent, selon différentes méthodes .....	51
Figure 2.2	Comparaison des coefficients de transfert thermique convectif de McAdams et de la méthode « classique » en fonction de la vitesse de l'écoulement, avec et sans précision des paramètres expérimentaux .....	53
Figure 2.3	Comparaison des coefficients de transfert thermique convectif de McAdams et de la méthode « classique » en fonction de la vitesse de l'écoulement, avec et sans précision des paramètres expérimentaux, en considérant ou non la turbulence .....	54
Figure 2.4	Comparaison des coefficients de transfert thermique convectif de Watmuff et al. et de la méthode « classique » en fonction de la vitesse de l'écoulement, avec et sans précision des paramètres expérimentaux .....	56
Figure 2.5	Comparaison des coefficients de transfert thermique convectif de Watmuff et al. et de la méthode « classique » en fonction de la vitesse de l'écoulement, en considérant l'écoulement libre ou dans un conduit.....	57
Figure 2.6	Comparaison des coefficients de transfert thermique convectif de Test et	

al. et de la méthode « classique » en fonction de la vitesse de l'écoulement, avec et sans précision des paramètres .....	59
Figure 2.7 Comparaison des coefficients de transfert thermique convectif de Test et al. et de la méthode « classique » en fonction de la vitesse de l'écoulement en prenant notamment en compte d'éventuelles turbulences induites par l'environnement extérieur.....	60
Figure 2.8 Comparaison des coefficients de transfert thermique convectif de Kumar et al. et de la méthode « classique » en fonction de la vitesse de l'écoulement, avec et sans précision des paramètres .....	62
Figure 2.9 Comparaison des coefficients de transfert thermique convectif de Kumar et al. et de la méthode « classique » en fonction de la vitesse de l'écoulement, avec prise en compte de la turbulence induite par le ventilateur .....	63
Figure 2.10 Schéma de l'installation vue de côté.....	64
Figure 2.11 Comparaison des coefficients de transfert thermique convectif de Bou Nassif et al. et de la méthode « classique » en fonction de la vitesse de l'écoulement, avec et sans précision des paramètres .....	65
Figure 2.12 Comparaison des coefficients de transfert thermique convectif de Bou Nassif et al. et de la méthode « classique » en fonction de la vitesse de l'écoulement prise en compte de la turbulence.....	66
Figure 2.13 Comparaison des corrélations linéaires et « classiques » adaptées aux conditions expérimentales.....	67
Figure 2.14 Comparaison des corrélations linéaires et « classiques » adaptées aux conditions expérimentales en augmentant l'influence de la turbulence .....	67
Figure 2.15 Coefficient de transfert thermique convectif en fonction de la vitesse du vent selon chaque corrélation.....	70
Figure 2.16 Pente ( $a$ ) et ordonnée à l'origine ( $b$ ) de chaque corrélation en fonction de leur longueur caractéristique respective.....	71
Figure 2.17 Pente ( $a$ ) et ordonnée à l'origine ( $b$ ) de chaque corrélation en fonction de la température du collecteur PV .....	73
Figure 2.18 Pente ( $a$ ) et ordonnée à l'origine ( $b$ ) de chaque corrélation en fonction de la température de l'air ambiant .....	73

Figure 2.19	Pente ( $a$ ) et ordonnée à l'origine ( $b$ ) de chaque corrélation en fonction de la différence de température entre la surface du collecteur et l'air ambiant.....	74
Figure 2.20	Pente ( $a$ ) et ordonnée à l'origine ( $b$ ) de chaque corrélation en fonction de l'indice de turbulence.....	76
Figure 2.21	Coefficient de transfert thermique convectif en fonction de la vitesse du vent selon la nouvelle corrélation adaptée au conditions expérimentales (L et IT) de chaque expérience .....	79
Figure 2.22	Coefficient $h$ de la nouvelle corrélation, de la méthode « classique » et de la corrélation linéaire de McAdams .....	81
Figure 2.23	Coefficient $h$ de la nouvelle corrélation, de la méthode « classique » et de la corrélation linéaire de Watmuff et al.....	82
Figure 2.24	Coefficient $h$ de la nouvelle corrélation, de la méthode « classique » et de la corrélation linéaire de Test et al .....	82
Figure 2.25	Coefficient $h$ de la nouvelle corrélation, de la méthode « classique » et de la corrélation linéaire de Kumar et al.....	83
Figure 2.26	Coefficient $h$ de la nouvelle corrélation, de la méthode « classique » et de la corrélation linéaire de Bou Nassif et al .....	84
Figure 3.1	Collecteurs PV avec des ailettes de refroidissement en forme rectangulaire (à gauche), hybride (au centre) et en épingle (à droite) .....	90
Figure 3.2	Ailette encastrée avec charge répartie sur la longueur .....	93
Figure 3.3	Etude de la partie gauche de l'ailette.....	94
Figure 3.4	Ailette encastrée avec force induisant une compression .....	96
Figure 3.5	Ailette de refroidissement et la tranche élémentaire étudiée.....	107
Figure 3.6	Système de refroidissement et échanges thermiques associés .....	110
Figure 3.7	Efficacité du système de refroidissement selon la hauteur des ailettes et la vitesse du vent .....	123
Figure 3.8	Efficacité et puissances thermiques évacuées selon la vitesse du vent .....	125
Figure 4.1	Puissances électriques surfaciques moyennes, besoins et potentiels en refroidissement autour du globe.....	135

Figure 4.2	Puissances électriques surfaciques moyennes et performances du système de refroidissement autour du globe .....	140
------------	---	-----



## **LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES**

AR	ailette de refroidissement ou ratio longueur/largeur
A.N.	application numérique
c	critique
cond	conduction
conv	convection
élec	électrique
f	fluide ou forcée
IT	indice de turbulence
max	maximal(e)
MCP	matériau à changement de phase
min	minimal(e)
n	naturelle
o	optique
OMM	organisation météorologique mondiale
r	de référence ou standard
rad	radiatif
s	surface
sol	solaire
SR	système de refroidissement
PV	photovoltaïque
PV-T	photovoltaïque et thermique



## LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

<i>A</i>	aire ( $\text{m}^2$ )
<i>BE</i>	besoin en refroidissement (-)
<i>C</i>	largeur d'un collecteur PV (m), longueur d'une ailette de refroidissement (m)
<i>d</i>	espacement entre deux ailettes de refroidissement (m)
<i>D</i>	rigidité à la flexion (N.m)
<i>c<sub>p</sub></i>	capacité thermique massique à pression constante ( $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ )
<i>e</i>	épaisseur d'une ailette de refroidissement (m)
<i>E</i>	module de Young (Pa), énergie produite annuellement (kWh)
<i>E''</i>	énergie par unité de surface ( $\text{J} \cdot \text{m}^{-2}$ )
<i>F</i>	force ou charge mécanique (N)
<i>G</i>	flux radiatif surfacique ( $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$ )
<i>g</i>	accélération de la gravité sur Terre ( $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ )
<i>h</i>	coefficient de transfert thermique convectif ( $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ )
<i>H</i>	hauteur d'une ailette de refroidissement (m)
<i>I</i>	moment quadratique ( $\text{m}^4$ )
<i>K</i>	coefficient de flambement (-)
<i>L</i>	longueur d'un écoulement sur une surface (m), longueur d'un collecteur PV (m)
<i>M</i>	moment fléchissant (N.m)
<i>N</i>	effort normal (N), nombre d'aillettes (-)
<i>Nu</i>	nombre de Nusselt (-)

$P$	pression (Pa), puissance (W)
$p$	périmètre (m)
$P''$	Puissance surfacique ( $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$ )
$PE$	performance effective d'un système refroidi (-)
$PO$	potentiel en refroidissement (-)
$Pr$	nombre de Prandtl (-)
$q$	flux thermique (W)
$q''$	flux thermique surfacique ( $\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$ )
$Ra$	nombre de Rayleigh (-)
$Re$	nombre de Reynolds (-)
$R_e$	limite d'élasticité d'un matériau (Pa)
$Ri$	nombre de Richardson (-)
$T$	température (K ou °C)
$U$	coefficient de transfert thermique global ( $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ )
$V$	vitesse d'un fluide ( $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ), effort tranchant (N), volume ( $\text{m}^3$ )
$w$	charge mécanique linéique ( $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$ )
$X$	réaction du support horizontale (N)
$Y$	réaction du support verticale (N)
$z_0$	longueur de rugosité (m)
$\alpha$	diffusivité thermique de l'air ( $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ), absorptivité (-)
$\beta$	coefficient de température ( $\text{K}^{-1}$ ), coefficient d'expansion volumique isobarique ( $\text{K}^{-1}$ )

$\delta$	épaisseur de la couche limite (m)
$\varepsilon$	émissivité (-), efficacité d'un système de refroidissement (-)
$\gamma$	azimut du vent (rad)
$\eta$	efficacité de conversion (-)
$\eta_{cl}$	variable de similarité (-)
$\lambda$	conductivité thermique ( $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ )
$\mu$	viscosité dynamique (Pa.s)
$\theta$	angle d'inclinaison du panneau par rapport au vent ou à l'horizontale (rad)
$\nu$	viscosité cinématique ( $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ ), coefficient de Poisson (-)
$\rho$	masse volumique de l'air ( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )
$\sigma$	constante de Stefan-Boltzmann ( $= 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}^{-4}$ ), contrainte mécanique (Pa)
$\infty$	infini, en dehors de la couche limite ou ambiant.e



## INTRODUCTION

Dans un contexte mondial de changements climatiques, les énergies renouvelables font partie des solutions pour accélérer la transition énergétique, diminuant ainsi l'impact carbone des êtres humains et atténuant les tensions énergétiques dues à la disparition progressive des ressources fossiles traditionnelles. Les technologies solaires apparaissent comme une des sources d'énergie des plus prometteuses pour répondre à la demande mondiale grandissante (Kabir, Kumar, Kumar, Adelodun, & Kim, 2018). A mesure de leur développement, les collecteurs photovoltaïques (PV) deviennent de moins en moins chers à fabriquer, et permettent l'accès à une source d'énergie à la fois peu coûteuse et facilement modulable, s'adaptant à des installations individuelles comme à des parcs solaires de plusieurs centaines de mégawatts (International Renewable Energy Agency, 2022). C'est donc sans surprise que le déploiement de l'énergie solaire issue des panneaux photovoltaïques est en forte croissance depuis quelques années. Le soleil offre un potentiel énergétique exceptionnel, mais réparti de manière hétérogène. En effet, l'irradiance solaire descend rarement sous les  $200 \text{ W/m}^2$  entre les tropiques du Cancer et du Capricorne (Lostor, 2006). Le potentiel énergétique solaire est donc abondant aux endroits où l'électrification est la moins avancée (World Resources Institute, 2023). Dans de nombreux pays en développement (et donc en demande énergétique croissante), le solaire semble alors être une ressource de choix pour participer au développement économique et social, tout en sortant progressivement de la dépendance aux énergies fossiles. En Afrique par exemple, les ressources solaires sont telles que l'installation de collecteurs photovoltaïques est considérée par l'IRENA comme « appropriée » ou « hautement appropriée » sur la quasi-totalité du continent exploitable, excluant notamment les villes, les zones protégées et les terres agricoles (International Renewable Energy Agency, 2014). Cependant, une température trop élevée impacte négativement le rendement des collecteurs PV (Emery et al., 1996), ce qui soulève un questionnement sur leur besoin de refroidissement dans des pays où les conditions climatiques induisent des températures de l'air élevées tout au long de l'année.

Le refroidissement des collecteurs PV peut se faire de diverses façons. Il est possible de considérer des systèmes de refroidissement actifs, par exemple avec un fluide caloporteur qui circule dans des canaux en contact avec les collecteurs. Il existe aussi des méthodes de refroidissement passives, qui peuvent s'avérer plus pertinentes que les méthodes actives lorsque la solution passive est à base d'air (plutôt que radiative ou avec des matériaux à changement de phase, etc.) (Mariam et al., 2024). Cependant, toute technique de refroidissement, active ou passive, nécessite des ressources, que ce soit en matériel ou en énergie, et a dès lors un impact, qu'il soit économique, environnemental ou social. Il devient alors légitime de se questionner sur l'utilité et la nécessité de ces techniques de refroidissement, notamment selon les ressources et les besoins des différentes régions du globe. Pour estimer l'ampleur et la pertinence du besoin en refroidissement, il faut alors à priori estimer la perte de rendement des collecteurs lorsque ces derniers produisent *in situ*.

S'intéresser au refroidissement aéraulique naturel ou forcé des collecteurs PV implique nécessairement l'étude des transferts thermiques prenant place à la surface de ces dispositifs. Si la littérature disponible permet d'appréhender la majeure partie de la physique de ces échanges, un consensus n'a pas encore été obtenu sur la détermination des coefficients de transfert thermique entre l'air ambiant et les surfaces des collecteurs (ou des assemblages de collecteurs). En effet, ces coefficients ont été établis empiriquement grâce à des expériences sur des plaques planes, ce à quoi s'assimile facilement, à première vue, un collecteur PV classique. Toutefois, ces expressions ont été remises en question plus récemment, car la complexité des échanges thermiques autour des collecteurs induirait une modification de ces coefficients, notamment dans des conditions réelles de fonctionnement (i.e. *in situ* et non en laboratoire). Alors qu'en est-il réellement ? Quelles expressions doivent être utilisées pour estimer les coefficients de transfert thermique convectif, et par suite la perte de rendement de conversion ? En quoi la physique (i.e. les propriétés thermophysiques et les variables pertinentes) des collecteurs photovoltaïques influence-t-elle les coefficients de transfert de chaleur ?

L'objectif principal de ce mémoire est d'étudier les transferts thermiques à la surface des collecteurs PV afin de déterminer les conditions climatiques pour lesquelles il devient réellement intéressant de refroidir un panneau photovoltaïque. Les objectifs secondaires sont alors de :

- 1) comprendre les comportements thermofluides à la surface d'un collecteur PV, en s'intéressant notamment aux coefficients de transfert thermique convectif spécifiques à ces systèmes ;
- 2) proposer une nouvelle corrélation ou justifier l'usage d'une corrélation existante reliant le coefficient de transfert thermique convectif aux paramètres pertinents ;
- 3) concevoir et optimiser un système de refroidissement passif aéraulique pour abaisser au mieux la température des collecteurs PV ;
- 4) étudier les besoins en refroidissement et le gain d'efficacité des collecteurs sous différentes conditions climatiques ;
- 5) déterminer l'intérêt de l'implémentation d'un système de refroidissement passif selon les conditions climatiques.

Dans le premier chapitre, une revue de la littérature sur les différents systèmes de refroidissement et sur les échanges thermiques entre un collecteur PV et son environnement est conduite. Un accent particulier est porté sur les manières de prendre en compte le coefficient de transfert thermique convectif des collecteurs PV dans les simulations, et sur les différentes corrélations existantes. Par la suite, le chapitre 2 propose une nouvelle corrélation en se basant sur l'analyse des comportements thermofluides des systèmes PV, dans l'objectif de déterminer le coefficient de transfert thermique adapté à l'étude réalisée dans la suite du mémoire. Le chapitre 3 présente le choix et le dimensionnement du système de refroidissement étudié, ainsi que la modélisation de ses échanges thermiques. Le chapitre 4 analyse les gains apportés par le système sous différentes conditions climatiques et statue sur l'utilité et l'efficacité du système en prenant en compte des paramètres climatiques et économiques.



## CHAPITRE 1

### REVUE DE LITTÉRATURE

#### 1.1 L'intérêt de la prise en compte des conditions climatiques

Dans les livrets des constructeurs des collecteurs PV, les différentes données sont fournies pour des conditions de test standards (irradiance de  $1000 \text{ W.m}^{-2}$  ; spectre AM 1.5 ; température du module de  $25^\circ\text{C}$ ). Ces paramètres sont fixés de sorte à pouvoir comparer plus facilement deux collecteurs PV différents. Cependant, les données obtenues dans ces conditions de test ne sont pas toujours celles obtenues en fonctionnement extérieur réel (Amelia et al., 2016). En effet, la température, l'irradiance et la position du soleil dans le ciel varient selon les endroits et les moments de l'année ou de la journée. Ces variations induisent des différences de performance selon les conditions, modifiant notamment la puissance maximale, le courant de court-circuit, la tension de circuit ouvert et le facteur de forme du collecteur PV. En s'intéressant à l'implémentation d'un système PV, il est alors pertinent de se pencher sur les conditions climatiques pouvant influencer son efficacité. Quelles sont les paramètres d'influence ? Et quelles modifications apportent-ils ?

##### 1.1.1 Le principe de fonctionnement des collecteurs photovoltaïques

Plusieurs mémoires présentent plus ou moins exhaustivement les principes qui régissent et expliquent le fonctionnement des collecteurs PV. Ce mémoire fait exception. Le lecteur intéressé se référera à la foisonnante littérature sur ce sujet. Ce mémoire recommande les textes classiques que sont :

- Jäger, K., Isabella, O., Smets, A. H. M., Swaaij, R. van, & Zeman, M. (2016). *Solar energy: the physics and engineering of photovoltaic conversion, technologies and systems*. Cambridge, England : UIT Cambridge ;

- Gray, J. L. (2010). The Physics of the Solar Cell. Dans A. Luque & S. Hegedus (Éds), *Handbook of Photovoltaic Science and Engineering* (1<sup>re</sup> éd., pp. 82-129). (S.l.) : Wiley. <https://doi.org/10.1002/9780470974704.ch3> ;
- Green, M. A. (1982). *Solar cells: operating principles, technology, and system applications*. Englewood Cliffs, NJ : Prentice-Hall.

### 1.1.2 L'effet de la température

Premièrement, il est important de s'intéresser à l'effet de la température (ambiante et du module) sur les collecteurs PV. Dans l'ensemble de ce mémoire, la température d'un collecteur sera considérée identique en tout point du collecteur, et sera donc égale à sa température de surface. Dès 1977, D.L. Evans et L. W. Florschuetz exposaient dans *Solar Energy* une corrélation négative entre température du collecteur et efficacité de conversion, sous la forme simplifiée suivante :

$$\eta = \eta_r [1 - \beta(T_s - T_r)] \quad (1.1)$$

Tirée de Evans & Florschuetz (1977, p.257)

Dans cette équation,  $\eta$  est l'efficacité du collecteur,  $\eta_r$  est l'efficacité de référence (i.e. à la température  $T_r$  et à une irradiance de 1000 W.m<sup>-2</sup>),  $T_s$  est la température du collecteur et  $\beta$  est le coefficient de température, qui dépend du matériau et qui est de l'ordre de 0,0041 K<sup>-1</sup> pour le silicium (Evans & Florschuetz, 1977). Le cheminement pour arriver à cette équation est mieux détaillé en 1981 par Evans seul. Cette équation résulte d'une simplification prenant en compte des paramètres moyennés sur un mois durant les heures de jour, et qui néglige un certain nombre de termes comme le coefficient d'intensité, qui corrèle l'intensité lumineuse à l'efficacité du collecteur (Evans, 1981). Toutefois, l'équation (1.1) permet de mettre en évidence que, dans le cas du silicium et des matériaux avec un coefficient  $\beta$  positif, l'efficacité de conversion de l'énergie solaire en énergie électrique décroît avec l'augmentation de la température du collecteur PV. Pour le silicium, il s'agit d'une perte de 0,5% d'efficacité par degré Kelvin (ou Celsius) en plus.

Par la suite, de nombreuses études ont confirmé ce diagnostic. En 1996, lors de la 25<sup>ème</sup> conférence des spécialistes du photovoltaïque, était exposée une corrélation négative entre température du collecteur et puissance de sortie (Emery et al., 1996). D'autres études ont notamment remis sur le devant de la scène l'influence de l'irradiance solaire et de la température ambiante sur la température des collecteurs PV, et donc sur leurs efficacités (Amelia et al., 2016) (Sun, Zou, Qin, Zhang, & Wu, 2022).

La température des collecteurs PV n'a pas uniquement une influence sur l'efficacité et les paramètres liés à la conversion énergétique. Elle diminue aussi leur durée de vie en les abîmant au fil du temps. Plus généralement, ce sont des facteurs environnementaux (température certes, mais aussi irradiation, humidité, altitude, cycle thermique, enneigement et salinité de l'air) et des facteurs mécaniques (contraintes) qui abîment les systèmes à cause de la corrosion, la décoloration ou la coloration des vitrages protecteurs, la délamination (rupture longitudinale du matériau) et autres dommages (Jordan, Wohlgemuth, & Kurtz, 2012) (Sun et al., 2022). Ces facteurs induisent, pour les collecteurs PV en silicium, un taux de dégradation (de l'efficacité) dont la médiane est proche de 0,6% par an (Jordan, Kurtz, VanSant, & Newmiller, 2016), mais qui est très variable selon le climat et la zone géographique. La perte en puissance la plus importante est observée dans les climats chauds et humides (Jordan et al., 2012), bien que les climats chauds et secs soient plus délétères dans certaines régions comme en Inde (R. Dubey et al., 2014). Réguler la température des collecteurs PV répond donc à un double enjeu pour améliorer leur efficacité à court terme et garantir leur performance sur le long terme.

De plus, la température du module est influencée par un grand nombre de facteurs additionnels, ce qui la rend complexe à prédire avec exactitude. Parmi ces facteurs, il y a notamment ceux dus à l'environnement extérieur et la localisation géographique (comme la vitesse et la direction du vent, la déposition de poussière et l'azimut) (Sun et al., 2022), ainsi que des facteurs liés aux matériaux et aux systèmes (comme l'absorptance de la plaque ou la transmittance du vitrage protecteur) (S. Dubey, Sarvaiya, & Seshadri, 2013).

### 1.1.3 L'effet du vent

L'effet du vent sur l'efficacité des collecteurs PV n'est pas direct, mais a une influence sur différents paramètres, comme la température du collecteur et l'accumulation de poussière. Cette influence indirecte n'est pas pour autant de moindre importance. En effet, l'écoulement de l'air autour d'un collecteur augmente les pertes thermiques par convection, ce qui permet de le refroidir efficacement. Ceci est particulièrement vrai pour les technologies à base de silicium multicristallin, particulièrement sensible aux variations de température (Magare et al., 2018). Les caractéristiques de l'écoulement d'air (vitesse du vent, orientation du panneau par rapport à l'écoulement, intensité des turbulences, etc) sont aussi à prendre en considération pour réussir à prédire le refroidissement associé.

Plus la vitesse du vent augmente, plus l'échange convectif entre le panneau et son environnement est important, et plus la température de ce dernier diminue (Kaldellis, Kapsali, & Kavadias, 2014). Par exemple, selon Goverde et al. (2015), sous une irradiance de 400 W.m<sup>-2</sup>, la température moyenne du panneau diminue de 11°C pour un vent de 1 m.s<sup>-1</sup>, et de 21°C pour un vent de 5 m.s<sup>-1</sup>. De plus, les variations de température à la surface du collecteur décroissent avec l'augmentation de la vitesse du vent, du moins pour des températures de l'air comprises entre 15°C et 35°C (Ghabuzyan, Pan, Fatahi, Kuo, & Baldus-Jeursen, 2021).

Il existe dans la littérature de nombreuses corrélations permettant de lier la vitesse du vent au coefficient de transfert thermique convectif entre le panneau et son environnement. En appliquant ces corrélations, il faut être attentif à utiliser la vitesse du vent qui s'écoule effectivement autour du panneau, et non la vitesse du vent fournie par les données météorologique de la zone considérée. En effet, ces deux valeurs ont tendances à grandement varier. L'Organisation Météorologique Mondiale (OMM) préconise une hauteur standard aux instruments anémométriques utilisés en terrain plat et dégagé de 10 m au-dessus du sol, pour s'affranchir de l'impact des perturbations locales. Si ces conditions sont impossibles à obtenir, il « convient d'installer l'anémomètre à une hauteur telle que ses indications ne soient pas trop influencées par la présence d'obstacles locaux et qu'elles décrivent, dans toute la mesure

possible, ce que le vent serait à 10 mètres s'il n'y avait pas d'obstacles à proximité » (OMM, 2023a, p.228). Dans les expériences effectuées en laboratoire et en extérieur, ce ne sont presque jamais ces vitesses de vent qui sont mesurées. La présence d'obstacles autour du point de mesure induit alors une rugosité supplémentaire, et par conséquent une diminution de la vitesse du vent mesurée par rapport à celle donnée par les stations météorologiques locales (H. Pabiou & S. Julien-Giroux, communication personnelle, 4 novembre 2024). Il est donc impératif d'être attentif à la méthode de mesure du vent lors de l'application de ces corrélations.

L'orientation du panneau (i.e. la façon dont il est positionné dans l'écoulement de l'air) joue aussi un rôle majeur. Pour l'étudier, il faut prendre en compte deux données : l'angle d'inclinaison  $\theta$  du panneau par rapport au vent et l'azimut du vent  $\gamma$ . Ces angles sont représentés sur la figure ci-dessous pour aider à la visualisation.

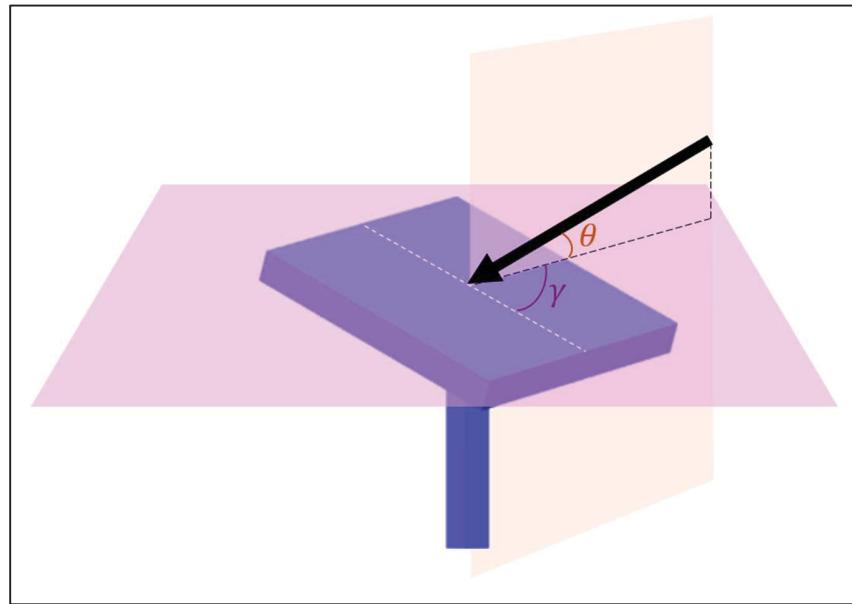


Figure 1.1 Inclinaison  $\theta$  et azimut  $\gamma$  du panneau par rapport au vent

Selon Kaplani & Kaplanis (2014), le coefficient de transfert thermique augmente avec l'augmentation de l'angle d'inclinaison  $\theta$ . Un flux d'air arrivant parallèlement à la surface du panneau refroidit donc moins qu'un flux arrivant de manière oblique. Cette conclusion est partagée par Khanna, Sundaram, Reddy, & Mallick (2017). Selon eux, l'augmentation de

l'angle d'inclinaison  $\theta$  de 0 à  $90^\circ$  fait augmenter la température du panneau. Les auteurs expliquent cette observation en invoquant l'augmentation de la convection forcée lorsque le vent arrive « frontalement » sur la surface, ce qui induit l'augmentation du coefficient de transfert thermique. Pour un collecteur à plat, la valeur de l'azimut  $\gamma$  permettant le meilleur transfert thermique est celui qui permet au vent de s'écouler sur la plus grande longueur au dessus du collecteur. Cette valeur dépend donc de la géométrie du collecteur, notamment s'il est rectangulaire ou carré. Ce raisonnement découle de la définition du nombre de Nusselt à partir du nombre de Reynolds en convection forcée (Incropera, DeWitt, Bergman, & Lavine, 2007).

Les effets de l'orientation du panneau peuvent aussi s'expliquer par sa capacité à produire ou non des turbulences dans le courant d'air qui circule autour. Une étude réalisée par Glick et al. en 2020 montre qu'en fonction de l'angle donné aux panneaux, les flux d'air réagissent différemment aux environs des collecteurs, et peuvent créer des écoulement laminaires ou turbulents. Dans le cadre d'une centrale solaire, l'interaction de l'écoulement avec un premier panneau modifiera ses caractéristiques lors de son interaction avec les panneaux suivants. Ces flux d'air sont représentés dans la Figure 1.2 pour une centrale solaire reconstituée à échelle 1:33.

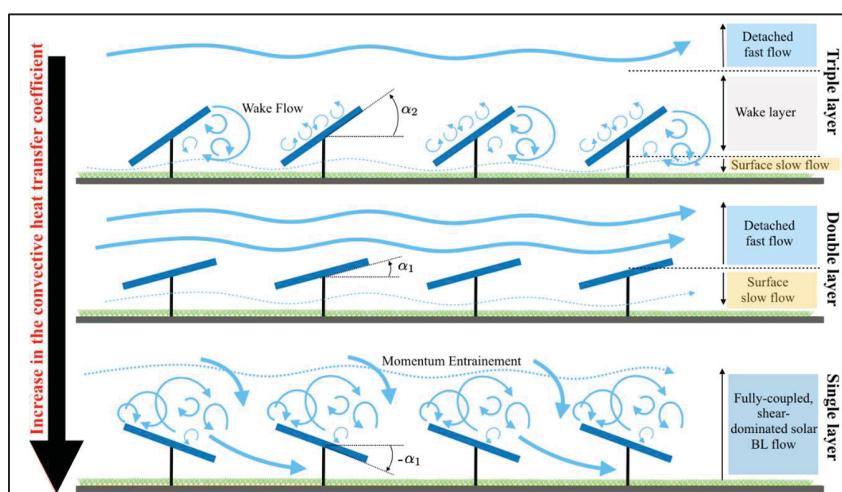


Figure 1.2 Représentation des écoulements de l'air autour de collecteurs PV pour trois angles d'incidence différents  
Tirée de Glick et al. (2020, p.3)

Le coefficient de transfert convectif le plus important est obtenu lorsque, pour un azimut nul, l'angle d'inclinaison est négatif (autour de -30°), car l'écoulement n'est composé que d'une grosse couche turbulente dominée par le cisaillement, refroidissant de manière très efficace la face arrière, au détriment de la face avant. Par rapport au panneau orienté selon un angle de +30°, le coefficient de transfert convectif de la face arrière est supérieur de 108%, pour une diminution de « seulement » 25% sur la face avant (Glick et al., 2020). L'orientation des panneaux est donc fortement liée au type d'écoulement, puisque qu'elle génère des turbulences. Selon les recherches d'Iakovidis & Ting (2014), l'augmentation des turbulences de 4 à 12% permettrait d'augmenter le taux de transfert thermique d'environ 40%. Cependant, les panneaux ne sont jamais orientés selon l'écoulement du vent, mais selon l'orientation du soleil pour maximiser l'irradiance captée. Pour des applications dans des régions très venteuses, il est toutefois possible de savoir facilement par le calcul si le fait d'orienter son panneau selon la direction du vent – pour diminuer sa température – est plus efficace que de l'orienter selon l'irradiance – pour augmenter la puissance solaire reçue.

Si la température et le vent sont deux facteurs influant fortement sur le fonctionnement et l'efficacité des collecteurs PV, d'autres facteurs moins évidents, comme la poussière, peuvent aussi avoir un impact important.

#### 1.1.4 L'effet de la poussière

L'accumulation de poussière sur les collecteurs PV peut entraîner une diminution significative de leur performance (Conceição et al., 2018). Cette diminution est notamment causée par l'ombrage induit par le dépôt de poussière, qui crée l'apparition de points chauds causant une diminution de puissance atteignant parfois de plus de 70% (Dwivedi, Sudhakar, Soni, Solomin, & Kirpichnikova, 2020). Certaines régions du monde peuvent être plus sujettes à ce type de pertes puisque les différentes zones du globe ont des climats différents avec des conditions météorologiques différentes – telles que la température, humidité de l'air ou la force du vent – qui peuvent faciliter le dépôt de poussière ou compliquer son élimination (Conceição et al., 2018). Opter pour l'installation d'un panneau avec un angle d'inclinaison permet cependant de

diminuer le dépôt de poussière par rapport à un panneau en position horizontale, ainsi que de faciliter son nettoyage naturellement grâce aux effets du vent et de la pluie (Sayyah, Horenstein, & Mazumder, 2014).

Comme évoqué dans cette partie 1.1, la prise en compte des conditions climatiques, notamment à travers l'étude de la température ambiante, du vent et de la poussière, est nécessaire pour comprendre les gains ou les baisses d'efficacité du collecteur PV. Ces conditions climatiques influencent principalement un facteur très important dans la conversion énergétique des collecteurs PV : la température du module. Pour cette raison, différents systèmes de refroidissement ont été développés et implémentés pour tenter de minimiser autant que possible les effets néfastes d'une augmentation de la température du module sur sa production électrique.

## 1.2 Les systèmes de refroidissement des collecteurs photovoltaïques

Pour pallier la plupart des problèmes présentés dans le paragraphe précédent, la communauté scientifique s'est attelée à proposer des techniques de refroidissement, permettant aussi de résoudre d'autres problématiques, par exemple liées au dépôt de poussière. Ces techniques sont divisées en deux catégories : le refroidissement passif et le refroidissement actif.

Les méthodes passives ont la particularité de ne nécessiter aucun apport énergétique supplémentaire, et ne font pas appel à des pièces mobiles pour fonctionner. Elles sont généralement peu coûteuses et faciles d'installation. L'absence de pièces mobiles leur assure une durée de vie acceptable et étant donné leur nature « low tech », elles sont facilement réparables. Toutefois, leur efficacité peut être limitée. A l'opposé, les méthodes actives sont alimentées en énergie et/ou utilisent des parties mobiles comme des ventilateurs ou des pompes. Elles sont généralement efficaces, bien que plus complexes que les méthodes passives, mais il faut être attentif à ce que leur besoin en énergie ne prenne pas le dessus sur l'énergie supplémentaire récoltée grâce au refroidissement, sans quoi la technologie est inutile, voire contre-productive (Dwivedi et al., 2020).

Les systèmes de refroidissement peuvent aussi se diviser en deux grandes autres catégories : le refroidissement à base d'air et le refroidissement à base de liquide. Cette catégorisation ne permet toutefois pas de considérer l'ensemble des méthodes actuellement développées, et ne sera pas utilisée ici, au profit des catégories de refroidissement actif et passif.

### 1.2.1 Les systèmes de refroidissement passifs

D'abord, cette section effectue un court rappel de certaines méthodes de refroidissement passives déjà existantes. Elle présente différentes technologies, leurs principes de fonctionnement, ainsi que leurs avantages et inconvénients.

#### 1.2.1.1 La ventilation naturelle

Dans ce mémoire, le terme « ventilation naturelle » désigne un type de refroidissement passif par convection naturelle ou forcée. Le principe est de favoriser le phénomène de convection en maximisant le contact de l'air avec la surface à refroidir, le tout sans utiliser de pièces mobiles et sans apporter d'énergie supplémentaire. Dans ce paragraphe, les systèmes de refroidissement détaillés utilisant la ventilation naturelle sont le conduit d'air (Figure 1.3) et le dissipateur de chaleur (Figure 1.4).

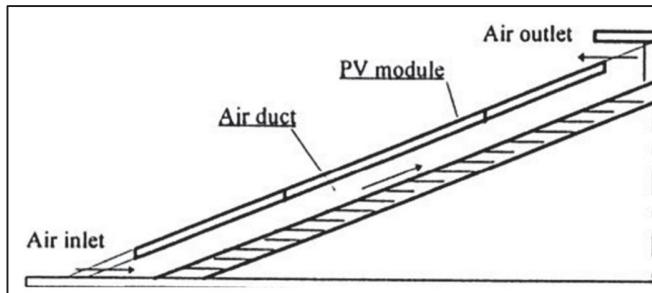


Figure 1.3 Système de refroidissement avec conduit  
Adaptée de Mahdavi, Farhadi, Gorji, Bandpy, & Mahmoudi (2022, p.3)

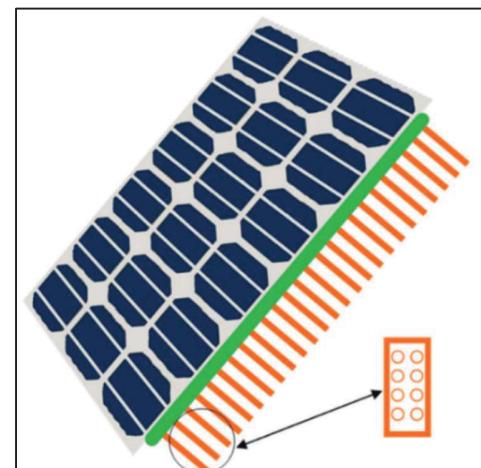


Figure 1.4 Panneau photovoltaïque muni d'ailettes de refroidissement  
Adaptée de Alkhalidi, Khawaja, & Al Kelany (2019, p.5)

Sur la Figure 1.3, un conduit d'air a été mis en place sous la face arrière des collecteurs PV, entre les panneaux et leur support. Ceci permet à l'air de circuler sur la face arrière, et de générer un refroidissement par convection forcée lorsque le vent s'engouffre dans le conduit. Sur la Figure 1.4, des ailettes en aluminium jouent un rôle dissipateur de chaleur sur la face arrière du module. L'objectif de ce type de système est d'augmenter la surface en contact avec l'air pour améliorer les échanges thermiques convectifs et ainsi faciliter le refroidissement des collecteurs PV (El Mays et al., 2017). Le refroidissement passif par ventilation naturelle est généralement peu cher et très simple d'implémentation, mais il est logiquement très dépendant des conditions de vent, a une efficacité modérée et est peu performant dans les climats très chauds (Gharzi, Arabhosseini, Gholami, & Rahmati, 2020)

### 1.2.1.2 Les collecteurs PV flottants

Les collecteurs PV flottants sont une alternative aux collecteurs PV basés sur la terre ferme qui offrent comparativement de nouveaux avantages et de nouveaux défis. Le concept des collecteurs flottants est de placer les systèmes PV sur des structures flottantes au-dessus de masses d'eau, notamment pour utiliser l'eau comme liquide de refroidissement grâce à sa grande capacité thermique. La face arrière du panneau est alors en contact avec l'eau, et lui transfère de l'énergie thermique lorsque le panneau s'échauffe. La température est alors réduite, et le panneau bénéficie de moins de pertes énergétiques. Ce type de système est déjà expérimenté dans le monde, comme le montre la Figure 1.5 représentant la plus grande centrale PV flottante d'Europe, à Piolenc, en France.



Figure 1.5 Photo de la centrale solaire O'mega1 en France  
Tirée de Bouygues Energies & Services (2020)

Contrairement aux panneaux basés sur terre, les systèmes PV flottants permettent d'utiliser de nouveaux espaces (ce qui est utile pour ne pas réquisitionner des terres agricoles, notamment dans les régions avec de nombreux lacs et territoires protégés). La présence de collecteurs PV permet aussi de diminuer l'évaporation de l'eau et de bénéficier d'un refroidissement passif. Toutefois, il est nécessaire d'utiliser des matériaux et structures résistants à la corrosion par l'eau, ce qui en augmente le coût. De plus, il y a pour chaque installation des risques d'altération de la biosphère aquatique (Dzamesi et al., 2024) (Kjeldstad, Lindholm, Marstein, & Selj, 2021).

### 1.2.1.3 Les matériaux à changement de phase

Le refroidissement par matériaux à changement de phase (MCP) consiste en l'installation d'un panneau contenant de tels matériaux sur la face arrière du collecteur. Les MCP sont des matériaux capables de stocker une grande quantité de chaleur latente et de la restituer dans une étroite plage de température (A. K. Dubey et al., 2023). En fondant, ils absorbent une partie de l'énergie thermique de leur environnement ; en se solidifiant, la chaleur latente précédemment stockée est libérée (Dardouri, Mankai, Almoneef, Mbarek, & Sghaier, 2023). Appliqué aux collecteurs PV, et en le choisissant avec une température de fusion adaptée, le MCP va fondre

lorsque la température du collecteur dépassera la température de fusion, permettant de capter l'énergie thermique du collecteur, et donc de le refroidir. Lorsque la température du collecteur redescendra sous la température de fusion, par exemple la nuit, le MCP libérera sa chaleur au panneau, sans conséquence sur la production électrique car en l'absence de soleil et donc de production électrique. La Figure 1.6 représente grossièrement ce à quoi ressemble un système PV équipé d'un panneau de MCP pour le refroidissement, tandis que la Figure 1.7 montre une installation concrète, en extérieur, de deux panneaux PV, l'un étant refroidi par MCP et l'autre non.

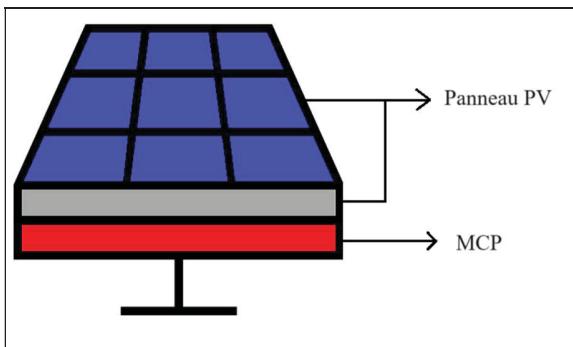


Figure 1.6 Représentation schématique d'un collecteur PV équipé d'un système de refroidissement avec MCP

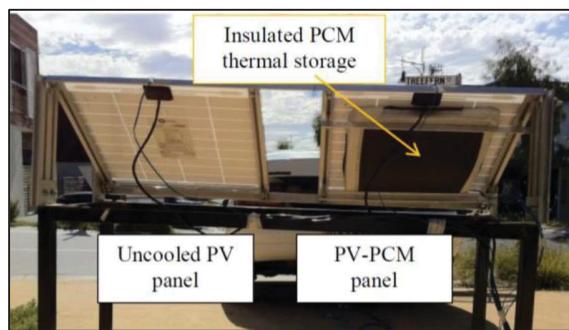


Figure 1.7 Installation extérieure composée de deux collecteurs PV, avec et sans MCP  
Tirée de Tan, Date, Fernandes, Singh, & Ganguly (2017, p.85)

Les MCP permettent de refroidir les collecteurs PV passivement, sont facilement implémentables et n'ont pas de coûts de maintenance. De plus, ces matériaux ont une haute densité de stockage énergétique pour de faibles variations de température (Ma, Li, & Zhao, 2019). En emmagasinant de l'énergie thermique, ils peuvent facilement s'associer aux systèmes photovoltaïques-thermiques (PV-T) pour réutiliser l'énergie thermique stockée, et éviter de la redonner aux collecteurs PV la nuit (Yang, Sun, Yuan, Zhao, & Cao, 2018). Toutefois, ces systèmes sont très dépendants des variations extérieures de température et du climat, ce qui peut les rendre difficiles à paramétrier (Ma et al., 2019). La présence d'une enveloppe adiabatique entre le panneau MCP et l'extérieur, permettant au MCP d'absorber uniquement l'énergie thermique du panneau (Waqas & Ji, 2017), devient un inconvénient dans les régions venteuses car elle ne permet pas le refroidissement du panneau par convection

forcée sur sa face arrière, ce qui réduit nettement l'efficacité du dispositif, voir le rend contre-productif.

De manière générale, les systèmes de refroidissement passifs ont les avantages d'être peu coûteux (en comparaison avec les systèmes actifs), d'avoir une efficacité convenable en regard de leurs coûts de production (Dwivedi et al., 2020), et d'être faciles d'utilisation en ne nécessitant qu'une maintenance minimale (Mahdavi et al., 2022).

## 1.2.2 Les systèmes de refroidissement actifs

Cette section détaille quelques méthodes de refroidissement actives actuellement utilisées dans le monde. Comme dans la partie précédente, différentes technologies, leurs principes de fonctionnement, ainsi que leurs avantages et inconvénients sont présentés.

### 1.2.2.1 La ventilation artificielle

Le refroidissement par ventilation artificielle fonctionne de manière semblable au refroidissement par ventilation naturelle avec dissipateur de chaleur, mais cette fois ci, l'écoulement de l'air est induit par des ventilateurs qui font circuler de l'air autour du collecteur PV et de ses dissipateurs thermiques. Cela permet de les refroidir par convection forcée en augmentant le transfert thermique (Gharzi et al., 2020). La Figure 1.8 représente le principe de fonctionnement du refroidissement par ventilation artificielle, tandis que la Figure 1.9 montre une installation expérimentale avec un panneau PV sans système de refroidissement (à gauche de la photo) et un autre avec un système de ventilation artificielle muni d'un ventilateur (à droite de la photo).

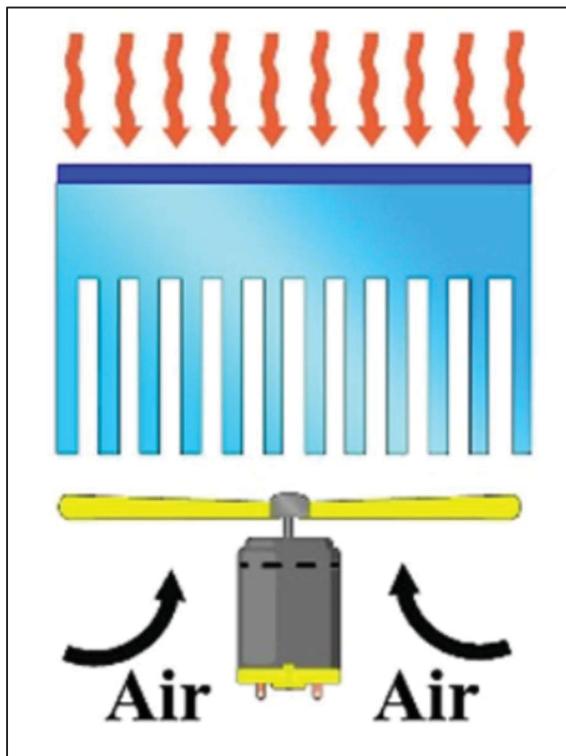


Figure 1.8 Principe de fonctionnement du refroidissement par ventilation artificielle  
Tirée de Gharzi, Arabhosseini, Gholami, & Rahmati (2020, p.121)



Figure 1.9 Installation expérimentale d'un système du refroidissement par ventilation artificielle

Tirée de Mazón-Hernández, García-Cascales, Vera-García, Káiser, & Zamora (2013, p.3)

Dans la Figure 1.8, le rectangle bleu marine représente le collecteur PV et la forme bleu ciel les ailettes de refroidissement, tandis que les flèches ondulées orange représentent les radiations solaires et les flèches noires le sens de l'écoulement. A la sortie du ventilateur, l'écoulement d'air est frais, à une température inférieure à celle du collecteur PV. Au contact de ce dernier et de ses ailettes, l'air se réchauffe et refroidit le collecteur grâce aux échanges thermiques par convection. Parmi les systèmes actifs, le refroidissement par ventilateur est l'un des plus basiques qu'il existe. Ce type de refroidissement possède divers avantages comme sa simplicité (pour un système actif), son faible coût d'installation et sa capacité à empêcher l'accumulation de la poussière dans le cas où le ventilateur souffle sur la surface du collecteur orientée vers le haut. De plus, ces systèmes peuvent généralement être aménagés pour permettre de réutiliser la chaleur dégagée par les collecteurs PV et être convertis en collecteurs

PV-T (Dwivedi et al., 2020). Toutefois, les inconvénients de ce type de système sont non négligeables, et comprennent notamment une consommation d'énergie continue induisant des frais de fonctionnement ainsi qu'une réparation domestique complexe (Gharzi et al., 2020). Quoiqu'il en soit, les systèmes de refroidissement actifs avec ventilateur sont peu utilisés dans les systèmes PV « simples » (c'est-à-dire non PV-T), puisque les derniers sont généralement placés à l'air libre, et profitent déjà de l'écoulement naturel de l'air induit par le vent (contrairement aux collecteurs placés sur un toit) (Dwivedi et al., 2020).

### 1.2.2.2 L'aspersion d'eau pour évaporation

Le refroidissement des collecteurs PV par évaporation utilise l'énergie thermique de la surface du collecteur pour évaporer de l'eau. Des vaporiseurs pulvérissent des gouttelettes d'eau sur la surface des panneaux photovoltaïques. Pour assurer un équilibre avec la vapeur d'eau environnante, l'eau pulvérisée utilise la chaleur latente extraite de son environnement pour s'évaporer, ce qui permet de refroidir le collecteur PV et de faire baisser la température du système (Haidar, Orfi, & Kaneesamkandi, 2018) (Gharzi et al., 2020). La Figure 1.10 représente une situation réelle d'utilisation du refroidissement par aspersion d'eau, tandis que la Figure 1.11 représente l'étape d'évaporation qui refroidit le système.



Figure 1.10 Système d'aspersion d'eau sur un collecteur PV  
Tirée de Sunbooster (2018)

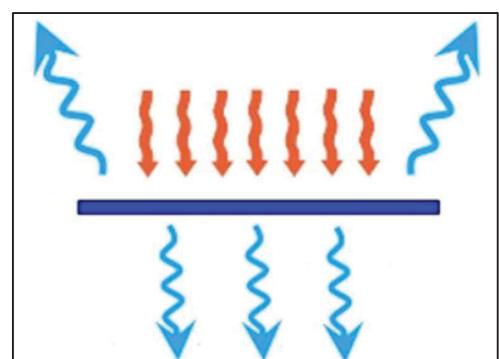


Figure 1.11 L'évaporation de l'eau refroidissant le système PV  
Tirée de Gharzi, Arabhosseini, Gholami, & Rahmati (2020, p.121)

La figure de gauche est une photographie montrant une installation déversant des gouttelettes d'eau sur des collecteurs photovoltaïques. Dans le système de refroidissement, l'eau de pluie

est stockée dans une citerne, puis transportée dans des tuyaux jusqu’aux collecteur PV, en haut desquels elle est alors libérée sous forme de gouttelettes (Environnement Magazine, 2021). La figure de droite représente l’évaporation de l’eau précédemment déversée (sous forme de flèches bleues ondulées) induite par la chaleur du panneau, lui-même chauffé par les radiations solaires (représentées par des flèches orange ondulées). Les avantages de ce système de refroidissement sont une capacité à nettoyer les collecteurs en parallèle de leur refroidissement (Sunbooster, 2018) ainsi qu’une bonne efficacité, particulièrement sous des climats chauds (Haidar et al., 2018). Gharzi et al. (2020) jugent que l’efficacité du refroidissement est « acceptable » pour un système actif, avec une augmentation de l’efficacité électrique des collecteurs de 14%. Cependant, le refroidissement par évaporation nécessite, comme tout système actif, une consommation d’énergie additionnelle, et consomme beaucoup de ressources en eau. Il doit aussi être géré correctement pour éviter les dépôts de minéraux qui peuvent, à terme, faire diminuer le rendement (Chauhan, Sharma, & Chauhan, 2015).

Les deux derniers systèmes de refroidissement évoqués, à savoir la ventilation artificielle et l’aspersion d’eau pour évaporation ont, de plus, l’inconvénient de ne pas être adaptés à la cogénération. Ils « perdent » donc une partie de l’énergie thermique du système en refroidissant les collecteurs PV sans être capables de la réutiliser. Le prochain système actif étudié permet la cogénération : il s’agit des systèmes PV-T.

### 1.2.2.3 Les systèmes photovoltaïques-thermiques

Un système PV-T a la capacité de récupérer la chaleur dégagée à la surface des collecteurs PV. Cette chaleur peut être réutilisée pour certaines applications, justifiant plus facilement une dépense d’énergie pour le fonctionnement du système de refroidissement. Dans un système PV-T à base d’eau, une pompe fait circuler un fluide caloporteur (souvent de l’eau froide) vers les panneaux photovoltaïques. Une fois en contact, les panneaux photovoltaïques transmettent une partie de leur énergie thermique à l’eau. Les panneaux refroidissent et l’eau peut retransmettre l’énergie nouvellement acquise. Généralement, la chaleur récupérée permet de chauffer de l’air dans des habitations ou de l’eau à usage domestique (Cao et al., 2023). La

Figure 1.12 représente le principe de fonctionnement d'un système PV-T servant à réchauffer une habitation à l'aide d'un radiateur.

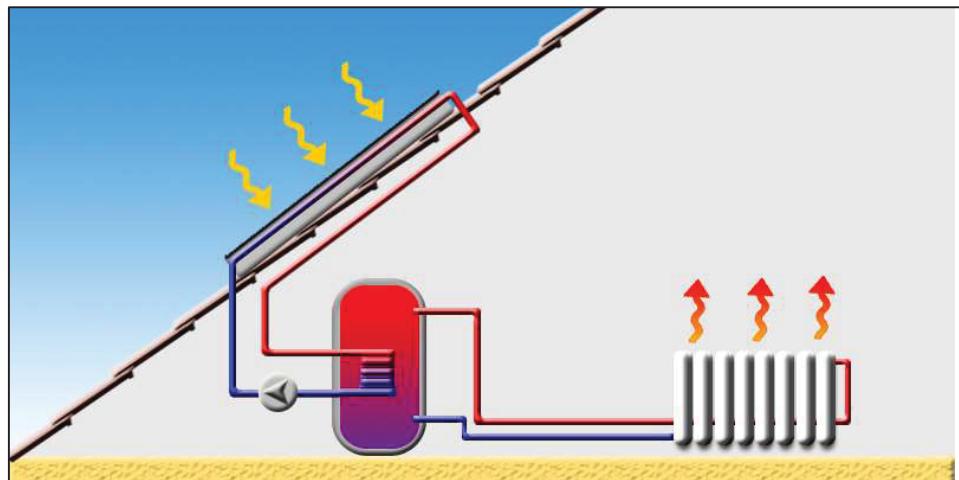


Figure 1.12 Principe de fonctionnement d'un système PV-T  
Tirée de Solarpedia (2011)

Les avantages de ce genre de système sont nombreux. Il leur est notamment attribué une très bonne efficacité et une compatibilité avec tous les climats (notamment en changeant l'eau par un fluide ayant une température de fusion plus faible dans les pays froids). Ils sont particulièrement adaptés au photovoltaïque intégré aux bâtiments et répondent à une double demande d'électricité et de chaleur. Leurs inconvénients sont leur coût initial important, leur consommation d'énergie continue ainsi que leur mauvaise adaptabilité aux fermes solaires (Li et al., 2023) (Gharzi et al., 2020) (Mariam et al., 2024).

De manière générale, les systèmes de refroidissement actifs ont l'avantage de refroidir efficacement les collecteurs PV. Toutefois, ils peuvent être coûteux à installer et à opérer, et le gain d'électricité qu'ils permettent doit être analysé en regard de l'énergie nécessaire pour les faire fonctionner.

### 1.2.3 Le type de système de refroidissement à privilégier

Pour sélectionner le système de refroidissement à utiliser, il n'y a pas de vérité générale. Le système à privilégier dépend fortement des conditions d'opération ainsi que des désirs et contraintes de l'opérateur. Cette section présente quelques exemples pour illustrer ce propos.

Dans une région pluvieuse, un opérateur pourrait opter pour un refroidissement par évaporation d'eau, en utilisant des buses de pulvérisation pour arroser régulièrement les panneaux et ainsi réduire leur température. Ce système est efficace, mais il nécessite une gestion de l'eau, ce qui peut être une contrainte dans des zones arides. Par conséquent, dans une zone critique en termes de ressources en eau, et, par exemple, avec des contraintes de maintenance minimale, un système de refroidissement passif par convection naturelle serait plus approprié. Dans des environnements chauds et confinés, un opérateur pourrait opter pour un refroidissement actif par air, en utilisant des ventilateurs pour améliorer la circulation d'air sous les panneaux. Ces systèmes peuvent être utilisés lorsque les espaces sont restreints, et que la convection naturelle est insuffisante pour dissiper la chaleur. Un dernier exemple plus innovant est l'utilisation de systèmes de refroidissement par nanofluides, qui font partie des systèmes actifs utilisant un fluide de refroidissement. Dans ce cas, des fluides contenant des nanoparticules sont utilisés pour circuler autour des panneaux PV. Ces nanofluides ont une meilleure capacité de transfert thermique que l'eau ou l'air seul, permettant une dissipation plus efficace de la chaleur (Cao et al., 2023). Cela peut être particulièrement utile dans des environnements où des rendements photovoltaïques élevés sont cruciaux, comme les centrales solaires de production d'électricité.

Ces exemples illustrent la diversité des systèmes de refroidissement photovoltaïques, chacun adapté à des environnements, des tailles d'installation et des contraintes opérationnelles spécifiques. Cependant, certains chercheurs ont souhaité étudier en détail les avantages et les inconvénients de chacune des méthodes existantes pour tenter d'en définir la meilleure.

En 2024, un article de revue rédigé par Mariam et al. met l'emphase sur le fait que, bien que les techniques actives (notamment à base d'eau) aient des efficacités plus importantes, les

systèmes passifs et « low-tech » sont plus rentables car ils permettent aux collecteurs PV de se refroidir de manière autonome. Le système passif le plus efficace évoqué dans ce rapport est un refroidissement à base d'air, mais la technique employée n'est pas détaillée (Mariam et al., 2024). D'autres articles soutiennent cette conclusion, notamment Dwivedi et al. (2020), qui affirment que les technologies de refroidissement passif sont particulièrement efficaces et pratiques, car elles sont faciles d'implémentation et peu chères. Cependant, ces études sont imprécises car, dans chacun des articles pris en compte par les auteurs, la technologie solaire n'est pas rigoureusement identique (silicone mono ou polycristallin, multicouche, PV-T, etc.), et la façon de mesurer la performance non plus (réduction de la température, augmentation de la puissance en sortie, de l'efficacité maximale du module, de la production d'électricité, etc.). Les conclusions formulées donnent donc des indications générales, mais il est important de garder en tête l'ensemble des paramètres et des besoins du système avant de sélectionner une méthode de refroidissement.

### **1.3 Les échanges thermiques à la surface des collecteurs photovoltaïques**

Comme mentionné précédemment, les méthodes actuelles de refroidissement mettent l'accent sur le transfert d'énergie vers l'environnement extérieur en utilisant la convection. Il est pertinent de se demander si chercher à améliorer ces transferts convectifs est réellement utile, en tenant compte du bilan thermique global du panneau photovoltaïque. En effet, pour garantir la pertinence de ces méthodes et de ce mémoire, la convection doit représenter une part significative des pertes thermiques totales d'un module. Pour estimer ce pourcentage, la section suivante débute par l'analyse du bilan énergétique ou de puissance globale d'un collecteur photovoltaïque.

#### **1.3.1 Le bilan d'énergie et de puissance**

Un collecteur PV exploite l'énergie radiative du soleil pour générer de l'électricité. Cependant, en 1961, William Shockley et Hans J. Queisser ont démontré que cette production électrique est intrinsèquement limitée par les principes physiques et théoriques de la photovoltaïque (Shockley & Queisser, 1961). Cette limite borne l'efficacité de conversion à environ 29% pour

des cellules en silicium cristallin (Richter, Hermle, & Glunz, 2013). Les pertes se dissipent alors sous forme de chaleur, qui est ensuite libérée dans l'environnement et dans le châssis du module. C'est ce phénomène qui est représenté dans la Figure 1.13. Cette figure met en évidence que, sur l'énergie solaire incidente totale, une partie n'est pas absorbée pour être convertie en électricité, et que parmi l'énergie absorbée, seule une faible portion est effectivement transformée en électricité, au profit d'un important dégagement de chaleur.

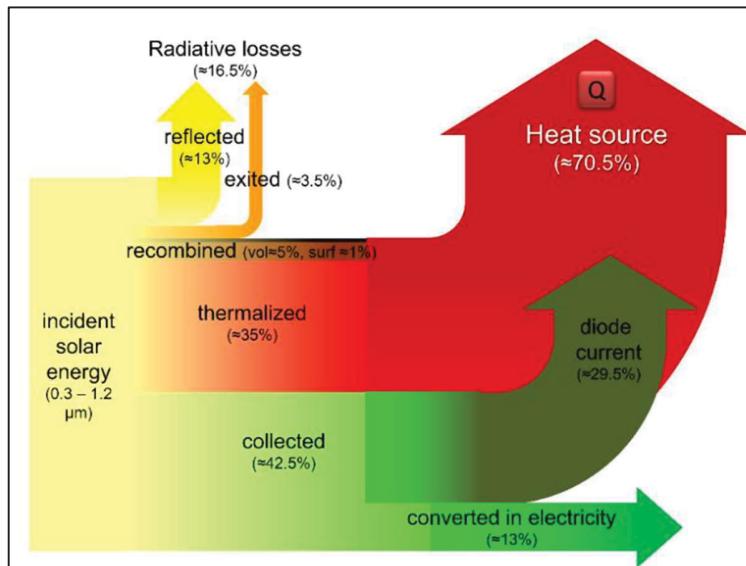


Figure 1.13 Diagramme de Sankey de la distribution de l'énergie solaire incidente sur un collecteur PV  
Tirée de Dupré (2011, p.119)

Le bilan de puissance d'un collecteur PV peut alors être détaillé comme ceci :

$$\frac{dE''}{dt} = G_{sol} - P''_{elec} - q''_{conv} - q''_{cond} - q''_{rad} \quad (1.2)$$

En se plaçant dans un régime stationnaire, cette équation devient :

$$0 = G_{sol} - P''_{elec} - q''_{conv} - q''_{cond} - q''_{rad} \quad (1.3)$$

Dans ces équations,  $E''$  est l'énergie du collecteur PV par unité de surface,  $G_{sol}$  est l'irradiation solaire arrivant sur le panneau par unité de surface,  $P''_{elec}$  est la puissance électrique produite par unité de surface,  $q''_{conv}$ ,  $q''_{cond}$  et  $q''_{rad}$  sont respectivement les flux

thermiques convectif, conductif et radiatif net du collecteur PV. Chacun des termes de cette équation s'exprime en  $W/m^2$ .

### 1.3.2 L'impact du transfert thermique convectif dans le bilan énergétique

Cette section propose une estimation rapide des ordres de grandeur de chaque terme du membre de droite de l'équation (1.2) pour valider la pertinence de s'intéresser au refroidissement convectif.

Le système considéré est le collecteur PV seul (i.e. sans son châssis) de 1m x 1m de surface. Il est exposé au vent par sa face avant et sa face arrière simultanément. L'irradiance solaire  $G_{sol}$  est posée à  $840 W/m^2$ , la température du ciel à  $T_{ciel} = -10^\circ C$ , celle du sol à  $T_{sol} = 25^\circ C$  (identique à la température ambiante  $T_\infty$ ), et celle de la surface avant du collecteur PV à  $T_s = 40^\circ C$ . Le vent souffle parallèlement à la surface du collecteur, avec une vitesse de  $1 \text{ m.s}^{-1}$ . En appliquant la méthode « classique » (trouvée dans la plupart des livres de physique, faisant appel au nombre de Nusselt et détaillée plus tard dans la partie 1.4.2), le coefficient de transfert thermique  $h$  obtenu est d'environ  $10 \text{ W.m}^{-2}.K^{-1}$ . L'efficacité de conversion est posée à 20%. Les pertes par conduction sont négligées car le panneau solaire et son châssis ont des températures très proches, rendant la conduction presque nulle. Les émissivités du ciel, du sol et du panneau sont considérées, pour les besoins de la discussion, comme égales à 1. Les valeurs des différents termes du membre de droite de l'équation (1.2) sont alors calculés.

Par hypothèse :

$$\text{A.N. : } G_{sol} = 840 \text{ W.m}^{-2} \quad (1.4)$$

En considérant une efficacité de conversion de 20% :

$$P''_{\text{elec}} = 0,2 \times G_{sol} \quad (1.5)$$

$$\text{A.N. : } P''_{\text{elec}} = 0,2 \times 840 \approx 168 \text{ W.m}^{-2}$$

En utilisant la loi de Newton, les données estimées précédemment, et le fait que la convection ait lieu sur les deux faces (avant et arrière) du panneau :

$$q''_{conv} = 2 \times h \times (T_s - T_\infty) \quad (1.6)$$

A.N. :  $q''_{conv} = 2 \times 10 \times (40 - 25) \approx 305 W.m^{-2}$

En utilisant la loi de Fourier et en considérant que la température du panneau est très proche de celle du châssis :

$$q''_{cond} = -\lambda \overrightarrow{grad} T \quad (1.7)$$

A.N. :  $q''_{cond} \approx -\lambda \times 0 \approx 0 W.m^{-2}$

En appliquant la loi de Stefan-Boltzman et en utilisant les données estimées précédemment :

$$q''_{rad} = \varepsilon \sigma (T_s^4 - T_{ciel}^4) + \varepsilon \sigma (T_s^4 - T_{sol}^4) \quad (1.8)$$

$$q''_{rad} = \varepsilon \sigma (2T_s^4 - T_{ciel}^4 - T_{sol}^4)$$

A.N. :  $q''_{rad} = 1 \times 5,67 \times 10^{-8} \times (2 \times 313^4 - 263^4 - 298^4)$   
 $q''_{rad} \approx 367 W.m^{-2}$

Les valeurs précédentes, ainsi que la température du collecteur nécessaire à l'équilibre thermique ont été déterminées à l'aide du code Python disponible en ANNEXE I.

Ce calcul permet de remarquer que la convection n'est pas négligeable, ni devant les autres types de pertes thermiques, ni devant la puissance électrique en sortie, puisqu'elle représente, dans la situation à l'étude, 36% de la puissance en entrée et 45% des pertes thermiques totales.

Puisque le terme de convection a une part conséquente dans le bilan énergétique, il est intéressant de regarder si une erreur de 20% sur le coefficient de transfert thermique convectif a un impact significatif sur le résultat. Pour le vérifier, le même bilan que précédemment est effectué, en considérant un coefficient de transfert thermique convectif supérieur de 20% au précédent. Les données utilisées sont donc les mêmes que dans l'exemple précédent, à l'exception des valeurs du coefficient de transfert thermique convectif et de la température du collecteur PV, respectivement modifiées à  $12 W.m^{-2}.K^{-1}$  et  $38,6^\circ C$ . Le bilan énergétique

donne alors les valeurs suivantes :  $q''_{conv} \approx 326 \text{ W.m}^{-2}$  et  $q''_{rad} \approx 345 \text{ W.m}^{-2}$ . Ces valeurs correspondent à une variation non négligeable de  $\pm 7\%$  par rapport au cas précédent. Dans le cadre de l'estimation des performances des collecteurs photovoltaïques, cette sensibilité aux variations du coefficient  $h$  souligne l'importance d'une mesure précise et fiable de ce coefficient. Une mauvaise estimation pourrait conduire à des prévisions erronées de la performance énergétique, affectant ainsi la conception, l'optimisation et l'efficacité des systèmes photovoltaïques. Il est donc crucial de minimiser les incertitudes associées à ce coefficient pour garantir des évaluations précises et optimiser les performances des collecteurs photovoltaïques.

Il faut considérer ici que ce calcul n'est pas complètement représentatif des échanges réels ayant lieu à la surface d'un collecteur PV. D'abord, des approximations ont été faites sur la valeur de certains paramètres (émissivités, température du collecteur), et l'efficacité a été posée à 20% sans diminuer avec l'augmentation de la température. De plus, la valeur de la température du collecteur PV a été établie après coup, pour permettre au panneau d'être en équilibre thermique (i.e. d'avoir la somme des pertes égale au gain net de  $840 \text{ W/m}^2$ ). Cela n'a toutefois aucune importance sur la conclusion à l'effet que la convection a un effet significatif sur le refroidissement du panneau. Cette observation est confirmée par Dwivedi et al. (2020), comme observé sur le tableau ci-dessous.

Tableau 1.1 Répartition des pertes thermiques pour un module PV  
Tiré de Dwivedi et al. (2020, p.4)

S.No	Heat loss from module	Percentage
1	Conduction through mounting	2
2	Convection from top surface	42
3	Convection from bottom surface	24
4	Radiation from top surface	21
5	Radiation from bottom surface	11

Selon cet article, le transfert convectif correspond à 66% des pertes thermiques totales (contre 45% dans le simple calcul précédent). Il est toutefois difficile de comparer mieux les deux situations car la méthode et les conditions d'obtention de ces résultats ne sont pas détaillées

dans l'article en question. Il est cependant possible d'imaginer les origines de ces différences, comme une vitesse de vent plus importante dans les conditions de l'article, qui favoriserait le transfert énergétique convectif. Quoi qu'il en soit, la convection n'est un transfert thermique négligeable dans aucune des deux situations. Il est donc intéressant de s'intéresser aux façons de l'améliorer et de déterminer son impact avec une bonne précision.

### **1.3.3 Les concepts physiques derrière le transfert thermique convectif**

Maintenant que l'importance de l'étude du coefficient de transfert thermique convectif dans le refroidissement des collecteurs PV est établie, il est pertinent de s'interroger sur les moyens d'accentuer ce type de transfert thermique. Pour cela, il convient de rappeler certains concepts physiques sous-jacents.

La convection est caractérisée comme la somme de deux mécanismes : l'un est un mécanisme de diffusion dû au mouvement aléatoire des molécules, l'autre est un mécanisme d'advection induit par le mouvement du système environnant. A la surface de chaque matériau soumis à un phénomène de convection, une couche limite hydrodynamique est observable. Au sein de celle-ci, la vitesse du fluide croît progressivement de  $0 \text{ m/s}$  à la surface, à une vitesse  $V_\infty$  loin de la paroi. Une couche limite thermique est aussi présente, variant d'une température  $T_s$  à la surface du collecteur à la température ambiante  $T_\infty$ . Ces deux couches limites ne sont pas identiques et peuvent avoir des épaisseurs différentes. Ainsi, proche de la surface, c'est le phénomène de diffusion qui primera, car la vitesse du fluide est faible. En s'éloignant de la surface, le fluide se fera entraîner par son environnement et finira par emporter son énergie thermique en dehors de la couche limite. De plus, les transferts thermiques par convection peuvent être considérés comme forcés, lorsque le flux est induit par des sources externes comme le vent, ou comme naturels, quand ils sont dus à la flottabilité (en anglais « buoyance force »), c'est-à-dire les déplacements du fluide induits par des différences de densité, elles-mêmes causées par des différences de température (Incropera et al., 2007).

Pour évaluer le flux de chaleur dégagé d'un système par convection, la loi de Newton est utilisée. Elle permet d'évaluer le flux de chaleur convectif  $q''$  échangé, peu importe la forme de convection ayant lieu :

$$q'' = h \times (T_s - T_\infty) \quad (1.9)$$

Tirée de Incropera et al. (2007, p.9)

Le paramètre  $h$  est nommé *coefficient de transfert thermique convectif*. Ce paramètre dépend des conditions de la couche limite, qui sont influencées, selon les auteurs, par la géométrie de la surface, la nature du mouvement du fluide ainsi qu'un grand nombre de propriétés thermodynamiques et du transport des fluides (Incropera et al., 2007).

Parmi les conditions influençant la couche limite, il y a notamment la taille caractéristique de l'objet à l'étude, la vitesse de l'écoulement, différentes températures (dont celle de l'objet et de l'air environnant), la conductivité thermique de l'air et la forme de l'écoulement (Churchill, 2002) (Chen & Armaly, 1987) (Sparrow, Eichhorn, & Gregg, 1959). Notamment, dans tout écoulement, le ratio des forces d'inertie sur les forces de viscosité (appelé nombre de Reynolds) est un indicateur permettant d'estimer la forme de l'écoulement, distinguant les écoulements laminaires des écoulements turbulents. Ces formes d'écoulement sont illustrées par la Figure 1.14.

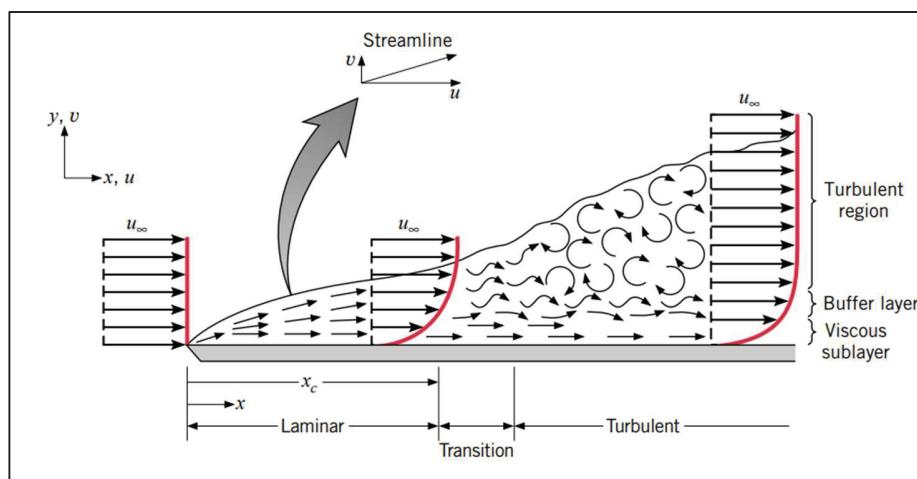


Figure 1.14 Développement de la couche limite de vitesse sur une surface plane  
Tirée de Incropera et al. (2007, p. 359)

Sur la plaque plane illustrée ci-dessus, deux zones distinctes de l'écoulement sont clairement visibles : une première où les filets d'air sont parallèles, caractérisant un écoulement laminaire, et une seconde où les filets d'air sont désordonnés, indiquant un écoulement turbulent. Dans chacune de ces zones, le transfert thermique convectif diffère de manière significative.

La compréhension du fonctionnement de l'ensemble de ces paramètres permet d'optimiser le transfert thermique convectif, et en l'appliquant au cas des collecteurs PV, d'en améliorer le rendement. Toutefois, les principes de la physique du transfert thermique des collecteurs PV, et particulièrement de la convection, ont été établis pour des plaques planes dans des écoulements turbulents ou laminaires. Les études ont été effectuées en utilisant les théories du transfert thermique ainsi qu'empiriquement à partir d'expériences en soufflerie et à l'extérieur. Si un collecteur PV a de nombreux points de ressemblance avec une plaque plane, sa physique est en réalité légèrement différente, notamment car les collecteurs n'ont pas une température uniforme, et ne permettent une convection de chaleur ni uniforme ni constante. De plus, la présence de cadres autour des cellules PV a tendance à augmenter la perte de chaleur aux extrémités du collecteur (Atsu & Dhaundiyal, 2019) et à déstabiliser la couche limite, faisant varier la nature de l'écoulement sur le cadre (Dhaundiyal & Atsu, 2020). Les modèles actuels ne permettent donc d'obtenir que des estimations, plus ou moins grossières en fonction des conditions de fonctionnement des collecteurs PV (Goverde et al., 2015).

Dans la littérature, de nombreuses corrélations faisant le lien entre coefficient de transfert convectif et vitesse de l'écoulement ont alors été mises au point et utilisées pour se rapprocher au maximum des conditions de convection réelles de l'expérience, et permettre diverses extrapolations. La partie suivante examine ces corrélations et leur pertinence vis-à-vis des conditions de fonctionnement des collecteurs associés.

#### **1.4 Les corrélations décrivant les variations du coefficient de transfert thermique convectif en fonction de divers paramètres**

Dans ce mémoire, les coefficients de transfert thermique convectif étudiés correspondent aux coefficients moyens sur la longueur caractéristique de la surface considérée.

### 1.4.1 Mise en contexte

Actuellement, pour estimer le coefficient de transfert thermique convectif, une méthode largement utilisée et répandue est de déterminer les caractéristiques principales de l'écoulement (géométrie de la surface, régime d'écoulement, propriété du fluide) afin de calculer certains nombres, comme ceux de Reynolds et de Prandtl. A partir de ces derniers, le nombre de Nusselt est obtenu, ratio sans dimension des transferts thermiques de convection et de conduction :

$$Nu = \frac{h \times L}{\lambda} \quad (1.10)$$

Adaptée de Incropera et al. (2007, p. 426)

A partir de celui-ci, il est possible de déterminer trivialement une expression du coefficient de transfert convectif. Toutefois, de nombreux travaux de la littérature préfèrent utiliser des corrélations plus simples qui décorrèlent  $h$  de tout paramètre sauf  $u$ . Ces expressions linéarisent  $h$  avec la vitesse du vent  $V$  sous la forme  $h = aV + b$ . Certaines d'entre elles sont présentées dans le Tableau 1.2 sous forme d'équations linéaires.

Tableau 1.2 Relation de corrélation entre le coefficient de transfert thermique convectif et la vitesse du vent  
Tiré de Caouris (2022, p. 166)

References	Relation—Description
McAdams (1954)	$h_c^{c-a} = 5.7 + 3.8w$ for $w < 5 \text{ m s}^{-1}$ $h_c^{c-a} = 6.47w^{0.78}$ for $w > 5 \text{ m s}^{-1}$
Test and Lessmann (1980) and Test et al. (1981)	$h_c^{c-a} = 8.55 + 2.56w$ for $0 < w < 5 \text{ m s}^{-1}$
Kumar et al. (1997)	$h_c^{c-a} = 10.03 + 4.687w$ for $0 < w < 4 \text{ m s}^{-1}$
Sharples and Charlesworth (1998)	$h_c^{c-a} = 8.3 + 2.2w$ for $0.8 < w < 6.5 \text{ m s}^{-1}$ and yaw $0^\circ$ $h_c^{c-a} = 6.5 + 3.3w$ for $0.8 < w < 6.5 \text{ m s}^{-1}$ and yaw $90^\circ$
Watmuff et al. (1977)	$h_c^{c-a} = 2.3 + 3.0w$ for $0 < w < 7 \text{ m s}^{-1}$

Certaines de ces équations sont reproduites graphiquement sur la Figure 1.15 représentant le coefficient de transfert thermique convectif d'une surface plane en fonction de la vitesse du fluide s'écoulant dessus.

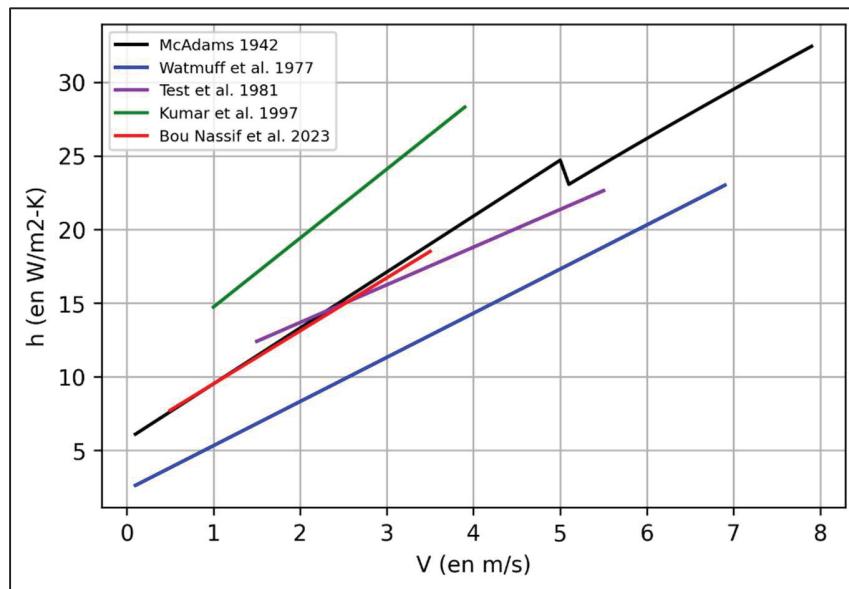


Figure 1.15 Représentation graphique des coefficients de transfert thermique en fonction de la vitesse du vent, selon différentes études

Bien qu'elles représentent la même grandeur physique, les droites diffèrent grandement par leurs pentes et leurs ordonnées à l'origine. Entre la corrélation de Watmuff et al. (1977) et celle Kumar et al. (1997), le coefficient de transfert thermique convectif varie du simple au double pour une vitesse  $V = 3,5 \text{ m.s}^{-1}$ . Il est alors légitime de se demander quelles sont les origines de ces différences, et s'il est possible de produire un nouveau type de corrélation qui tienne compte de ces variations. Toutefois, selon Caouris (2022), une corrélation en particulier peut être considérée comme celle de référence. Il s'agit de celle de McAdams, publiée en 1942, donnant des « résultats plus proches des valeurs expérimentales confirmées par de nombreux autres auteurs [traduction libre] » (Caouris, 2022, p.166). Ces corrélations sont toutefois étonnantes, puisque seule la vitesse du vent semble avoir un impact sur le coefficient de transfert thermique convectif et que cet impact est linéaire. La longueur caractéristique, la température du collecteur et les caractéristiques de l'écoulement n'entrent notamment pas en considération dans ces corrélations, contrairement à la méthode « classique » utilisant le nombre de Nusselt. Les deux méthodes, celle utilisant le nombre de Nusselt et la corrélation linéaire, sont-elles équivalentes et donnent-elles des résultats comparables ?

## 1.4.2 La méthode « classique » utilisant le nombre de Nusselt

### 1.4.2.1 Cas de la plaque plane horizontale

Pour tenter d'y répondre, l'exemple d'un panneau photovoltaïque assimilable à une plaque plane est considéré et le coefficient  $h$  est exprimé en fonction de  $V$  en employant la méthode utilisant le nombre de Nusselt.

Le collecteur photovoltaïque est ici assimilé à une plaque plane carrée de longueur 1 m de côté, sur laquelle s'écoule parallèlement de l'air à une vitesse  $V$  variable. La température ambiante, loin de la plaque, est  $T_\infty = 25^\circ\text{C}$  et la température à la surface de la plaque est  $T_s = 40^\circ\text{C}$ . Cette situation est représentée par la Figure 1.16 ci-dessous.

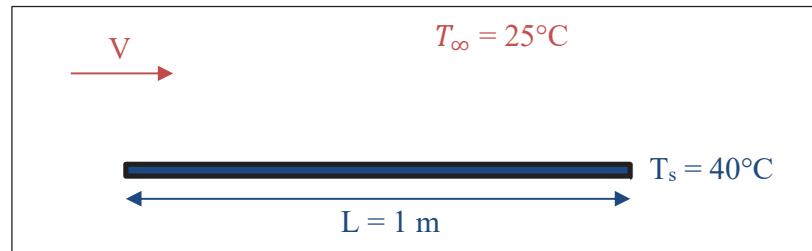


Figure 1.16 Schéma de la situation à l'étude

La longueur caractéristique  $L$  de cette plaque est définie, selon Incropera et al. (2007) comme la longueur sur laquelle l'air s'écoule au dessus de la plaque plane étudiée.

De plus, les données numériques recensées dans le Tableau 1.3 :

Tableau 1.3 Valeurs numériques des paramètres physiques utilisés

Paramètre physique	Notation	Valeur numérique	Unités
Valeurs « primaires »			
Pression atmosphérique	$P_{atm}$	101325	Pa
Température de l'air loin de la surface	$T_\infty$	25	°C
Température de la surface du collecteur PV	$T_s$	60	°C
Masse volumique de l'air à $T_f$	$\rho$	1,12	kg.m <sup>-3</sup>
Viscosité dynamique de l'air à $T_f$	$\mu$	1,93.10 <sup>-5</sup>	Pa.s
Capacité calorifique massique de l'air à $T_f$	$c_p$	1007,0	J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>
Conductivité thermique de l'air à $T_f$	$\lambda$	2,75.10 <sup>-2</sup>	W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>
Coefficient d'expansion volumique isobarique à $T_f$	$\beta$	3,17.10 <sup>-3</sup>	K <sup>-1</sup>
Accélération de la gravité sur Terre	$g$	9,81	m.s <sup>-2</sup>
Valeurs « secondaires » calculées à partir des données précédentes			
Température du fluide à l'étude	$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2}$	42,5	°C
Diffusivité thermique de l'air à $T_f$	$\alpha = \frac{\lambda}{\rho c_p}$	2,44.10 <sup>-5</sup>	m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup>
Viscosité cinématique de l'air à $T_f$	$\nu = \frac{\mu}{\rho}$	1,72.10 <sup>-5</sup>	m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup>

Commençons à présent par calculer les nombres caractéristiques sans dimension associés au fluide et à l'écoulement dans le Tableau 1.4 :

Tableau 1.4 Nombres caractéristiques sans dimension associés au fluide et à l'écoulement

Nombre caractéristique	Notation	Formule	Valeur
Nombre de Prandtl	$Pr$	$\frac{\nu}{\alpha}$	0,705
Nombre de Reynolds	$Re$	$\frac{LV}{\nu}$	Variable selon V, compris entre 0 et 580 000 ici.
Nombre de Grashof	$Gr$	$\frac{g \beta (T_s - T_\infty) L^3}{\nu^2}$	3,67.10 <sup>9</sup>
Nombre de Rayleigh	$Ra$	$Pr \times Gr$	2,59.10 <sup>9</sup>
Nombre de Richardson	$Ri$	$\frac{Gr}{Re^2}$	Variable selon V, compris entre 0,1 et 110 ici

L'objectif étant de calculer le coefficient de transfert convectif, il faut d'abord déterminer quel type de convection est à considérer. Le nombre de Richardson permet de déterminer les poids respectifs de la convection naturelle et de la convection forcée dans les transferts thermiques (Sparrow et al., 1959). Ce nombre dépend notamment de la vitesse du fluide s'écoulant sur la plaque plane. L'effet de la convection naturelle (transversale à la vitesse du vent) est pris en considération, comme représenté dans la Figure 1.17.

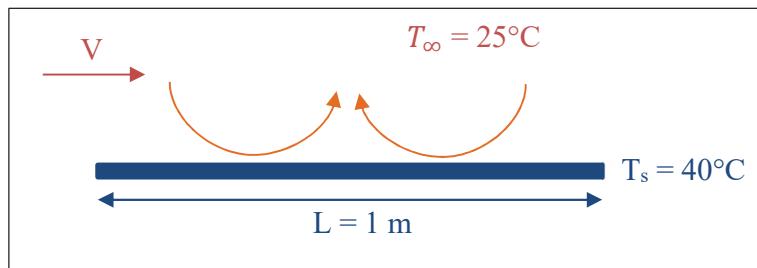


Figure 1.17 Schéma de la situation à l'étude avec l'effet de la convection naturelle

La figure ci-dessus présente la situation à l'étude. Par rapport à la Figure 1.6, la convection est représentée par les flèches courbes orange. Dans le cas de la convection forcée pure, le nombre de Nusselt est calculé à l'aide des Equations (1.11) et (1.12) :

$$Nu_f = 0,664 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}} \text{ pour un écoulement laminaire} \quad (1.11)$$

$$Nu_f = \left( 0,037 Re_c^{\frac{4}{5}} - A \right) Pr^{\frac{1}{3}} \text{ pour un écoulement mixte} \quad (1.12)$$

$$\text{avec } A = 0,037 Re_c^{\frac{4}{5}} - 0,664 Re_c^{\frac{1}{2}}$$

où  $Re_c$  est le nombre de Reynolds critique, ici  $5 \times 10^5$ .

Tirées de Incropera et al. (2007, p.410 et p. 412)

Si l'écoulement n'est pas libre, mais que l'air s'écoule dans un conduit de diamètre  $D$  et de longueur  $L$ , la convection naturelle est négligée, et la formule de Dittus-Boelter est utilisée :

$$Nu = 0,0243 Re_D^{\frac{4}{5}} Pr^{\frac{2}{5}} \quad (1.13)$$

$$\text{pour } Re_D = \frac{DV}{\nu} \geq 10\,000, 0,6 \leq Pr \leq 160 \text{ et } \frac{L}{D} \geq 10$$

Tirée de Incropera et al. (2007, p.496)

Pour des nombres de Reynolds inférieurs à 10 000, les équations (1.11) et (1.12) seront utilisées, faute de mieux.

Pour la convection naturelle pure avec une plaque horizontale ( $\theta = 0^\circ$ ), les corrélations sont les suivantes :

$$Nu_n = 0,54 Ra^{\frac{1}{4}} \text{ si } 10^4 \leq Ra \leq 10^7 \text{ pour la face avant} \quad (1.14)$$

$$Nu_n = 0,15 Ra^{\frac{1}{3}} \text{ si } 10^7 \leq Ra \leq 10^{11} \text{ pour la face avant} \quad (1.15)$$

$$Nu_n = 0,27 Ra^{\frac{1}{4}} \text{ si } 10^5 \leq Ra \leq 10^{10} \text{ pour la face arrière} \quad (1.16)$$

Tirées de Incropera et al. (2007, p.577)

Pour les écoulements transverses comme celui-ci, la convection naturelle augmente le transfert de chaleur associé (Incropera et al., 2007). Les écoulements sont “aidants”. Le nombre de Nusselt associé à la convection mixte est alors :

$$Nu = \sqrt[n]{Nu_f^n + Nu_n^n} \quad (1.17)$$

Tirée de Incropera et al. (2007, p.594)

où  $Nu_f$  est le nombre de Nusselt associé à la convection forcée pure,  $Nu_n$  le nombre de Nusselt associé à la convection naturelle pure et  $n = \frac{7}{2}$  (Incropera et al., 2007).

La valeur du coefficient de transfert de chaleur convectif  $h$  est alors calculée en fonction de la vitesse du vent  $V$  à partir de la valeur du nombre de Nusselt (lui-même dépendant de  $V$ ) grâce à l’équation (1.10). Le coefficient de transfert thermique convectif en fonction de la vitesse du vent, calculé suivant la méthode classique « de Nusselt », est représenté sur la Figure 1.18.

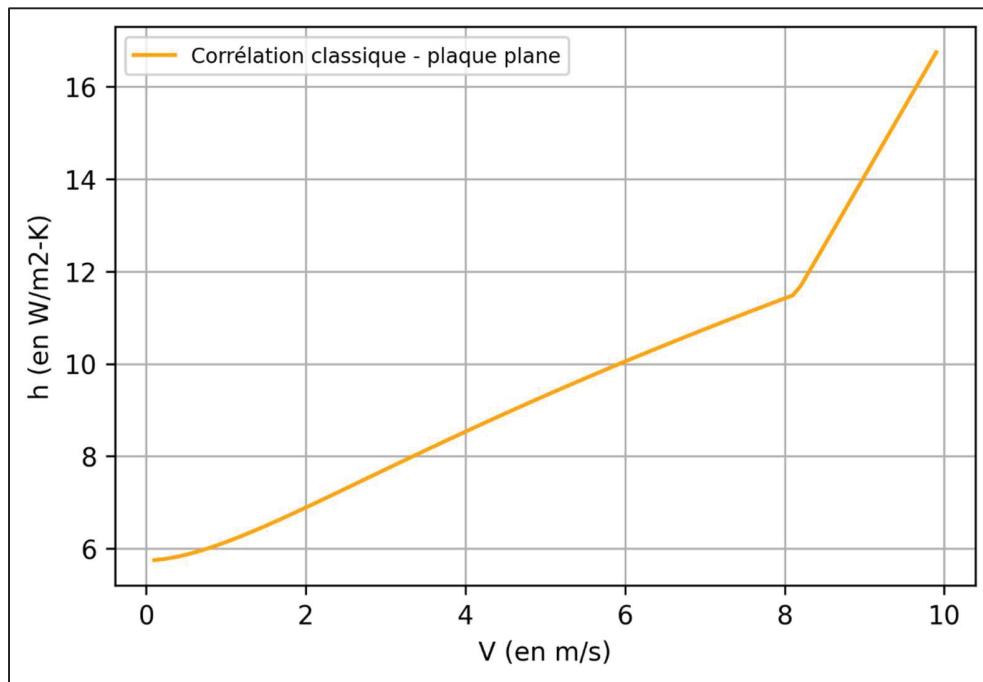


Figure 1.18 Représentation graphique de la variation du coefficient de transfert thermique en fonction de la vitesse du vent, selon la méthode « classique »

La figure obtenue représente le coefficient de transfert thermique convectif en fonction de la vitesse du vent loin de la surface. Cette courbe est convexe pour de faibles vitesses (comprises entre 0 et 2  $\text{m.s}^{-1}$ ), puis linéaire pour de plus grandes vitesses (comprises entre 2 et 8,7  $\text{m.s}^{-1}$ ) et « décroche » enfin lorsque l’écoulement devient turbulent. Selon les conditions de l’étude (différence de température entre la plaque et l’extérieur, vitesse d’écoulement de l’air, longueur caractéristique de la plaque, etc.), cette courbe peut prendre des allures diverses. Cette affirmation sera démontrée dans la partie 2.1.

Cette méthode, appelée ici « classique » car majoritairement enseignée dans les cours de physique, qui se base sur le calcul du nombre de Nusselt permet donc d’obtenir une estimation du coefficient de transfert convectif en prenant en compte de nombreux paramètres. Elle nécessite de bien connaître les conditions d’opération des collecteurs PV, notamment en ce qui concerne leur environnement.

### 1.4.2.2 Cas de la plaque plane inclinée

Dans le cas de la plaque plane inclinée, la méthode à appliquer est bien moins simple, car à la fois la convection naturelle et la convection forcée sont impactées par l'inclinaison, et qu'il n'y a pas toujours de corrélations claires à utiliser. La nouvelle situation étudiée est représentée par la figure ci-dessous.

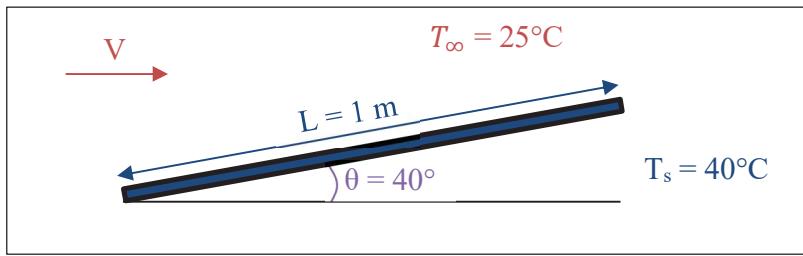


Figure 1.19 Schéma de la nouvelle situation à l'étude

Les données numériques et nombres sans dimension du Tableau 1.3 et du Tableau 1.4 restent inchangés avec l'inclinaison, à l'exception du nombre de Grashof qui est corrigé d'un facteur  $\sin \theta$  ou  $\cos \theta$ . Les lignes 3 et 4 du Tableau 1.4 sont donc modifiées de la sorte :

Tableau 1.5 Nombres caractéristiques sans dimension corrigés associés au fluide et à l'écoulement

Nombre caractéristique	Notation	Formule	Valeur
Nombre de Grashof	$Gr \sin \theta$	$\frac{g \sin \theta \beta (T_s - T_\infty) L^3}{\nu^2}$	$2,36 \cdot 10^9$
	$Gr \cos \theta$	$\frac{g \cos \theta \beta (T_s - T_\infty) L^3}{\nu^2}$	$2,81 \cdot 10^9$
Nombre de Rayleigh	$Ra \sin \theta$	$Pr \times Gr \sin \theta$	$1,66 \cdot 10^9$
	$Ra \cos \theta$	$Pr \times Gr \cos \theta$	$1,98 \cdot 10^9$

Les corrélations décrivant l'impact de la convection naturelle sont ainsi adaptées. Pour la convection naturelle pure avec une plaque inclinée ( $0 < \theta \leq 90^\circ$ ), les corrélations sont les suivantes :

$$Nu_n = 0,68 + \frac{0,670 (Ra \sin \theta)^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{9}{9}}} \text{ si } Ra \leq 10^9 \text{ pour la face arrière} \quad (1.18)$$

$$Nu_n = \left[ 0,825 + \frac{0,387 (Ra \sin \theta)^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2 \text{ quel que soit } Ra \text{ pour la face arrière} \quad (1.19)$$

Adaptées de Incropera et al. (2007, p.571)

Ces corrélations correspondent en fait à celles utilisées pour les plaques verticales, corrigées d'un facteur  $\sin \theta$ .

Cette méthode a ses limites puisqu'aucune corrélation n'est proposée pour estimer le nombre de Nusselt associé à la face avant d'une plaque plane inclinée. Il sera alors considéré ici que les corrélations à utiliser sont celles d'une plaque plane horizontale, corrigées d'un facteur  $\cos \theta$  comme détaillé ci-dessous :

$$Nu_n = 0,54 (Ra \cos \theta)^{\frac{1}{4}} \text{ si } 10^4 \leq Ra \leq 10^7 \text{ pour la face avant} \quad (1.20)$$

$$Nu_n = 0,15 (Ra \cos \theta)^{\frac{1}{3}} \text{ si } 10^7 \leq Ra \leq 10^{11} \text{ pour la face avant} \quad (1.21)$$

Le raisonnement suivi est basé sur l'observation des figures ci-dessous:

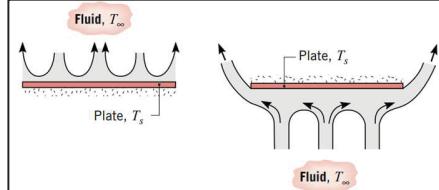


Figure 1.20 Ecoulement de l'air par convection naturelle autour d'une plaque chauffée horizontale  
Tirée de Incropera et al. (2006, p.576)

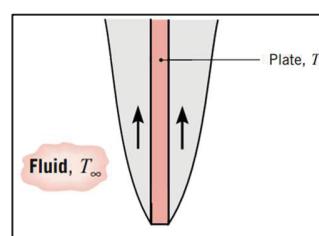


Figure 1.21 Ecoulement de l'air par convection naturelle autour d'une plaque chauffée verticale  
Adaptée de Incropera et al. (2006, p.570)

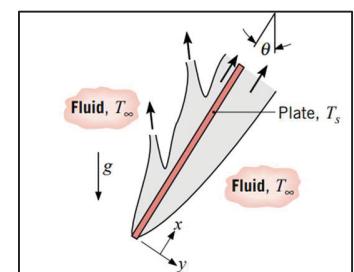


Figure 1.22 Ecoulement de l'air par convection naturelle autour d'une plaque chauffée inclinée  
Tirée de Incropera et al. (2006, p.575)

Il est notable que l'écoulement sur la face arrière de la plaque inclinée (Figure 1.22) est semblable à celui de la plaque verticale (Figure 1.21), ce qui explique l'utilisation des corrélations (1.18) et (1.19). Dans le même ordre d'idée, l'écoulement sur la face avant de la plaque inclinée ressemble, certes plus grossièrement, à celui de la face avant de la plaque plane horizontale (Figure 1.20). Cette similarité peut permettre de justifier l'utilisation des corrélations (1.20) et (1.21), dans un souci de simplification de la démarche.

Dans le cas de la convection forcée pure sur une plaque plane inclinée, il ne semble pas y avoir de consensus clair portant sur une corrélation précise à utiliser. Certains articles, plus ou moins récents, donnent des solutions proches mais différentes. Par exemple, Drake (1949) a publié un article proposant une corrélation pour le nombre de Nusselt *local* d'une plaque inclinée non-isotherme soumise à un écoulement laminaire.

$$Nu_{f,x} = C \sqrt{Re_L} \left( \frac{x}{L} \right)^n \quad (1.22)$$

Adaptée de Drake (1949, p.7)

Dans cette expression, le coefficient  $C$  et l'exposant  $n$  sont définis pour neuf valeurs de l'angle d'inclinaison  $\theta$  régulièrement réparties entre  $10^\circ$  et  $90^\circ$ . Ces valeurs sont répertoriées dans le tableau ci-dessous :

Tableau 1.6 Valeurs du coefficient  $C$  et de l'exposant  $n$  en fonction de l'angle d'inclinaison  $\theta$  de la plaque  
Tiré de Drake (1949, p.6)

Angle d'inclinaison $\theta$	Coefficient $C$	Exposant $n$
$10^\circ$	0,652	0,640
$20^\circ$	0,612	0,638
$30^\circ$	0,730	0,707
$40^\circ$	0,740	0,716
$50^\circ$	0,761	0,741
$60^\circ$	0,834	0,785
$70^\circ$	0,399	0,844
$80^\circ$	0,976	0,910
$90^\circ$	1,025	1,000

A partir de l'équation (1.22), il est possible de déterminer le nombre Nusselt moyen sur une plaque de longueur  $L$  :

$$Nu_f = \frac{1}{L} \int_0^L Nu_x dx = \frac{1}{L} \int_0^L C \sqrt{Re_L} \left(\frac{x}{L}\right)^n dx \quad (1.23)$$

Or  $C$ ,  $\sqrt{Re_L}$  et  $\left(\frac{1}{L}\right)^n$  sont indépendants de  $x$  donc ils sont calculés en dehors de l'intégrale :

$$Nu_f = \frac{1}{L} C \sqrt{Re_L} \left(\frac{1}{L}\right)^n \int_0^L x^n dx \quad (1.24)$$

$$Nu_f = \frac{1}{L} C \sqrt{Re_L} \left(\frac{1}{L}\right)^n \left[ \frac{x^{n+1}}{n+1} \right]_0^L \quad (1.25)$$

$$Nu_f = C \sqrt{Re_L} \left(\frac{1}{L}\right)^{n+1} \frac{L^{n+1}}{n+1} \quad (1.26)$$

$$Nu_f = \frac{C}{n+1} \sqrt{Re_L} \quad (1.27)$$

Les limites de cette corrélation sont ses conditions d'application. Si l'utilisation d'une plaque non-isotherme n'est pas un problème pour son application à des collecteurs PV, eux-mêmes rarement isothermes (Atsu & Dhaundiyal, 2019), la notion d'écoulement laminaire restreint cette corrélation à des nombres de Reynolds inférieurs à  $5.10^5$ , et donc à des vitesses de vent relativement faibles dès lors que la plaque est de grande dimension. Par exemple, pour une plaque de deux mètres de longueur, la vitesse de vent maximale est de 4,25 m/s. Toutefois, pour une plaque d'un mètre de longueur ou moins, cette corrélation a une plage d'application largement acceptable puisque les vitesses de vent peuvent monter à 8,5 m/s. Par conséquent, cette corrélation semble appropriée pour des panneaux PV isolés (ou du moins séparés les uns des autres), plutôt que pour de grandes installations.

Par la suite, Motwani, Gaitonde, & Sukhatme (1985) ont proposé deux corrélations distinctes pour les panneaux avec faible et forte inclinaison :

$$Nu = 0,056 \left(1 - \frac{\theta}{44,2}\right) Re^{0,77} \text{ pour } \theta = 0^\circ \text{ et } \theta = 15^\circ \quad (1.28)$$

$$Nu = 0,084 Re^{0,68} \text{ pour } \theta = 30^\circ \text{ et } \theta = 45^\circ \quad (1.29)$$

Adaptées de Motwani et al. (2002, p.312)

Les auteurs ont aussi remarqué que l'aspect de la plaque (rapport longueur/corde) et l'azimut  $\alpha$  du panneau par rapport au vent n'avaient que très peu d'influence sur le résultat final. Ces corrélations ont été définies pour des nombres de Reynolds compris entre  $2.10^4$  et  $3,5.10^5$ . Encore une fois, les applications sont limitées aux écoulements laminaires. De plus, les corrélations n'ont été données que pour un nombre restreint d'angles d'inclinaison, ce qui limite leur application.

Ramirez, Murray et Fitzpatrick (2002), quant à eux, ont proposé une corrélation pour les plaques rectangulaires planes avec des bords « émoussés » ou adoucis, de la forme :

$$Nu_f = C \times Re^n \quad (1.30)$$

Tirée de Ramirez et al. (2002, p.17)

où les paramètres  $C$  et  $n$  dépendent de l'angle d'inclinaison de la plaque plane et varient respectivement entre 0,012 et 0,55, et entre 0,53 et 0,97. Toutefois, cette corrélation a été définie pour des nombres de Reynolds compris entre  $5,6.10^3$  et  $3,8.10^4$ , ce qui constitue une plage de validité étroite pour une corrélation concernant la convection forcée. En effet, avec une vitesse de vent de 0,7 m/s, le nombre de Reynolds du cas à l'étude ici atteint  $4,1.10^4$ , et est donc déjà en dehors de la plage de validité.

Plus récemment, Touzani et Alhendal (2024) ont obtenu différentes corrélations prenant en compte le nombre de Reynolds, l'angle d'inclinaison et le ratio longueur/largeur (noté AR) de la plaque plane. Chaque expérience était doublée d'une modélisation numérique (CFD), avec un écart entre les deux méthodes comprises entre 1 et 10%. Les auteurs ont aussi proposé une corrélation « générale » reprenant l'ensemble de celles obtenues par la modélisation numérique, qui permet de résumer les informations de la manière suivante :

$$Nu_f = 0,1 Re^{0,72} \left( 1 - \frac{1}{(\sin \theta)^{0,02} AR^{0,11}} \right) \quad (1.31)$$

Tirée de Touzani & Alhendal (2024, p.1117)

Cette corrélation est supposée valide pour des angles d'incidence  $\theta$  compris entre 0 et  $90^\circ$  inclus, un nombre de Reynolds entre  $6,4.10^4$  et  $3,2.10^5$  (donc une vitesse du vent comprise ici

entre 1 et 6 m/s) et un ratio longueur/largeur entre 0,25 et 1. Toutefois, cette corrélation est pour le moins déroutante, pour trois raisons. D'abord, elle a été déterminée à partir des données de simulation numérique, et non à partir des données expérimentales, ce qui est gênant pour la cohérence de l'article. Ensuite, elle considère le cas  $\theta = 0^\circ$  comme faisant partie de sa plage de validité, bien que cela mène à une division par 0. Finalement, les nombres de Nusselt obtenus avec la formule peuvent être négatifs. Par exemple, pour une vitesse de vent de 4 m/s, un angle d'inclinaison  $\theta$  de  $40^\circ$  et un ratio longueur/largeur  $AR$  de 0,5, le nombre de Nusselt obtenu est d'environ  $-76$ . Un courrier électronique a été envoyé aux auteurs pour obtenir des éclaircissements. Dr Alhendal, co-auteur, a répondu en précisant que « les résultats [numériques et expérimentaux] sont à peu près similaires, bien qu'avec des erreurs relatives différentes. Les données expérimentales ont principalement été utilisées pour valider le modèle numérique [traduction libre] » (Y. Alhendal, communication personnelle, 2 novembre 2024). De plus, il a indiqué qu'il y avait une erreur typographique dans la formule donnée, et qu'elle devait être lue comme ci-dessous :

$$Nu_f = 0,1 Re^{0,72} \frac{1}{(1 - \sin \theta)^{0,02} AR^{0,11}} \quad (1.32)$$

Tirée de Y. Alhendal (communication personnelle, 2 novembre 2024)

Bien que cette nouvelle expression règle le problème des nombres de Nusselt négatifs, elle contient toujours le cas de la division par 0 dans la situation où l'angle d'inclinaison  $\theta$  vaut  $90^\circ$ . Cette corrélation est donc, de fait, écartée dans la suite du raisonnement.

Les quatre types de corrélation présentés ci-dessus utilisent tous un facteur compris entre 0,01 et 1 qui multiplie le nombre de Reynolds élevé à une puissance inférieure à 1 (généralement autour de 0,7). Des facteurs correctifs prenant notamment en compte l'angle d'inclinaison sont ensuite ajoutés, distinguant ces corrélations des corrélations « classiques » utilisées pour les plaques planes. Toutefois, les quatre types de corrélations donnent des résultats distincts, et sont valables sous des conditions différentes. Ainsi, la corrélation sélectionnée pour être utilisée dans ce mémoire est celle de Drake car elle couvre une plage de nombre de Reynolds suffisamment large, a été obtenue à partir d'expériences (et non de simulations numériques), et propose un nombre de Nusselt pour une grande variété d'angles d'inclinaison.

Une fois les nombres de Nusselt de la convection naturelle et forcée obtenus, la suite de la méthode utilisée est identique au cas de la plaque plane horizontale, détaillée dans la partie 1.4.2.1. La Figure 1.23, représentant l'estimation du coefficient de transfert thermique convectif en fonction de la vitesse du vent, est alors obtenue ci-dessous.

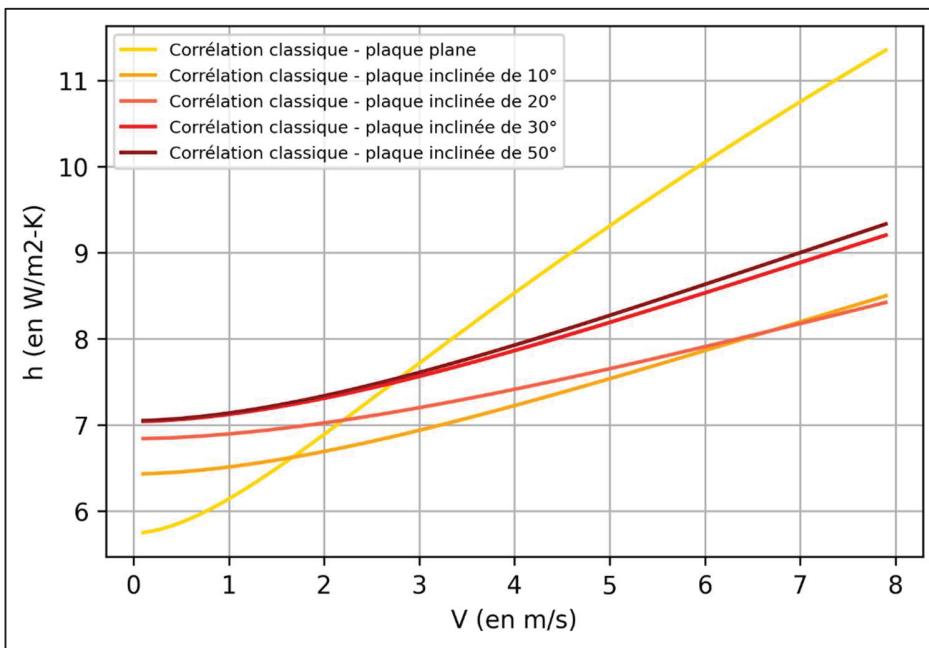


Figure 1.23 Représentation graphique de la variation du coefficient de transfert thermique en fonction de la vitesse du vent, selon la méthode « classique » sur une plaque plane inclinée à différents angles

La figure ci-dessus montre une grande différence entre la courbe représentant la plaque plane (en jaune) et celles représentant la plaque inclinée sous différents angles (en orange et rouge). Il est d'abord notable que la présence d'une inclinaison augmente drastiquement le transfert thermique convectif naturel, mais diminue le transfert thermique forcé. L'augmentation de la convection naturelle semble cohérente car la présence d'une inclinaison permet de faciliter la circulation de l'air chaud autour de la plaque. En effet, l'air chaud monte et peut alors glisser le long de celle-ci en accélérant la convection, comme représenté précédemment dans la Figure 1.22.

De plus, la convection forcée chute dès l'instauration d'une inclinaison, puis remonte progressivement. Cette variation peut notamment s'expliquer par le phénomène de bulle de séparation. Une « bulle » est induite par la séparation de la couche limite à cause de l'obstacle créé par l'épaisseur du panneau. Cette séparation est elle-même induite par une variation dans le gradient de pression (Spalart & Strelets, 2000). Ce phénomène est représenté par la figure ci-dessous.

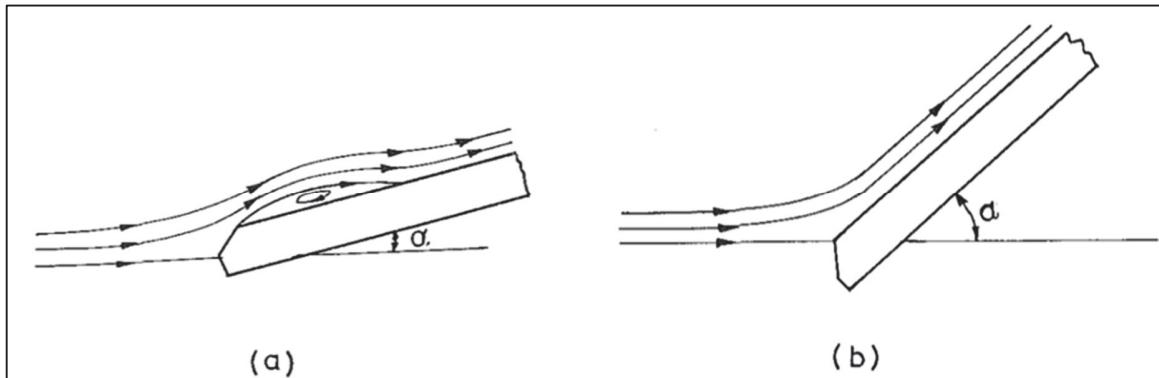


Figure 1.24 Représentation schématique de la présence de bulle de séparation dans l'écoulement au dessus d'une plaque plane inclinée (b) ou non (a)

Tirée de Motwani et al. (1985, p.312)

Pour de faibles angles d'incidence, une bulle est formée, puis se rattache rapidement. Pour des angles d'incidence plus élevée, la bulle ne se forme même pas, ce qui permet de ne pas avoir de diminution du transfert convectif (Motwani et al., 1985). Ceci expliquerait pourquoi les valeurs du coefficient de transfert en convection forcée sont très similaires dans la Figure 1.23 pour des inclinaisons de 30 et 50° : la bulle de séparation s'est refermée (ou plutôt n'est jamais apparue), et n'impacte plus le transfert convectif.

Pour analyser cette figure, il est toutefois important de garder en tête que les corrélations utilisées pour la plaque inclinée ont été obtenues lors d'une expérience différente de celle effectuée pour la plaque plane. Il est alors probable que des conditions expérimentales différentes aient influencé ces résultats si différents, et qu'il ne soit pas réellement pertinent de comparer les cas de la plaque plane et de la plaque inclinée entre eux.

Cette partie 1.4.2.2 sur la plaque inclinée présente clairement les limites de la méthode « classique ». En effet, il n'existe actuellement pas de corrélation claire, pratique et largement acceptée au sujet du transfert thermique convectif sur une plaque inclinée. Les corrélations utilisées et présentées dans cette partie ne répondent pas elles-mêmes aux trois critères cités ci-dessus, et, comme pour les corrélations de la plaque plane, nécessitent une très bonne connaissance du milieu d'opération pour pouvoir être appliquées. Pour simplifier ce travail, de nombreux chercheurs ont préféré utiliser une corrélation linéaire entre le coefficient de transfert thermique convectif et la vitesse du vent, s'alignant avec l'hypothèse de Faiman. Quelle est alors cette hypothèse, quels sont les éléments qui la justifient, et sous quelles conditions ?

#### 1.4.3 L'hypothèse de Faiman et les corrélations linéaires

En 2008, David Faiman publie un article visant à prédire la température d'un module PV en utilisant quelques paramètres simples. Dans cet article, l'auteur donne le lien entre la performance des collecteurs *solaire*s et de la température du panneau, en rappelant l'équation de Hottel–Whillier–Bliss :

$$\eta = \eta_o - \frac{U}{G} (T_s - T_\infty) \quad (1.33)$$

Tirée de Faiman (2008, p.308)

Cette équation présente l'efficacité de conversion  $\eta$  d'un collecteur solaire (thermique) comme la différence de l'efficacité optique  $\eta_o$  (indépendante de la température) et un terme liant le coefficient de transfert thermique global  $U$ , l'irradiance solaire  $G$  et la différence de température entre le collecteur et l'air ambiant. L'auteur part de cette équation pour établir une relation analogue spécifique aux collecteurs PV (i.e. non solaires/thermiques). Cette équation est la suivante, où  $\eta_{elec}$  est l'efficacité électrique :

$$T_s = T_\infty + \frac{G}{U} (\eta_o - \eta_{elec}) \quad (1.34)$$

Tirée de Faiman (2008, p.311)

Le point marquant de cet article est la façon de modéliser le coefficient de transfert thermique global  $U$ . En effet, l'expression proposée de  $U$  est une expression variant linéairement avec la vitesse  $V$  du vent qui balaie la surface du collecteur PV. Selon l'auteur, cette approximation est justifiée par le fait de choisir une plage de vitesse suffisamment étroite pour considérer  $U$  linéaire. La notion de plage « suffisamment » étroite n'est cependant pas détaillée. Dans les applications classiques des collecteurs PV ou thermiques, les paramètres permettant de décrire les propriétés de l'air ne sont pas très sensibles aux variations de température ou de vitesse, et la longueur des panneaux est souvent standard (de l'ordre du mètre). Ceci implique que le nombre de Reynolds ne varie pas beaucoup sur ces applications, ce qui facilite la linéarisation du coefficient de transfert thermique sur une décennie (H. Pabiou, communication personnelle, 4 novembre 2024). Le coefficient de transfert thermique global est alors exprimé comme étant :

$$U = U_0 + U_1 \times V \quad (1.35)$$

Tirée de Faiman (2008, p.311)

Cette hypothèse est soutenue par l'expérience présentée, qui mesure simultanément l'irradiance incidente  $G$ , la température du module  $T_s$ , la température ambiante  $T_\infty$  et la vitesse du vent  $V$ . En posant  $U'_0 = U_0/(\eta_0 - \eta_{elec})$  et  $U'_1 = U_1/(\eta_0 - \eta_{elec})$ , Faiman combine les deux équations précédentes pour former l'équation ci-dessous :

$$\frac{T_s - T_\infty}{G} = U'_0 + U'_1 \times V \quad (1.36)$$

Adaptée de Faiman (2008, p.311)

À partir des données obtenues expérimentalement, il trace les points  $\frac{T_s - T_\infty}{G}$  en fonction de  $V$  et obtient des données se regroupant visiblement le long d'une droite, ce qui étaye son hypothèse de linéarité de  $U'$ , et donc de  $U$ , en fonction de  $V$  (Faiman, 2008).

Cet article suggère toutefois la linéarité du coefficient de transfert thermique global, et non celui du coefficient de transfert thermique convectif. Dans le cas de la surface d'un collecteur

PV, le coefficient de transfert thermique global est la somme des coefficients de transfert thermique convectif et radiatif. Pour trouver son expression littérale, l'expression du flux thermique global  $q''$  est d'abord recherchée :

$$q'' = q''_{conv} + q''_{rad} = U \times (T_s - T_\infty) \quad (1.37)$$

En prenant les expressions des flux thermiques convectif et radiatif vus dans les équations (1.6) et (1.8), les égalités suivantes peuvent être écrites :

$$h \times (T_s - T_\infty) + \varepsilon \sigma (2T_s^4 - T_{ciel}^4 - T_{sol}^4) = U \times (T_s - T_\infty) \quad (1.38)$$

$$U = h + \frac{\varepsilon \sigma (2T_s^4 - T_{ciel}^4 - T_{sol}^4)}{(T_s - T_\infty)} \quad (1.39)$$

En considérant le régime permanent, chacune des températures est constante. L'ensemble du terme radiatif est donc constant, et il est noté  $C$ . En utilisant l'hypothèse de Faiman formulée dans l'équation (1.35) une expression de  $U$ , puis de  $h$  est obtenue :

$$U = h + C = U_0 + U_1 \times V \quad (1.40)$$

$$\Leftrightarrow h = U_0 - C + U_1 \times V \quad (1.41)$$

Le coefficient de transfert convectif  $h$  est donc lui aussi linéaire en fonction de  $V$ , dans le cas où le système considéré évolue en régime permanent et où la plage de vitesse choisie est suffisamment étroite pour considérer  $U$  également linéaire. Le coefficient  $h$  est alors noté :

$$h = H_0 + H_1 \times V \quad (1.42)$$

De nombreux chercheurs choisissent d'exprimer  $h$  linéairement plutôt que d'utiliser la méthode « classique », plus complexe à appliquer. Cependant, chacune de ces deux méthodes nécessite de considérer le régime comme permanent, ce qui n'est que très rarement le cas lorsque l'on étudie un collecteur PV, notamment car l'irradiation solaire fluctue au cours de la journée, que cela soit à cause de la course du soleil dans le ciel ou de l'ennuagement. La

communauté scientifique cherche donc des solutions pour réussir à modéliser correctement cette situation pour prédire au mieux l'efficacité des collecteurs. Par exemple, Bou Nassif, Pabiou et Giroux-Julien (2023) s'alignent sur le travail de Faiman pour proposer une nouvelle expression de  $U$  prenant en compte la variation de la température du module dans le temps. De plus, l'étude met en exergue que si le coefficient de transfert thermique radiatif est calculable directement à partir de données mesurées sur le lieu de l'expérience, le coefficient de transfert thermique convectif ne l'est qu'indirectement, comme dernière inconnue restante de l'équation d'équilibre thermique. Les auteurs proposent alors un protocole de mesure pour trouver ce coefficient  $h$ , puis déterminent une expression du coefficient de transfert thermique convectif variant linéairement avec la vitesse du vent, manifestement différente des corrélations « classiques » actuellement proposées dans la littérature et qui soit mieux adaptée à la physique des collecteurs photovoltaïques (Bou Nassif, Giroux-Julien, & Pabiou, 2023) (Pabiou, 2023).

Deux méthodes distinctes sont donc utilisées pour estimer la valeur du coefficient de transfert thermique convectif d'un collecteur PV dans une situation donnée : l'une, assez complexe, se basant sur le calcul du nombre de Nusselt, et l'autre, plus simple, estimant le coefficient  $h$  en fonction de la vitesse du vent uniquement. La question qui découle de ce constat est celle de l'interchangeabilité de ces deux méthodes. Est-il possible d'utiliser l'une ou l'autre sans distinction ? Si oui, comment l'expliquer au vu de leurs différences majeures ? Si non, quelle corrélation faut-il utiliser pour s'assurer d'avoir un résultat aussi précis que possible ? Le CHAPITRE 2 a pour dessein de répondre à ces questions en analysant en détail les différentes corrélations selon leurs conditions expérimentales propres, puis en déterminant les paramètres ayant le plus d'influence sur la valeur du coefficient de transfert thermique convectif pour déterminer la corrélation la plus juste.



## CHAPITRE 2

### DÉTERMINATION DU COEFFICIENT DE TRANSFERT THERMIQUE CONVECTIF APPROPRIÉ

#### 2.1 Analyse des corrélations linéaires en regard de la méthode « classique »

##### 2.1.1 Le cas général

Dans le chapitre précédent, les deux méthodes les plus utilisées dans la littérature pour déterminer le coefficient de transfert thermique  $h$  ont été exposées. Ces méthodes donnent-elles des résultats équivalents ? Y a-t-il un véritable choix à faire quant à la méthode à utiliser pour obtenir une estimation convenable du coefficient de transfert convectif ? En superposant la Figure 1.18 à la Figure 1.15, le comparatif suivant (Figure 2.1) est obtenu entre les différentes corrélations linéaires et la corrélation « classique » adaptée au cas général de la partie 1.4.2 :

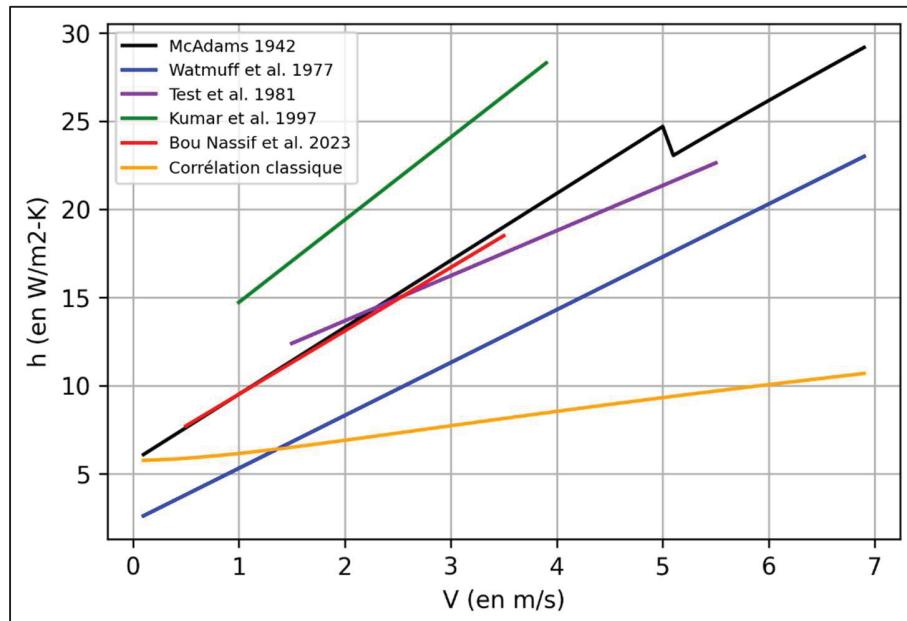


Figure 2.1 Représentation graphique du coefficient de transfert thermique en fonction de la vitesse du vent, selon différentes méthodes

Sur ce graphique, il apparaît que le coefficient de transfert thermique convectif obtenu avec la méthode classique n'est pas déraisonnable lorsque l'on considère les ordres de grandeurs. Toutefois, la courbe orange représentant la méthode « classique » est globalement en dessous des courbes représentant les autres corrélations pour la plage de vitesses choisie. Elle semble donc sous-estimer les échanges thermiques qui se font à la surface des collecteurs PV. Il est cependant bon de rappeler que ce comparatif a été fait en prenant un cas isolé (celui de la partie 1.4.2), en fixant notamment une longueur caractéristique et des températures arbitraires. La partie suivante s'intéresse donc aux spécificités expérimentales des corrélations linéaires, pour vérifier si elles permettent ou non d'obtenir une meilleure correspondance de la corrélation de Nusselt aux corrélations linaires. Dans les cas où une correspondance suffisante entre les deux méthodes n'est pas obtenue, la partie suivante donne des pistes de réflexion pour déterminer les paramètres qui ne sont pas pris en compte mais qui influencent le transfert thermique convectif.

### 2.1.2 La corrélation linéaire de McAdams (1942)

Dans la deuxième édition de son ouvrage *Heat Transmission*, publié en 1942, William H. McAdams reprend les données de Jürges (1924) pour exprimer une corrélation linéaire entre le coefficient de transfert thermique convectif et la vitesse de l'air s'écoulant sur une plaque plane en cuivre. Cette corrélation est retranscrite ci-dessous :

$$h = 5,7 + 3,8 \times V \text{ pour } 0 < V < 5 \text{ m.s}^{-1} \quad (2.1)$$

$$h = 6,47 \times V^{0,78} \text{ pour } V > 5 \text{ m.s}^{-1}$$

Adaptée de McAdams (1942, p.207)

Pour son expérience, Jürges a utilisé une plaque de cuivre plane, lisse et chauffée, de 0,5 m x 0,5 m montée sur le côté d'une soufflerie. L'écoulement d'air était uniforme et parallèle à la plaque (Mirsadeghi, Cóstola, Blocken, & Hensen, 2013). Dans l'ouvrage de McAdams, aucune information n'est donnée concernant la température de la plaque utilisée, ni concernant la température de l'air environnant. Toutefois, Jürges précise dans son article que la température environnante est de 20°C et que la température de surface est d'une cinquantaine de degrés

Celsius. En utilisant la méthode classique détaillée dans la partie précédente, les résultats obtenus avec des paramètres « par défaut » ( $L = 1 \text{ m}$ ,  $T_\infty = 25^\circ\text{C}$ ,  $T_s = 40^\circ\text{C}$ ,  $Re_c = 5 \times 10^5$ ) sont comparés à ceux obtenus avec les paramètres expérimentaux réels recensés dans les articles concernés. Le graphique de la Figure 2.2 est alors obtenu, comparant les coefficients de transfert thermique convectif en fonction de la vitesse du vent avec, en orange, les paramètres par défaut, et, en rouge, les paramètres réels. Bien que l’expérience ait utilisé des vitesses de vent allant jusqu’à 30 m/s, ce mémoire se borne à 14 m/s pour la présentation des figures.

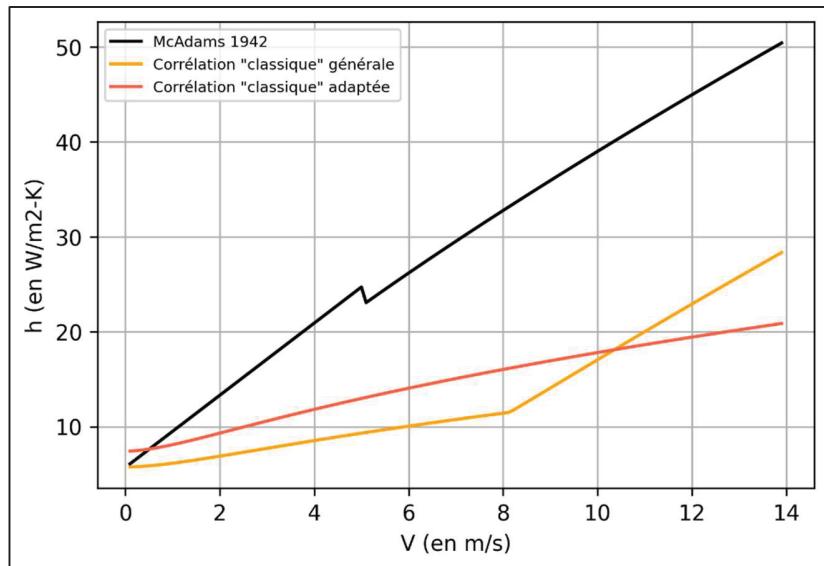


Figure 2.2 Comparaison des coefficients de transfert thermique convectif de McAdams et de la méthode « classique » en fonction de la vitesse de l’écoulement, avec et sans précision des paramètres expérimentaux

Après précision des paramètres expérimentaux, les corrélations classiques et de McAdams sont légèrement plus proches pour des vitesses inférieures à environ 10 m/s. En effet, sans réellement correspondre, les courbes noire et rouge ont au maximum un écart relatif de 47% pour des vitesses comprises entre 0,1 et 8  $\text{m.s}^{-1}$ , contre 61% pour les courbes noire et orange. Pour des vitesses plus élevées, la courbe orange, utilisant des conditions expérimentales pourtant arbitraires, semble tendre plus vers la courbe noire que la courbe rouge qui prend en considération, elle, les paramètres réels. Dans les deux cas, les corrélations « classiques » et de

McAdams donnent des valeurs du coefficient de transfert thermique convectif très différentes. Même en tenant compte du fait que les corrélations utilisant le nombre de Nusselt ne doivent pas être prises pour des vérités absolues, mais comme des simplifications raisonnables, il n'est pas possible de considérer que ces dernières soient suffisantes pour donner une estimation acceptable du coefficient de transfert thermique convectif dans les conditions de l'expérience de Jürges. Une telle différence dans les résultats pousse à se demander si certains paramètres de l'expérience n'ont pas mal été pris en compte. Par exemple, dans l'article original de Jürges, il est dit que l'écoulement est en tout temps laminaire, bien que la vitesse du vent atteigne par moment les 30 m/s. Une telle vitesse correspond à un vent de force 11 sur l'échelle de Beaufort, soit celui observé lors d'une tempête violente suffisamment puissante pour déraciner des arbres et infliger des dégâts considérables aux bâtiments (Environnement et Changement climatique Canada, 2017). Il est alors fortement improbable que l'écoulement soit resté laminaire tout au long de l'expérience et il devient intéressant de prendre en compte le phénomène de turbulence. Pour ce faire, le nombre de Reynolds critique est diminué pour passer de  $5 \times 10^5$  à  $5 \times 10^4$ .

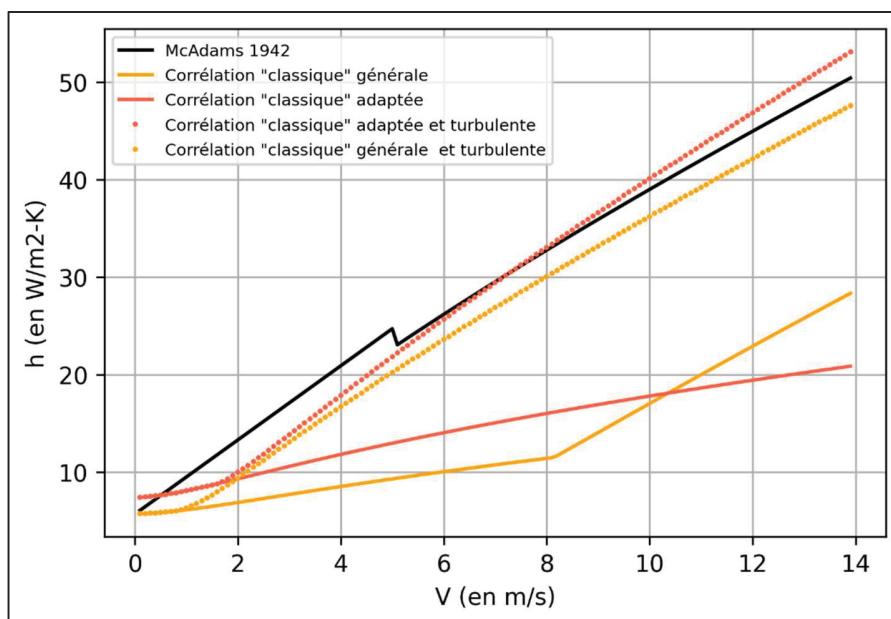


Figure 2.3 Comparaison des coefficients de transfert thermique convectif de McAdams et de la méthode « classique » en fonction de la vitesse de l'écoulement, avec et sans précision des paramètres expérimentaux, en considérant ou non la turbulence

Par rapport à la Figure 2.2, les courbes en pointillés (Figure 2.3), représentant les corrélations qui considèrent l'écoulement comme rapidement turbulent, sont très proches de la courbe noire. Il est donc clair que l'accentuation de la turbulence permet aux corrélations « classiques » d'obtenir des résultats plus proches de ceux de McAdams en 1942. De plus, en considérant que l'écoulement est turbulent peu importe son nombre de Reynolds, les valeurs du coefficient de transfert thermique convectif obtenus par la corrélation « classique » adaptée et par celle de McAdams sont presque identiques pour des vitesses inférieures à 5 m/s, soit pour la première partie de l'équation (2.1). Il semble alors que la prise en compte d'une turbulence exacerbée est un acteur très important dans l'estimation du coefficient de transfert convectif avec la méthode « classique ».

### 2.1.3 La corrélation de Watmuff et al. (1977)

En 1977, Watmuff, Charters et Proctor reprennent les résultats précédemment obtenus par Rowley, Algren et Blackshaw en 1930 – avec lesquels ces derniers avaient développé une corrélation reliant le coefficient de transfert thermique global (convectif et radiatif) à la vitesse de l'écoulement de l'air – pour déterminer une nouvelle relation en enlevant la composante radiative (Watmuff, Charters, & Proctor, 1977).

$$h = 2,8 + 3,0 \times V \text{ pour } 0 < V < 7 \text{ m.s}^{-1} \quad (2.2)$$

Tirée de Watmuff et al. (1977, p.56)

Dans l'expérience source, 14 itérations de l'expérience avaient été réalisées, en prenant à chaque fois des paramètres différents. Ainsi, les vitesses de l'écoulement allaient de 0 à 15,6 m.s<sup>-1</sup>. La température de la plaque allait de -16,9°C à 26,9°C (18,5°C en moyenne) et celle de l'air de -12,1 à 36,6°C (4,3°C en moyenne) pour une différence de température moyenne de 14,24°C. Les dimensions de la surface test étaient de 30,5 cm<sup>2</sup>, soit 5,5 cm de côté, mais la longueur caractéristique de l'écoulement est difficile à évaluer car le vent se déplaçait dans un conduit d'air, et était constamment en contact avec ses parois. Il est toutefois possible de tracer la Figure 2.4 pour comparer l'impact de la précision des paramètres.

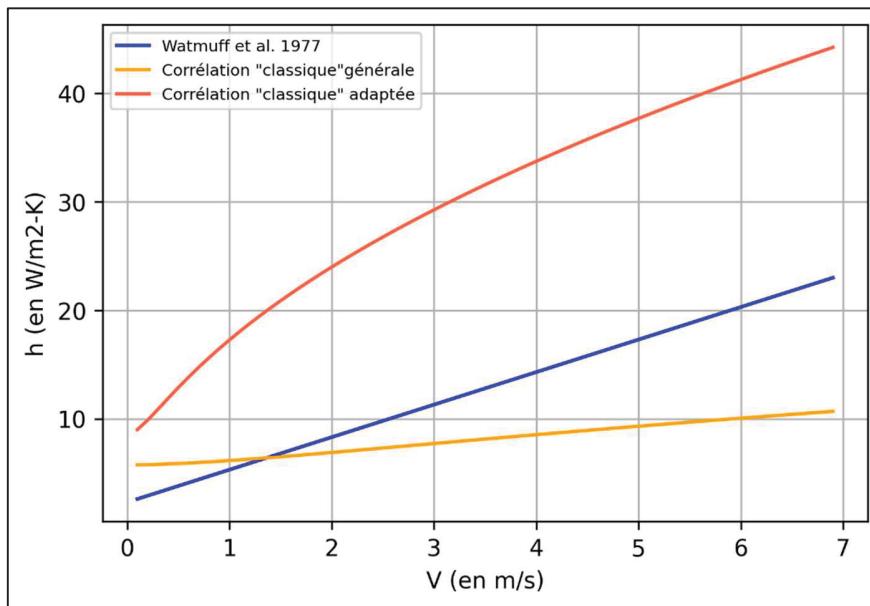


Figure 2.4 Comparaison des coefficients de transfert thermique convectif de Watmuff et al. et de la méthode « classique » en fonction de la vitesse de l'écoulement, avec et sans précision des paramètres expérimentaux

On remarque que, pour cette expérience-ci, utiliser des paramètres plus précis n'a pas permis de trouver une similitude entre la corrélation classique et celle de Watmuff et al, 1977. En effet, les corrélations utilisant le nombre de Nusselt donnent des résultats largement sur ou sous-estimés (Figure 2.4). Dans ce cas, utiliser la méthode classique n'est pas suffisant pour obtenir une bonne estimation du coefficient de transfert convectif. Il est possible que la prise en compte de l'influence de l'air qui s'écoule dans le conduit avant d'atteindre la plaque soit à revoir. Par exemple, en considérant que l'écoulement est libre mais rapidement turbulent ( $Re_c = 5.10^3$ ), et qu'il s'écoule sur une plaque de la longueur du conduit (de 5,2 m), la courbe suivante (en vert citron) est ajoutée :

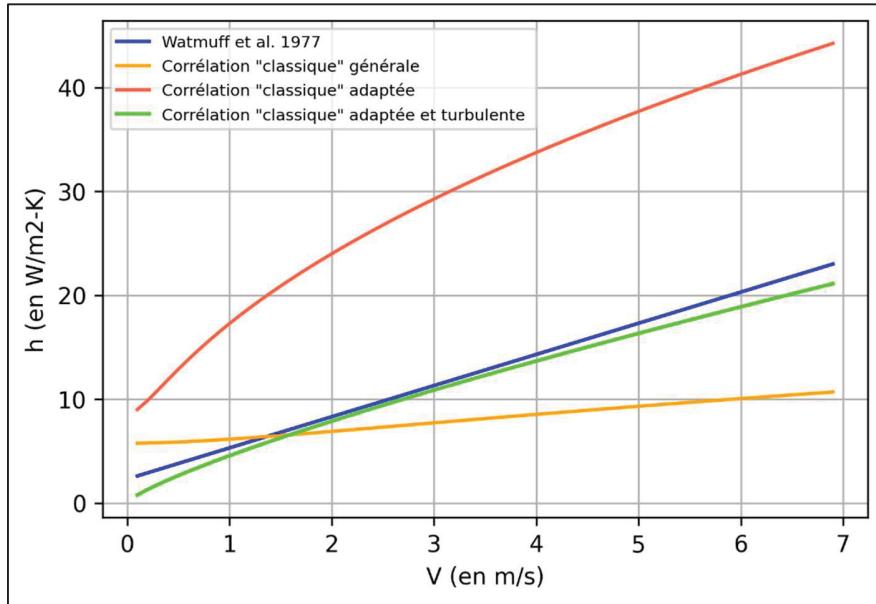


Figure 2.5 Comparaison des coefficients de transfert thermique convectif de Watmuff et al. et de la méthode « classique » en fonction de la vitesse de l’écoulement, en considérant l’écoulement libre ou dans un conduit

Il est clair que cette nouvelle façon de modéliser l’écoulement donne des résultats beaucoup plus proches de ceux de Watmuff et al. en 1977. En effet, la courbe vert citron qui représente un écoulement turbulent sur une plaque de 5,2 m donne des résultats beaucoup plus proches de ceux de l’expérience (courbe bleue) que les autres courbes jaune et rouge représentant le cas « général » de l’écoulement libre (avec les conditions expérimentales par défaut) et le cas adapté de l’écoulement dans un conduit (Figure 2.5). Il est toutefois difficile de savoir s’il s’agit d’une coïncidence, ou d’une façon correcte d’estimer efficacement le transfert thermique convectif, car il est étonnant que les équations adaptées aux écoulements dans un conduit ne donnent pas les résultats les plus proches de la réalité. En supposant que cette façon de faire soit valable, il est possible de conclure que, à la fois, la taille de la plaque et la turbulence sont des paramètres importants pour obtenir des résultats précis. Toutefois, cette hypothèse sera considérée avec précaution dans la suite du mémoire, compte tenu de la fragilité des conclusions dans cette partie 2.1.3.

### 2.1.4 La corrélation de Test et al. (1981)

En 1981, Test, Lessman et Johary publient un article présentant une corrélation adaptée aux surfaces horizontales exposées aux conditions extérieures (i.e. avec écoulement dû au vent naturel).

$$h = 8,55 + 2,56 \times V \text{ pour } 1,5 < V < 5,6 \text{ m.s}^{-1} \quad (2.3)$$

Adaptée de Test et al. (1981, p.267)

Un des objectifs de cet article est de déterminer si les corrélations obtenues dans le cadre d'études en soufflerie sont applicables à des expériences réalisées dans un environnement naturel. Leur expérience consiste à analyser l'influence de l'écoulement d'air sur une surface plane en cuivre de 122 cm de longueur et 81 cm de largeur. Un anémomètre mesure la vitesse du vent, comprise entre 1,5 et 5,6 m.s<sup>-1</sup>. La température de surface de la plaque est constante pour une même expérience, et il est possible de déterminer, à partir des données de l'article, que la différence moyenne de températures entre l'air ambiant et la plaque est de 24,8 °C (Test, Lessmann, & Johary, 1981). En prenant en compte ces paramètres, il est possible de tracer un graphique représentant le coefficient de transfert thermique convectif en fonction de la vitesse du vent avec les paramètres « par défaut » du paragraphe 1.4.2 et ceux effectivement mis en place dans l'expérience (Figure 2.6).

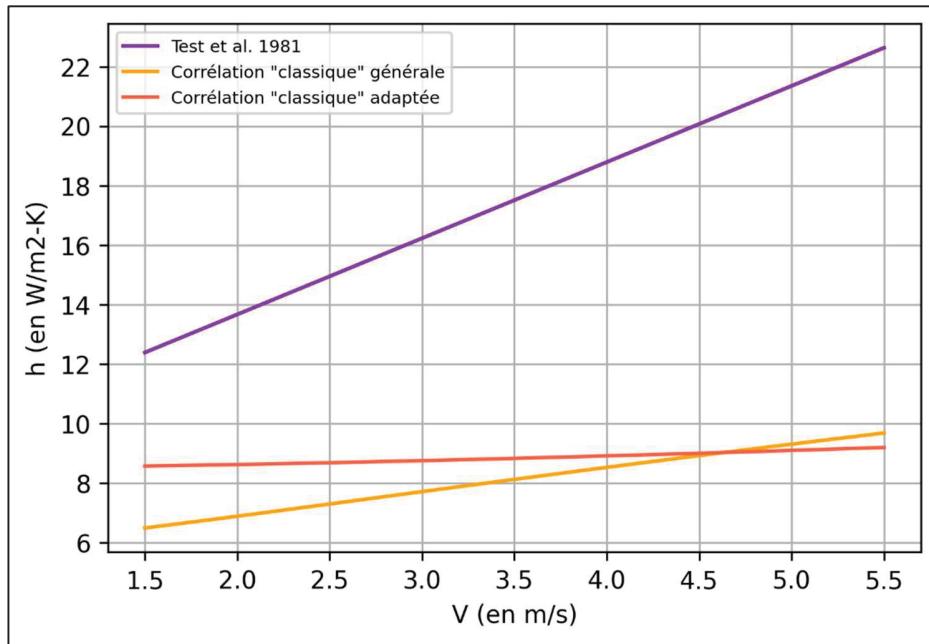


Figure 2.6 Comparaison des coefficients de transfert thermique convectif de Test et al et de la méthode « classique » en fonction de la vitesse de l’écoulement, avec et sans précision des paramètres

La précision des paramètres n'a pas permis d'obtenir une différence notable, notamment parce que les paramètres par défaut sont très similaires aux paramètres réels de l'expérience, bien que l'inclinaison de la plaque ait été prise en compte uniquement sur la courbe rouge. Les valeurs du coefficient de transfert convectif obtenues sont bien supérieures dans l'expérience de Test et al. que dans les estimations proposées par les corrélations « classiques ». En effet, pour une vitesse de 3,75 m/s, la valeur du coefficient  $h$  proposée varie du simple au double entre la corrélation « classique » adaptée aux données de l'expérience et celle de Test et al. Cette différence s'accentue à mesure que la vitesse du vent augmente. Des observations similaires ont été partagées par les auteurs, indiquant que : « The present data again shows a dramatic increase in heat transfer coefficients on the order of 200 percent higher than in the wind tunnel and 300 percent higher than theory would predict » (Test et al., 1981, p. 266). Les résultats en soufflerie évoqués sont ceux obtenus en 1980 par les mêmes auteurs qui avaient effectué une expérience identique à celle de 1981, mais en laboratoire intérieur. Dans leurs expériences, les résultats théoriques sont donc systématiquement sous-estimés par rapport à ceux des expériences réelles en soufflerie ou à l'extérieur.

Il est alors intéressant de se pencher sur les facteurs produisant un tel écart dans les résultats. Sur ce point, les auteurs soulignent que, bien que les perturbations soient deux fois plus élevées dans l'expérience en extérieur que dans celle en soufflerie, l'écoulement est laminaire dans les deux cas. Il est alors supposé que la présence de perturbation locale puisse augmenter le transfert de chaleur. Bien que ce soit à l'encontre des recommandations des auteurs, ce type de perturbations sera pris en compte dans ce mémoire comme étant des turbulences. Un nouveau graphique ajoutant le cas où l'écoulement est turbulent, i.e. en prenant  $Re_c = 5 \times 10^3$  (contre  $5 \times 10^5$  précédemment) est proposé à la Figure 2.7.

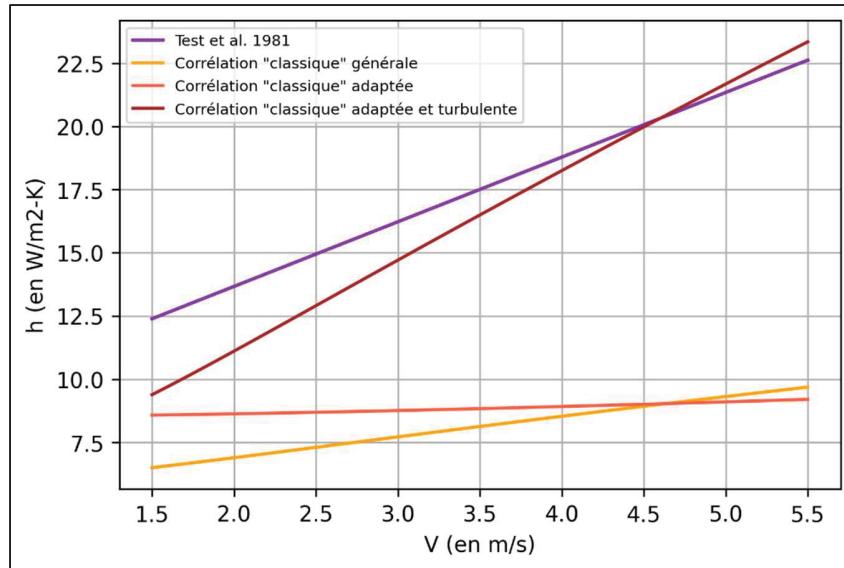


Figure 2.7 Comparaison des coefficients de transfert thermique convectif de Test et al. et de la méthode « classique » en fonction de la vitesse de l'écoulement en prenant notamment en compte d'éventuelles turbulences induites par l'environnement extérieur

On remarque qu'avec cette hypothèse, la corrélation classique propose un coefficient de transfert thermique convectif bien plus proche de la corrélation de Test et al., avec un écart maximal de 24% contre 60% précédemment. Ceci suppose qu'il est pertinent de considérer un écoulement turbulent par défaut lorsque l'on considère une expérience ayant lieu en milieu naturel, et d'autant plus si la zone est urbaine. Cette hypothèse est étayée par l'OMM qui indique que « les zones urbaines [subissent] une turbulence thermique et mécanique renforcée

liée au phénomène d'îlot de chaleur et à leur forte rugosité» (OMM, 2023b, p.514).

### 2.1.5 La corrélation de Kumar et al. (1997)

En 1997, Kumar, Sharma, Kandpal et Mullick tentent de confirmer la conclusion de Test et al. en montrant eux aussi que les corrélations obtenues en soufflerie ne sont pas efficaces pour décrire d'autres situations. Ils publient un article exposant une corrélation adaptée aux surfaces horizontales exposées à un écoulement d'air forcé provoqué par un ventilateur, dans des conditions intérieures (donc sans écoulement dû au vent naturel).

$$h = 10 + 4,7 \times V \text{ pour } 1 < V < 4 \text{ m.s}^{-1} \quad (2.4)$$

Adaptée de Kumar et al. (1997, p.615)

Pour ce faire, ils provoquent un écoulement d'air sur une surface plane en aluminium, d'environ 61 cm de côté à l'aide d'un ventilateur produisant un « vent » à une vitesse comprise entre 1 et 4 m.s<sup>-1</sup>. L'utilisation d'un ventilateur induit probablement la création d'un écoulement turbulent dès le départ. Ni la température ambiante ni celle de la plaque ne sont précisées, bien qu'il soit indiqué que les expériences aient été effectuées pour différentes températures de surface (Kumar, Sharma, Kandpal, & Mullick, 1997). Pour tracer la courbe représentant le coefficient de transfert thermique convectif en fonction du vent pour ces conditions expérimentales, les paramètres expérimentaux non précisés dans l'article n'ont pas été modifiés par rapport au cas général. La figure obtenue est présentée à la Figure 2.8 :

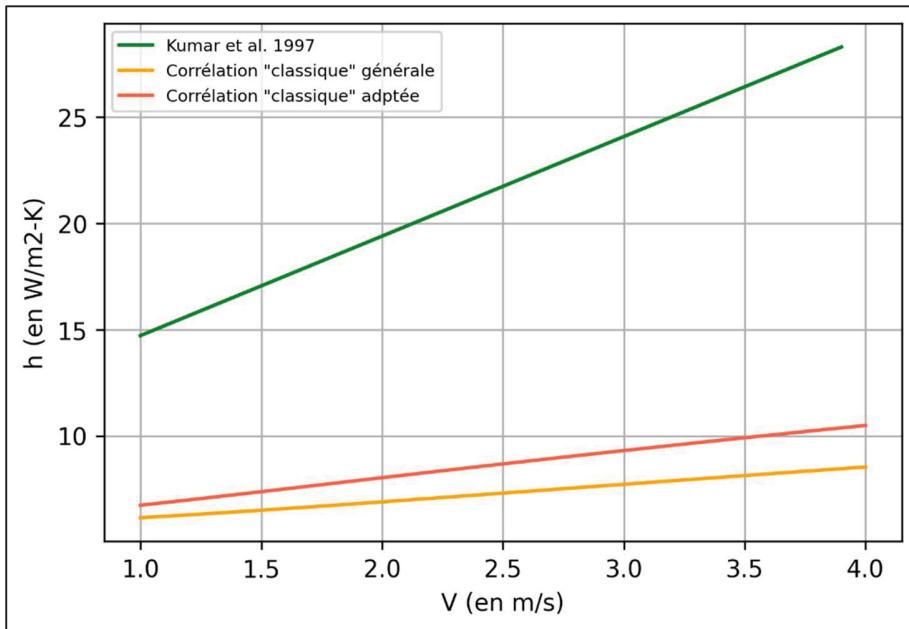


Figure 2.8 Comparaison des coefficients de transfert thermique convectif de Kumar et al. et de la méthode « classique » en fonction de la vitesse de l’écoulement, avec et sans précision des paramètres

Une nouvelle fois, les méthodes « classiques » sous-estiment grandement le coefficient de transfert thermique convectif. Il est probable que l’écoulement arrive sur la plaque en étant déjà turbulent, dû à l’utilisation d’un ventilateur plutôt que d’une soufflerie. Pour prendre en considération ce paramètre, le nombre de Reynolds critique  $Re_c$  est posé à  $5 \times 10^3$  (contre  $5 \times 10^5$  précédemment). La courbe alors obtenue est proposée à la Figure 2.9 :

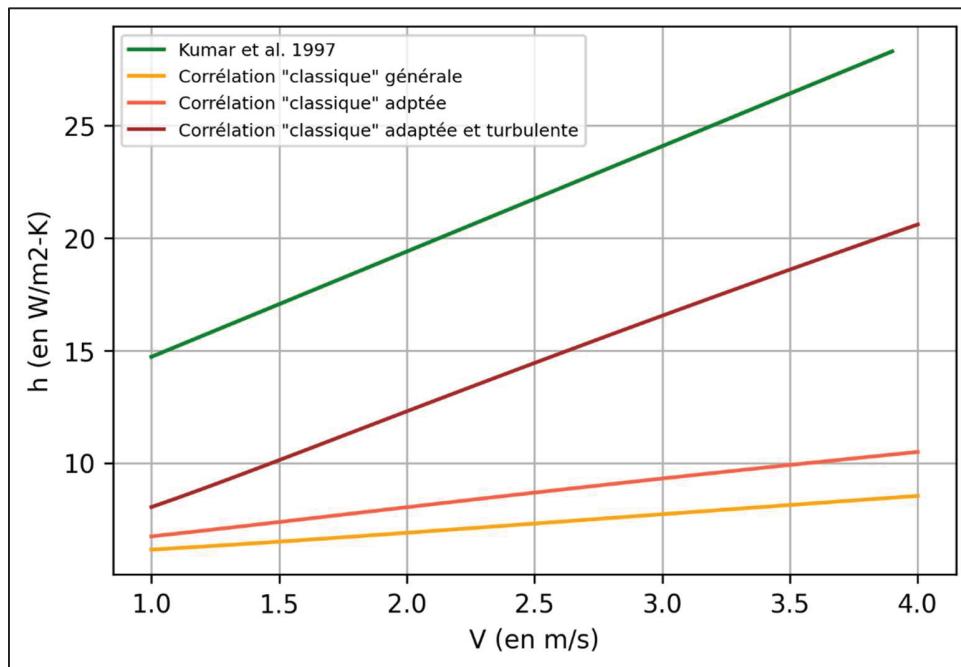


Figure 2.9 Comparaison des coefficients de transfert thermique convectif de Kumar et al. et de la méthode « classique » en fonction de la vitesse de l’écoulement, avec prise en compte de la turbulence induite par le ventilateur

La courbe marron donne des résultats plus proches de ceux mesurés expérimentalement. Les pentes des deux courbes semblent identiques, mais l'ordonnée à l'origine diffère d'environ 7 W/m<sup>2</sup>·K. Le décalage de la courbe expérimentale vers le haut est de la même observation que celle effectuée par Test et al. en 1981, bien que cette fois ci la turbulence ou les perturbations aient déjà été prises en compte dans le calcul théorique.

Pour cette expérience en laboratoire avec un ventilateur, les corrélations « classiques » ne semblent pas adaptées pour décrire les variations du coefficient de transfert thermique convectif en fonction de la vitesse du vent, et donnent des résultats sous-estimés. Toutefois, la prise en compte de la turbulence a permis de diminuer la différence maximale de 62% à 47%.

### 2.1.6 La corrélation linéaire de Bou Nassif et al. (2023)

Dans un article publié en 2023, Liliane Bou Nassif et al. proposent une corrélation très similaire à celle de McAdams, bien que les conditions opératoires soient différentes :

$$h = 5,6 + 3,6 \times V \text{ pour } 0 < V < 3,5 \text{ m.s}^{-1} \quad (2.5)$$

Tirée de Bou Nassif et al. (2023, p.8)

Pour cette expérience, douze panneaux photovoltaïques ont été installés sur le toit d'un bâtiment soumis aux écoulements d'air induits par le vent. Les collecteurs ne sont pas disposés sur un plan mais en forme de « M » de  $12^\circ$  d'angle, comme représenté sur la Figure 2.10 :

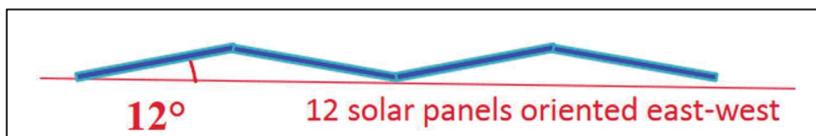


Figure 2.10 Schéma de l'installation des douze panneaux PV,  
vue de côté  
Tirée de Pabiou (2023, p.14)

Par conséquent, il est d'ores et déjà possible de supposer que la corrélation classique, adaptée aux plaques planes, n'est pas optimale. Dans cette expérience, la plateforme PV mesure  $33 \text{ m}^2$ . Avec 12 panneaux, chaque panneau mesure  $2,75 \text{ m}^2$ , pouvant correspondre à une longueur par panneau de 2 m et une largeur de 1,3 m. Dans le calcul du coefficient de transfert convectif, la longueur caractéristique est de 3,9 m. Cette longueur est choisie en tenant compte de l'orientation principale du vent sur le lieu de l'expérience pour en déterminer la longueur sur laquelle le vent d'écoule. Elle correspond à la longueur de trois panneaux reliés sur la largeur, représentant un des pans de l'installation. Les températures de l'air extérieur oscillent entre 10 et  $45^\circ\text{C}$  : la température  $T_\infty = 30^\circ\text{C}$  est choisie. De plus, la température des collecteurs oscille entre 10 et  $70^\circ\text{C}$  : la température de surface  $T_s = 45^\circ\text{C}$  est sélectionnée. Les graphiques ci-dessous sont alors obtenus, comparant les coefficients de transfert thermique convectif en fonction de la vitesse du vent avec les paramètres par défaut en jaune, et les paramètres réels en orange.

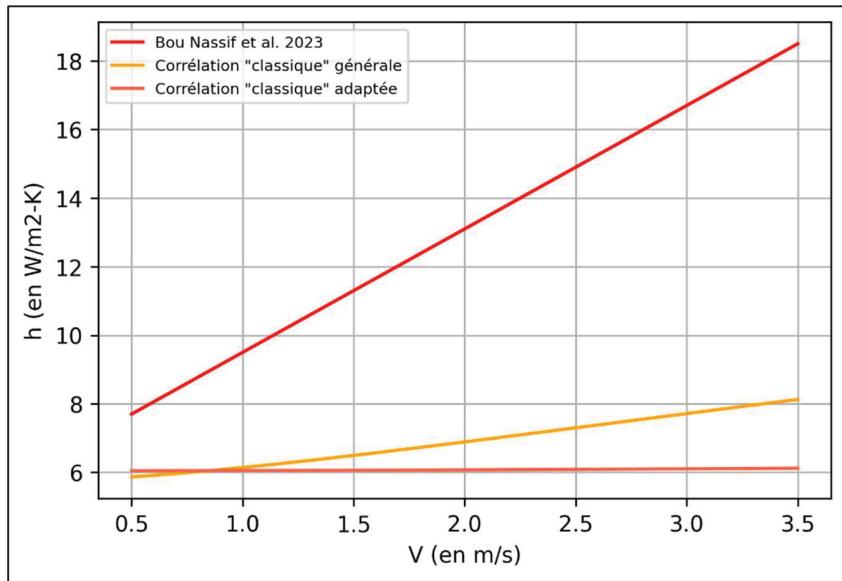


Figure 2.11 Comparaison des coefficients de transfert thermique convectif de Bou Nassif et al. et de la méthode « classique » en fonction de la vitesse de l’écoulement, avec et sans précision des paramètres

Etonnamment, la courbe de Nusselt obtenue avec les paramètres expérimentaux précis est moins proche de la courbe de Bou Nassif et al. que celle avec les paramètres par défaut. En effet, ces figures ont été mises au point en estimant que la plaque était plane, sans prendre en compte sa géométrie particulière en forme de « M ». La présence d’angle au sein du collecteur induit des turbulences dans l’écoulement qu’il est nécessaire de prendre en compte dans le calcul. De plus, l’écoulement arrivant au début de la plateforme est considéré comme laminaire. Cette hypothèse est peu probable puisque le vent extérieur souffle par à-coups et est dévié par les éléments environnants. En effet, le dispositif est placé sur un toit dans une zone urbaine et est sujet aux variations de vent. Pour tenter de prendre en considération les déviations et turbulences induites par la géométrie de l’installation, l’instabilité du vent naturel et l’influence de l’environnement extérieur, l’écoulement peut être considéré comme devenant turbulent plus rapidement lorsqu’il passe sur l’installation PV, par rapport à un écoulement sur plaque plane en soufflerie. Pour obtenir la prochaine courbe, la valeur du nombre de Reynolds critique est donc changée en choisissant  $Re_c = 5 \times 10^3$  (contre  $5 \times 10^5$  précédemment) pour modéliser artificiellement un écoulement qui devient rapidement turbulent. La Figure 2.12 est obtenue :

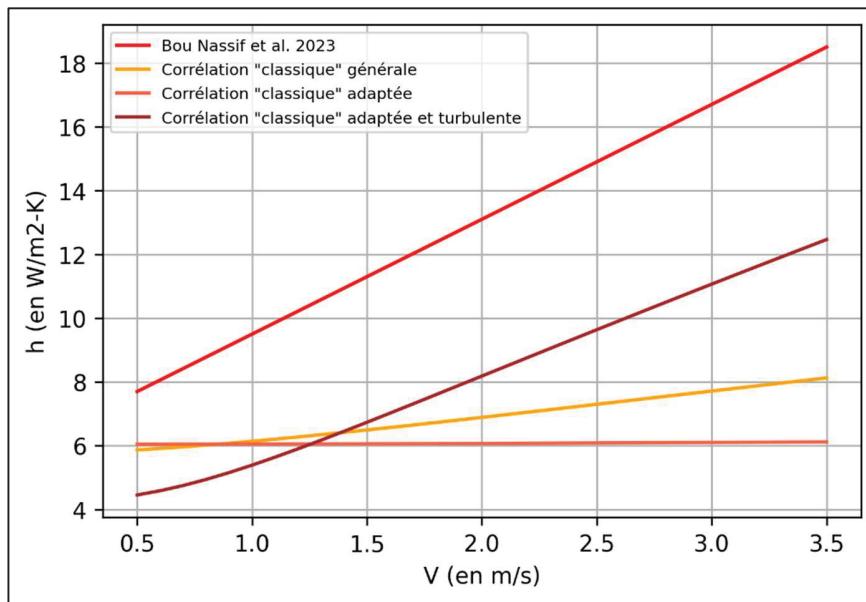


Figure 2.12 Comparaison des coefficients de transfert thermique convectif de Bou Nassif et al. et de la méthode « classique » en fonction de la vitesse de l’écoulement prise en compte de la turbulence

En effectuant cette modification, l'estimation classique est plus proche des mesures effectuées par Bou Nassif et al., avec, comme pour l'expérience de Kumar et al., une translation des résultats vers le bas mais une pente identique. Les valeurs sont donc moins précises que celles obtenues avec la méthode « classique » non turbulente pour les petites vitesses de vent, et plus précises passé  $1,5 \text{ m.s}^{-1}$ . Dans ce cas de cette expérience extérieure avec une géométrie particulière, la méthode classique n'est pas optimale pour estimer le coefficient de transfert thermique convectif.

### 2.1.7 Conclusion sur la pertinence de la méthode classique

A partir de l'ensemble des corrélations analysées, depuis celle de McAdams en 1942 jusqu'à celle de Bou Nassif en 2023, force est de constater qu'il n'y a pas de constance dans les similitudes entre les valeurs du coefficient  $h$  obtenues avec les corrélations « classiques » (où  $Nu$  et  $h$  dépendent, outre de la longueur de la plaque et de la vitesse, des propriétés physiques du fluide) et avec une corrélation linéaire en termes de la vitesse seulement. Le modèle utilisant

le nombre de Nusselt ne permet d'obtenir qu'une estimation du coefficient de transfert thermique convectif en condition de fonctionnement réel. Ce n'est d'ailleurs pas la vocation de la méthode classique que d'être extrêmement précise, comme l'évoque les auteurs de l'ouvrage *Fundamental of Mass and Heat Transfert* : « Again we caution the reader not to view any of the foregoing correlations as sacrosanct. Each correlation is reasonable over a certain range of conditions, but for most engineering calculations one should not expect accuracy to much better than 20% » (Incropera et al., 2007, p. 427). Cependant, une tendance a été observée dans cette partie : le coefficient de transfert thermique théorique (obtenu à partir des méthodes « classiques ») est généralement sous-estimé par rapport aux données expérimentales rapportées par les corrélations linéaires en  $V$ . De plus, dans la majorité des cas, la modification du type d'écoulement (de laminaire à turbulent) permet de réduire les écarts dans les résultats. Cette conclusion est notamment visible graphiquement, en comparant la Figure 2.13 à la Figure 2.14. La Figure 2.13 représente les corrélations linéaires (lignes continues) et les corrélations classiques « adaptées » (lignes pointillées), tandis que la Figure 2.14 représente les corrélations linéaires (lignes continues) et les corrélations classiques adaptées en prenant des libertés sur l'impact de la turbulence et occasionnellement sur certains autres paramètres (comme la longueur de la plaque pour l'expérience de Watmuff et al.).

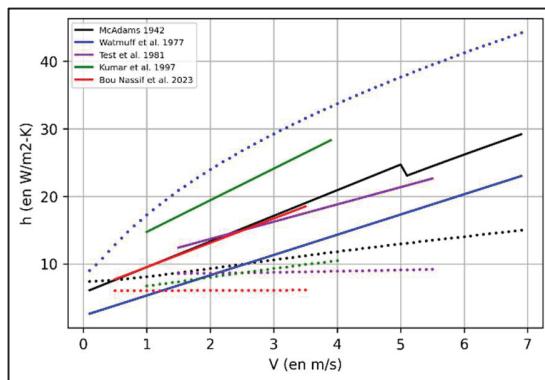


Figure 2.13 Comparaison des corrélations linéaires et « classiques » adaptées aux conditions expérimentales

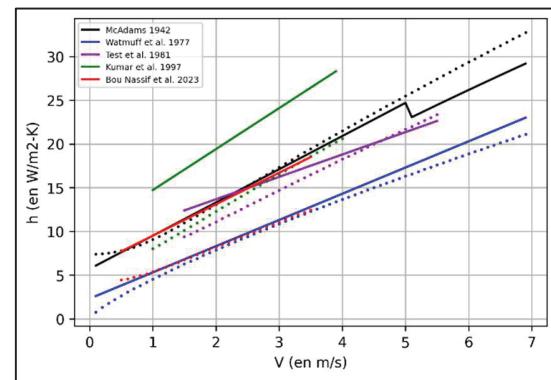


Figure 2.14 Comparaison des corrélations linéaires et « classiques » adaptées aux conditions expérimentales en augmentant l'influence de la turbulence

Il est clair que l'augmentation de la turbulence à travers l'imposition d'une diminution du nombre de Reynolds critique permet d'obtenir des coefficients de transfert thermique convectif

à partir de la méthode « classique » beaucoup plus proches des observations expérimentales. Cependant, une différence notable entre les résultats des deux méthodes persiste pour les expériences de Kumar et al., Test et al. et Bou Nassif et al. qui suggèrent des coefficients de transfert plus élevés que ceux évalués théoriquement. Ce mémoire ne recommande donc pas l'utilisation automatique de la corrélation « classique » pour évaluer le coefficient de transfert thermique convectif. Si cela est possible, la mesure expérimentale du coefficient, par exemple comme proposé par Bou Nassif et al., est recommandée. Toutefois, si effectuer ces mesures est impossible, il est impératif de prendre en considération l'impact de la turbulence sur le transfert thermique en prenant un nombre de Reynolds critique inférieur à celui proposé dans la littérature pour des installations en soufflerie. Ces solutions n'étant pas optimales, et les corrélations linéaires n'étant adaptées qu'à des ensembles de conditions expérimentales spécifiques, les parties suivantes de ce chapitre ouvrent la réflexion sur une corrélation générale plus simple d'utilisation que la corrélation « classique » et mieux généralisable que les corrélations linéaires car utilisant l'ensemble des paramètres essentiels à l'évaluation du coefficient  $h$ . La partie 2.2 propose une étude de sensibilité des différents paramètres considérés dans la méthode « classique » pour déterminer ceux qui ont la plus grande influence sur le transfert convectif.

## 2.2 Etude de sensibilité et définition des paramètres principaux

Il a été précédemment observé que la corrélation « classique » (Incropera et al., 2007) pouvait être plus ou moins proche des corrélations linéaires, selon les paramètres et conditions expérimentales considérés. De plus, les différentes corrélations linéaires donnent des résultats variés proposant des coefficients de transfert thermique convectif très différents pour une vitesse de vent donnée. Pour essayer de déterminer une corrélation plus précise qui ne dépend plus uniquement de la vitesse du vent, il est indispensable de définir quels sont les paramètres qui influencent le plus sensiblement les résultats.

### 2.2.1 Méthodologie

Pour effectuer une analyse de sensibilité des paramètres, les valeurs d'un ensemble de conditions expérimentales ont été cherchées et obtenues pour chacune des corrélations linéaires à l'étude. Les conditions expérimentales étudiées sont la vitesse du vent, la longueur caractéristique sur laquelle s'écoule le vent, la température de surface du collecteur PV, la température de l'air environnant, la différence de température entre l'air ambiant et la surface du collecteur, ainsi que l'indice de turbulence (noté  $IT$  et détaillé dans la partie 2.2.2.4). Chacune des corrélations linéaires étant de la forme  $aV + b$ , les paramètres  $a$  et  $b$  sont aussi relevés. L'ensemble de ces données, pour chacune des expériences à l'étude, est détaillé en ANNEXE II.

A l'aide de ces données, six graphiques sont tracés. Chaque graphique décrit l'un des six paramètres à l'étude ( $V, L, T_s, T_\infty, \Delta T$  ou  $IT$ ). Les valeurs de  $a$  et  $b$  sont tracées pour chaque corrélation en fonction du paramètre choisi, sauf pour la vitesse du vent où  $h$  est tracé (puisque  $V$  est déjà le paramètre variable des corrélations linéaires). Une régression linéaire est ensuite effectuée sur chacun des nuages de points représentant  $a$ ,  $b$  ou  $h$ . A partir des coefficients directeurs et de la détermination des droites obtenues, l'influence de chacun des paramètres est analysée.

### 2.2.2 Analyse de sensibilité de chaque paramètre

La méthodologie décrite précédemment est appliquée à chaque paramètre étudié.

#### 2.2.2.1 La vitesse du vent

Pour tracer le graphique de la Figure 2.15, les valeurs du coefficient de transfert thermique convectif  $h$  estimées par chaque corrélation ont été tracées en fonction de la vitesse du vent  $V$ , et une régression linéaire a été effectuée sur l'ensemble des points (droite continue grise).

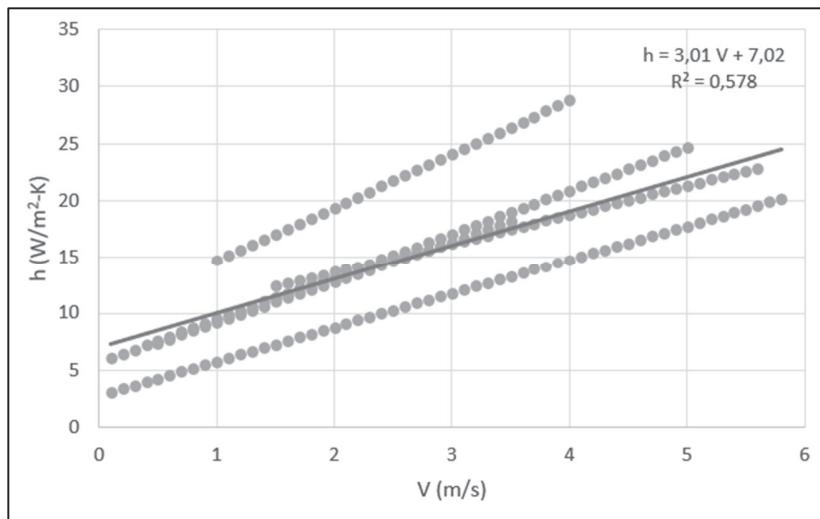


Figure 2.15 Coefficient de transfert thermique convectif en fonction de la vitesse du vent selon chaque corrélation

La dispersion des valeurs pour des vitesses de vent très proches peut s'expliquer par le fait que d'autres paramètres ont une influence sur la valeur du coefficient  $h$  lors de chaque expérience. Obtenir une corrélation linéaire avec l'ensemble des points de chaque corrélation permet d'estimer (peut-être trop) simplement l'influence de  $V$  seule, décorrélée des autres paramètres. De plus, même lors d'une unique expérience, les valeurs de  $h$  mesurées peuvent varier pour une même vitesse de vent. Dans l'expérience de Bou Nassif et al., les valeurs mesurées sont plutôt dispersées par rapport à la corrélation proposée, et le coefficient de détermination  $R^2$  se trouve autour de 0,6 (H. Pabiou, communication personnelle, 4 novembre 2024). Des coefficients de détermination très élevés ne seront donc pas attendus dans ce mémoire pour statuer sur l'influence des paramètres. La corrélation linéaire obtenue reliant le coefficient de transfert thermique convectif et la vitesse du vent est la suivante :

$$h = 3,0 \times V + 7,0 \text{ pour } 0,1 < V < 6 \text{ m.s}^{-1} \quad (2.6)$$

Ainsi, chaque mètre par seconde de vent supplémentaire ajoute  $3 \text{ W/m}^2\text{K}$  à l'échange thermique convectif. Sur terre, où les vents peuvent avoir des vitesses très faibles (de 0,1 m/s) comme fortes (de 14 m/s et bien plus dans le cas de coups de vent, de tempêtes ou d'ouragans), le coefficient de transfert thermique peut fortement augmenter si le vent change. Il est tout de même important de noter que la corrélation (2.6) n'est valable que sur la plage de vitesse [0,1

m/s ; 6 m/s], ou proche de ces limites. En effet, les données de départ utilisée pour déterminer cette corrélation ne sont valables que pour des plages de vitesses finies.

Dans l'optique de pouvoir comparer l'influence de la vitesse du vent à celle des autres paramètres étudiés, la variation du coefficient  $h$  dans les extrêmes de la corrélation (2.6) est analysée. Il passe de 7,3 à 25 W/m<sup>2</sup>K, soit une différence de 17,7 W/m<sup>2</sup>K. L'impact de la vitesse du vent sur le coefficient de transfert thermique convectif est très important. La vitesse du vent est donc considérée, sans grande surprise, comme un paramètre de grande influence.

### 2.2.2.2 La longueur caractéristique

Dans le mémoire, et dans la littérature plus généralement, la longueur caractéristique est définie comme la longueur du collecteur PV sur laquelle s'écoule le vent. Pour évaluer son impact sur le transfert thermique convectif, les valeurs la pente et de l'ordonnée à l'origine de chaque corrélation sont tracées en fonction de la longueur caractéristique de l'installation accueillant l'expérience. La courbe obtenue est représentée à la Figure 2.16 :

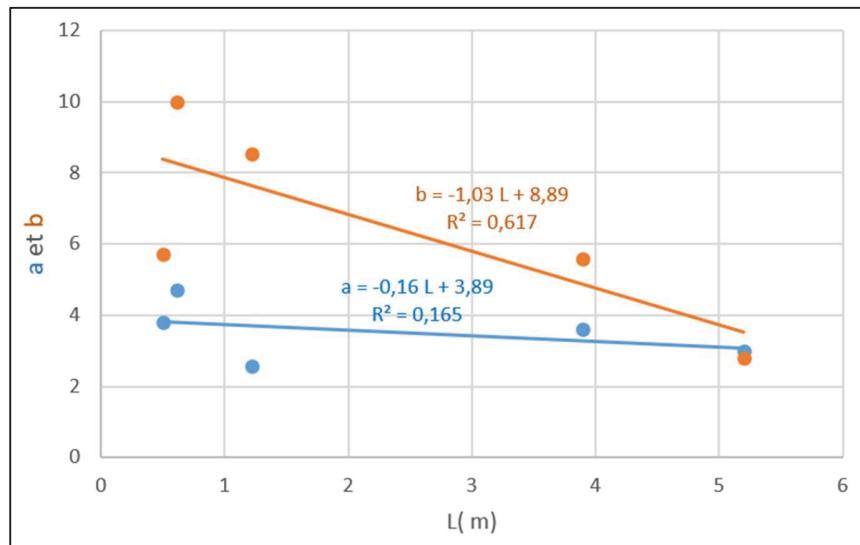


Figure 2.16 Pente ( $a$ ) et ordonnée à l'origine ( $b$ ) de chaque corrélation en fonction de leur longueur caractéristique respective

Seule l'ordonnée à l'origine ( $b$ ) des corrélations semble être impactée par la longueur caractéristique de l'écoulement. En effet, la valeur de  $a$  est presque constante malgré l'augmentation de  $L$  (égale à  $3,4 \text{ W/m}^2\text{K}$  en moyenne) contrairement à celles de  $b$  qui diminuent nettement. De plus, le coefficient de détermination pour le coefficient  $b$  est bon, d'environ 0,6, ce qui appuie l'existence d'une corrélation entre  $b$  et  $L$ . Les équations à retenir de cette section sont donc :

$$b = -1,0 \times L + 8,9 \text{ pour } 0,5 \leq L \leq 5,5 \text{ m} \quad (2.7)$$

$$h = 3,4 V + (-1,0 \times L + 8,9) \text{ pour } 0,5 \leq L \leq 5,5 \text{ m} \quad (2.8)$$

Le paramètre  $b$  peut donc être vu comme une fonction linéaire de  $L$ , avec un coefficient directeur de  $-1 \text{ W/m}^3\text{-K}$ . Cette pente signifie une perte dans le transfert de chaleur de  $1 \text{ W/m}^2\text{K}$  pour chaque mètre supplémentaire de l'installation sur lequel s'écoule le vent. Compte tenu du fait que la taille des installations est très variable (panneau simple de 1 m ou centrale solaire de plus de 50 m), la longueur caractéristique a un gros impact sur la valeur du coefficient de transfert thermique convectif. Entre les extrêmes de la corrélation (2.8) et pour un vent de 2 m/s, le coefficient  $h$  varie de  $17,1$  à  $12,1 \text{ W/m}^2\text{K}$ , soit une différence de  $5 \text{ W/m}^2\text{-K}$ . A noter que les extrêmes abordés ici (0,5 m et 5,5 m ne sont pas représentatifs de ceux que l'on trouve en réalité, surtout pour la limite haute qui exclut les installations PV de grandes ampleurs). La longueur caractéristique est alors considérée dans ce mémoire comme un paramètre de grande influence.

### 2.2.2.3 Les températures

Pour étudier l'influence de la température, trois paramètres ont été pris en considération : la température de surface du collecteur PV (notée  $T_s$ ), la température ambiante loin du collecteur (notée  $T_\infty$ ), et la différence entre  $T_s$  et  $T_\infty$  (notée  $\Delta T$ ). Dans cette partie, la corrélation de Kumar et al. (1997) a été écartée de l'analyse car les données de température n'étaient ni directement fournies, ni estimables à partir des informations de l'article. Les courbes obtenues pour évaluer

l'influence de la température de la surface du collecteur PV et de l'air ambiant sont disponibles aux Figure 2.17 et Figure 2.18, respectivement.

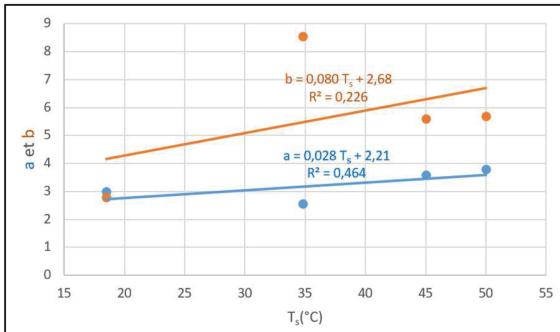


Figure 2.17 Pente ( $a$ ) et ordonnée à l'origine ( $b$ ) de chaque corrélation en fonction de la température du collecteur PV

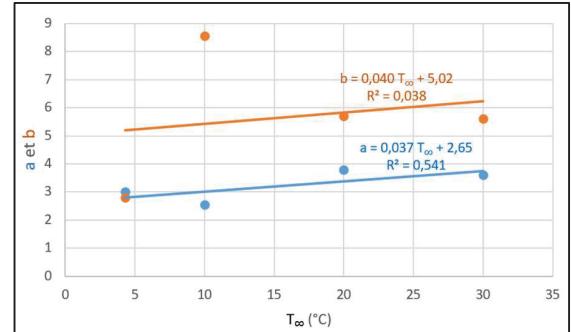


Figure 2.18 Pente ( $a$ ) et ordonnée à l'origine ( $b$ ) de chaque corrélation en fonction de la température de l'air ambiant

Pour chacune des corrélations linéaires, le coefficient directeur est inférieur à 0,1. Ceci implique que pour une augmentation de 10°C, le coefficient de transfert thermique gagne moins de 1  $W/m^2K$ . Entre les extrêmes de température de surface du collecteur PV présents sur la Figure 2.17, et pour un vent de 2  $m/s$ , le coefficient  $h$  varie de 9,6 à 13,9  $W/m^2K$ , soit une différence de 4,3  $W/m^2K$ . Entre les extrêmes de température ambiante présents sur la Figure 2.18, et pour un vent de 2  $m/s$ , le coefficient  $h$  varie de 10,7 à 14,4  $W/m^2K$ , soit une différence de 3,7  $W/m^2K$ . Ces variations pourraient indiquer que la température de surface et la température ambiante sont des paramètres avec une influence non négligeable, mais leurs coefficients de détermination  $R^2$  ne sont pas assez élevés pour arriver avec certitude à cette conclusion. Ces deux paramètres sont donc écartés pour la détermination des facteurs influençant fortement le coefficient  $h$ . Toutefois, l'étude de leur différence à travers le paramètre  $\Delta T$  est nécessaire pour conclure quant à leur influence relative. La Figure 2.19 présente les coefficients  $a$  et  $b$  en fonction la différence de température entre le collecteur et l'air :

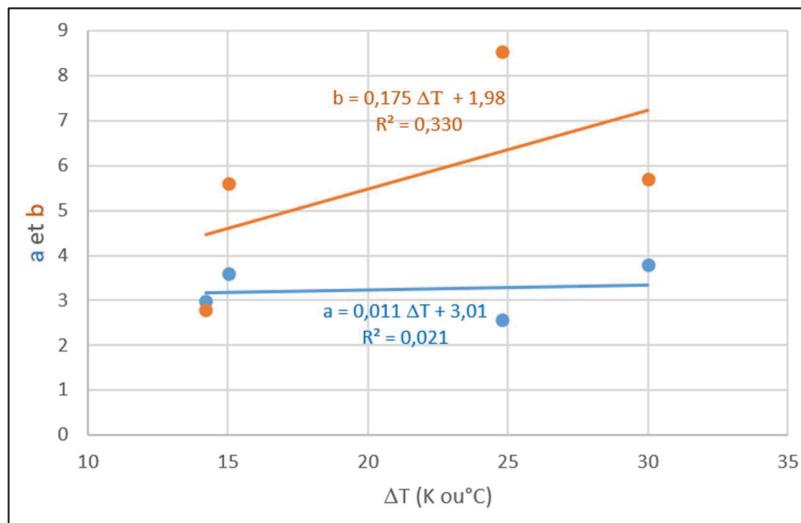


Figure 2.19 Pente ( $a$ ) et ordonnée à l'origine ( $b$ ) de chaque corrélation en fonction de la différence de température entre la surface du collecteur et l'air ambiant

Le graphique montre que le paramètre  $a$  est insensible aux variations de la différence de température entre le collecteur et l'air ambiant. En effet, la corrélation linéaire  $a(\Delta T)$  a un coefficient directeur de  $0,01 \text{ W/m}^2\text{K}^2$ . Le paramètre  $b$  présente, quant à lui, une faible sensibilité à  $\Delta T$ , avec un coefficient directeur de  $0,175 \text{ W/m}^2\text{K}^2$ . Entre deux extrêmes des différences de température présents sur la Figure 2.17 et pour un vent de  $2 \text{ m/s}$ , le coefficient  $h$  varie de  $10,5$  à  $13,3 \text{ W/m}^2\text{K}$ , soit une différence de  $2,8 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Compte tenu de la faible densité de données utilisées pour effectuer ces graphes (basés sur seulement quatre expériences) et du coefficient de détermination fragile ( $R^2 \approx 0,3$ ), le coefficient directeur de  $0,175 \text{ W/m}^2\text{K}^2$  est trop faible pour estimer avec certitude que le paramètre  $\Delta T$  joue un rôle important sur le coefficient de transfert thermique convectif. La différence entre la température du collecteur et de l'air ambiant n'est donc pas considérée comme un paramètre ayant une forte influence sur le coefficient de transfert thermique convectif.

#### 2.2.2.4 L'indice de turbulence

Dans ce mémoire, la définition de l'indice de turbulence ne correspond pas à ce qu'il est possible de trouver dans la littérature. Cet indice a été ici réinventé pour être plus facile à

estimer lors de l'utilisation de collecteurs PV quand il n'y a pas de possibilité d'effectuer des mesures de certains paramètres physiques complexes. L'indice de turbulence est donc défini *dans ce mémoire* comme une donnée sans unité comprise entre 1 et 5 rendant compte des différentes situations et éléments pouvant perturber l'écoulement autour et sur le lieu de l'expérience. Cet indice est incrémental à mesure que de nouveaux éléments perturbateurs sont identifiés, et suit l'échelle ci-dessous.

Tableau 2.1 Indices de turbulence selon l'environnement

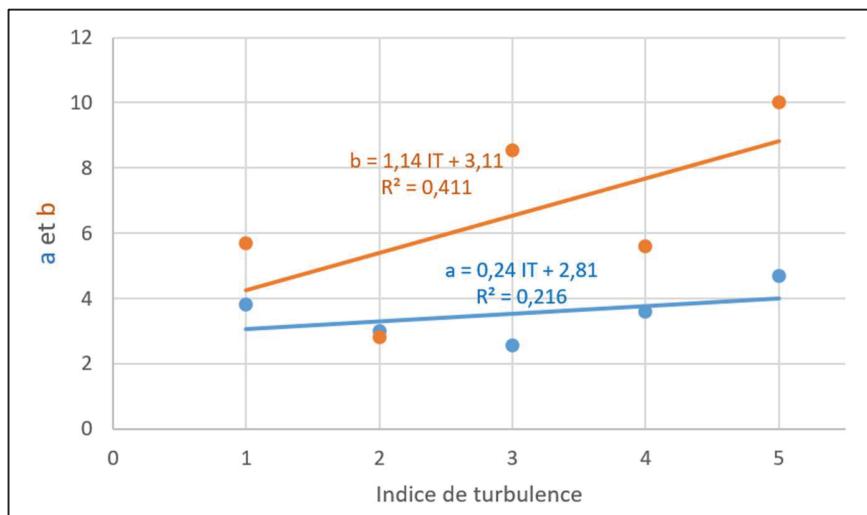
Indice	Description de l'environnement
1	Expérience en soufflerie (intérieur) où un vent originellement laminaire s'écoule sur une plaque plane et lisse orientée parallèlement à cet écoulement.
2	Environnement en soufflerie (intérieur) avec un ou plusieurs éléments perturbateurs par rapport à la situation précédente (conduite d'air, obstacle à l'écoulement, plaque non plane ou non lisse ou avec une inclinaison, etc.)
3	Environnement extérieur sujet à l'écoulement du vent naturel dans une zone dégagée sans ou avec peu d'obstacles (plaine, plan d'eau, bâtiment élevé par rapport aux alentours, etc.)
4	Environnement extérieur sujet à l'écoulement du vent naturel dans une zone avec obstacles entre la source de vent et le collecteur à l'étude (zone urbaine, bâtiment, arbre, etc.)
5	Source de vent intrinsèquement turbulente, peu importe l'environnement (ex : ventilateur)

Ainsi, les indices de turbulence de chaque expérience étudiée est déterminée dans le Tableau 2.2.

Tableau 2.2 Indices de turbulence des expériences étudiées

Expérience	Conditions expérimentales	Indice de turbulence
McAdams (1942)	Laboratoire intérieur avec soufflerie, plaque plane	1
Watmuff et al. (1977)	Laboratoire intérieur avec soufflerie, plaque plane et conduit d'air pour diriger le vent	2
Test et al. (1981)	Expérience en extérieur dans un milieu semi-rural (toit d'un bâtiment du campus de l'université de Rhode Island, Etats-Unis)	3
Kumar et al. (1997)	Laboratoire intérieur avec ventilateur comme source de vent	5
Bou Nassif et al. (2023)	Expérience en extérieur sur un toit dans un milieu urbain (toit du CETHIL dans la métropole Lyonnaise, France)	4

En fonction des indices évalués dans le tableau précédent, les coefficients  $a$  et  $b$  sont tracés sur la figure ci-dessous :

Figure 2.20 Pente ( $a$ ) et ordonnée à l'origine ( $b$ ) de chaque corrélation en fonction de l'indice de turbulence

En observant les corrélations linéaires, il est visible que la pente  $a$  ne subit pas l'influence de l'indice de turbulence, d'abord de part le coefficient directeur de 0,24 Ws/m<sup>3</sup>K (qui entraîne une variation maximale de  $a$  de moins de 1 Ws/m<sup>3</sup>K entre les extrêmes  $IT=1$  et  $IT=5$ ), et ensuite de part le coefficient de détermination faible de 0,21. Cependant, l'influence de l'indice de turbulence sur le paramètre  $b$  est nette. En effet, la corrélation linéaire entre  $b$  et  $IT$  est reportée ci-dessous :

$$b = 1,1 \times IT + 3,1 \text{ pour } 1 \leq IT \leq 5 \quad (2.9)$$

En considérant le paramètre  $a$  égal à sa moyenne (de 3,4 W/m<sup>2</sup>K), la corrélation reliant  $h$ ,  $V$  et  $IT$  est la suivante :

$$h = 3,4 V + (1,1 \times IT + 3,1) \text{ pour } 1 \leq IT \leq 5 \quad (2.10)$$

Ainsi, avec un coefficient directeur de 1,1 W/m<sup>2</sup>K, la corrélation linéaire suggère une variation de  $h$  entre les deux extrêmes de  $IT$  de 4,4 W/m<sup>2</sup>K. Ce résultat, couplé avec le coefficient de détermination suffisant de 0,41, permet d'affirmer que l'indice de turbulence est un paramètre important quand il s'agit de déterminer la valeur du coefficient de transfert thermique convectif.

### 2.2.3 Détermination des paramètres de grande influence sur le coefficient de transfert thermique convectif

Suite aux analyses effectuées dans la partie précédente, trois paramètres ont été déterminés comme ayant une influence significative sur le coefficient de transfert thermique convectif. D'abord, le paramètre le plus impactant est la vitesse du vent s'écoulant sur le collecteur. En effet, le coefficient  $h$  peut plus que tripler en passant d'un vent faible (0,5 m/s) à un vent moyen (6 m/s). L'influence de la vitesse du vent est décrite par l'équation (2.6). Ensuite deux paramètres semblent avoir une influence comparable mais inverse. La longueur caractéristique du collecteur sur laquelle le vent s'écoule peut diviser par 2 le coefficient  $h$  en passant de 1 à 5 m, tandis que l'indice de turbulence peut le faire doubler en passant d'un indice de turbulence de 1 à 5. Les influences de la longueur caractéristique et de l'indice de turbulence sont respectivement décrites par les équations (2.8) et (2.10). La détermination de ces paramètres

de grande influence ouvre la voie à la réflexion sur une nouvelle corrélation permettant de généraliser les corrélations linéaires selon  $V$ . L'objectif est que ces dernières soient transposables et généralisables à des situations présentant des conditions expérimentales diverses. Cet exercice est proposé dans la partie suivante.

### **2.3 Détermination d'une nouvelle corrélation à partir de la vitesse du vent, de la longueur caractéristique du collecteur et de l'indice de turbulence**

Pour déterminer une nouvelle corrélation à partir des trois variables identifiées dans la partie précédente, le comportement du coefficient de transfert thermique convectif est analysé à l'aide des mêmes outils : les corrélations linéaires.

L'analyse des différents paramètres a montré que  $L$  et  $IT$  avaient uniquement une influence sur  $b$  et non sur  $a$ . Cela signifie que la corrélation recherchée est de la forme :

$$h(V, L, IT) = a \times V + b(L, IT) \quad (2.11)$$

La valeur de  $a$  est posée à 3,2, moyenne pondérée des pentes obtenues lors de l'étude de  $V$ ,  $L$  et  $IT$ . De plus, les équations (2.7) et (2.9) proposent deux expressions différentes de  $b$  : une où la seule variable est  $L$ , et une autre où la seule variable est  $IT$ . Ces deux expressions sont rappelées ici :

$$b(L) = -1,0 \times L + 8,9 \quad \text{pour } 0,5 \leq L \leq 5,5 \text{ m} \quad (2.7)$$

$$b(IT) = 1,1 \times IT + 3,1 \quad \text{pour } 1 \leq IT \leq 5 \quad (2.9)$$

A ce stade, il est difficile de déterminer la forme précise du paramètre  $b(L, IT)$ . Pour des raisons de simplicité, il est supposé qu'il est de la forme d'une combinaison linéaire :

$$b(L, IT) = -1,0 \times L + 1,1 \times IT + c \quad (2.12)$$

où  $c$  est une constante à définir.

La nouvelle corrélation est donc, pour le moment :

$$h(V, L, IT) = 3,2 \times V - 1,0 \times L + 1,1 \times IT + c \quad (2.13)$$

L'objectif consiste à définir la constante  $c$  de sorte que la nouvelle corrélation soit la plus proche possible des résultats expérimentaux décrits par les cinq corrélations à l'étude. Pour ce faire, la nouvelle corrélation (2.13) est appliquée aux données expérimentales de chaque expérience. Les valeurs de  $L$  et de  $IT$  sont donc prises telles que définies dans les parties précédentes. Pour  $V$ , la valeur médiane de la plage de validité proposée par la corrélation est utilisée. Les calculs précis sont disponibles en ANNEXE III, et le résultat donne  $c = 5,5 \text{ W/m}^2\text{K}$ . La corrélation finale proposée par ce mémoire est donc :

$$h(V, L, IT) = 3,2 \times V - 1,0 \times L + 1,1 \times IT + 5,5 \quad (2.14)$$

Les variables  $L$  et  $IT$  étant constantes pour chaque expérience, la représentation graphique de cette corrélation montre le coefficient  $h$  en fonction de  $V$  pour les conditions expérimentales des cinq corrélations étudiées précédemment :

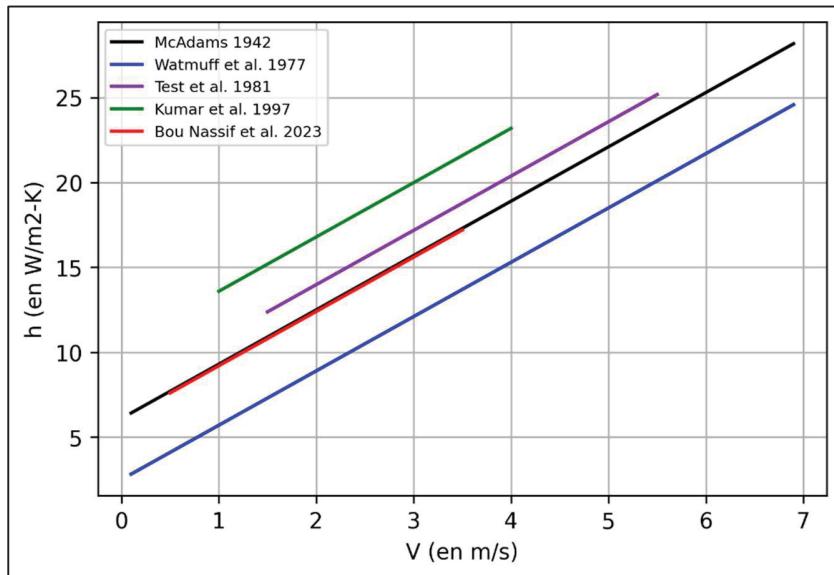


Figure 2.21 Coefficient de transfert thermique convectif en fonction de la vitesse du vent selon la nouvelle corrélation adaptée au conditions expérimentales ( $L$  et  $IT$ ) de chaque expérience

Par construction, cette nouvelle corrélation devrait donner des valeurs du coefficient de transfert thermique convectif proches de ce qui est mesuré dans les expériences (et reporté à l'aide les corrélations linéaires). Toutefois, cette corrélation a des limites. D'abord, le choix

d'avoir des variables influençant linéairement le coefficient de transfert thermique ne représente pas nécessairement la réalité, mais constitue un choix de simplicité. Ensuite, les variables sont traitées indépendamment, aussi bien dans leur définition que dans leur utilisation. En effet, chacune des variables  $V$ ,  $L$  et  $IT$  est définie pour être indépendante des autres. L'indice de turbulence aurait par exemple pu être défini en prenant en compte  $V$  et  $L$ , à l'image de la méthode classique dans laquelle  $L$  et  $V$  interviennent dans le calcul du nombre de Reynolds, représentatif de la turbulence. Ce mémoire a choisi de définir  $IT$  selon d'autres paramètres d'environnement, en se rapprochant de la définition de la rugosité. De plus, ces variables sont utilisées dans des parties distinctes de la corrélation, chacune multipliée par un coefficient directeur, puis additionnées entre elles. Les corrélations linéaires étudiées présentent des pentes  $a$  diverses, et leur différence peut peut-être s'expliquer en manipulant les conditions expérimentales « ensemble » et non séparément dans leurs propres parties de la corrélation. Cette possibilité n'est toutefois pas explorée dans ce mémoire. Pour finir, la possibilité d'utiliser cette corrélation dans d'autres situations n'est pas garantie compte tenu de la faible densité de données analysées (car basées sur seulement cinq expériences). Un processus expérimental étudiant cette nouvelle corrélation serait nécessaire pour confirmer sa pertinence. Ce mémoire ne propose pas une telle étude par manque de temps et d'accès aux équipements nécessaires.

Pour tenter de vérifier, et d'attester de la pertinence de la nouvelle corrélation proposée, la partie suivante compare les trois corrélations étudiées dans ce mémoire : la nouvelle corrélation (2.14), les corrélations linéaires et la méthode « classique » adaptée à une plaque plane et à un écoulement turbulent.

## 2.4 Comparaison des trois méthodes : les corrélations classique, linéaire et nouvelle

Dans l'optique d'effectuer des comparaisons, la méthode « classique » prise en compte ici est celle adaptée à une plaque plane non inclinée et soumise à un écoulement rapidement turbulent. La raison de ce choix est que cette méthode était celle qui donnait les meilleurs résultats parmi les méthodes « classiques ». Graphiquement, en superposant la corrélation (2.14), les

corrélations étudiées et la corrélation « classique », des figures sont obtenues pour chaque expérience. La Figure 2.22 compare les résultats pour l’expérience de McAdams.

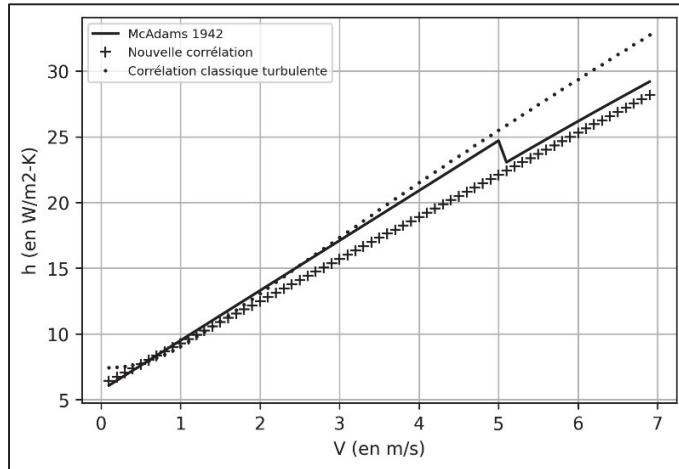


Figure 2.22 Coefficient  $h$  de la nouvelle corrélation, de la méthode « classique » et de la corrélation linéaire de McAdams

Les trois corrélations sont très proches. La corrélation classique est plus proche de celle de McAdams pour des vitesses inférieures à 5 m/s, tandis que la nouvelle corrélation est plus précise pour des vitesses supérieures à 5 m/s. La différence relative moyenne est à peu près identique pour les deux corrélations (d’environ 5,6%). La différence relative maximale passe, elle, de 22,1% (à  $V = 0,1$  m/s) avec la corrélation classique à 10,5% (à  $V = 5,0$  m/s) avec la nouvelle. Cependant, les faibles valeurs de vitesse induisent des différences relatives importantes. Ces dernières sont trompeuses car la corrélation proposée par l’expérience de McAdams est une simplification ne représentant pas précisément la réalité. Le choix de la linéarité a pu empêcher de représenter un changement de tendance pour les valeurs de  $h$  associées à un  $V$  faible, même s’il existait effectivement dans les mesures. Ainsi, sans considérer les valeurs de  $V$  faibles, la différence relative maximale passe de 12,3 % pour la méthode classique à 10,5% pour la nouvelle méthode. Ainsi, la nouvelle corrélation semble tout de même préférable pour l’expérience de McAdams, bien que les deux méthodes soient globalement satisfaisantes.

La Figure 2.23 compare les résultats pour l’expérience de Watmuff et al. :

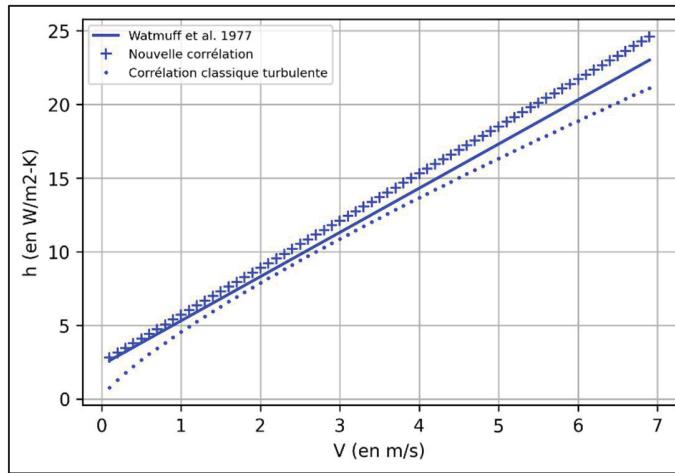


Figure 2.23 Coefficient  $h$  de la nouvelle corrélation, de la méthode « classique » et de la corrélation linéaire de Watmuff et al.

De nouveau, les corrélations classique et nouvelle semblent donner des résultats comparables et satisfaisants. En écartant les valeurs de  $h$  tirées de vitesses de vent faibles, la différence moyenne relative passe de 6% pour la méthode classique à 7% pour la nouvelle. A l'inverse, la différence maximale relative est améliorée, passant de 14,2% à 7,5%. La conclusion est que les deux méthodes se valent pour cette expérience, avec une légère préférence pour la nouvelle corrélation qui permet de minimiser la différence maximale. A présent, la Figure 2.24 compare les résultats pour l'expérience de Test et al. :

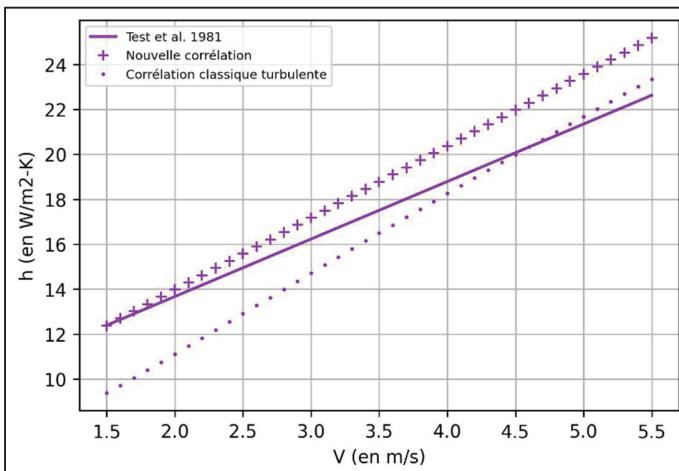


Figure 2.24 Coefficient  $h$  de la nouvelle corrélation, de la méthode « classique » et de la corrélation linéaire de Test et al.

Dans cette expérience, la corrélation classique et la nouvelle sont proches de la corrélation de Test et al. sur les plages de vitesses différentes. La différence moyenne de la nouvelle corrélation est cependant plus faible que la classique (6,7% contre 8,3%), et la différence maximale aussi (11,3% contre 24,3%). Il est donc préconisé d'utiliser la nouvelle corrélation qui donne des résultats légèrement plus précis.

La figure ci-dessous compare les résultats pour l'expérience de Kumar et al. :

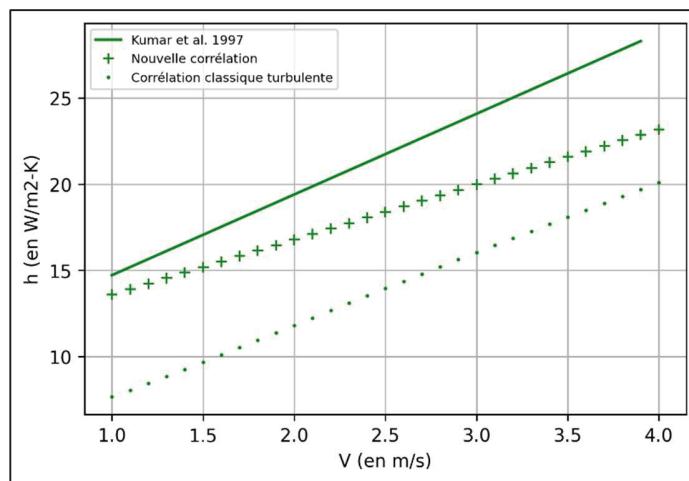


Figure 2.25 Coefficient  $h$  de la nouvelle corrélation, de la méthode « classique » et de la corrélation linéaire de Kumar et al.

Il est clair qu'aucune des deux corrélations ne donne des résultats très proches de ceux obtenus par Kumar et al. La nouvelle méthode est toutefois plus précise, avec une différence maximale de 19% et une différence moyenne de 15%, contre 48% et 37% pour la corrélation classique. Il est probable que la nature même de la source de vent de cette expérience, intrinsèquement turbulente due à l'utilisation d'un ventilateur, rende le coefficient de transfert thermique convectif difficile à estimer avec des outils adaptés à des vents naturels ou provenant d'une soufflerie classique.

Pour finir, la figure ci-dessous compare les résultats pour l'expérience de Bou Nassif et al. :

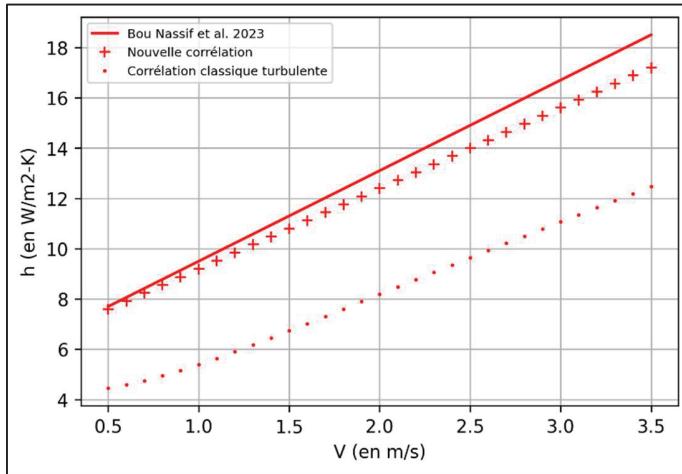


Figure 2.26 Coefficient  $h$  de la nouvelle corrélation, de la méthode « classique » et de la corrélation linéaire de Bou Nassif et al.

Pour cette expérience, la nouvelle corrélation est visiblement bien plus précise que la classique. La différence maximale passe de 44 à 7%, et la différence moyenne de 38% à 5%, appuyant la pertinence de la nouvelle corrélation. Cette dernière semble plus efficace pour décrire le transfert convectif dans les environnements urbains et/ou pour des systèmes PV avec des géométries particulières.

De manière générale, la nouvelle corrélation proposée dans ce mémoire donne de meilleurs résultats que la corrélation classique la plus efficace. Son utilisation apporte une amélioration de la différence relative moyenne de 11%, et de la différence relative maximale de 17%. Ces améliorations sont suffisamment importantes pour appuyer la pertinence de la nouvelle corrélation. En plus de sa précision, la nouvelle corrélation est aussi plus facilement applicable que la méthode classique grâce à sa forme simple de combinaison linéaire, et est mieux généralisable que les corrélations linéaires prises individuellement. Dans la suite de ce mémoire, lorsque le besoin de calculer un coefficient de transfert thermique convectif sera, la nouvelle corrélation (2.14) sera utilisée.

Finalement, ce chapitre a permis de conclure que la méthode classique et les corrélations linéaires ne donnent pas des résultats identiques pour une même expérience. En effet, la

méthode classique utilisant le nombre de Nusselt est peu précise. Pour obtenir une corrélation plus efficace, il est possible d'utiliser une combinaison linéaire prenant en compte la vitesse du vent, la longueur sur laquelle s'écoule le vent et un indice de turbulence entier, tel que défini dans ce mémoire.

Le chapitre suivant propose une réflexion autour d'un type de système de refroidissement qui permette d'améliorer l'efficacité des collecteurs PV. Le transfert thermique convectif de l'ensemble collecteur/système de refroidissement sera notamment étudié à l'aide de la corrélation (2.14), aussi appelée « nouvelle corrélation ».



## **CHAPITRE 3**

### **CONCEPTION DU SYSTÈME DE REFROIDISSEMENT**

Dans ce chapitre, l'objectif consiste à définir et dimensionner un système de refroidissement, pour ensuite (dans le chapitre ultérieur) calculer son impact sur la perte d'énergie thermique du système global et estimer sa pertinence.

#### **3.1 Choix du système de refroidissement**

Ce mémoire souhaite étudier un système de refroidissement « low tech » qui réponde aux principes de simplicité, d'accessibilité et de durabilité. En effet, l'objectif est de faciliter l'implémentation de systèmes utiles, utilisables par tous, sans coûts cachés ni exigences d'entretien complexes. Les technologies low-tech offrent des solutions simples, efficaces et durables pour le refroidissement des collecteurs photovoltaïques, ce qui en fait une approche préférable dans de nombreux contextes (ADEME & Goodwill-management, 2022). Elles nécessitent moins de ressources pour leur fabrication, leur mise en œuvre et leur entretien, ce qui réduit leur empreinte écologique (Low-tech lab, s.d.). De plus, leur accessibilité et leur robustesse permettent une adoption plus large, notamment dans les régions où les infrastructures sont limitées, favorisant ainsi une utilisation équitable et durable de l'énergie photovoltaïque. Refroidir les collecteurs PV est majoritairement un enjeu dans les pays chauds et ensoleillés où le potentiel d'électrification est grand. En misant sur des solutions low-tech, les pays peuvent accélérer leur transition énergétique tout en construisant des infrastructures résilientes adaptées à leur climat et à leurs ressources.

Dans ce contexte, la sélection du système à l'étude dans ce mémoire se tourne naturellement vers les systèmes de refroidissement passifs pouvant être facilement mis en œuvre, peu importe les conditions géographiques et climatiques. Naturellement, les collecteurs PV flottants ne seront donc pas étudiés. L'utilisation de matériau à changement de phase est une option envisageable, mais est éliminée car la physique de son fonctionnement n'est pas majoritairement tournée sur le principe de convection étudié dans le mémoire. L'étude se porte

alors sur la ventilation naturelle à l'aide d'ailettes de refroidissement. En effet, il s'agit d'une technique particulièrement pertinente à étudier pour plusieurs raisons. Tout d'abord, elle repose sur des principes physiques simples, exploitant la convection pour dissiper la chaleur sans nécessiter de composants actifs tels que des ventilateurs ou des systèmes de contrôle. En effet, la chaleur absorbée par la face avant du collecteur est transmise à la face arrière et évacuée par les ailettes (Bashir & Ali, 2025). Cela réduit considérablement les besoins en énergie et en maintenance, tout en augmentant la robustesse et la durabilité du système. Ensuite, les ailettes de refroidissement sont généralement fabriquées à partir de matériaux courants comme l'aluminium, le cuivre ou d'autres métaux conducteurs thermiques, ce qui les rend accessibles et relativement économiques. Enfin, leur conception modulaire et leur installation facile permettent une intégration dans des environnements variés, y compris dans des régions à faibles ressources techniques. En étudiant cette solution, il est possible de proposer une approche simple et passive pour améliorer les performances des collecteurs photovoltaïques, tout en respectant les principes d'une technologie low-tech. A présent que le système à l'étude est choisi, il est nécessaire d'en définir ses caractéristiques précises.

### **3.2 Choix du matériau utilisé**

Pour la fabrication d'un système de refroidissement à base d'ailettes destiné à un collecteur PV, il est essentiel de choisir un matériau qui allie autant que possible conductivité thermique, résistance mécanique, légèreté et durabilité.

#### **3.2.1 Comparaison des différents matériaux envisagés**

Dans cette partie, le cuivre et l'aluminium sont analysés car ce sont deux métaux avec une haute conductivité thermique (Incropera et al., 2007). L'objectif est de déterminer quel matériau est le plus adapté à une application pour le refroidissement des collecteurs PV en fonction des différentes contraintes que sont la conductivité thermique, le coût, la résistance, le poids et la facilité à usiner.

D'abord, le cuivre est un excellent conducteur thermique (environ 400 W/m·K). Cependant, il présente certains inconvénients. Sa masse volumique est relativement élevée, de 8.93 g/cm<sup>3</sup> (MatWeb, 2025b), ce qui peut poser problème par rapport au poids du collecteur PV. Il est en effet important que le système de refroidissement ne puisse endommager le collecteur. De plus, le coût du cuivre est important (d'environ 9 400 US\$ par tonne (The London Metal Exchange, 2025)), ce qui le rend peu attractif pour des installations à bas prix ou de grande échelle. Un autre point à considérer est qu'il est sensible à l'oxydation, ce qui nécessite un entretien régulier ou des traitements de surface pour maintenir ses performances. Ceci n'est pas pertinent pour des collecteurs PV installés en extérieur et soumis à la pluie, la poussière et l'humidité.

L'aluminium semble offrir un bon compromis. Avec une conductivité thermique d'environ 200 W/m·K et une masse volumique de 2.7 g/cm<sup>3</sup> (MatWeb, 2025a), il fait partie des métaux légers avec une conductivité thermique acceptable. Son prix est d'environ 2600 US\$ par tonne (The London Metal Exchange, 2025), ce qui place l'aluminium comme une alternative abordable face au cuivre. De plus, l'aluminium présente une bonne résistance à la corrosion, ce qui est crucial pour les conditions d'utilisation en extérieur. Il est aussi facile à usiner et à extruder, simplifiant la fabrication d'ailettes optimisées pour une dissipation thermique efficace (Atlas Steel, 2021).

Par conséquent, l'aluminium est le matériau préconisé dans ce mémoire pour la fabrication d'ailettes de refroidissement adaptées à un système photovoltaïque. Le choix précis du type d'alliage ne sera pas fait en profondeur, mais les différentes options seront parcourues.

### **3.2.2 Les différents types d'aluminium envisagés**

Pour déterminer quels types d'alliages sont adaptés au système, un court processus d'élimination et de comparaison est effectué. Les séries 1xxx (aluminium pur) sont à éviter en raison de leur faible résistance mécanique, bien qu'elles offrent une conductivité thermique élevée (MatWeb, 2025c). Les séries 2xxx et 4xxx sont très sensibles à la corrosion et sont écartées (Engineering Technology, 2025 ; Jinan Huachuang Aluminium Industry Co, 2006).

Les séries 3xxx, 5xxx et 6xxx ont une bonne résistance à la corrosion et une résistance mécanique modérée à bonne (Ulbrich Stainless Steels and Special Metals Inc., 2024). Elles semblent être de bonnes options pour fabriquer un système de refroidissement à base d'ailettes. Les alliages de ces séries ont des spécificités particulières qui ne seront pas développées dans ce mémoire. Il est toutefois intéressant de s'orienter vers un alliage peu coûteux pour que l'achat d'un système de refroidissement soit accessible et facilement justifiable par un temps de retour sur investissement rapide. Dans la suite du mémoire, les propriétés de l'aluminium 6063-T4 seront utilisées pour effectuer les calculs. Ce matériau a une masse volumique de 2700 kg/m<sup>3</sup>, une résistance mécanique élastique de 89,6 MPa et un module de Young de 68,9 GPa (MakeItFrom, 2020 ; MatWeb, 2025a).

### 3.3 Géométrie et dimensionnement du système d'ailettes de refroidissement

Le dimensionnement du système passe par une série de choix, et notamment par la géométrie du système. Les géométries étudiées sont représentées sur la figure ci-dessous :

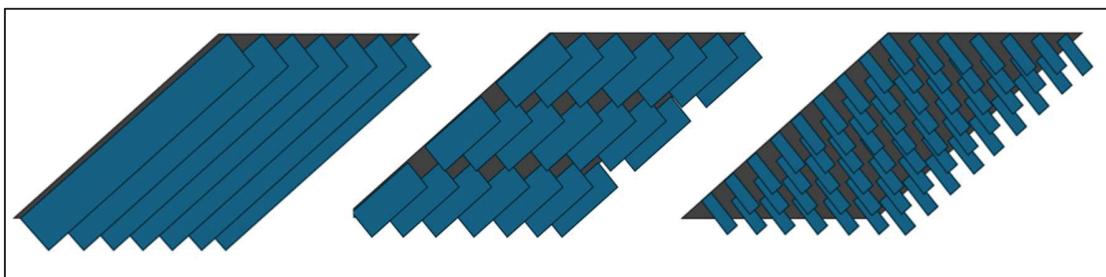


Figure 3.1 Collecteurs PV avec des ailettes de refroidissement en forme rectangulaire (à gauche), hybride (au centre) et en épingle (à droite)

Sur cette figure, les ailettes de refroidissement (en bleu) sont placées sur la face arrière d'un collecteur PV (représenté par le rectangle noir). Elles prennent différentes formes : des rectangles (à gauche), des « épingles » (à droite), et une géométrie « hybride » (au centre) qui a pour vocation de tirer parti des avantages des deux géométries précédentes. Dans la pratique, les ailettes ne sont pas directement placées au dos du collecteur PV, mais ont été extrudées à partie d'un bloc de métal. Une fine plaque de même dimension que le collecteur PV, mais d'épaisseur moindre, fait donc le lien entre les ailettes et le collecteur. Elle sera appelée

« base » du système de refroidissement. Les effets de cette base sur la conduction thermique seront toutefois négligés.

Chacune des géométries possède ses avantages et ses inconvénients, comme une bonne résistance mécanique ou un transfert convectif optimisé. Pour statuer sur la géométrie à choisir, il est important de s'intéresser aux dimensions des différents éléments afin de s'assurer que l'évacuation de la chaleur est permise efficacement, et que le système est résistant. Les paramètres à évaluer sont donc l'épaisseur, la longueur, la hauteur des ailettes ainsi que l'espacement entre chacune d'elles. L'objectif est de maximiser la surface de contact avec l'air pour augmenter autant que possible la convection sans toutefois avoir des ailettes trop volumineuses, trop fragiles ou inefficaces. Pour être capable d'effectuer ces choix, il est nécessaire d'analyser les différentes options d'un point de vue mécanique, énergétique et thermofluide.

Ce mémoire se porte donc sur l'étude de trois systèmes d'ailettes de géométries différentes. Le collecteur photovoltaïque est assimilé à une plaque plane rectangulaire de 1,7 m x 1m de côté. La température ambiante, loin de la plaque, est  $T_{\infty} = 25^{\circ}\text{C}$  et la température à la surface de la plaque est  $T_s = 40^{\circ}\text{C}$ . Le système de refroidissement a la même largeur que le collecteur PV, mais une longueur plus faible de 1,4 m pour permettre l'appareillage de la face arrière du collecteur. Par conséquent, la longueur  $C$  des ailettes dépend de leur géométrie. Pour des ailettes rectangulaires, la longueur des ailettes est identique à la largeur du système de refroidissement, soit  $C = 1 \text{ m}$ . Pour les ailettes hybrides, la longueur  $C$  est égale à 0,3 m de sorte à pouvoir placer trois ailettes par rangée. Pour les ailettes en épingle, la longueur de l'ailettes est égale à son épaisseur, soit  $C = e$ . Les valeurs à déterminer pour le dimensionnement sont l'épaisseur  $e$  et la hauteur  $H$  des ailettes, ainsi que l'espacement  $d$  entre les ailettes.

### 3.3.1 Etude de résistance mécanique

L'étude de résistance mécanique permet d'estimer l'épaisseur des ailettes puisque ce paramètre doit répondre à un compromis entre résistance et efficacité. En effet, l'ailette doit être suffisamment large et épaisse pour résister aux contraintes mécaniques qu'elle subit, sans se casser ni se déformer de façon permanente. Afin de concevoir un système aussi polyvalent que possible, il est essentiel de prioriser sa résistance afin d'éviter toute détérioration lors du transport, de sa conservation (possibilité d'empilement) ou de manipulations inappropriées. Cependant, plus l'ailette est fine, plus il sera possible d'en mettre un grand nombre sur le système de refroidissement, augmentant l'efficacité de ce dernier. Une ailette fine permet aussi de minimiser la quantité d'aluminium utilisé, et donc le prix final du système, améliorant ainsi son accessibilité économique. La hauteur de l'ailette a aussi son importance car, selon l'endroit où une charge est appliquée, le bras de levier pourra être plus ou moins important.

Une étude mécanique est donc effectuée sur les systèmes d'ailettes pour analyser les relations mécaniques entre hauteur, largeur et épaisseur. Les trois géométries seront étudiées : les ailettes rectangulaires, hybrides et en épingle. L'étude relève de la mécanique des milieux continus. Le matériau constituant l'ailette est considéré comme élastique, linéaire, homogène et isotrope. De plus, la théorie convenant à cette étude est la théorie des poutres (Lotfi Guizani, communication personnelle, 27 février 2025). Par conséquent, l'hypothèse des petites déformations est posée. Elle permet de négliger l'influence du cisaillement.

Deux cas de chargement seront étudiés : une analyse de la résistance en flexion, et une analyse en compression. Dans l'analyse en compression, la compression simple et le flambement seront considérés. La charge étudiée est celle induite par le pied d'un enfant de 30 kg s'appuyant à tour de rôle le côté et la tranche des ailettes du système d'ailettes. L'influence du vent (pouvant éventuellement créer un moment de flexion) et le poids propre du système seront négligés devant la charge à l'étude.

### 3.3.1.1 Résistance en flexion pure

La situation étudiée est celle d'une ailette de refroidissement de hauteur  $H$ , de longueur  $C$  et d'épaisseur  $e$ . L'aillette est encastrée à la base du collecteur PV. Une masse  $m = 30 \text{ kg}$  est appliquée sur toute la longueur d'une ailette, induisant une charge linéique :

$$\vec{w} = \frac{1}{H} \vec{F} = \frac{m}{H} \vec{g} \quad (3.1)$$

La situation est représentée ci-dessous :

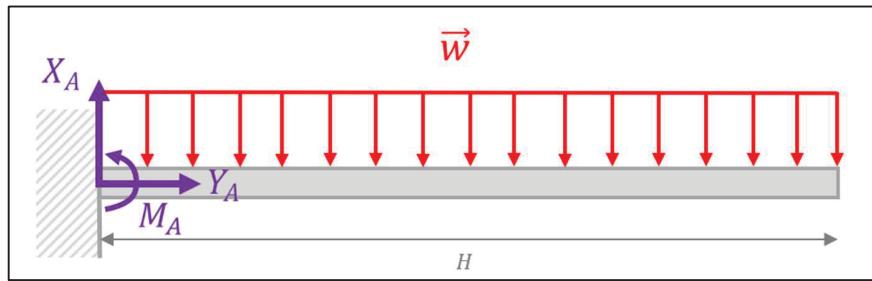


Figure 3.2 Ailette encastrée avec charge répartie sur la longueur

Sur la figure ci-dessus, les termes  $X_A$ ,  $Y_A$  et  $M_A$  représentent l'encastrement de l'aillette à sa base. Le principe fondamental de la statique est appliqué à la base de l'aillette (*Calcul des Structures - Cours 1 Partie 4, 2021*) et permet de calculer les réactions d'appuis.

$$\sum F_x = X_A = 0 \quad (3.2)$$

$$\sum F_y = Y_A - wH = 0 \quad (3.3)$$

$$\sum M_z = M_A - \frac{H}{2} \times wH = 0 \quad (3.4)$$

Ainsi :

$$X_A = 0 \quad (3.5)$$

$$Y_A = wH \quad (3.6)$$

$$M_A = w \frac{H^2}{2} \quad (3.7)$$

A présent, l'étude se porte sur la partie de l'aillette comprise entre les abscisses 0 et  $x$  où  $x$  est inférieur à  $H$ . La figure ci-dessous représente la situation à l'étude :

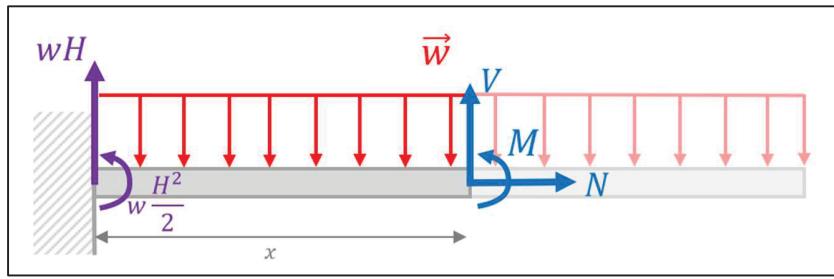


Figure 3.3 Etude de la partie gauche de l'aillette

La figure ci-dessus représente en rouge les forces et moments appliqués par l'encastrement sur la partie gauche de l'aillette. En bleu, les forces et moments appliquées par la partie droite de l'aillette sur la partie gauche étudiée sont représentés. Une nouvelle application du principe fondamental de la statique au point d'abscisse  $x$  donne :

$$\sum F_x = N = 0 \quad (3.8)$$

$$\sum F_y = wH + V - wx = 0 \quad (3.9)$$

$$\sum M_z = M + w \frac{H^2}{2} + w \frac{x^2}{2} - wHx = 0 \quad (3.10)$$

Ainsi :

$$N = 0 \quad (3.11)$$

$$V = w(x - H) \quad (3.12)$$

$$M = \frac{w}{2} (H - x)^2 \quad (3.13)$$

L'équation (3.13) décrivant le moment de flexion donne donc le maximum (en valeur absolue) suivant :

$$M_{max} = w \frac{H^2}{2} \text{ pour } x = 0 \quad (3.14)$$

De plus, la contrainte maximale s'écrit à partir du moment de flexion maximal :

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{I} v \quad (3.15)$$

où  $I = \frac{C \times e^3}{12}$  est le moment quadratique de l'ailette et  $v$  est la distance à l'axe neutre de la fibre la plus éloignée (*Calcul des Structures - Cours 2 Partie 5, 2021*). Il sera considéré que  $y = +\frac{e}{2}$  pour observer la réaction des fibres supérieures (en traction). En remplaçant le moment maximal par son expression (équation (3.14)) l'équation (3.16) se réécrit :

$$\sigma_{max} = \frac{12 w H^2}{2 C e^3} \frac{e}{2} \quad (3.16)$$

Puis compte tenu que  $w = \frac{mg}{H}$  (3.1) et en simplifiant :

$$\sigma_{max} = \frac{3 mg H}{C e^2} \quad (3.17)$$

Dans le cas d'ailettes rectangulaire et hybrides (où  $C$  est différent de  $e$ ), l'épaisseur minimale nécessaire pour éviter la déformation irréversible (notée  $e_{min}$ ) suit la règle suivante :

$$e_{min} = \sqrt{\frac{3 H mg}{C \sigma_{max}}} \quad (3.18)$$

Il est alors clair que l'épaisseur de l'ailette dépend de sa hauteur  $H$  et de sa longueur  $C$ . Il est d'usage de prendre une valeur de  $\sigma_{max}$  prudente en divisant la limite d'élasticité du matériau étudié (notée  $R_e$ ) par un facteur de sécurité  $S = 2$ . Ainsi,

$$\sigma_{max} = \frac{R_e}{S} \quad (3.19)$$

et :

$$e_{min} = \sqrt{\frac{3 H mg}{C R_e / S}} \quad (3.20)$$

Dans le cas d'ailettes en épingle (où  $C$  est égal à  $e$ ), l'épaisseur minimale  $e_{min}$  s'écrit :

$$e_{min} = \sqrt[3]{\frac{3 H mg}{R_e / S}} \quad (3.21)$$

Puisque la longueur  $C$  d'une ailette rectangulaire ou hybride est systématiquement plus grande que son épaisseur  $e$ , les équation (3.18) et (3.21) montrent que la valeur de  $e_{min}$  est systématiquement plus grande pour un système d'aillettes en épingle que pour un système d'aillettes rectangulaires, toutes choses égales par ailleurs.

En faisant varier  $H$  de 2 à 10 cm et la longueur  $C$  de  $e_{min}$  à 1 m, l'épaisseur minimale nécessaire varie de à 0,9 mm à 16 mm.

### 3.3.1.2 Résistance en compression

Pour étude en compression, la situation à l'étude diffère de celle de la partie précédente. D'abord, la base du système d'aillette est placée retournée et à plat sur le sol. Les ailettes pointent donc vers le ciel. La charge induite par pied humain appuyant dessus verticalement est alors répartie sur plusieurs ailettes. En considérant un pied d'enfant de 20 cm de longueur et 8 cm de largeur, et un écartement entre les ailettes de 5 cm, la charge est répartie au minimum sur une unique ailette pour les ailettes rectangulaires et hybrides, et entre 4 ailettes pour les ailettes en épingle. Par conséquent, la charge par ailette est  $F = \frac{mg}{1}$  dans les deux premiers cas et  $F = \frac{mg}{4}$  pour le dernier. De plus, cette force est appliquée en bout d'aillette agit sur la tranche, comme représenté sur la figure ci-dessous :

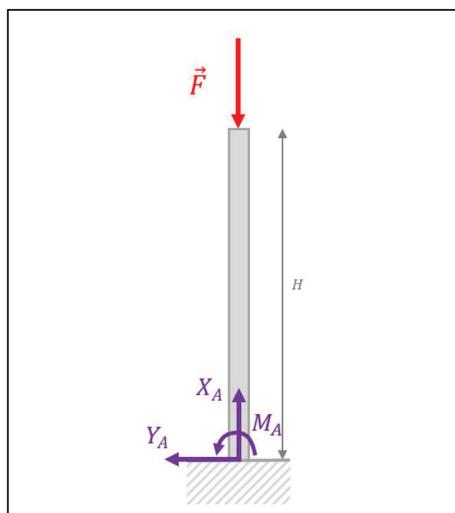


Figure 3.4 Ailette encastrée avec force induisant une compression

Les principes théorique de cette nouvelle situation sont les mêmes que précédemment. Les équations de l'effort normal  $N$ , de l'effort tranchant  $V$  et du moment fléchissant  $M$  obtenues après calcul sont les suivantes :

$$N = -F \quad (3.22)$$

$$V = 0 \quad (3.23)$$

$$M = 0 \quad (3.24)$$

Logiquement, seul l'effort normal est non nul puisque l'ailette est étudiée en compression sans cisaillement. Pour s'assurer de la résistance de l'ailette, il faut analyser l'impact de la contrainte normale  $-F$  sur la compression simple, et sur un possible flambement (Mittelstedt, 2023).

Pour la compression simple, la contrainte normale directe  $\sigma_N$  doit rester inférieur à la limite élastique  $\sigma_{max}$  (*Calcul des Structures - Cours 2 Partie 2*, 2021). Ainsi, l'épaisseur minimale de l'ailette pour résister à la compression doit respecter la loi :

$$\sigma_N = \frac{F}{e C} < \sigma_{max} \quad (3.25)$$

Soit :

$$\frac{F}{e_{min} C} = \sigma_{max} \quad (3.26)$$

$$e_{min} = \frac{F}{\sigma_{max} C} \quad (3.27)$$

$$e_{min} = \frac{F S}{R_e C} \quad (3.28)$$

L'épaisseur minimal est donc dépendante de la longueur de l'ailette. Par conséquent, si l'ailette est en épingle, alors  $e$  est égal à  $C$  et l'équation précédente se réécrit :

$$e_{min} = \sqrt{\frac{F S}{R_e}} \quad (3.29)$$

En faisant varier la longueur  $C$  de  $e_{min}$  à 1 m, l'épaisseur minimale nécessaire pour éviter la déformation irréversible due à la compression varie de  $10 \mu m$  à  $3,6 mm$ . En comparant avec

l'intervalle d'épaisseur pour les contraintes en flexion, il est clair que la compression simple n'est pas contraignante.

Pour étudier le flambement, il est nécessaire de connaître la charge critique de flambement évaluée à l'aide du critère d'Euler. Ainsi, pour une ailette rectangulaire ou en épingle, la charge critique de flambement  $F$  est :

$$F = \frac{\pi^2 E I}{K^2 H^2} \quad (3.30)$$

Tirée de Decolon & Borel (2000, p.241)

Dans cette expression,  $K$  est le coefficient de flambement, égal à 2 pour une console en compression. Le moment quadratique est à présent adaptée à la géométrie de l'aillette. Pour une ailette rectangulaire, l'équation (3.30) se réécrit :

$$F = \frac{\pi^2 E e_{min}^3}{12 C K^2 H^2} \quad (3.31)$$

Ainsi, de l'équation précédent découle la formule de l'épaisseur minimale  $e_{min}$  qui permet d'éviter le flambement dans le cas d'une ailette rectangulaire. Celle-ci est :

$$e_{min} = \left( \frac{12 K^2 H^2 F}{\pi^2 E C} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.32)$$

Soit en remplaçant  $F$  par son expression :

$$e_{min} = \left( \frac{6 K^2 H^2 mg}{\pi^2 E C} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.33)$$

Pour une ailette en épingle, l'équation (3.32) se réécrit :

$$e_{min} = \left( \frac{3 K^2 H^2 mg}{2 \pi^2 E} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (3.34)$$

En faisant varier  $H$  de 2 à 10 cm et la longueur  $C$  de  $e_{min}$  à 1 m, l'épaisseur minimale nécessaire pour éviter la déformation irréversible par flambement varie de 0,2 mm à 8,5 mm. En

comparant avec les épaisseurs minimales pour les contraintes en flexion, il est clair que le flambement n'est pas contraignant pour le dimensionnement.

### 3.3.1.3 Valeurs possibles de l'épaisseur d'une ailette

Il est nécessaire de rappeler que la valeur finale de l'épaisseur  $e$  sera fixée en fin d'étude de dimensionnement, pour prendre en compte les autres contraintes menant au choix de l'épaisseur. Il est toutefois possible d'obtenir un ordre de grandeur de  $e_{min}$  en posant arbitrairement la valeur de  $H$ , et en appliquant les différentes équations proposant une formule de  $e_{min}$  selon les contraintes appliquées. Dans chacun des cas (aillette rectangulaire, hybride ou épingle), la charge critique  $F$  correspond à la charge maximale appliquée, soit celle d'une masse  $m$  de 30 kg qui subit l'influence de la gravité. Elle s'exprime donc telle que :

$$F = m \times g \approx 294 \text{ N} \quad (3.35)$$

La résistance élastique  $R_e$  de l'aluminium sélectionné est égale à 89,6 MPa et son module de Young de 68,9 GPa (MakeItFrom, 2020). Pour rappel, le coefficient de flambement  $K$  et le coefficient de sécurité  $S$  sont tous deux égal à 2. A partir de ces informations, différentes valeurs de l'épaisseur  $e_{min}$  sont calculées et répertoriées dans le tableau ci-dessous pour  $H = 10 \text{ cm}$ .

Tableau 3.1 Epaisseur minimale d'une ailette de refroidissement selon sa géométrie et le type de contrainte appliquée

Géométrie d'aillette	Type de contrainte	Valeur de $e_{min}$ (en mm)
Ailette rectangulaire ( $H = 10 \text{ cm}$ et $C = 1 \text{ m}$ )	Flexion	<b>2,0</b>
	Compression simple	0,01
	Compression avec flambement	0,75
Ailette hybride ( $H = 10 \text{ cm}$ et $C = 0,3 \text{ m}$ )	Flexion	<b>3,6</b>
	Compression simple	0,04
	Compression avec flambement	1,11
Ailette en épingle ( $H = 10 \text{ cm}$ et $C = e$ )	Flexion	<b>15,8</b>
	Compression simple	3,6
	Compression avec flambement	8,5

Il est alors clair que, peu importe la géométrie étudiée, la contrainte en flexion est la plus stricte. C'est donc sur cette dernière que le dimensionnement final se basera. De plus, il est évident que l'étude mécanique ne favorise pas le choix d'ailettes de refroidissement en forme d'épingles, qui semblent trop épaisses. En effet, des ailettes de presque 2 cm d'épaisseur pourraient être la source de divers problèmes, comme un poids excessif du système de refroidissement ou une mauvaise conduction thermique au cœur des ailettes. Cependant, la suite du raisonnement permettra de trancher sur la pertinence de cette géométrie.

En faisant varier  $H$  de 2 à 10 cm, l'épaisseur minimale nécessaire varie de 0,9 mm à 2,0 mm pour une ailette rectangulaire, de 1,6 mm à 3,6 mm pour une ailette hybride et de 9,2 mm à 15,8 mm pour une ailette en épingle. Dans la suite de l'analyse, l'épaisseur considérée pour chaque système des ailettes correspondra aux valeurs supérieures présentées ci-dessus.

### 3.3.1.4 Validations des hypothèses

Pour effectuer ces calculs, diverses hypothèses ont été posées. D'abord, l'étude s'est placée dans le cadre de la mécanique des milieux continus. Cette hypothèse est valide car la matière est ici considérée comme un milieu continu, c'est-à-dire qu'elle ne présente pas de discontinuité à l'échelle macroscopique. L'échelle d'analyse adoptée est suffisamment grande pour que la description en termes de particules discrètes, telles que les atomes et les molécules, puisse être négligée. Le comportement du matériau peut alors être modélisé à l'aide de champs continus représentant les déplacements, les contraintes et les déformations.

De plus, la théorie des poutres est utilisée. Pour être valide, il est nécessaire de vérifier que l'hypothèse des petites déformations est valable. Par conséquent, la flèche est calculée dans les situations de flexion. Dans ce cas, la formule pour calculer la flèche est la suivante :

$$f = \frac{w H^4}{8 E I} \quad (3.36)$$

Tirée de Young & Budynas (2002, p. 191)

Le calcul de la flèche donne des résultats inférieures à 1 mm pour chaque géométrie d'ailettes. L'hypothèse de petites déformation est respectée puisque  $f$  est inférieur à  $e$  (ce dernier étant au minium de 2 mm).

Dans la théorie des poutres, la longueur d'une ailette doit être grande devant sa largeur et son épaisseur, la longueur étant le plus grand coté. Dans le cas des ailettes rectangulaires,  $C$  (égal à 1 m) est très supérieur à  $H$  (environ égal à 5 cm). Par conséquent, l'hypothèse est correcte. Dans le cas des ailettes hybrides,  $C$  (égal à 0,3 m) est nettement supérieur à  $H$  tant que cette dernière n'est pas trop grande. L'hypothèse sera considérée comme valide pour des hauteurs d'ailettes inférieures à 5 cm, en espérant que le dimensionnement finale ne préconise pas des ailettes plus grandes. Dans le cas des ailettes en épingle,  $C$  et  $H$  sont du même ordre de grandeur. Par conséquent, une ailette en épingle est considérée comme une poutre courte, et le cisaillement ne peut être négligé. La valeur d'épaisseur trouvée est donc sous-estimée, puisque la prise en compte du cisaillement induirait un dimensionnement plus restrictif. Avant toute analyse d'ailettes soumises à des contraintes de cisaillement, l'étude énergétique sera effectuée afin de s'assurer que la géométrie en épingle reste une option pertinente qui justifie une étude plus approfondi.

Pour finir, il faut s'assurer que le poids des ailettes est négligeable devant les forces s'appliquant dessus. Une ailette de 10 cm de hauteur, 1 m de longueur et 2 mm d'épaisseur a un volume de  $2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$ . Pour de l'aluminium de  $2700 \text{ kg.m}^{-3}$ , le poids de l'ailette est de 0,5 kg. En flexion, (qui est étudiée ici puisque c'est le type de contrainte le plus impactant), l'ailette subit un poids de 30 kg répartie sur sa longueur. Or  $\frac{0,5}{30} \approx 1,7\%$ . Il est donc acceptable de considérer que le poids d'une ailette est négligeable devant les forces s'appliquant dessus.

### 3.3.2 Etude thermofluide de l'épaisseur de la couche limite

A présent, il est nécessaire de continuer le dimensionnement avec la sélection de l'espacement entre les ailettes. Cet espacement doit être suffisamment grand pour permettre à l'air de circuler entre les ailettes et suffisamment petit pour pouvoir installer autant d'ailettes que possible à

l’arrière du collecteur PV. Le travail de sélection de l’espacement  $d$  entre les ailettes se résume à une étude de l’épaisseur de la couche limite  $\delta$ . En effet, pour que l’air circule correctement entre les ailettes, les couches limites de deux faces adjacentes ne doivent pas se mélanger. L’espacement entre deux ailettes sera donc défini comme :

$$d \geq 2 \times \delta \quad (3.37)$$

L’objectif est que les couches limites ne se mélangent pas, peu importe le type de convection en place (naturelle, forcée laminaire ou forcée turbulente). Pour une même géométrie d’écoulement, la couche limite est généralement plus épaisse dans les situations de convection naturelle (Incropera et al., 2007). Cependant, étant donné que la convection naturelle agit verticalement et la convection forcée horizontalement, ce mémoire dimensionne l’espacement entre les ailettes à partir des deux types de convection pour déterminer le « pire cas ». Ainsi, l’air autour du système de refroidissement est calme ( $V = 0 \text{ m/s}$ ) ou légèrement agité ( $V = 0,5 \text{ m/s}$ ). Les plaques sont considérées comme isothermes et égales à la température du collecteur PV (soit  $T_S$ ). Pour considérer un cas ayant besoin de refroidissement, la différence de température entre le collecteur et l’extérieure  $T_S - T_\infty$  est égale à  $5^\circ\text{C}$ . Une différence plus grande n’est pas choisie car l’objectif est de considérer le « pire cas ». En effet, la différence de température importe peu pour la convection forcée, mais pour de la convection naturelle, l’épaisseur de la couche limite croît lorsque la différence de température décroît. Le collecteur est positionné horizontalement, donc les ailettes sont verticales. Il est supposé que la convection ayant lieu sur les ailettes n’est pas affectée par la présence du collecteur PV au dessus.

### 3.3.2.1 Etude de la couche limite en convection naturelle

Pour déterminer l’épaisseur de la couche limite en convection naturelle, il est nécessaire de calculer le nombre de Grashof. Ce dernier est approximé pour une valeur de  $H$  égale à 10 cm.

Ainsi,  $Gr = \frac{g \beta (T_S - T_\infty) H^3}{\nu^2} = \frac{9,81 \times 3,3 \cdot 10^{-3} \times 5 \times 0,10^3}{(1,63 \cdot 10^{-5})^2} = 609\,225$ . Il est alors possible de

calculer le nombre de Rayleigh :  $Ra = Pr \times Gr = 0,7 \times 609\,225 = 426\,458$ . A noter que dans le cas extrême où  $T_S - T_\infty = 50^\circ\text{C}$ ,  $Ra = 3\,316\,787$ . Ainsi, peu importe la différence

de température, les nombres de Rayleigh calculés sont inférieurs au nombre de Rayleigh critique, égal à  $10^9$ . Par conséquent, l'écoulement convectif est laminaire. Puisque les nombres de Rayleigh sont aussi supérieurs à  $10^4$ , il est possible d'utiliser l'équation suivante pour déterminer l'épaisseur de la couche limite :

$$\eta_{cl} = \frac{y}{x} \left( \frac{Gr_x}{4} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (3.38)$$

Tirée de Incropera et al. (2006, p.566)

où  $(x, y)$  sont les coordonnées du point à l'étude :  $x$  est la distance par rapport au début de la plaque et  $y$  est la distance prise perpendiculairement à la plaque. Dans ce mémoire,  $x = H$  et  $y = \delta$ . En effet, l'ensemble de l'ailette est considérée, et le point à l'étude est à la limite de la couche limite (puisque l'objectif est de déterminer son épaisseur). De plus,  $\eta_{cl}$  est un paramètre sans dimension appelé variable de similarité. Ainsi, l'équation (3.38) se réécrit :

$$\eta_{cl} = \frac{\delta}{H} \left( \frac{Gr_H}{4} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (3.39)$$

$$\delta = H \eta_{cl} \left( \frac{4}{Gr_H} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (3.40)$$

De plus, à la limite de la couche limite, la vitesse de l'air est presque nulle. La figure 9.4, page 567 de l'ouvrage Fundamental of Mass and Heat Transfer permet de déterminer la valeur de la variable de similarité  $\eta_{cl}$ . En effet, pour une couche limite définie comme la distance pour laquelle le ratio de la vitesse massique moyenne sur la vitesse massique à l'infini est égal à 0,99,  $\eta_{cl}$  est égal à 6 (Incropera et al., 2007). Il est ensuite possible de calculer  $\delta$ , puis  $d$  :

$$\delta = 0,10 \times 6 \times \left( \frac{4}{609\,225} \right)^{\frac{1}{4}} = 0,030 \text{ m} \quad (3.41)$$

$$d = 2 \times \delta = 2 \times 0,030 = 6,0 \text{ cm pour } H = 10 \text{ cm} \quad (3.42)$$

Cette valeur est la même quelque soit la géométrie du système de refroidissement considéré, à condition que la hauteur des ailettes soit identique et égale à 10 cm. Pour des ailettes plus petites, l'espacement entre les ailettes est revue à la base. Par exemple, pour des ailettes de 4 cm, l'espacement est de 4,8 cm environ.

### 3.3.2.2 Etude de la couche limite en convection forcée

Pour déterminer l'épaisseur de la couche limite en convection forcée, il est nécessaire de calculer le nombre de Reynolds associé à l'écoulement. Ce dernier est approximé pour une longueur caractéristique égale à  $C$ . En effet, alors que la convection naturelle a pour longueur caractéristique la hauteur  $H$ , la couche limite se développe le long de la longueur  $C$  lorsque l'écoulement est parallèle en convection forcée. La valeur de  $C$  est prise égale à 1 m y compris pour les ailettes hybrides et en épingle. En effet, bien que leur longueur soit plus courte pour ces géométries, une ailette en aval bénéficie des turbulences induites par celle en amont, maintenant approximativement la taille de sa couche limite de la fin d'une ailette au début de la suivante. De plus, pour avoir la valeur de la couche limite dans le pire cas, la vitesse du vent est prise la plus faible possible tout en ayant une convection forcée pure, soit  $V = 0,5 \text{ m/s}$ .

$$\text{Ainsi, } Re = \frac{C V}{\nu} = \frac{1 \times 0,5}{1,63 \cdot 10^{-5}} = 3,1 \cdot 10^4.$$

Il est alors possible d'appliquer la formule donnant la valeur de la couche limite pour des écoulements laminaires :

$$\delta = \frac{\eta_{cl} \times C}{\sqrt{Re}} \quad \text{avec } \eta_{cl} = 5 \quad (3.43)$$

Adaptée de Incropera et al. (2007, p.408)

Ainsi, la valeur de la couche limite minimale pour la convection forcée laminaire est :

$$\delta = \frac{5 \times 1}{\sqrt{3,1 \cdot 10^4}} = 0,028 \text{ m} \quad (3.44)$$

Le cas de l'écoulement turbulent est plus difficile à prendre en compte car pour atteindre le nombre de Reynolds critique de  $5 \cdot 10^5$  avec  $C = 1 \text{ m}$ , la vitesse doit être de  $8,1 \text{ m/s}$  minimum, et ceci sort du cadre de l'étude. Il est toutefois probable que l'écoulement arrive déjà turbulent sur le système de refroidissement, perturbé par l'environnement autour du panneau. L'équation disponible pour calculer la longueur de la couche limite en convection formée turbulente n'est cependant valable que pour des nombres de Reynolds supérieurs à  $5 \cdot 10^5$ , et prend la forme ci-dessous.

$$\delta = \frac{0,37 \times C}{Re^{\frac{1}{5}}} \quad (3.45)$$

Adaptée de Incropera et al. (2007, p.411)

La longueur de la couche limite maximale adaptée à de la convection turbulente est donc :

$$\delta = \frac{0,37 \times 1}{(5 \cdot 10^5)^{\frac{1}{5}}} = 0,027 \text{ m} \quad (3.46)$$

Cette valeur est proche mais inférieure à celle obtenues pour la convection forcée laminaire. Elle ne sera donc pas considérée pour la suite.

Ainsi, la distante minimale  $d$  entre deux ailettes est :

$$d = 2 \times \delta = 2 \times 2,8 = 5,6 \text{ cm} \quad (3.47)$$

Cette valeur peut être inférieure ou supérieure à celle trouvée à l'aide de l'équation (3.40), selon la hauteur des ailettes. Le dimensionnement le plus contraignant sera pour le moment conservée pour la suite du dimensionnement du système (soit 6 cm). La valeur de  $d$  sera toutefois recalculée une fois la hauteur des ailettes sélectionnée .

### 3.3.3 Etude du transfert thermique et énergétique

Cette partie du dimensionnement se base sur le concept d'efficacité pour dimensionner le système. En effet, l'utilité d'un système d'aillette de refroidissement est d'améliorer le transfert thermique d'un collecteur PV par rapport au cas où ce même collecteur n'est pas équipé du système de refroidissement. L'efficacité du système de refroidissement est donc le rapport entre l'énergie thermique libérée par celui-ci et celle libérée sans, si la base est à la même température dans les deux cas. L'utilisation d'un système de refroidissement est considéré comme pertinente si son efficacité est supérieure ou égale à 2 (Incropera et al., 2007).

L'étude du transfert thermique du système de refroidissement pour le dimensionnement s'effectue à l'aide de plusieurs étapes. D'abord, une unique ailette est étudiée dans le but de

déterminer la distribution de température en son sein. Ensuite, la chaleur libérée par chaque partie du système est calculée dans pour définir son efficacité. Pour ce faire, les divers coefficients de transfert thermique convectif sont évalués. Ces étapes sont effectuées à l'aide de bilans thermiques.

Les trois géométries sont étudiées : les ailettes rectangulaires, les ailettes en épingle et les ailettes à géométrie « hybride ». De plus, chaque géométrie est observée sous trois modes de fonctionnement : un cas où l'air environnant est calme (convection naturelle) et trois cas où le vent est plus ou moins fort (convection forcée). Il est alors possible d'analyser les résultats obtenus pour en déduire la hauteur idéale des ailettes.

### **3.3.3.1 Distribution de température au sein d'une ailette**

La première étape est de déterminer la distribution de température au sein d'une ailette. En effet, le résultat obtenu sera crucial dans le calcul de l'efficacité globale du système. Dans cette partie, le système à l'étude est une tranche élémentaire d'aillette comprise entre les cotes  $z$  et  $z + dz$ , les ordonnées 0 et  $C$  et les abscisses 0 et  $e$ . Le régime est considéré comme stationnaire et la température comme variant unidirectionnellement suivant l'axe des  $z$ . Les transferts radiatifs avec l'extérieur sont négligés. La base de l'aillette est à la température du collecteur  $T_\infty$ . Le vent sera pris comme soufflant soit perpendiculairement, soit parallèlement au système de refroidissement. En effet, les collecteurs PV sont généralement orientés de sorte à maximiser l'irradiance solaire reçue, sans considérer l'axe du vent. Le système décrit précédemment est représenté sur la figure ci-dessous.

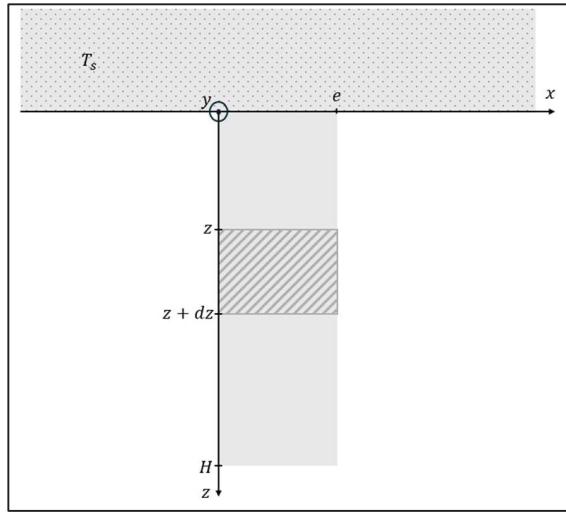


Figure 3.5 Ailette de refroidissement et la tranche élémentaire étudiée

Un bilan thermique est ensuite effectué sur le système en appliquant et simplifiant le premier principe de la thermodynamique :

$$\frac{dQ}{dt} = q_{cond}(z) - q_{cond}(z + dz) - q_{conv}(z) \quad (3.48)$$

Puisque le régime est stationnaire, le terme  $\frac{dQ}{dt}$  est nul. De plus, le terme  $q_{conv}(z)$  dépend de la face considérée car le vent s'écoule suivant l'axe des x. Il sera décomposé en  $q_1(z)$  sur la face  $x = 0$ ,  $q_2(z)$  sur la face  $x = e$ ,  $q_3(z)$  sur la face  $y = 0$ ,  $q_4(z)$  sur la face  $y = C$  et finalement  $q_5$  sur la face  $z = H$ . Les flux convectifs et les coefficients de transfert thermique convectifs seront distingués selon le même code  $q''_{1 \leq i \leq 5}$  et  $h_{1 \leq i \leq 5}$ . L'équation précédente s'écrit alors :

$$0 = e C q''_{cond}(z) - e C q''_{cond}(z + dz) - e dz q''_3(z) - e dz q''_4(z) - C dz q''_1(z) - C dz q''_2(z) \quad (3.49)$$

L'aire transversale de l'ailette est définie telle que  $A = e \times C$ . Les termes  $e C q''_{cond}(z) - e C q''_{cond}(z + dz)$  peuvent se réécrire tels que :

$$\begin{aligned}
A q''_{cond}(z) - A q''_{cond}(z + dz) & \quad (3.50) \\
&= -A [q''_{cond}(z + dz) - q''_{cond}(z)] \\
&= -A \frac{d q''_{cond}(z)}{dz} dz
\end{aligned}$$

Et l'équation (3.49) se réécrit :

$$\begin{aligned}
0 &= A \frac{d q''_{cond}(z)}{dz} + C (q''_1(z) + q''_2(z)) \quad (3.51) \\
&\quad + e (q''_3(z) + q''_4(z))
\end{aligned}$$

La loi de Fourier et la loi de Newton sont alors appliquées respectivement au terme conductif et convectif. Les coefficients de transfert thermique convectifs sont alors définis selon la face qu'ils décrivent :

$$0 = A \times \frac{d \left[ -\lambda \frac{dT(z)}{dz} \right]}{dz} + [C (h_1 + h_2) + e (h_3 + h_4)] [T(z) - T_\infty] \quad (3.52)$$

Le terme  $C (h_1 + h_2) + e (h_3 + h_4)$  est ensuite noté  $\lambda_0$  pour simplifier la forme du calcul. En sortant de la différentielle les termes constants, l'équation ci-dessous est obtenu :

$$0 = -A \lambda \frac{d^2 T(z)}{dz^2} + \lambda_0 [T(z) - T_\infty] \quad (3.53)$$

En divisant l'équation par  $A\lambda$  puis en réarrangeant les termes :

$$\frac{d^2 T(z)}{dz^2} - \frac{\lambda_0}{A\lambda} T(z) = -\frac{\lambda_0}{A\lambda} T_\infty \quad (3.54)$$

Pour trouver  $T(z)$ , il faut résoudre l'équation différentielle linéaire d'ordre 2. La solution est de la forme :

$$T(z) = C_1 e^{mz} + C_2 e^{-mz} + T_\infty \quad (3.55)$$

où  $C_1$  et  $C_2$  sont des constantes à définir à partir des conditions aux limites et où  $m$  est posé tel que  $m^2 = \frac{\lambda_0}{A\lambda} = \frac{C(h_1+h_2)+e(h_3+h_4)}{A\lambda}$ .

La condition  $T(0) = T_s$  induit que  $C_1 + C_2 = T_s - T_\infty$ .

L'ailette se veut aussi petite que possible, et n'est donc pas considérée comme suffisamment longue pour que le flux convectif soit négligeable en bout d'ailette (à  $z = H$ ). Ainsi  $\frac{dT(H)}{dz} \neq 0$ . Pour respecter le principe de conservation de l'énergie, le flux conductif doit être égal au flux convectif en bout d'ailette (Incropera et al., 2007), signifiant que  $\lambda A \frac{dT(H)}{dz} = h_5 A (T_s - T_\infty)$ . Ainsi,  $C_1 \frac{m}{\lambda} e^{mH} - C_2 \frac{m}{\lambda} e^{-mH} = h_5 A (T_s - T_\infty)$ . Après calculs, la distribution de température suit la loi :

$$T(z) = (T_s - T_\infty) \frac{\cosh(m(H-z)) + \frac{h_5}{m\lambda} \sinh(m(H-z))}{\cosh(mH) + \frac{h_5}{m\lambda} \sinh(mH)} + T_\infty \quad (3.56)$$

Tirée de Barani (2021, p.45)

### 3.3.3.2 Efficacité du système de refroidissement

La hauteur de l'ensemble des ailettes est ensuite sélectionnée à l'aide de l'efficacité du système qui doit être supérieure à 2, comme évoqué précédemment. Comme évoqué précédemment, l'efficacité du système de refroidissement (notée  $\varepsilon_{SR}$ ) est le rapport entre l'énergie thermique libérée par celui-ci et celle libérée sans, si la base est à la même température dans les deux cas. La formule est donc :

$$\varepsilon_{SR} = \frac{q_{SR}}{q_{base}} \quad (3.57)$$

Adaptée de Incropera et al. (2007, p. 147)

où  $q_{SR}$  est le flux de chaleur dissipée par le système de refroidissement et  $q_{base}$  est le flux de chaleur dissipée par la face arrière du collecteur sans système de refroidissement.

D'abord, ce mémoire s'intéresse au calcul de  $q_{base}$ . Celui-ci s'effectue en utilisant la loi de Newton :

$$q_{base} = h_{base} \times C_L \times (T_s - T_\infty) \quad (3.58)$$

Ensuite, le principe de superposition est utilisé : la chaleur dissipée par le système de refroidissement est la somme des chaleurs dissipées par les éléments qui le composent. Ces éléments sont les ailettes (avec une distinction faite entre la première qui subit le vent frontalement et les suivantes plus abritées dans le cas de la géométrie rectangulaire) et la base du panneau entre chaque ailette. Le calcul du flux de chaleur  $q_{SR}$  est donc écrit ci-dessous :

$$q_{SR} = \sum_{i=1}^N q_{AR,i} + (N - 1) \times q_d \quad (3.59)$$

où  $N$  est le nombre total d'ailette,  $q_{AR,i}$  est le flux de chaleur dissipé par la  $i^{\text{ème}}$  ailette et  $q_d$  celui dissipé par l'espace entre deux ailettes. La situation est représentée par le schéma ci-dessous :

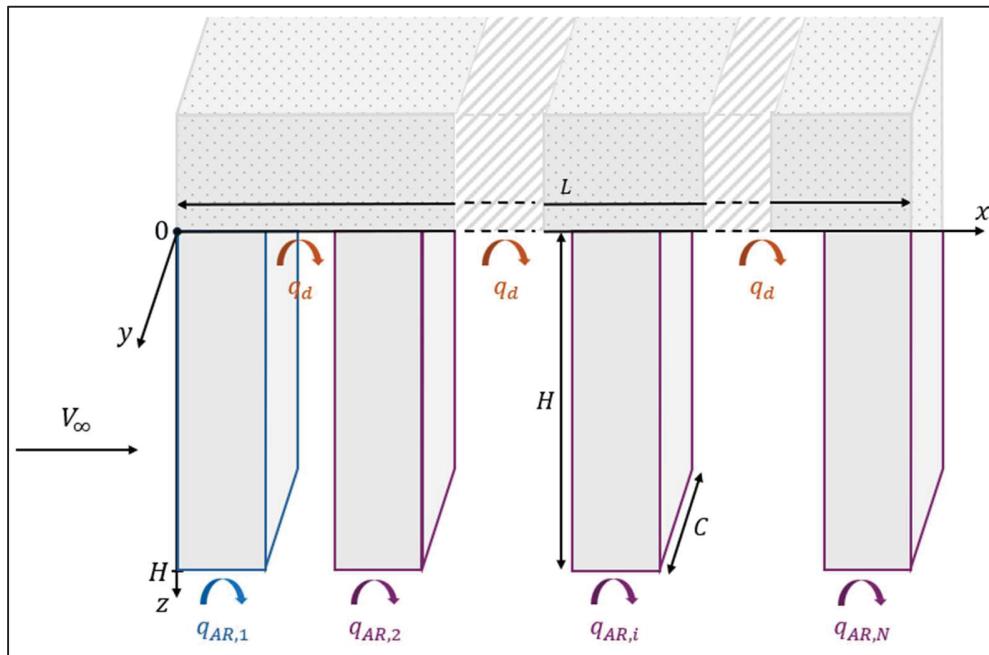


Figure 3.6 Système de refroidissement et échanges thermiques associés

Cette figure permet de représenter visuellement les différents transferts de chaleur convectifs qui ont lieu au sein du système. Pour calculer la chaleur échangée par le système complet, il

s'agit d'abord de calculer la chaleur échangée par la base entre chaque ailette, notée  $q_d$ . Son expression se définit à l'aide de la loi de Newton :

$$q_d = h_d \Sigma (T_s - T_\infty) \quad (3.60)$$

où la valeur de  $h_d$  le coefficient de transfert thermique et  $\Sigma$  l'aire totale de la base entre chaque ailette.

Ensuite, l'échange de chaleur d'une unique ailette est étudié. La distribution de température de chaque ailette est considérée comme identique, exceptée pour la première ailettes de la géométrie rectangulaire qui subit le vent frontalement. La théorie du calcul est toutefois identique. Le calcul de la chaleur échangée par une ailette quelconque s'effectue en intégrant le flux de chaleur libéré sur la surface en contact avec l'air :

$$q_{AR} = \iint (q''_1 + q''_2) dS \iint (q''_3 + q''_4) dS + \iint q''_5 dA \quad (3.61)$$

Ensuite, la loi de Newton est appliquée sur chaque face :

$$\begin{aligned} q_{AR} &= \iint (h_1 + h_2) [T(z) - T_\infty] dy dz \\ &+ \iint (h_3 + h_4) [T(z) - T_\infty] dx dz \\ &+ \iint h_5 [T(H) - T_\infty] dx dy \end{aligned} \quad (3.62)$$

En sortant des intégrales les éléments ne dépendant pas de leurs bornes :

$$\begin{aligned} q_{AR} &= (h_1 + h_2) \int_{y=0}^{y=C} dy \int_{z=0}^{z=H} [T(z) - T_\infty] dz \\ &+ (h_3 + h_4) \int_{x=0}^{x=e} dx \int_{z=0}^{z=H} [T(z) - T_\infty] dz \\ &+ h_5 [T(H) - T_\infty] \int_{x=0}^{x=e} dx \int_{y=0}^{y=C} dy \end{aligned} \quad (3.63)$$

$$q_{AR} = \lambda_0 \left( -T_\infty H + \int_{z=0}^{z=H} T(z) dz \right) + A h_5 [T(H) - T_\infty] \quad (3.64)$$

Le terme  $T(z)$  évalué dans l'équation (3.56) est intégré entre 0 et  $H$  et l'expression obtenue est simplifiée. Les calculs sont présentés en ANNEXE IV. L'expression finale de  $q_{AR}$  est donc :

$$q_{AR} = \frac{\lambda_0}{m} \left( \frac{\sinh(mH) + \frac{h_5}{m\lambda} (1 - \cosh(mH))}{\cosh(mH) + \frac{h_5}{m\lambda} \sinh(mH)} \right) (T_s - T_\infty) + A h_5 [T(H) - T_\infty] \quad (3.65)$$

Ou encore, en développant  $T(H)$  :

$$q_{AR} = \frac{T_s - T_\infty}{\cosh(mH) + \frac{h_5}{m\lambda} \sinh(mH)} \times \left[ \frac{\lambda_0}{m} \left( \sinh(mH) + \frac{h_5}{m\lambda} (1 - \cosh(mH)) \right) + A h_5 \right] \quad (3.66)$$

Les parties 3.3.3.1 et 3.3.3.2 prouvent donc que l'efficacité du système de refroidissement est une fonction de  $H$  et s'écrit :

$$\varepsilon_{SR}(H) = \frac{\sum_{i=1}^N q_{AR,i}(H) + (N-1) \times q_d}{q_{base}} \quad (3.67)$$

### 3.3.3.3 Détermination des coefficients de transfert thermique adaptés

Dans les expressions ci-dessus, les termes  $\lambda_0$  et  $m$  sont à adapter selon l'ailette considérée puisque la valeur des  $h_{1 \leq i \leq 5}$  dépend de la vitesse du vent (et donc du type de convection), de la position et de la géométrie des ailettes dans l'écoulement. La définition de ces valeurs est effectuée selon plusieurs méthodes complémentaires.

Premièrement, dans le cas d'un vent faible, les surfaces du système de refroidissement sont soumises à la convection naturelle. Sur les surfaces horizontales, le nombre de Nusselt se calcule à l'aide de l'équation (1.16) utilisée précédemment dans le CHAPITRE 1 et rappelée ici :

$$Nu = 0,27 Ra^{\frac{1}{4}} \text{ pour } 10^5 \leq Ra \leq 10^{10} \quad (1.16)$$

Tirée de Incropera et al. (2007, p.577)

Sur les surfaces verticales, le nombre de Nusselt se calcule à l'aide de l'équation ci-dessous :

$$Nu = \left[ 0,825 + \frac{0,387 Ra^{\frac{1}{6}}}{\left[ 1 + \left( \frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2 \quad (3.68)$$

Tirée de Incropera et al. (2007, p.571)

Ensuite, dans les situations où la vitesse suffisamment grande pour engendrer de la convection forcée, l'orientation des faces par rapport à au vent est à prendre en compte. Ainsi, pour les faces parallèles à l'écoulement du vent, les coefficients  $h_i$  sont déterminés en fonction de l'équation (2.14) définie au CHAPITRE 2 :

$$h(V, L, IT) = 3,2 \times V - 1,0 \times L + 1,1 \times IT + 5,5 \quad (2.14)$$

Pour les ailettes perpendiculaires à l'écoulement et subissant frontalement l'influence du vent, l'équation (2.14) ne peut s'appliquer. La stratégie utilisée est de revenir à la méthode « classique » avec le nombre de Nusselt. Pour des ailettes rectangulaire, la relation utilisée est celle adaptée à une plaque plane dans un écoulement perpendiculaire :

$$Nu = 0,228 \times Re^{0,731} \times Pr^{\frac{1}{3}} \text{ pour } 4 \cdot 10^3 < Re < 1,5 \cdot 10^4 \quad (3.69)$$

Tirée de Incropera et al. (2007, p. 427)

Pour des nombres de Reynolds supérieurs à  $1,5 \cdot 10^4$ , la valeur de Nu sera considérée comme égale à sa valeur atteinte pour  $Re = 1,5 \cdot 10^4$ , soit environ 230. Pour des nombres de Reynolds inférieurs à  $4 \cdot 10^3$  et faute de mieux, la convection sera considérée comme uniquement naturelle, même si le nombre de Richardson la prévoit comme forcée. Des nombres de Reynolds aussi bas sont cependant rarement obtenus dans l'étude des ailettes rectangulaires et hybrides, et la corrélation n'est pas trop restrictive.

Pour des ailettes en épingle, la relation à utiliser est celle adaptée à un « cylindre non circulaire carré » dans un écoulement perpendiculaire :

$$Nu = 0,102 \times Re^{0,675} \times Pr^{\frac{1}{3}} \text{ pour } 5 \cdot 10^3 < Re < 5 \cdot 10^5 \quad (3.70)$$

Tirée de Incropera et al. (2007, p. 427)

Cependant, cette équation est valide sur une plage de valeur insuffisante pour l'analyse d'aillettes en épingle de 2 cm de côté. En effet, la vitesse de vent minimale nécessaire pour atteindre  $Re = 5 \cdot 10^3$  est  $4,08 \text{ m/s}$ , tandis que le nombre de Richardson annonce une convection forcée pure dès  $0,5 \text{ m/s}$ . Il existe donc une incertitude quant aux échanges thermiques se produisant entre ces deux vitesses de vent. Pour des nombres de Reynolds inférieurs à  $5 \cdot 10^3$  et faute de mieux, la convection sera considérée comme uniquement naturelle, même si le nombre de Richardson la prévoit comme forcée.

A noter que pour ces deux dernières expressions de Nu, la valeur obtenue est la valeur moyenne sur l'ensemble des faces d'une ailette.

Finalement, pour les ailettes perpendiculaires à l'écoulement mais ne subissant pas frontalement l'influence du vent (car abritées par l'aillette en amont), le nombre de Nusselt sera considéré comme égal à celui obtenu en convection naturelle, c'est-à-dire répondant à l'équation (3.68).

Pour chaque face, le nombre de Richardson est calculé pour déterminer le type de convection, et donc le nombre de Nusselt à utiliser. De plus, pour essayer de lisser les courbes au maximum, la convection mixte sera prise en compte de la même façon qu'au chapitre 1, c'est-à-dire en utilisant la formule :

$$Nu = \sqrt[n]{Nu_f^n + Nu_n^n} \quad (3.71)$$

Tirée de Incropera et al. (2007, p.594)

Dans l'équation précédente,  $n$  est égal à  $\frac{7}{2}$  pour les surfaces verticales et  $n$  est égal à 3 pour les surfaces horizontales (Incropera et al., 2007). De plus, la longueur caractéristique utilisée dans

cette formule est la moyenne de la longueur et de la hauteur des ailettes (donc des longueurs caractéristiques de convection forcée et naturelle). A partir du nombre de Nusselt obtenu, l'équation (1.10) permet de trouver la valeur du coefficient de transfert thermique convectif.

### 3.3.3.4 Choix de la géométrie et valeurs possibles de la hauteur d'une ailette

A partir de l'équation (3.67) donnant l'efficacité du système de refroidissement, et en posant arbitrairement (pour le moment) des valeurs de  $C$ ,  $e$  et  $d$ , il est possible de déterminer numériquement la valeur de  $H$  minimale nécessaire pour avoir une efficacité égale à 2 ou à 3, au choix. Le code Python permettant d'effectuer ce calcul est disponible en ANNEXE V. Comme évoqué précédemment, certaines corrélations étaient valables pour des plages de nombre de Reynolds très restreintes. A cause des choix fait pour palier ce problème, les performances du système sont représentés à la baisse, notamment pour le système en épingle. Dans le tableau disponible en ANNEXE VI, les résultats pour trois géométries et pour différentes valeurs de  $V$  sont reportés.

Au vu des résultats, les systèmes d'aillettes rectangulaires et en épingle ne sont pas de bonnes options pour le choix de la géométrie finale. En effet, ces deux géométries présentent de faibles performances entraînant des hauteurs d'aillettes trop importantes pour tenter d'atteindre une efficacité acceptable de 2 ou 3. Par exemple, la géométrie des ailettes rectangulaires a le défaut de bloquer la circulation du vent lorsque ce dernier arrive perpendiculairement aux faces des ailettes. Ainsi, si la première ailette est en contact avec le flux d'air et est correctement refroidie, les ailettes suivantes ne peuvent transférer de la chaleur qu'à l'aide de la convection naturelle. Ceci réduit drastiquement l'efficacité du système. Les ailettes en épingle, quand à elles, sont très étroites et manquent de surface pour permettre un refroidissement efficace, que ce soit par convection naturelle ou forcée. Il est toutefois très probable que leur performance se soit vu diminuée à cause de la corrélation naturelle utilisée lorsque le nombre de Reynolds était trop bas pour la plage de validité. Les résultats ne signifient donc pas forcément que cette géométrie est la moins performante des trois, mais que les analyses effectuées ne permettent pas de conclure correctement quant à son efficacité.

Les ailettes hybrides semblent être un bon compromis entre les deux autres géométries. Lorsque le vent souffle perpendiculairement au système, les ailettes hybrides laissent passer une partie du flux d'air, permettant de refroidir les ailettes en aval. Ceci se traduit par le fait qu'une hauteur de 3 cm permet d'atteindre une efficacité de 2 (contre 75 cm pour les ailettes rectangulaires). En convection naturelle, et aussi lorsque le vent souffle parallèlement au système, les ailettes hybrides proposent suffisamment de surface pour obtenir des efficacités comparables à celles des ailettes rectangulaires (environ 3 cm pour obtenir une efficacité de 2, et 6,5 cm pour une efficacité de 3 avec un vent de 3 m/s). C'est pour ces raisons que le système d'aillettes hybrides est sélectionné, et sera étudié plus profondément dans la suite du mémoire.

Toujours à partir du tableau en ANNEXE VI, la hauteur idéale des ailettes est déterminée. Pour avoir une efficacité de 2 (le minimum acceptable) et ce peu importe la vitesse du vent, la hauteur des ailettes doit être de 3,3 cm. Sélectionner une hauteur de 3,3 cm pour une efficacité de 2 semble légèrement juste compte tenu du fait que les calculs des coefficients de convections ne sont pas précis. Cependant, sélectionner une efficacité de 3 donnerait une hauteur d'aillette de 8,5 cm, à la fois encombrante et induisant un système globalement surdimensionné. Ce mémoire fait donc le choix de sélectionner la hauteur adaptée à une efficacité de 2,5, soit 4 cm, dans le but de mitiger les fonctionnements sous-optimaux en diminuant les défauts et en conservant les qualités de chaque option étudiée.

Finalement, la géométrie sélectionnée pour le système de refroidissement est la géométrie hybride, qui permet de laisser circuler l'air lorsque le vent souffle perpendiculairement aux ailettes tout en ayant suffisamment de surface pour permettre une bonne convection naturelle le cas échéant. Le système est dimensionné par rapport à la plus grande valeur de  $H$  nécessaire pour que l'efficacité soit égale à 2,5 soit  $H = 4 \text{ cm}$ .

### 3.3.3.5 Vérification de la validité des hypothèses et limite du modèle

Pour effectuer le calcul de la hauteur des ailettes, diverses hypothèses ont été posées. Il est alors nécessaire de vérifier leur validité.

D'abord, il était dit que les transferts radiatifs étaient négligés. Cette simplification est en réalité très stricte car valable seulement pour des vents forts. Elle sera utilisée uniquement par soucis de simplification pour le dimensionnement. En effet, pour établir la validité de cette hypothèse, il faut comparer les échanges radiatifs aux échanges convectifs et vérifier que le quotient ci-dessous est très inférieur à 1 :

$$\frac{\varepsilon \sigma (T_s^4 - T_\infty^4)}{h (T_s - T_\infty)} \ll 1 ? \quad (3.72)$$

Pour le calcul, il est considéré que l'émissivité  $\varepsilon$  de l'aluminium est de 0,77 (La librairie Thermographique, 2015), et que le coefficient de transfert convectif est d'environ 50. La température extérieure est posée à 25°C, et celle du collecteur à 40°C. Alors :

$$\frac{\varepsilon \sigma (T_s^4 - T_\infty^4)}{h (T_s - T_\infty)} = \frac{0,77 \times 5,67 \cdot 10^{-8} \times (313^4 - 298^4)}{50 \times (313 - 298)} \quad (3.73)$$

$$\frac{\varepsilon \sigma (T_s^4 - T_\infty^4)}{h (T_s - T_\infty)} = \frac{75}{750} = 0,1 \ll 1 \quad (3.74)$$

Il est donc possible de considérer que les échanges radiatifs sont négligeables dans ces conditions. Il est toutefois important de noter que ces échanges sont uniquement négligés pour la partie dimensionnement, et non dans les autres chapitres du mémoire où l'impact des radiations solaires et des coefficients de transfert convectif plus faibles rendraient erronée cette simplification.

Ensuite, il était supposé que la température variait unidirectionnellement suivant l'axe des  $z$ . Cette hypothèse revient à considérer que la conduction au sein de l'ailette est très supérieure à la convection à sa surface, assurant l'homogénéité de la température au sein de l'ailette. Le critère de validité, reporté par Doumenc dans son cours à l'université Paris VI en 2011, est le suivant :

$$Bi = \frac{h \times e}{\lambda} \ll 1 \quad (3.75)$$

Tirée de Doumenc (2011, p.5)

L'équation ci-dessus stipule que le nombre de Biot (égal au rapport de la résistance thermique conductive sur la résistance thermique convective) doit être très inférieur à 1 pour que l'hypothèse d'uni-directionnalité soit vérifiée. Pour considérer le pire cas,  $h$  sera pris égale à 80 (cas d'une face perpendiculaire à un vent fort) et  $e$  égal à 16 mm (l'épaisseur d'une ailette en épingle). Le nombre de Biot adapté à la situation étudiée dans ce mémoire est :

$$Bi = \frac{80 \times 0,016}{220} = 5,8 \cdot 10^{-3} \ll 1 \quad (3.76)$$

Le critère de validité est respecté dans le pire cas, donc l'hypothèse de variation unidirectionnelle de la température suivant l'axe des  $z$  est valide.

Cependant, le modèle utilisé possède de nombreuses limites. Comme soulevé dans le CHAPITRE 2, les corrélations présentées dans la partie 3.3.3.3 sont des estimations relativement grossières permettant de trouver un coefficient de transfert thermique approximatif. Une partie des limites de ces corrélations sont leurs plages de validité ne permettant pas de faire une étude continue sur de larges intervalles de hauteur ou de vitesse. Par exemple, la corrélation (3.70) pour une ailette en épingle dans un écoulement perpendiculaire a pour limite basse de validité  $Re = 5 \cdot 10^3$ , ce qui correspond à une longueur caractéristique de 8,5 cm pour  $V = 1 \text{ m/s}$ . En dessous de 8,5 cm, la convection n'est pas purement naturelle, donc aucune corrélation ne permet de représenter avec justesse le transfert thermique. Ce dernier a donc été approximé, et choisi à la baisse. Contradictoirement, la corrélation (3.68) pour la convection naturelle sur une surface verticale est valide sur l'ensemble des  $Ra$ . Ceci pose tout de même un problème car le nombre de Nusselt ne temps pas vers 0 lorsque la hauteur de la surface tend vers 0. Ce résultat est perturbant car sans surface chaude, la convection naturelle ne peut pas s'instaurer. Cette incohérence ne permet donc pas de représenter correctement les transferts de chaleur lorsque la géométrie du système devient similaire à celle d'une plaque plane. De plus, il a été considéré que les ailettes hybrides laissaient le vent circuler parfaitement lorsque ce dernier arrivait perpendiculairement au

système. Ainsi, la première ailette et les suivantes ont le même coefficient de transfert convectif, assez élevé. Cependant, il est probable qu'en réalité, le transfert thermique diminue progressivement au fil des rangées, celles-ci étant de moins en moins exposées au flux d'air d'origine. Finalement, la géométrie d'un système d'ailettes de refroidissement est complexe, compte tenu du nombre d'ailettes et des interactions entre les flux d'air et les surfaces. Il est peu probable que l'échange de chaleur global du système soit la somme des transferts de chaque partie prise indépendamment des autres. En effet, le transfert de chaleur peut se voir diminué, par exemple à cause d'une partie du système qui gêne l'écoulement de l'air (comme la face arrière du collecteur PV qui empêche un écoulement optimal de l'air sur les faces verticales des ailettes en convection naturelle). Le transfert de chaleur peut aussi se voir augmenté, notamment grâce aux perturbations des ailettes en amont qui créent des zones de turbulences en aval (Incropora et al., 2007). Les résultats permettent donc de dimensionner le système, mais pas de prédire ses performances avec précision. Pour une analyse très précise des performances du système de refroidissement en fonction des conditions, il semble judicieux de se tourner vers une simulation numérique plus précise et plus exhaustive, mais aussi de se tourner vers la recherche de corrélations plus pertinentes.

### **3.3.4 Dimensionnement final du système et comparaison avec la littérature**

Pour dimensionner le système final, il est nécessaire de prendre en compte les résultats obtenus lors de l'analyse mécanique, de l'analyse thermique et énergétique ainsi que du calcul de la couche limite. A partir d'une hauteur  $H$  de 4 cm, les calculs de  $e$  et  $d$  sont de nouveaux effectués pour être affinés. Ces derniers donnent une épaisseur minimale 2,3 mm et un espacement entre les ailettes de 5,6 cm. Ces valeurs permettent d'imaginer un système composé de 72 ailettes hybrides (soit 24 rangées de 3). Dans ce mémoire, les ailettes sont placées en rangées. Il est toutefois possible de les placer en quinconce pour tenter d'augmenter les effets de turbulence et donc la convection (Incropora et al., 2007), bien que cela implique davantage de difficulté de maintenance (comme le nettoyage).

Avec le système de refroidissement proposé, la surface totale en contact avec l'air augmente d'un facteur 2,5 par rapport au système sans ailettes. Cette valeur est identique à l'efficacité recherchée, rapport de l'énergie évacuée par le système de refroidissement sur l'énergie évacuée par le collecteur seul. Ce résultat laisse entendre l'existence d'une corrélation linéaire entre surface en contact avec l'air et échange de chaleur. Connaissant la loi de Newton pour la convection, ce résultat est encourageant quant à la validité des résultats, et suppose que le coefficient de transfert convectif de l'arrière du collecteur est proche du coefficient convectif moyen sur l'ensemble du système de refroidissement.

Il est nécessaire de s'assurer que le poids du système de refroidissement n'est pas démesuré devant celui du collecteur PV, pour éviter d'abîmer ce dernier. Le système de refroidissement est composé de sa base et des 72 ailettes. Par conséquent, le volume total en aluminium est :

$$V_{total} = V_{base} + 72 V_{AR} \quad (3.77)$$

$$V_{total} = C_{collecteur} \times L \times e_{base} + 72 (C \times H \times e) \quad (3.78)$$

$$V_{total} = 1 \times 1,4 \times 0,001 + 72 (0,3 \times 0,04 \times 0,002) \quad (3.79)$$

$$V_{total} = 1,4 \times 10^{-3} + 72 (2,8 \times 10^{-5}) \quad (3.80)$$

$$V_{total} = 1,4 \times 10^{-3} + 2,0 \times 10^{-3} \quad (3.81)$$

$$V_{total} = 3,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \quad (3.82)$$

Avec une densité de 2700 kg/m<sup>3</sup> (MatWeb, 2025a), le système de refroidissement a un poids de 9,2 kg. Un collecteur PV a un poids généralement compris entre 16 et 18 kg (Blanchard, 2024). En prenant en compte le poids des équipements de pose (notamment les rails en aluminium permettant de créer un espace entre l'arrière des panneaux et le toit ou le sol, il faut compter 3,5 kg de plus, soit une vingtaine de kilogrammes au total. Par conséquent le système de refroidissement pèse environ 54% du poids d'un collecteur seul. Il est responsable de 35% de la masse d'un collecteur PV refroidi et d'environ 31% de la masse d'un système complet. Sans être disproportionné, le poids du système de refroidissement n'est clairement pas négligeable, et les installations doivent-être adaptées. Il est toutefois possible de réduire le poids du système de refroidissement, soit au détriment de son efficacité (en enlevant des ailettes ou en les raccourcissant), soit au détriment de sa résistance (en réduisant son épaisseur).

ou en amincissant la plaque de base). Il est aussi possible de souder directement les ailettes à la face arrière du collecteur PV pour diminuer au maximum son poids. C'est cette dernière solution qui sera utilisée dans la suite du mémoire, le volume total étant alors égal à  $2,0 \times 10^{-3} \text{ m}^3$  et le poids du système de 5,4 kg.

A présent, il est important de comparer le dimensionnement obtenu avec ce qu'il se trouve dans la littérature. Des ailettes de 4 cm de hauteur, 2,3 mm d'épaisseur et 5,6 cm d'écart ont des dimensions relativement proches ce qu'il se trouve dans la littérature pour des applications similaires. Par exemple, en 2022, Ahmad et al. ont étudié les performances d'un système de refroidissement à base d'aillettes de 5 cm de hauteur en moyenne, de 1 mm d'épaisseur et de 2 cm d'écart (Ahmad, Sopian, Fazlizan, Jarimi, & Ibrahim, 2022). Chacune de ces valeurs sont du même ordre de grandeur que le dimensionnement proposé précédemment. La différence d'épaisseur s'explique par le fait que le système de refroidissement PV de l'article n'avait pas besoin d'être très résistant, compte tenu de son utilisation restreinte en laboratoire. De plus, l'étude s'est basée sur de la convection naturelle uniquement, avec des différences de température  $\Delta T$  bien supérieures à celles étudiées dans cette section, d'où un écart entre les ailettes de 2 cm (plus faible que celui préconisé dans ce mémoire). En 2019, Bayrak et al. concluent que la géométrie la plus efficace consistait en des ailettes « hybrides » au sens de ce mémoire, de 7 cm de hauteur, 20 cm de long et 6 cm d'écart (Bayrak, Oztop, & Selimefendigil, 2019). De nouveau, ces valeurs sont proches de celles proposées précédemment.

Les méthodes employées dans ce chapitre permettent de retrouver les résultats des exemples proposées dans l'ouvrage Fundamental of Mass and Heat Transfert. Ainsi, l'exemple 9.1 page 569 propose de déterminer la taille de la couche limite d'une surface verticale compte tenu d'un ensemble de conditions expérimentales ( $T_\infty = 25^\circ\text{C}$ ,  $T_s = 75^\circ\text{C}$ ,  $H = 25 \text{ cm}$  et  $V = 0$  ou  $5 \text{ m/s}$ ). La méthode utilisée dans ce mémoire donne un résultat de 23 mm pour la convection pure (contre 24 mm dans la correction) et de 0,5 mm pour la convection forcée (la même valeur étant indiquée dans la correction). Ces résultats très proches ne sont pas étonnant étant donné que ce mémoire est très fortement inspiré des méthodes proposées par cet ouvrage.

Pour finir, l'exercice 9.9 p.598 suggère de calculer la puissance thermique évacuée par les ailettes d'un système tel que  $T_{\infty} = 27^{\circ}\text{C}$ ,  $T_S = 77^{\circ}\text{C}$ ,  $H = 15 \text{ cm}$ ,  $C = 2 \text{ cm}$  et  $L = 35,5 \text{ cm}$ . La méthode proposée dans ce mémoire donne une puissance de 16,2 W, contre 16,8 W dans une correction indépendante (Akon Konvict, 2014). Ces valeurs sont proches quand bien même les méthodes utilisées sont différentes. Dans ce mémoire, les puissances thermiques évacuées par le système sont calculées en considérant la variation de température le long de l'aillette. Dans la correction évoquée, le transfert thermique est considéré comme homogène sur l'ensemble de l'aillette. De plus, des corrélations légèrement différentes ont été utilisées pour calculer le transfert thermique convectif naturel ayant lieu sur les ailettes verticales. Malgré cela, les résultats concordent, ce qui confirme la pertinence des calculs effectués.

Finalement, la comparaison des résultats avec la littérature tend à crédibiliser les résultats présentés dans ce chapitre, du moins pour la géométrie hybride choisie.

### **3.4 Analyse de la dissipation de chaleur par le système de refroidissement**

A partir du système dimensionné dans la partie précédente, il est intéressant de calculer les valeurs de l'efficacité et de la puissance thermique évacuée. Pour rappel, le système de refroidissement à l'étude est composé de 72 ailettes de géométrie hybride (24 rangées de 3 ailettes). Ces ailettes font chacune 4 cm de hauteur, 30 cm de longueur, 2,3 mm d'épaisseur et sont espacées de 5,6 cm.

La variation de l'épaisseur et de la longueur des ailettes ont peu d'influence sur le système de refroidissement. En effet, l'épaisseur a comme objectif principal d'assurer la solidité du système et sa résistance aux manipulations. Sa variation ne permet pas de faire changer significativement le transfert thermique d'une aillette. Par exemple, l'efficacité du système passe de 4,7 à 4,6 en faisant varier l'épaisseur de 3,7 à 37 mm. La longueur d'une ailette n'a, elle aussi, que peu d'influence étant donné que c'est la longueur du collecteur PV qui régit la croissance de la turbulence. En effet, il a été considéré que le flux d'air ne redevenait pas

laminaire entre deux ailettes consécutives dans une même rangée. Par conséquent, ce paramètre ne modifie pas drastiquement le transfert thermique du système de refroidissement.

L'espacement entre les ailettes et la hauteur ont, quant à eux, une influence notable sur la chaleur évacuée. En effet, plus l'espacement est grand, et moins il est possible de placer de d'aillettes sur la face arrière du collecteur. Ainsi, entre un espacement de 5,6 cm et un espacement de 10 cm et pour un vent de 2 m/s, l'efficacité passe de 5,3 à 2,8 simplement par la réduction du nombre d'aillettes de 72 à 42. En ce qui concerne la hauteur, une étude plus poussée est nécessaire. Pour ce faire, l'efficacité du système de refroidissement est calculée puis représentée comme une fonction de  $H$ , en choisissant quatre vitesses de vent différentes.

Les résultats sont illustrés sur la Figure 3.7 :

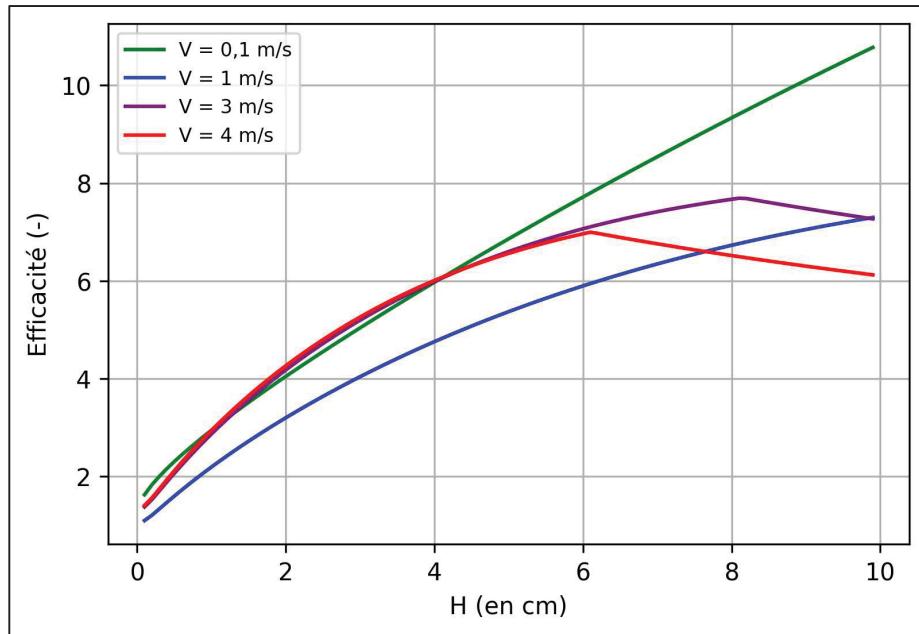


Figure 3.7 Efficacité du système de refroidissement selon la hauteur des ailettes et la vitesse du vent

La Figure 3.7 représente donc l'efficacité du système à la fois selon  $H$  et selon  $V$ , lorsque le vent souffle perpendiculairement aux ailettes (cas le plus favorable en terme d'efficacité). Chaque couleur représente un régime de vent différent, allant de 0,1 m/s à 4 m/s. Il est d'abord notable que lorsque  $H$  tend vers 0, les efficacités convergent vers 1. Cette observation est satisfaisante car, lorsque la hauteur des ailettes est nulle, le système de refroidissement est

complètement plat. Dès lors, sa puissance évacuée par convection est égale à celle de la plaque plane.

De plus, les efficacités de chaque régime de vent sont du même ordre de grandeur. Cela signifie que le système d'ailettes et le collecteur PV seul réagissent similairement aux deux types de convection (naturelle et forcée). En effet, aucun type de convection ne semble être beaucoup plus efficace sur le système de refroidissement que sur une plaque plane. A cette affirmation, une exception est faite : celle de la convection naturelle lorsque la hauteur des ailettes devient grande (représenté par la courbe verte lorsque  $H$  est supérieur à 8 cm). En effet, la convection naturelle est plus efficace sur les surfaces verticales (comme les ailettes) que sur les surfaces horizontales (comme le collecteur PV). Par conséquent, lorsque  $H$  augmente et que les dimensions du collecteur PV restent inchangées, l'efficacité croît fortement due à la prédominance de la convection naturelle verticale sur la convection naturelle horizontale.

Quelques irrégularités sont aussi à expliquer sur les courbes rouges et violettes représentant les plus hautes vitesses de vent étudiées. Aux abscisses  $H = 6$  cm et  $H = 8,1$  cm respectivement, les efficacités cessent de croître. Ce phénomène n'est pas correct physiquement parlant, et dépeint les limites des corrélations utilisées dans les calculs. En effet, il correspond au moment où le nombre de Reynolds dépasse la valeur de  $1,5 \cdot 10^4$  marquant la limite haute de validité de la corrélation liée à la convection forcée sur les surfaces planes dans un écoulement perpendiculaire (équation (3.69)). Pour des nombres de Reynolds supérieurs, la valeur du nombre de Nusselt cesse d'augmenter, faute de corrélation adéquate. Par conséquent, le transfert thermique des surfaces verticales des ailettes est restreint, tandis que celui du collecteur PV seul continue d'augmenter. Ceci induit une diminution trompeuse de l'efficacité passé une certaine hauteur ou une certaine vitesse.

Finalement, les efficacités relatives selon les vitesses de vent sont analysées. Globalement, le système est plus efficace lorsque la vitesse du vent est faible (courbe verte). Le système le moins efficace est celui soumis à une vitesse du vent modérée (courbe bleu), tandis que les systèmes rouge et violet (correspondant à des vitesses élevées) donnent des efficacités

intermédiaires. Pour comprendre ces résultats, il est nécessaire d'analyser l'évolution de l'efficacité en regard des puissances thermiques évacuées par le système de refroidissement et par le collecteur seul. L'étude qui suit a alors pour variable la vitesse du vent, et est effectuée pour des hauteurs d'ailettes de 6 cm (représentatif de la situation décrite précédemment).

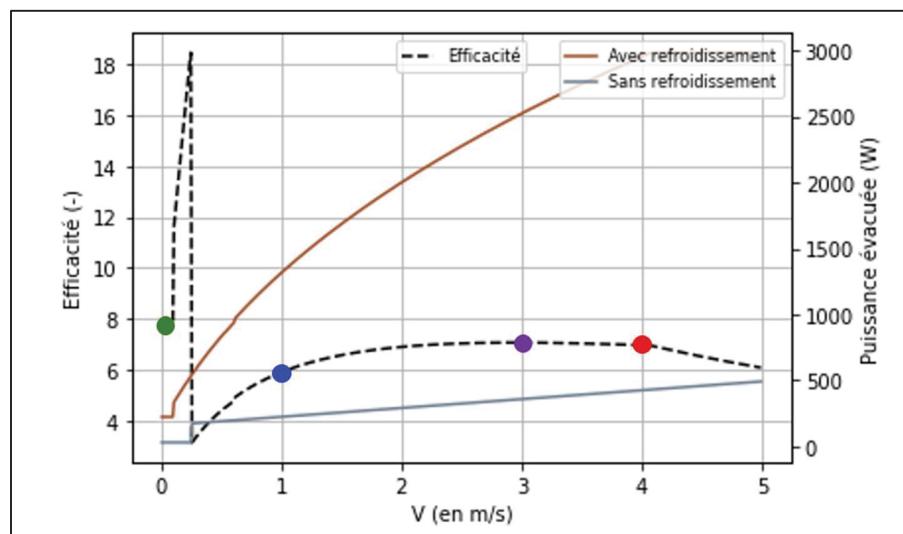


Figure 3.8 Efficacité et puissances thermiques évacuées selon la vitesse du vent

La Figure 3.8 représente donc la puissance évacuée par la face arrière d'un collecteur PV avec et sans système de refroidissement (respectivement en marron et en gris) et l'efficacité du système, rapport des deux puissances précédentes (en pointillés noirs). Les points colorés correspondent aux efficacités des quatre vitesses étudiées en Figure 3.7, suivant le même code couleur. Dans ce graphique, les valeurs des puissances thermiques évacuées sont très grandes, compte tenu de la haute différence de température entre le collecteur et l'extérieur (15°C). En réalité, de telles différences sont très rares et peuvent éventuellement avoir lieu sur de courtes durées lors de régimes non permanents où la température de l'air diminue brusquement. Il est plus courant que la température extérieure varie lentement, laissant le temps au collecteur PV d'accorder sa température pour atteindre un équilibre énergétique. Ceci diminue grandement la puissance évacuée en condition réelles de fonctionnement. Cependant, les conclusions sur l'efficacité restent identiques.

Au point vert ( $V = 0,1$  m/s), un refroidissement par convection naturelle a lieu dans les deux cas. Comme expliqué précédemment, la convection naturelle sur surfaces verticales (ailettes) est plus efficace que la convection naturelle sur surface horizontale (collecteur PV), donc l'efficacité globale est élevée.

Entre  $V = 0,1$  et  $0,25$  m/s, un pic d'efficacité est observé. Il est du aux changements de régime de convection consécutifs subit par le collecteur avec système de refroidissement, puis par le collecteur sans. En effet, à  $V = 0,1$  m/s, les ailettes de refroidissement passent d'une convection naturelle à une convection mixte car leur nombre de Richardson décroît sous les 10. Ceci augmente drastiquement l'échange thermique et fait bondir l'efficacité. Par la suite, en  $V = 0,25$  m/s c'est le collecteur sans ailettes qui change de régime de convection. Son transfert convectif augmente alors rapidement, faisant chuter l'efficacité vers des valeurs plus modérées et compensant les fluctuations précédentes. En réalité, ce pic donne des valeurs imprécises de l'efficacité, car un changement si brutal des coefficients de transfert thermique en raison du changement du régime de convection est irréaliste. Il est donc à prendre avec précaution. Cependant, les valeurs de chaleur évacuées semblent correctes prises séparément, et les considérer indépendamment ne générera pas un problème dans la suite du mémoire.

Au point bleu ( $V = 1$  m/s), la convection est purement forcée pour le collecteur avec système d'ailettes, et mixte pour celui sans. Par conséquent, l'efficacité est en augmentation grâce à une dissipation thermique par les ailettes qui profite mieux de l'accroissement de la vitesse du vent.

A partir de  $V = 2,6$  m/s, et donc pour les points violet et rouge (respectivement 3 et 4 m/s), le collecteur sans système de refroidissement atteint un régime de convection forcée pure. Son transfert thermique est alors légèrement plus performant quand la vitesse du vent augmente. Ce phénomène est peu visible sur la courbe grise mais, combiné à l'inflexion de la puissance évacuée par le collecteur avec système de refroidissement (en marron), il est repérable par la stagnation progressive de l'efficacité, et même sa légère décroissance.

Pour conclure, les variations d'efficacité s'expliquent par les différentes capacités à refroidir des convections naturelle, mixte et forcée. Les différents régimes de convection impactent les collecteurs avec et sans système de refroidissement à différents moments, faisant fluctuer les puissances évacuées respectives et modifiant la valeur de l'efficacité du système. De manière générale, la convection naturelle est particulièrement efficace, tandis que l'augmentation de la performance avec la vitesse du vent est limitée. De plus, augmenter la hauteur d'une ailette permet d'augmenter l'efficacité jusqu'à un certain point, sans toutefois être capable d'estimer quand la réduction de l'efficacité survient.

A présent, ce mémoire se penche sur les conséquences qu'un tel refroidissement peut avoir sur l'efficacité d'un collecteur photovoltaïque fonctionnant dans divers environnements.



## CHAPITRE 4

### INFLUENCE DU REFROIDISSEMENT DES COLLECTEURS PHOTOVOLTAÏQUES

#### 4.1 Le potentiel et les besoins en refroidissement dans le monde

La planète Terre possède des conditions météorologiques très hétérogènes, d'une région géographique à l'autre, mais aussi au cours du temps et des saisons. Comme vu dans le CHAPITRE 1, l'efficacité des collecteurs PV dépend des conditions météorologiques, notamment à cause des variations de l'irradiance solaire, de la température de l'air et de la vitesse du vent. Par conséquent, les différentes zones du globe ont des besoins et des potentiels différents lorsqu'il s'agit de refroidir les collecteurs PV.

Dans ce mémoire, la notion de « besoin en refroidissement » a pour vocation de représenter l'écart entre les performances réelles d'un collecteur PV, et les performances « de référence » ou « standard » qu'il est sensé avoir. Ainsi, l'estimation des besoins de refroidissement est établie en calculant les performances relatives d'un collecteur PV en conditions réelles et d'un collecteur fonctionnant à la température de référence,  $T_r = 25^\circ\text{C}$ , toutes choses égales par ailleurs. En effet, un estimé des performances d'un collecteur PV est fourni dans le livret du constructeur à partir de conditions de test standards (irradiance de  $1000 \text{ W.m}^{-2}$  ; spectre AM de 1.5 ; température du module de  $25^\circ\text{C}$ ). A cette température, une efficacité de référence est donnée, ici prise à 20%. La variation de la température du collecteur fait varier son efficacité, et donc l'énergie produite. La formule permettant de calculer le besoin en refroidissement, noté  $BE$ , est définie comme la variation relative de l'énergie annuelle produite à températures de référence et réelles :

$$BE = \frac{E_{\text{standard}} - E_{\text{réelle}}}{E_{\text{réelle}}} \quad (4.1)$$

Le potentiel de refroidissement a pour dessein de représenter l'écart entre les performances réelles d'un collecteur PV et ses performances « idéales » dans le cas où sa température est

optimisée. Dans ce mémoire, la température optimale d'un collecteur PV correspond à la température de l'air ambiant. En effet, refroidir un collecteur PV en dessous de la température ambiante est difficilement réalisable avec le système passif étudié ici. Par conséquent, le potentiel en refroidissement est établi en comparant les performances d'un même collecteur PV sous conditions réelles de fonctionnement et celles d'un collecteur opérant à la température extérieure, sans modifications des autres paramètres. La formule permettant de calculer le potentiel en refroidissement, noté  $PO$ , est définie comme la variation relative de l'énergie annuelle produite aux températures optimale et réelle :

$$PO = \frac{E_{\text{optimale}} - E_{\text{réelle}}}{E_{\text{réelle}}} \quad (4.2)$$

A partir de l'équation (1.1) reliant efficacité électrique d'un collecteur PV et température de ce dernier, il est clair que les zones du monde qui induisent une température des collecteurs PV élevée ont des besoins en refroidissement PV plus important que les régions les collecteurs restent frais tout au long de l'année. En parallèle, les régions où la différence entre température du collecteur et température extérieure est grande ont des potentiels de refroidissement élevés. Afin de quantifier ces potentiels et ces besoins, ce mémoire propose de comparer, pour plusieurs endroits, la puissance et l'énergie électrique générée par collecteur PV lorsque ce dernier fonctionne à sa température standard de 25°C (pour laquelle son efficacité est de 20%), lorsqu'il est à la même température que l'air ambiant (et donc refroidi autant que possible) et lorsqu'il fonctionne en conditions réelles. Les deux premiers cas, relativement simples à calculer, sont d'abord étudiés.

#### **4.1.1 Méthode pour un collecteur PV à température standard et à température ambiante**

Il est considéré que les collecteurs PV étudiés ici ont une efficacité standard  $\eta_r$  de 20% à la température standard  $T_r$  de 25°C. Chaque collecteur est incliné d'un angle égal à la latitude sur laquelle il se trouve, pour optimiser simplement l'irradiance reçue. Les données d'irradiance reçue par ce collecteur PV (notées  $G_{sol}$ ), et celle de la température de l'air ambiant  $T_\infty$  sont obtenues à partir du site internet PVWatts ([pvwatts.nrel.gov](http://pvwatts.nrel.gov)) appartenant au NREL,

propriétaire des bases de données fournies (NREL, s.d.). L'irradiance  $G$  effectivement absorbée par le collecteur PV est l'irradiance reçue  $G_{sol}$  multipliée par l'absorptivité optique du collecteur pour les longueurs d'ondes du soleil. Dans ce cas, l'absorptivité  $\alpha$  du collecteur PV est posée égale à 0,95 (Incropora et al., 2007). L'irradiance solaire absorbée par le collecteur suit donc la règle :

$$G = \alpha G_{sol} \quad (4.3)$$

La puissance surfacique d'un collecteur PV étant l'efficacité multipliée par l'irradiance absorbée, elle se calcule à l'aide de l'équation (1.1) tel que :

$$P''_{elec} = \eta_r [1 - \beta(T_s - T_r)] \times \alpha \times G_{sol} \quad (4.4)$$

Ainsi, en considérant que le collecteur est à sa température standard (ou de référence)  $T_r$ , l'équation ci-dessus s'écrit :

$$P''_{elec} = \eta_r \times \alpha \times G_{sol} \quad (4.5)$$

En considérant que le collecteur est à la même température que l'environnement extérieur, l'équation se (4.4) prend la forme :

$$P''_{elec} = \eta_r [1 - \beta(T_\infty - T_r)] \times \alpha \times G_{sol} \quad (4.6)$$

La moyenne annuelle de puissance surfacique et l'énergie annuelle surfacique générée par un collecteur PV peut alors être calculées dans les deux conditions  $T_s = T_r$  et  $T_s = T_\infty$ , et ce pour différents endroits du globe grâce aux données de PVWatts. Pour compléter ce travail, et avant de présenter les résultats, l'étude d'un collecteur PV en conditions réelles de fonctionnement est effectuée.

#### 4.1.2 Méthode pour un collecteur PV en conditions réelles de fonctionnement

A présent, la puissance et l'énergie générées par un collecteur PV ayant une température « normale » sont calculées. Le terme de température « normale » fait référence au fait que la température du collecteur ne peut en réalité être imposée en amont du calcul. En effet, cette température est soumise à l'influence de l'ensemble des échanges thermiques avec l'environnement. Par conséquent, pour déterminer la température d'un collecteur, un bilan thermique est effectué (à l'instar de la partie 1.3.1). Seulement cette fois, il ne s'agit pas

seulement d'un calcul d'ordre de grandeur, mais d'une opération plus précise. Ainsi, les mêmes équations sont globalement utilisées, mais les données en entrée sont choisies avec plus de minutie.

#### 4.1.2.1 Données optiques et radiatives

L'émissivité de la face avant d'un panneau PV rigide, poly ou monocristallin, est estimée à 0,9 (CNPP, 2019 ; Incropora et al., 2007). Cette valeur sera utilisée pour l'émissivité  $\varepsilon$  du collecteur PV étudié. L'émissivité de la face arrière en aluminium, notée  $\varepsilon_{Al}$  est prise égale à 0,77 en raison de la couche passive anodisée le protégeant de la corrosion (La librairie Thermographique, 2015). Les absorptivités (du collecteur et de la face arrière) sont prises égales aux émissivités lorsque les radiations reçues sont de la même région spectrale que celles émises, conformément à la loi de Kirchhoff (Incropora et al., 2007). Ceci s'applique donc pour les échanges entre le collecteur, le ciel et le sol, mais pas pour les radiations provenant du soleil. Dans ce cas, l'absorptivité  $\alpha$  du collecteur PV est posée à 0,95 (Incropora et al., 2007). Par conséquent, les échanges radiatifs peuvent être décrits à partir de l'équation ci-dessous, en utilisant de la loi de Stefan-Boltzman :

$$q''_{rad} = \varepsilon \sigma (T_s^4 - T_{ciel}^4) + \varepsilon_{Al} \sigma (T_s^4 - T_{sol}^4) \quad (4.7)$$

#### 4.1.2.2 Données de température

La température du sol est prise identique à celle de l'air ambiant  $T_\infty$ . La température du ciel varie entre - 40°C s'il fait froid et clair, et 12°C s'il fait chaud et nuageux (Incropora et al., 2007). Dans ce mémoire, la température du ciel sera estimée à l'aide de la formule :

$$T_{ciel} = T_\infty - 20 K \quad (4.8)$$

Tirée de Villemin et al. (2022, p.4)

#### 4.1.2.3 Données de vent

Comme dans la partie précédente, les données d'irradiance solaire et de température de l'air pour chaque heure d'une année météorologique typique sont obtenues grâce au logiciel PVWatts (NREL, s.d.). Dans cette partie, l'influence de la convection est prise en compte dans le calcul de la température du collecteur PV. De ce fait, la connaissance de la vitesse du vent est nécessaire. Elle est tirée de cette même base de donnée du NREL. Cependant, les valeurs obtenues doivent subir une modification avant de pouvoir être utilisées dans les calculs. En effet, la grande majorité des stations météorologiques mesure le vent à une hauteur  $H_1 = 10\text{ m}$  du sol et dans un endroit dégagé, suivant les recommandations de l'OMM (Organisation Météorologique Mondiale, 2023a). Si ce n'est pas le cas, les données sont adaptées pour donner une valeur représentative de ces conditions. Cependant, la plupart des lieux étudiés dans ce mémoire sont des grandes villes, où la rugosité du terrain impacte la valeur des mesures. Le collecteur PV est en effet situé en ville, à une hauteur  $H_2 = 9\text{ m}$  du sol, sur le toit d'un bâtiment. Il faut donc adapter la vitesse obtenue dans les bases de données en se utilisant le profil logarithmique de la vitesse en fonction de l'altitude. Cette propriété est décrite par l'équation ci-dessous :

$$V(H_2) = \frac{\ln\left(\frac{H_2}{z_{0,2}}\right)}{\ln\left(\frac{H_1}{z_{0,1}}\right)} V(H_1) \quad (4.9)$$

Adaptée de Organisation Météorologique Mondiale (2023b, p. 529)

Dans cette équation, les  $H_i$  désignent les hauteurs par rapport au sol depuis lesquelles la vitesse du vent est étudiée. Le paramètre  $z_0$  est nommé « longueur de rugosité », et est égal à 1 m en ville et à 0.02 m dans un endroit dégagé (Troen & Lundtang Petersen, 1991). Ainsi, certains termes de l'équation (4.9) se simplifient :

$$V(H_2) = \frac{\ln\left(\frac{9}{1}\right)}{\ln\left(\frac{10}{0,02}\right)} V(H_1) = 0,35 * V(H_1) \quad (4.10)$$

Les vitesses obtenues sur PVWatts sont donc multipliées par un facteur 0,35 avant d'être utilisées dans les calculs, pour représenter plus fidèlement les vitesses réelles atteignant les collecteurs PV en ville.

#### 4.1.2.4 Données de convection et de conduction

Le transfert convectif est calculé à partir des nombres de Nusselt du paragraphe 3.3.3.3 et à l'aide de l'équation (3.58) adaptée à une plaque plane, où le coefficient de transfert thermique convectif dépend du type de convection, et donc de la vitesse du vent. La conduction thermique est négligée, car le cadre en aluminium entourant le collecteur PV est supposé à la même température que le collecteur.

#### 4.1.2.5 Bilan de puissance surfacique

Ainsi, le code python disponible en ANNEXE VII permet notamment de calculer la température du collecteur  $T_S$  permettant de respecter l'équilibre en régime permanent :

$$\frac{dE''}{dt} = G - P''_{elec} - q''_{conv} - q''_{rad} = 0 \quad (4.11)$$

où les termes de puissance électrique, de convection et de radiation dépendent de la température du collecteur.

Une fois la température  $T_S$  obtenue, il est possible de calculer la puissance électrique en sortie de la même manière que dans la partie précédente, à l'aide de l'équation (4.4). La somme des puissances électriques horaires sur une année permet d'obtenir l'énergie annuelle générée par mètre carré de collecteur PV. A partir de cette énergie, le besoin  $BE$  et le potentiel  $PO$  de refroidissement peuvent être calculés. Ces calculs sont effectués pour chaque site et chaque heure de jour de l'année à l'aide du code python de l'ANNEXE VII. Les résultats détaillés sont disponibles en ANNEXE VIII.

#### 4.1.3 Besoins et potentiel de refroidissement dans le monde en fonction des conditions météorologiques

La méthode précédente est appliquée à 16 villes dans le monde, de latitudes, d'altitudes et de climats différents. Les résultats sont représentés sur la figure ci-dessous :

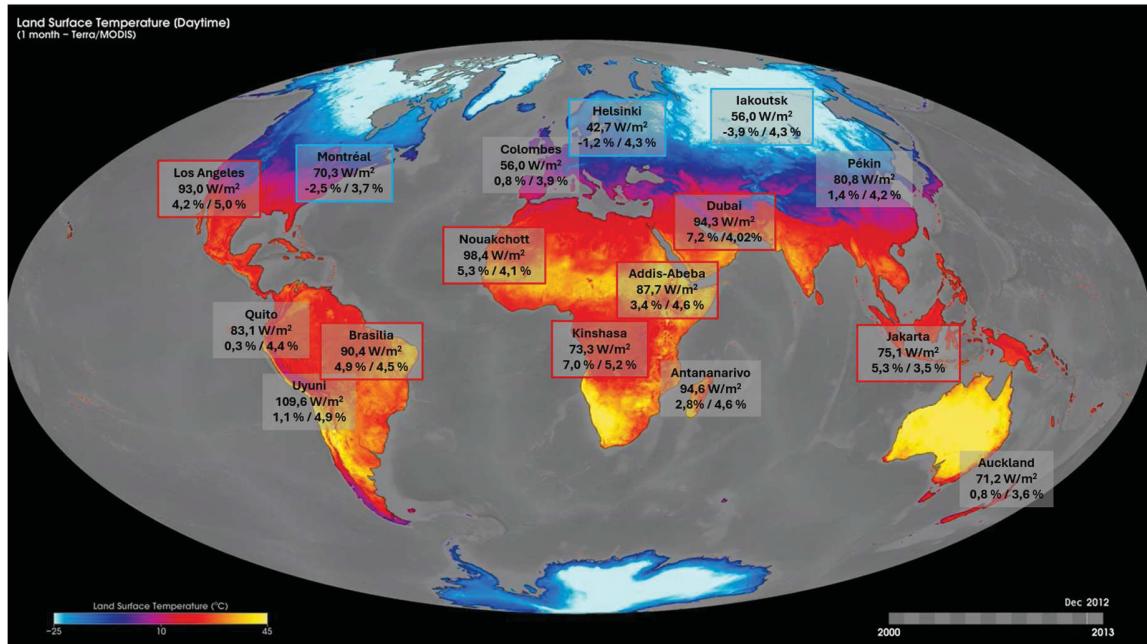


Figure 4.1 Puissances électriques surfaciques moyennes, besoins et potentiels en refroidissement autour du globe  
Adaptée de Stockli (2018)

Le fond de la carte représente la température moyenne à la surface de la Terre au mois de décembre 2012. Il a été produit par l'équipe de l'Observatoire de la Terre de la NASA (Stockli, 2018). Les rectangles grisés ont été ajoutés dans ce mémoire. Elles annoncent le lieu duquel les données météorologiques ont été extraites, la puissance surfacique moyenne annuelle générée par un mètre carré de collecteur photovoltaïque en condition réelle de fonctionnement. De plus, séparés par une barre oblique, les valeurs des besoins (à gauche) et des potentiels (à droite) en refroidissement sont indiqués. Les pays sont aussi catégorisés en « pays chauds » puis encadrés en rouge si la température moyenne du jour est supérieure à 20°C, et en « pays froids » puis encadrés en bleu si la température est inférieure à 10°C. Les « pays tempérés » correspondent aux autres pays, et n'ont pas de marqueurs particuliers.

Parmi les lieux étudiés, celui qui possède le plus grand besoin refroidissement est Dubaï, avec un manque à gagner énergétique de 7,2 % entre le cas standard et le cas réel. Il s'agit aussi du lieu avec les températures de l'air les plus élevées (environ 31 °C en moyenne de jour), et où le collecteur PV est le plus chaud (37,7°C en moyenne sur l'année). Tout en restant assez conséquent, le potentiel (de 4,2 %) est plus faible que le besoin, justement à cause des températures de l'air qui descendent rarement sous les 25°C. L'efficacité électrique du collecteur PV passe de 19,4% dans le cas idéal à 18,7% dans le cas réel. Avec une puissance électrique moyenne de 94,3 W/m<sup>2</sup>, la chaleur de ce site fait « perdre » plus 17 kWh/m<sup>2</sup> chaque année par rapport aux performances idéales. Ce n'est pas une perte négligeable selon le type d'installation considéré, compte tenu du fait que la pointe de demande coïncide avec la pointe de disponibilité (car l'irradiance élevée en été induit de forts besoins en climatisation).

L'endroit avec le potentiel le plus élevé les Kinshasa. En effet, un potentiel de 5,2 % y est calculé, permettant de faire passer l'efficacité électrique du collecteur de 18,7 à 19,7 %. En effet, la différence de température entre le collecteur et l'environnement extérieur est important (7,7°C en moyenne sur une année). Cette différence de température est due au fait que la région de Kinshasa est une région très peu venteuse. En effet, le collecteur PV reçoit en moyenne un vent de 0,6 m/s, tandis que le vent moyen des sites étudiés est autour de 1,1 m/s. Cela ne permet donc pas au collecteur de se refroidir naturellement, ce qui augmente le potentiel en refroidissement.

Cependant, le site où la quantité d'énergie à récupérer est la plus importante est Uyuni, avec 23 kWh annuellement par mètre carré de collecteur PV. En effet, la ville réunit les conditions météorologiques optimales. Parmi les lieux étudiés, l'irradiance moyenne (de 583 W/m<sup>2</sup> annuellement) et la différence de température entre le collecteur et l'air ambiant (de 8,3°C en moyenne) sont les plus importantes. Ceci s'explique par l'élévation de la ville (située à 2507 m d'altitude) qui autorise des températures fraîches malgré une irradiance impressionnante. Si le besoin en refroidissement est au mieux faible, installer des systèmes de refroidissement pourrait permettre de maximiser la puissance électrique déjà grande (de près de 110 W/m<sup>2</sup> en moyenne annuellement), particulièrement s'ils sont couplés à des systèmes de conservation de

l'énergie comme des batteries. En effet, la ville étant globalement fraiche tout au long de l'année, les besoins en chauffage sont constants, surtout la nuit.

Sans surprise, l'ensemble des villes situées entre les tropiques (et qui ne sont pas en altitude) sont catégorisées comme des « pays chauds ». Elles ont des besoins en refroidissement élevés, et des potentiels qui ne couvrent pas toujours les besoins. Ceci est du à la combinaison d'une irradiance et de températures élevées. La pertinence de l'utilisation d'un système de refroidissement est donc à voir au cas par cas, en prenant notamment en compte la capacité des collecteur à générer plus ou moins d'électricité.

Certains endroits du globe ont des températures de l'air qui dépassent rarement les 25°C. Par conséquent, il n'y a pas de besoin de refroidissement. C'est notamment le cas de la ville de Iakoutsk, en Russie, où le besoin est estimé à -3,9 %, avec une température diurne annuelle moyenne de 0 °C. Globalement, toutes les villes située au dessus du 40<sup>ème</sup> parallèle ont des besoins faibles en refroidissement, et des potentiels médiocres. De plus, les pics de demande énergétiques se trouvent généralement au creux de l'hiver, avec des besoins en chauffage bien plus importants que ceux en climatisation l'été. Puisque l'irradiance atteint son maximum en été, l'installation de systèmes de refroidissement dans ces pays est superflue.

Ainsi, les différents endroits du globe ont des besoins et des potentiels différents, dus aux variations d'irradiance solaire, de températures extérieures mais aussi de compatibilité entre disponibilité et demande. Les pays chauds avec une irradiance élevée ont, à la fois, des besoins et des potentiels en refroidissement supérieurs aux pays froids.

#### **4.1.4 Besoins et potentiel d'un collecteur en fonction de sa situation dans son environnement proche**

L'étude précédente a été effectuée pour des collecteurs PV sur le toit d'un bâtiment en ville. Comme observé à l'aide de l'équation (4.9), la vitesse du vent à la surface d'un collecteur dépend à la fois de la rugosité de son environnement et de sa hauteur par rapport au sol. Puisque

la vitesse à une grande influence sur le bilan thermique des collecteurs PV à travers la convection, ce mémoire compare dans cette section les situations suivantes :

- Un collecteur PV situé sur le toit d'un bâtiment en ville ( $H = 9 \text{ m}$  ;  $z_0 = 1 \text{ m}$ )
- Un collecteur PV sur le toit d'une maison dans une zone urbaine, périurbaine ou agricole avec de nombreux coupe-vent ( $H = 3 \text{ m}$  ;  $z_0 = 0,4 \text{ m}$ )
- Un collecteur PV situé sur le toit d'une grange dans un environnement agricole ( $H = 4 \text{ m}$  ;  $z_0 = 0,1 \text{ m}$ )
- Un collecteur PV au sol sur un terrain vallonné ( $H = 1 \text{ m}$  ;  $z_0 = 0,4 \text{ m}$ )
- Un collecteur PV au sol sur un terrain plat (champs ou prairie) ( $H = 1 \text{ m}$  ;  $z_0 = 0,03 \text{ m}$ )

La méthode utilisée est la même que précédemment. Cependant dans cette section, l'analyse ne porte pas sur chaque site individuellement, mais sur la moyenne des résultats obtenus pour les pays chauds et les pays froids. Les résultats sont disponibles en ANNEXE IX. A partir de ces résultats, il est clair que les besoins et potentiels en refroidissement varient beaucoup selon l'environnement du collecteur PV, pour un même climat et une même météo. En effet, les besoins moyens passent de 1,7% pour un collecteur sur un toit en zone agricole à 5,4 % pour un collecteur proche du sol en terrain vallonné. Ceci est dû au fait que plus le rapport  $H/z_0$  est faible (donc plus le terrain est rugueux et le collecteur proche du sol), plus les vents sont ralenti. Des vents lents impliquent que le régime de convection prédominant est la convection naturelle, dissipant moins d'énergie que la convection forcée. Par conséquent, la température du collecteur augmente, et ses besoins en refroidissement sont plus importants. Le même constat est fait pour le potentiel en refroidissement. De plus, les besoins et potentiels dans les pays chauds augmentent plus rapidement que dans les pays froids lorsque la vitesse du vent diminue. En effet, à cause de l'irradiance élevée, ces pays ont une différence importante entre la température de l'air et celle du collecteur. La diminution du transfert de chaleur convectif induit donc une augmentation de l'écart de température (et donc des besoins et potentiels) plus rapide que dans les pays froids.

A présent, le système de refroidissement imaginé au CHAPITRE 3 est analysé quant à sa capacité à améliorer les performances d'un collecteur PV, et ce dans différents endroits du monde et sous diverses conditions météorologiques.

## **4.2 Analyse des performances d'un collecteur PV avec un système de refroidissement selon les conditions**

### **4.2.1 Méthodologie**

La méthode pour calculer l'efficacité d'un collecteur PV équipé du système de refroidissement imaginé au chapitre précédent est presque identique à celle utilisée dans la partie précédente. Les seules données qui changent concernent la face arrière du collecteur PV. En effet, sa surface de contact avec l'air est multipliée par environ 2,5 en présence du système de refroidissement, impactant les transferts radiatifs et convectifs. Les calculs de convection sont effectuées de la même façon qu'au CHAPITRE 3, en utilisant notamment l'équation (3.59) dans le code python disponible en ANNEXE VII. Les données optiques restent elles inchangées puisque qu'il est considéré que la face arrière est constituée du même matériau que le système de refroidissement (de l'aluminium traité contre la corrosion). Après calcul des énergies et puissances générées, les performances effectives du système de refroidissement sont évaluées à l'aide de la formule :

$$PE = \frac{E_{SR} - E_{réelle}}{E_{réelle}} \quad (4.12)$$

où  $E_{SR}$  est l'énergie surfacique générée annuellement par un collecteur PV refroidi.

Les résultats détaillés des calculs sont disponibles en ANNEXE VIII.

### **4.2.2 Performance d'un collecteur refroidi dans le monde en fonction des conditions météorologiques**

Ainsi, la figure ci-dessous reprend la Figure 4.1 en y indiquant la valeur des performances du système de refroidissement associé à un collecteur photovoltaïque sur le toit d'un bâtiment en ville :

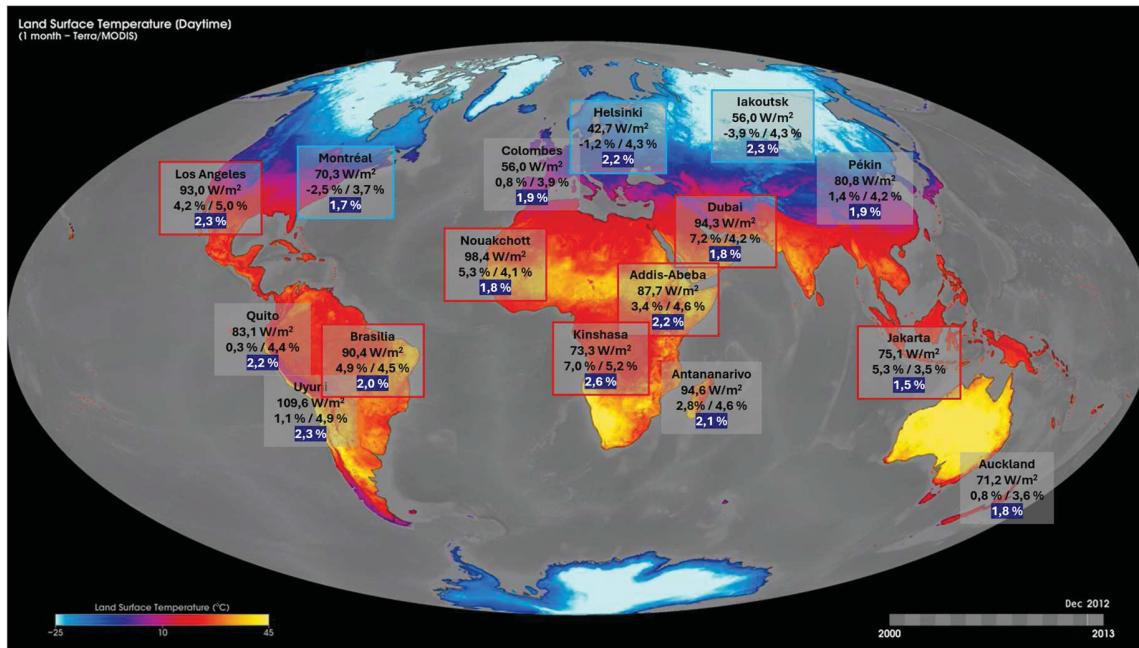


Figure 4.2 Puissances électriques surfaciques moyennes et performances du système de refroidissement autour du globe  
Adaptée de Stockli (2018)

Dans cette figure, la puissance surfacique affichée est celle d'un collecteur PV non refroidi, moyennée sur une année (comme dans la figure précédente). Les données du besoin puis du potentiel en refroidissement sont de nouveau indiqués. Les pays chauds sont repérables par un encadré rouge, et les pays froids par un encadré bleu. La performance effective des collecteurs apparaît en blanc sur fond bleu.

D'abord, il est notable que les performances effectives du système de refroidissement n'atteignent jamais le potentiel en refroidissement. En moyenne, près de la moitié des gains énergétiques potentiels sont effectivement récupérés grâce au système de refroidissement. Ce résultat est cohérent puisque le potentiel représente les performances pour un refroidissement optimal qui ne peut être obtenu avec le système de refroidissement naturel étudié ici. Un système plus efficace permettrait sûrement de se rapprocher du potentiel, sans toutefois obtenir des valeurs égales.

En moyenne, dans les sites analysés, le système de refroidissement améliore l'énergie en sortie du collecteur PV de 2,05 %. Ceci permet d'ajouter 0,40 % d'efficacité à l'efficacité électrique du collecteur sans système de refroidissement. Toutefois, ce chiffre ne reflète pas la moyenne mondiale, car les sites étudiés ne représentent pas proportionnellement les différents climats de la planète. C'est pour cette raison que les pays ont été catégorisés en « pays chauds » et « pays froids ». De manière générale, les systèmes de refroidissement sont légèrement moins performants dans les pays chauds que dans les pays froids. En effet, le refroidissement permet d'apporter 0,39 % supplémentaire à l'efficacité électrique des pays chauds, contre 0,43 % supplémentaire dans les pays froids. Ce résultat ne suit pas la tendance des potentiels. Cela s'explique par le fait que le système de refroidissement ne permet pas de baisser la température aussi efficacement dans les deux cas à cause de l'irradiance très élevée des pays chauds qui réchauffe le collecteur. Cependant, en raison de cette irradiance et malgré les performances effectives légèrement moins grandes, l'énergie récupérée annuellement par mètre carré de collecteur grâce au système de refroidissement est plus importante dans les pays chauds que dans les pays froids (7,7 kWh contre 5,1 kWh). Ainsi, dans les pays chauds, l'efficacité des collecteurs passe de 18,99 % en conditions normales à 19,38 % avec le système de refroidissement, contre 20,52 % à 20,95 % dans les pays froids.

L'endroit du globe où le système de refroidissement est le plus efficace est Kinshasa (performances effectives de 2,6%). Le potentiel étant grand, le système profite d'une marge d'amélioration conséquente due aux différences de températures élevées entre le collecteur et l'air ambiant. De plus, les vitesses de vent basses du site induisent des performances élevées du système de refroidissement, comme prévu sur la Figure 3.8. L'endroit où le système de refroidissement est le moins efficace est Jakarta, sans surprise, car la ville possède le moins bon potentiel (3,5%). Les raisons de ces performances faibles viennent d'une conjonction malheureuse de conditions climatiques moyennes. En effet, sans être particulièrement chaude ou peu irradiée, la ville a une irradiance moyenne avec des températures légèrement élevées, conditions non idéale pour permettre un refroidissement optimal.

Finalement, les endroits dans le monde où le système de refroidissement permet de récupérer le plus d'énergie sont d'abord Uyuni (+11,1 kWh/m<sup>2</sup> par an) suivi par Los Angeles (+9,3 kWh/m<sup>2</sup> par an) et Antananarivo (+8,6 kWh/m<sup>2</sup>). Le point commun de ces trois lieux est une irradiance très élevée de plus de 500 W/m<sup>2</sup> en moyenne. Dubaï et Nouakchott, malgré des irradiances respectives de 532 et 545 W/m<sup>2</sup> ne font pas partie de la liste à cause de leurs températures extérieures trop importantes. Au contraire, les endroits où les systèmes ne permettent de récupérer que peu d'énergie supplémentaire (par rapport au panneau non refroidi) sont Helsinki (+4,1 kWh/m<sup>2</sup> par an) et Colombes en région parisienne (+4,7 kWh/m<sup>2</sup>) à cause de leurs irradiances moyennes inférieures à 300 W/m<sup>2</sup>. Montréal échappe à la liste grâce à une irradiance relativement élevée pour ses températures basses (361 W/m<sup>2</sup>).

#### **4.2.3 Performances d'un collecteur refroidi en fonction de sa situation dans son environnement proche**

De même que dans la partie 4.1.4, cette section étudie le collecteur dans des environnements (et donc des vitesses de vents) différents. Cependant, ce sont les performances du collecteur PV refroidi qui sont cette fois étudiées. Les résultats sont disponibles en ANNEXE IX. De même que pour le besoin et le potentiel, la performance effective du collecteur refroidi augmente avec la diminution du rapport  $H/z_0$  et donc de la vitesse du vent. En effet, les performances effectives sont de 4,4 % en moyenne pour  $H/z_0 = 2,5$  et de 1,9 % pour  $H/z_0 = 40$ . De plus, le rapport de la performance effective sur le potentiel augmente à mesure que la vitesse du vent diminue. Cela signifie que le système de refroidissement est capable de récupérer plus d'énergie par rapport à sa capacité idéale lorsque la vitesse du vent est faible. Son efficacité est donc supérieure pour de la convection naturelle par rapport à de la convection mixte. C'est pour cette raison que le système de refroidissement du collecteur proche du sol en terrain vallonné (avec une vitesse moyenne du vent de 0,2 m/s) est plus efficace que celui du collecteur en haut d'un toit en zone agricole (avec une vitesse de vent moyenne de 1,8 m/s), comme il était observé au chapitre précédent.

Concernant l'efficacité du collecteur PV, l'installation d'un dispositif de refroidissement permet d'augmenter l'efficacité électrique de 19,0 % à 19,9 % en moyenne pour un collecteur

situé près du sol en terrain vallonné, de 19,6 % à 20 % pour un collecteur sur le toit d'un bâtiment en ville, et de 19,7 % à presque 20 % pour un collecteur sur un toit en zone agricole. Ainsi, des conditions rendant un système de refroidissement plus performant n'impliquent pas forcément de meilleures performances électriques. Au vu des gains en efficacité pour le moins timides, ce mémoire se penche à présent sur la questions de l'intérêt économique d'un tel système de refroidissement.

### 4.3 Considérations économiques

Pour que le système de refroidissement soit intéressant économiquement, il est nécessaire que le coût de l'électricité produite en plus grâce au système de refroidissement soit inférieure au prix de l'électricité produite par un collecteur PV non refroidi. Dans le cas contraire, installer des systèmes de refroidissement pour améliorer la puissance en sortie est moins rentable qu'installer de nouveaux collecteurs PV. Ainsi, un système de refroidissement permettant d'apporter, par exemple, 3% d'énergie supplémentaire ne peut coûter plus de 3% du prix collecteur PV pour être rentable.

Dans ce mémoire, le prix du collecteur est supposé de 250 USD/m<sup>2</sup> (Hello Watt, 2025). Le système de refroidissement étudié pour ce collecteur pèse 5,4 kg pour un collecteur de 1,7m x 1,0 m, soit 3,2 kg par mètre carré de collecteur. Pour simplifier, le coût de l'alliage sera pris à celui de l'aluminium pur, soit 2,6 USD/kg (The London Metal Exchange, 2025). Par conséquent, le coût en matériau d'un système de refroidissement associé à un mètre carré de collecteur PV est 8,3 USD/m<sup>2</sup>. Pour prendre en compte très grossièrement les coûts de main d'œuvre, d'énergie, de transport etc., le coût final d'un système de refroidissement est considéré comme égal à deux fois le coût en matériau, soit 16,6 USD/m<sup>2</sup>. Or le rapport du coût du système de refroidissement sur le coût du collecteur est de 0,067. Le système de refroidissement doit donc permettre de produire au moins 6,7% d'énergie supplémentaire pour que le système soit rentable comparativement à un collecteur PV classique. Dans le meilleur des cas étudiés, l'énergie en sortie est améliorée de 6% (à Uyuni pour un collecteur proche du sol en terrain vallonné). Par conséquent, l'installation d'un système de refroidissement tel que

dimensionné au CHAPITRE 3 est difficilement justifiable économiquement parlant. Il est en effet plus rentable d'ajouter de nouveaux collecteurs PV.

Pour améliorer la rentabilité du collecteur PV, des ajustements peuvent être fait, notamment en modifiant les paramètres du système. Par exemple, en augmentant la hauteur des ailettes, à la fois l'efficacité et le coût du système de refroidissement s'accroissent. L'objectif est alors de savoir lequel de ces deux éléments augmente le plus rapidement. Pour déterminer si modifier la hauteur des ailettes est judicieux, les performances et coûts de quatre systèmes de hauteur 2, 4, 6 et 8 cm sont étudiées brièvement. Pour le calcul du système de refroidissement, seul le coût de la matière première est modifié, et ce proportionnellement au volume d'aluminium nécessaire. Les coûts en énergie, main d'œuvre, transport, stockage etc. restent identique à ceux de la partie précédente (soit 8,2 USD/m<sup>2</sup>) quelle que soit la hauteur des ailettes. De plus, les épaisseurs des ailettes ont été recalculées pour chaque hauteur dans le but d'assurer la résistance mécanique du système. Les résultats, moyennés sur l'ensemble des sites étudiés, sont présentés dans le Tableau 4.1:

Tableau 4.1 Influence de la hauteur des ailettes sur l'intérêt économique du système de refroidissement

	Performances effectives minimales nécessaires	Performances effectives moyennes sur un toit en ville	Performances effectives moyenne près du sol en terrain vallonné
H = 2 cm	4,4 %	1,5 %	3,4 %
H = 4 cm	6,6 %	2,1 %	4,4 %
H = 6 cm	9,3 %	2,3 %	4,9 %
H = 8 cm	12,4 %	2,5 %	5,2 %

Le tableau ci-dessus présente dans la première colonne les performances effectives minimales nécessaires pour que le système de refroidissement soit intéressant économiquement. La deuxième colonne montre les performances effectives moyennes d'un collecteur situé sur le toit d'un bâtiment en ville, et la troisième colonne les performances moyennes d'un collecteur proche du sol sur terrain vallonné (où le vent est très faible).

L'augmentation de la taille des ailettes creuse l'écart entre les performances minimales nécessaires pour que le système ait un intérêt économique et les performances effectives moyennes. En effet, passer de 2 cm à 8 cm multiplie les performances nécessaires par 2,8, mais les performances effectives seulement par 1,7 pour un collecteur en ville, et par 1,5 pour un collecteur sur un terrain vallonné. Ainsi, l'amélioration des performances n'est pas suffisante pour compenser la hausse du coût liée à l'augmentation du volume de matières premières. Même en réduisant la hauteur des ailettes à 2 cm, leur performance effective moyenne n'atteint pas les performances nécessaires, y compris en cas de vents très faibles.

Cependant, certains sites pris au cas par cas ont des conditions qui permettent d'atteindre les performances nécessaires pour être intéressantes économiquement. C'est par exemple le cas de Quito, Antananarivo, Kinshasa et Brasilia dont les systèmes de refroidissement dotés d'ailettes de 2 cm, et associés à des collecteurs proches du sol en terrain vallonné ont des performances qui égalisent ou dépassent le minimum de 4,4%.

#### **4.4 Conclusion sur l'utilité du système de refroidissement**

Ce chapitre a permis de confirmer l'intérêt de l'étude des systèmes de refroidissement pour les collecteurs photovoltaïques. En effet, les besoins en refroidissement sont tels que certaines régions du monde perdent jusqu'à 10% de leur production électrique par rapport à celle obtenue à partir de l'efficacité de référence (de 20%). Cependant, dans les régions du globe où la température de l'air est élevée tout au long de l'année, tout système de refroidissement est limité par son potentiel. Par exemple, pour un collecteur proche du sol en terrain vallonné dans la région de Dubaï, les besoins sont de 10%, tandis que le potentiel est de seulement 6,8%. Le système de refroidissement étudié dans le chapitre précédent a alors été analysé pour déterminer quelles pouvaient être ses performances pour améliorer l'efficacité des collecteur PV. Son intérêt économique a été déterminé en comparaison à celui d'un collecteur PV « simple », sans système de refroidissement. Les modélisations et calculs faits dans ce mémoire ne permettent pas de conclure à un intérêt certain des systèmes de refroidissement passifs tels que des ailettes de refroidissement. Cependant, dans les situations où une

amélioration de l'efficacité est recherchée, mais où l'espace restreint empêche l'ajout de nouveaux collecteurs et où l'écoulement du vent est limité ou lent (zones avec de nombreux coupe-vent), l'installation de systèmes de refroidissement peut être envisagée. Des analyses plus poussées, comme une simulation numérique de l'écoulement de l'air dans le système de refroidissement, une étude des conditions météorologiques des sites envisagés ou encore une analyse précise des coûts de production sont nécessaires pour confirmer ou infirmer l'utilité de tels systèmes.

## CONCLUSION

Ce mémoire s'est penché sur l'étude des transferts thermiques à la surface des collecteurs photovoltaïques afin de déterminer les conditions climatiques pour lesquelles le refroidissement d'un collecteur à l'aide d'un système passif devient pertinent. En effet, la performance des collecteurs PV est fortement influencée par leurs températures de fonctionnement. Une élévation excessive de la température peut entraîner une baisse significative du rendement énergétique. L'objectif de ce travail était donc d'analyser les phénomènes thermofluides affectant ces collecteurs, en s'attachant particulièrement aux coefficients de transfert thermique convectif. Il s'agissait ainsi de mieux comprendre les différentes corrélations existantes et les paramètres influents, afin d'évaluer l'intérêt d'un refroidissement. Ensuite, ce mémoire a proposé une solution de refroidissement passif basée sur un écoulement d'air naturel, tout en étudiant l'impact de ce dispositif sur le rendement global des collecteurs sous différentes conditions climatiques. L'analyse menée a ainsi permis d'apporter des éléments de réponse quant à la pertinence de l'implémentation d'un tel système en fonction des environnements et des conditions météorologiques considérés.

Pour atteindre ces objectifs, le CHAPITRE 1 consistait en une revue de littérature examinant divers sujets. D'abord, ce chapitre a détaillé l'intérêt de la prise en compte des conditions climatiques (en explicitant notamment les effets de la température et du vent). Il a ensuite décrit quelques systèmes de refroidissement actifs et passifs existants, avant d'expliquer les échanges énergétiques entre un collecteur PV et son environnement extérieur à l'aide d'un bilan de puissance. Finalement, l'intérêt s'est tourné sur les corrélations décrivant les variations du coefficient de transfert thermique convectif en fonction de divers paramètres. Afin de proposer une nouvelle corrélation reliant le coefficient de transfert thermique aux paramètres pertinents, le CHAPITRE 2 a d'abord comparé certaines corrélations linéaires à la méthode « classique » utilisant le nombre de Nusselt. Ensuite, une étude de sensibilité a été effectuée pour déterminer quels paramètres avaient une influence importante sur les coefficients de transfert thermiques. Ensuite, une nouvelle corrélation a été proposée à l'aide des différents paramètres identifiés, dans le but de correspondre au maximum aux résultats expérimentaux

collectés. A l'aide de cette nouvelle corrélation, le CHAPITRE 3 a effectué le dimensionnement d'un système de refroidissement à base d'ailettes de refroidissement. La géométrie du système, ainsi que la valeur des différents paramètres de conception ont été définis à partir d'une analyse de résistance mécanique, d'une analyse de la taille de la couche limite, ainsi qu'une analyse du transfert de chaleur au sein des ailettes. Le fonctionnement du système à travers les différents régimes convectifs a été étudié. A partir de ce système de refroidissement, le CHAPITRE 4 a déterminé le gain en efficacité d'un collecteur PV dans différents endroits du monde, et l'a comparé aux besoins et potentiels en refroidissement. Ce chapitre s'est aussi penché sur l'impact de l'environnement sur les performances du système, et sur sa pertinence économique.

Les méthodes présentées ont permis d'obtenir plusieurs résultats. D'abord, la méthode « classique » utilisant le nombre de Nusselt à tendance à sous estimer le transfert convectif ayant réellement lieu à la surface des collecteurs PV. Il est probable que cela soit en partie dû au fait que le régime d'écoulement est considéré comme laminaire alors qu'il est déjà turbulent en condition réelle, pour les mêmes vitesses de vent. Ce mémoire ne recommande donc pas l'utilisation automatique de la corrélation « classique » pour évaluer le coefficient de transfert thermique convectif. Si cela est possible, la mesure expérimentale du coefficient de transfert thermique convectif est recommandée. De plus, les corrélations linéaires ne dépendant que de la vitesse du vent sont difficilement transposables d'une situation à une autre. En effet, ce mémoire a montré qu'à la fois la vitesse du vent, la longueur du collecteur et l'indice de turbulence avaient une influence importante sur la convection. Ce mémoire recommande donc l'utilisation de l'équation (2.14) pour déterminer le coefficient de transfert thermique dans des conditions réelles de fonctionnement. Il est toutefois important de préciser que cette équation est une première approximation, et qu'il serait bon de l'étudier sur un large éventail de données avant de conclure avec assurance sur sa pertinence. Le chapitre suivant apporte différentes conclusions. D'abords, des ailettes de refroidissement longues et rectangulaires ne sont pas très efficaces lorsque le vent circule parallèlement au système. En effet, la première ailette bloque d'écoulement qui ne peut alors plus atteindre les suivantes. De plus, la fragilité mécanique des ailettes en forme d'épingles semble limiter leur utilisation à grande échelle. Ce

mémoire recommande un système d'ailettes « hybrides » composé d'une série d'ailettes rectangulaires plus courtes, permettant au vent de circuler dans le système peu importe son orientation, tout en conservant une résistance mécanique acceptable. L'étude d'un tel système montre que ce dernier est plus efficace en convection naturelle, mais qu'il permet d'évacuer plus de chaleur en convection forcée. Pour finir, le dernier chapitre montre que les besoins de refroidissement dans le monde sont importants, notamment dans les pays où la température moyenne en journée dépasse les 20°C. Toutefois, le refroidissement naturel idéal qu'il est physiquement possible d'apporter à un collecteur PV est limité, à cause du fait que la température du collecteur ne peut pas être plus basse que celle de l'air ambiant. Finalement, le système de refroidissement propose des performances mitigées. Ce mémoire recommande l'utilisation d'un système de refroidissement avec des ailettes de petite hauteur, uniquement dans des sites où la vitesse du vent est faible à cause de l'environnement proche limitant son écoulement, et où le besoin est important.

Les résultats de ce mémoire ouvrent la voie à plusieurs pistes d'amélioration et d'approfondissement. D'abord, il est pertinent d'axer les recherches sur des corrélations plus représentatives de la réalité et surtout généralisables à différentes situations. Ceci permettrait d'obtenir des estimations plus précises du transfert convectif, et ainsi d'évaluer plus facilement les performances des collecteurs PV. Il serait notamment pertinent de rechercher des corrélations applicables sur de plus grandes plages de nombres de Rayleigh ou de Reynolds pour faciliter les dimensionnements. L'étude de corrélations pour des géométries moins courantes, comme les plaques inclinées ou les ailettes serait bénéfique. Ce mémoire propose une corrélation pour une plaque plane dans un écoulement parallèle. Cette équation pourrait être examinée et comparée à de nouveaux résultats expérimentaux. De plus, en ce qui concerne les systèmes de refroidissement passifs à base d'ailettes, des études plus poussées de résistances mécaniques et de transport des fluides adaptées aux systèmes « hybrides » seraient nécessaires afin d'optimiser leur efficacité thermique et leur durabilité. Des simulations numériques permettraient notamment d'affiner les résultats de ce mémoire. En effet, le grand nombre d'ailettes d'un système, et le fait qu'une ailette ait une influence sur la suivante, complexifie les analyses. Finalement, une analyse économique poussée, prenant en compte les

contraintes de production et les différents coûts serait intéressante pour estimer avec plus de précision l'intérêt d'un système de refroidissement.

## ANNEXE I

### CODE PYTHON SERVANT AU CALCUL DU BILAN THERMIQUE SIMPLIFIÉ D'UN COLLECTEUR PHOTOVOLTAÏQUE

Algorithme-A I-1 Bilan énergétique simplifié et détermination de la température d'un collecteur photovoltaïque

```
## BILAN ENERGETIQUE ET CALCUL DE LA TEMPERATURE DE SURFACE DU COLLECTEUR
PV ##

#Importation des bibliothèques utiles
from numpy import *
import numpy.polynomial.polynomial as nppol
import pandas as pd

#Définition des paramètres
epsilon=1 #émissivité des matériaux
sigma =5.57e-8 #W/m2-K4 - constante de Stefan Boltzman
h=10 #W/m2-K - coefficient de transfert thermique convectif

Tinf = 25+273.15 #K - température de l'air loin du collecteur PV
Tsol = Tinf #K - température du sol
Tciel = -10+273.15 #K - température du ciel

Gsol= 840 #W/m2 - irradiance solaire

#Le bilan de puissance suit l'équation a*T^4+b*T+c où T est la
température du collecteur
a = 2*epsilon*sigma #a*X^4
b = 2*h #b*X
c = -(2*Tinf*h+0.8*Gsol+epsilon*sigma*(Tciel**4+Tsol**4))

#Solutions de l'équation du 4ème degré précédente
X = nppol.polyroots((c,b,0,0,a))

#Discrimination des solutions pour trouver une température réelle et
positive
if X[0] >0 and imag(X[0])==0 :
    Tcollecteur=real(X[0])
elif X[1] >0 and imag(X[1])==0 :
    Tcollecteur=real(X[1])
elif X[2] >0 and imag(X[2])==0 :
    Tcollecteur=real(X[2])
elif X[3] >0 and imag(X[3])==0 :
    Tcollecteur=real(X[3])

#Calcul de chaque terme du bilan thermique
Qconv = 2*h*(Tcollecteur-Tinf)
```

```

Qrad = epsilon*sigma*(2*Tcollecteur**4-Tciel**4-Tsol**4)
Pelec = 0.2*Gsol

#Vérification que la somme de chaque terme du bilan est effectivement
nulle
Ts= Tcollecteur # ou T(°C) + 273.15
S= a*Ts**4+b*Ts+c

# Définition les variables à afficher
variables = {
    'Donnée': ['Ts', 'Qconv', 'Qrad', 'Pelec', 'Gsol', 'Somme bilan'],
    'Valeur': [Tcollecteur-273.15, Qconv, Qrad, Pelec, Gsol, S],
    'Unité': ['°C', 'W/m²', 'W/m²', 'W/m²', 'W/m²', 'W/m²']
}

# Crédation d'un DataFrame et affichage du tableau sans notation
scientifique
df = pd.DataFrame(variables)
pd.set_option('display.float_format', '{:.2f}'.format)
print(df.to_string(index=False))

```

Pour les conditions du calcul au paragraphe 1.3.2, les résultats obtenus sont disponibles sur la figure ci-dessous :

Donnée	Valeur	Unité
Ts	40.24	°C
Qconv	304.74	W/m²
Qrad	367.26	W/m²
Pelec	168.00	W/m²
Gsol	840.00	W/m²
Somme bilan	-0.00	W/m²

Figure-A I-1 Valeurs de la température du collecteur et des termes du bilan énergétique calculées par l'algorithme

## ANNEXE II

### RÉCAPITULATIF DES CONDITIONS EXPÉRIMENTALES DE CHAQUE EXPÉRIENCE PROPOSANT UNE CORRÉLATION LINÉAIRE

Tableau-A II-1 Récapitulatif des conditions expérimentales de chaque expérience proposant une corrélation linéaire

Corrélation	Géométrie du collecteur PV	Température de surface	Température ambiante	Vitesse du vent	Perturbations de l'écoulement et indice de turbulence
McAdams (1942)	$h = 5,7 + 3,8 \times V$ pour $0 < V < 5 \text{ m.s}^{-1}$ $h = 6,47 \times V^{0,78}$ pour $5 < V < 30 \text{ m.s}^{-1}$	Géométrie carrée de $0,5 \times 0,5 \text{ m}$	$\approx 50^\circ\text{C}$	$20^\circ\text{C}$	Comprise entre 0 et $30 \text{ m.s}^{-1}$ et parallèle à la plaque $IT = 1$
Watmuff et al. (1977)	$30,5 \text{ cm}^2$ supposée ici carrée de $5,5 \times 5,5 \text{ cm}$ Déplacement dans un conduit de 5,15m, menant à considérer la longueur caractéristique de 5,2 m.			$4,3^\circ\text{C}$ en moyenne	Faibles perturbations : déplacement laminaire du vent dans un conduit avant d'atteindre la plaque $IT = 2$ Comprise entre 0 et 7 $\text{m.s}^{-1}$

Corrélation	Géométrie du collecteur PV	Température de surface	Température ambiante	Vitesse du vent	Perturbations de l'écoulement et indice de turbulence
Test et al. (1981)	$h = 8,55 + 2,56 \times V$ pour $1,5 < V < 5,6 \text{ m.s}^{-1}$	Géométrie pavé droit de $1,22 \times 0,81 \times 0,2 \text{ m}$	La différence de température entre la surface et l'air ambiant est $\Delta T_{moy} = 24,8^\circ\text{C}$ , induisant une température estimée de la plaque de $34,8^\circ\text{C}$	Compte tenu de la localisation (Kingston, Rhode Island, US), la température ambiante est estimée à $10^\circ\text{C}$ , basée sur les température moyenne la nuit (moment de l'expérience).	Perturbations moyennes : conditions naturelles extérieures, angle d'inclinaison du vent de $40^\circ$ , perturbation 2 à 3 fois plus élevées que l'expérience en soufflerie mais écoulement laminaire
Kumar et al. (1997)	$h = 10 + 4,7 \times V$ pour $1 < V < 4 \text{ m.s}^{-1}$	Géométrie carrée de $0,368 \text{ m}^2$ soit $0,61 \times 0,61 \text{ m}$	Non connues, non estimables à partir des données de l'article.	Fig. 6 Photograph of rectangular plate with sides and anemometers	Très fortes perturbations : conditions intérieures avec un ventilateur, plaque posée à plat $IT = 3$ $IT = 5$

Corrélation	Géométrie du collecteur PV	Température de surface	Température ambiante	Vitesse du vent	Perturbations de l'écoulement et indice de turbulence
Bou Nassif et al. (2023)	Géométrie 3D avec une empreinte au sol de 33 m <sup>2</sup> , estimé à 2 x 3,9 m pour un des quatre pans. Longueur caractéristique posée à 3,9 m après prise en compte de l'orientation principale du vent.	Entre 10 et 70°C.	Entre 10 et 45°C.	Comprise entre 0,5 et 3,5 m.s <sup>-1</sup>	Fortes perturbations : conditions extérieures sur un toit entouré d'autres immeubles, installation PV non plane IT = 4



### ANNEXE III

#### **CALCUL DE L'ORDONNÉE A L'ORIGINE DE LA NOUVELLE CORRELATION $h(V, L, IT)$**

Pour ce calcul, le coefficient de transfert thermique convectif proposé dans ce mémoire est noté  $h_{m\acute{e}moire}$ . Celui proposé par chaque expérience est noté  $h_{corr\acute{e}l}$ . Le postulat de base est le suivant :

$$h_{m\acute{e}moire}(V, L, IT) = h_{Mc Adams}(V) \quad A III-1$$

$$3,2 \times V - 1,0 \times L + 1,1 \times IT + c = a_{corr\acute{e}l} \times V + b_{corr\acute{e}l} \quad A III-2$$

Ensuite, le calcul est fait pour chaque expérience en tenant compte des conditions expérimentales et des paramètres spécifiques. Pour la corrélation de McAdams (1942), les conditions expérimentales sont  $V = 2,5$  m/s,  $L = 0,5$  m et  $IT = 1$ . Les paramètres sont  $a = 3,8$  et  $b = 5,7$ . Le calcul est alors le suivant :

$$3,2 \times 2,5 - 1,0 \times 0,5 + 1,1 \times 1 + c_{Mc Adams} = 3,8 \times 2,5 + 5,7 \quad A III-3$$

$$8,6 + c_{Mc Adams} = 15,2 \quad A III-4$$

$$c_{Mc Adams} = 6,6 \text{ W/m}^2\text{K} \quad A III-5$$

Pour la corrélation de Watmuff et al. (1977), les conditions expérimentales sont  $V = 2,85$  m/s,  $L = 5,2$  m et  $IT = 2$ . Les paramètres sont  $a = 3,0$  et  $b = 2,8$ . Le calcul est alors le suivant :

$$3,2 \times 2,85 - 1,0 \times 5,2 + 1,1 \times 2 + c_{Watmuff} = 3,0 \times 2,85 + 2,8 \quad A III-6$$

$$6,12 + c_{Watmuff} = 11,35 \quad A III-7$$

$$c_{Watmuff} = 5,2 \text{ W/m}^2\text{K} \quad A III-8$$

Pour la corrélation de Test et al. (1981), les conditions expérimentales sont  $V = 3,55$  m/s,  $L = 1,22$  m et  $IT = 3$ . Les paramètres sont  $a = 2,56$  et  $b = 8,55$ . Le calcul est alors le suivant :

$$3,2 \times 3,55 - 1,0 \times 1,22 + 1,1 \times 3 + c_{Test} = 2,56 \times 3,55 + 8,55 \quad A III-9$$

$$13,44 + c_{Test} = 17,64 \quad A III-10$$

$$c_{Test} = 4,2 \text{ W/m}^2\text{K} \quad A III-11$$

Pour la corrélation de Kumar et al. (1997), les conditions expérimentales sont  $V = 2,5$  m/s,  $L = 0,61$  m et  $IT = 5$ . Les paramètres sont  $a = 4,7$  et  $b = 10$ . Le calcul est alors le suivant :

$$3,2 \times 2,5 - 1,0 \times 0,61 + 1,1 \times 5 + c_{Kumar} = 4,7 \times 2,5 + 10 \quad A III-12$$

$$12,89 + c_{Kumar} = 21,75 \quad A III-13$$

$$c_{Kumar} = 8,9 \text{ W/m}^2\text{K} \quad A III-14$$

Pour la corrélation de Bou Nassif et al. (2023), les conditions expérimentales sont  $V = 2,0$  m/s,  $L = 3,9$  m et  $IT = 4$ . Les paramètres sont  $a = 3,6$  et  $b = 5,6$ . Le calcul est alors le suivant :

$$3,2 \times 2,0 - 1,0 \times 3,9 + 1,1 \times 4 + c_{Bou Nassif} = 3,6 \times 2,0 + 5,6 \quad A III-15$$

$$6,89 + c_{Bou Nassif} = 12,8 \quad A III-16$$

$$c_{Bou Nassif} = 5,9 W/m^2K \quad A III-17$$

La valeur  $c_{Kumar}$  semble être disproportionnée et est écartée de la suite du calcul. La moyenne  $\frac{c_{McAdams} + c_{Watumuff} + c_{Test} + c_{Bou Nassif}}{5}$  donne  $5,5 W/m^2K$ , ce qui sera le résultat de la valeur  $c$ .

## ANNEXE IV

### CALCUL DÉTAILLÉ DE LA CHALEUR ÉCHANGÉE PAR UNE AILETTE DE REFROIDISSEMENT

Dans cette annexe, le calcul de l'équation (3.64) est effectué. Cette équation est rappelée ci-dessous :

$$q_{AR} = \lambda_0 \left( -T_\infty H + \int_{z=0}^{z=H} T(z) dz \right) + A h_5 [T(H) - T_\infty] \quad (3.64)$$

Pour développer cette expression il est nécessaire de calculer l'intégrale de  $T(z)$  entre 0 et  $H$ . Cette intégrale est notée  $I(H)$ . Ce calcul s'effectue en remplaçant le terme  $T(z)$  par son expression évaluée à l'équation (3.56) :

$$I(H) = \int_{z=0}^{z=H} T(z) dz \quad \text{A IV-1}$$

$$\begin{aligned} I(H) = \int_{z=0}^{z=H} & \left[ (T_s - T_\infty) \frac{\cosh(m(H-z)) + \frac{h_5}{m\lambda} \sinh(m(H-z))}{\cosh(mH) + \frac{h_5}{m\lambda} \sinh(mH)} \right. \\ & \left. + T_\infty \right] dz \end{aligned} \quad \text{A IV-2}$$

Les termes indépendants de  $z$  sont constants et sortis de l'intégrale. L'intégrale est découpée en trois intégrales plus faciles à manier. Le terme  $\frac{(T_s - T_\infty)}{\cosh(mH) + \frac{h_5}{m\lambda} \sinh(mH)}$  est noté  $G$  et le terme  $\frac{h_5}{m\lambda}$  est noté  $G$  par soucis de clarté.

$$\begin{aligned} I(H) = K \int_{z=0}^{z=H} & \cosh(m(H-z)) dz + KG \int_{z=0}^{z=H} \sinh(m(H-z)) dz \\ & + T_\infty \int_{z=0}^{z=H} dz \end{aligned} \quad \text{A IV-3}$$

La primitive du cosinus hyperbolique est le sinus hyperbolique, et la primitive du sinus hyperbolique est l'opposé du cosinus hyperbolique, d'où :

$$\begin{aligned} I(H) = K & \left[ \frac{-1}{m} \sinh(m(H-z)) \right]_0^H + KG \left[ \frac{1}{m} \cosh(m(H-z)) \right]_0^H \\ & + T_\infty [z]_0^H \end{aligned} \quad \text{A IV-4}$$

$$I(H) = K \frac{1}{m} \sinh(mH) + KG \frac{1}{m} - KG \frac{1}{m} \cosh(mH) + T_\infty H \quad \text{A IV-5}$$

$$I(H) = T_\infty H + \frac{K}{m} [\sinh(mH) + G(1 - \cosh(mH))] \quad \text{A IV-6}$$

L'équation (3.64) peut alors se développer comme :

$$\begin{aligned} q_{AR} &= \lambda_0 \left( -T_\infty H + T_\infty H + \frac{K}{m} [\sinh(mH) + G(1 - \cosh(mH))] \right) \\ &\quad + A h_5 [T(H) - T_\infty] \end{aligned} \quad \text{A IV-7}$$

$$q_{AR} = \lambda_0 \left( \frac{K}{m} [\sinh(mH) + G(1 - \cosh(mH))] \right) + A h_5 [T(H) - T_\infty] \quad \text{A IV-8}$$

En développant les expression de K et G :

$$\begin{aligned} q_{AR} &= (T_s - T_\infty) \frac{\lambda_0}{m} \left( \frac{\sinh(mH) + \frac{h_5}{m\lambda} (1 - \cosh(mH))}{\cosh(mH) + \frac{h_5}{m\lambda} \sinh(mH)} \right) \\ &\quad + A h_5 [T(H) - T_\infty] \end{aligned} \quad \text{A IV-9}$$

Il est possible de garder cette équation telle quelle pour une application dans un code informatique. Cette annexe poursuit le calcul pour avoir une expression développée de  $q_{AR}$  en considérant que  $T(H) = \frac{(T_s - T_\infty)}{\cosh(mH) + \frac{h_5}{m\lambda} \sinh(mH)} + T_\infty$ . L'équation A VI-9 se réécrit donc :

$$\begin{aligned} q_{AR} &= (T_s - T_\infty) \frac{\lambda_0}{m} \left( \frac{\sinh(mH) + \frac{h_5}{m\lambda} (1 - \cosh(mH))}{\cosh(mH) + \frac{h_5}{m\lambda} \sinh(mH)} \right) \\ &\quad + A h_5 \frac{(T_s - T_\infty)}{\cosh(mH) + \frac{h_5}{m\lambda} \sinh(mH)} \end{aligned} \quad \text{A IV-10}$$

$$\begin{aligned} q_{AR} &= \frac{T_s - T_\infty}{\cosh(mH) + \frac{h_5}{m\lambda} \sinh(mH)} \\ &\quad \times \left[ \frac{\lambda_0}{m} \left( \sinh(mH) + \frac{h_5}{m\lambda} (1 - \cosh(mH)) \right) + A h_5 \right] \end{aligned} \quad \text{A IV-11}$$

## ANNEXE V

### CODE PYTHON CALCULANT LA HAUTEUR DES AILETTES NÉCESSAIRE POUR ATTEINDRE L'EFFICACITÉ SOUHAITÉE

Algorithme-A V-1 Calcul de la hauteur des ailettes minimale nécessaire pour atteindre une efficacité visée

```
# DIMENSIONNEMENT DU SYSTEME DE REFROIDISSEMENT - hauteur des ailettes ##

import sys
import CoolProp.CoolProp as CP
import numpy as np
import matplotlib.pyplot as mpl
import math as math
from scipy.optimize import root_scalar
from scipy.optimize import minimize_scalar

## PARAMETRES A MODIFIER - CHOIX DE LA SITUATION A L'ETUDE ##

# Ecoulement du vent par rapport au système de refroidissement
flux = 'perpendiculaire' # 'perpendiculaire' ou 'parallèle'
print ("flux : ", flux)

pas = 0.001 # paramètre de calcul

# Géométrie du collecteur PV et des ailettes
géométrie = 'hybride' # 'ailettes' #ou 'pins' ou 'hybride'
d = 0.056 # m - espacement estimé entre les ailettes
L = 1.4 # m - coté du collecteur
c = 1 # m - coté du système de refroidissement

if géométrie == 'ailettes':
    print("géométrie : ailettes")
    C = c # m - coté d'une ailette
    e = 0.0020 # m - épaisseur d'une ailette

elif géométrie == 'hybride':
    print("géométrie : hybride")
    C = 0.29 # m
    e = 0.0036 # m

elif géométrie == 'pins':
    print("géométrie : pins")
    C = e # m - coté d'un pins
    e = 0.016 # m

Nx = int((L+d)/(e+d))
Ny = int((c+d)/(C+d))
N = Nx*Ny # nombre d ailettes sur la face arrière du collecteur
print("nombre d'aillettes =", N)
```

```

A = e*C

# Paramètres de l'environnement extérieur
V = 0.1 # m/s - vitesse du vent loin de la surface
seuil = 0.11 #m/s - vitesse de vent seuil de convection naturelle
Tinf = 25 + 273.15 # K - température de l'air loin du collecteur
Ts = 40 + 273.15 # K - température de l'air à la surface du collecteur
Tf = (Tinf + Ts)/2 # K - température du fluide à l'étude
g = 9.81 # m/s2 - accélération de la gravité
air = "air"
Patm = 101325 # Pa - pression atm standard

# Paramètres du matériau
lamb = 200 # W/m-K - conductivité thermique de l'aluminium

# Définition des coefficients de transfert thermiques

rho = CP.PropsSI('D', 'T', Tf, 'P', Patm, air) # 1.118 kg/m3 - densité de l'air
Cp = CP.PropsSI('Cpmass', 'T', Tf, 'P', Patm, air) # 1007.04 J/kg-K - capacité calorifique massique de l'air
k = CP.PropsSI('L', 'T', Tf, 'P', Patm, air) # 0.02753 W/m-K - conductivité thermique de l'air
mu = CP.PropsSI('V', 'T', Tf, 'P', Patm, air) # 1.928e-5 Pa.s - viscosité dynamique de l'air
nu = mu/rho # 1.724e-05 m2/s - viscosité cinématique de l'air
alpha = k/(rho*Cp) # 2.44e-5 m2/s - diffusivité thermique de l'air
beta = CP.PropsSI('ISOBARIC_EXPANSION_COEFFICIENT', 'T', Tf, 'P', Patm, air) # 0.00317 coefficient d'expansion volumique isobarique
Pr = nu/alpha # 0.7052 - nombre de Prandtl

## Définition des coefficients de transfert convectifs et des fonctions associées ##

def nombres_sans_dimension(LC, V):
    Gr = g*beta*(Ts-Tinf)*LC**3/nu**2 # nombre de Grashof
    # print('Gr=',Gr)
    Ra = Pr*Gr # nombre de Rayleigh
    Re = LC*V/nu # nombre de reynold
    # print("Re=",Re, "et Nu=",Nu)
    return (Gr, Re, Ra)

def Ri(Gr, Re):
    Ri = 0
    if V == 0:
        Ri = 100
    else:
        Ri = Gr/Re**2 # nombre de Richardson
    return (Ri)

def convection(Gr, Re,V):
    R = Ri(Gr, Re)
    convec = 'string'
    if R >= 10:
        convec = 'naturelle'

```

```

    elif R <= 0.1 :
        convec = 'forcee'
    else:
        convec = 'mixte'
    if V<=seuil : convec = 'naturelle'
    return convec

def h_naturelle_horizontale(LC):
    Ra = nombres_sans_dimension(LC, 0) [2]
    if Ra < 10**5:
        Nu = 0.0001
        # print("Ra trop petit pour Nu naturelle horizontale - on suppose
        pas de convection")
    elif Ra >= 10**5:
        Nu = 0.27*Ra**(1/4) # Nusselt face horizontale abritée du vent
        # if Ra > 10**10:
            # print("Ra trop grand pour Nu naturelle horizontale - Nu sous-
            estimé")
        h = k*Nu/LC
    return h

def h_naturelle_verticale(LC):
    Gr, Re, Ra = nombres_sans_dimension(LC, 0)
    if Ra>=1700 :
        Nu = (0.825+0.387*Ra**(1/6)/(1+(0.492/Pr)**(9/16))***(8/27)) #
        Nusselt face verticale abritée du vent
    else : Nu=0.0001
    h = k*Nu/LC
    return h

def h_forcée_frontale(LC, V):
    Gr, Re, Ra = nombres_sans_dimension(LC, V)
    # Nusselt naturel si pas assez de vent pour forcée
    Nu = (0.825+0.387*Ra**(1/6)/(1+(0.492/Pr)**(9/16))***(8/27)) # Nusselt
    face verticale abritée du vent
    if Ra<1700:
        Nu=0.1 #pas de convection naturelle
    if Re<=1.5*10**4 : # and Re > 4*10**3
        Nu = 0.228*Re**0.731*Pr**(1/3)
    if Re>1.5*10**4:
        Nu = 0.228*(1.5*10**4)**0.731*Pr**(1/3)
        # print ("Re trop grand pour l'ailette frontale")
    h = k*Nu/LC
    # if h>40 : h=40
    return h

def h_forcée épingle(LC, V):
    Gr, Re, Ra = nombres_sans_dimension(LC, V)
    # Nusselt naturel si pas assez de vent pour forcée
    Nu = (0.825+0.387*Ra**(1/6)/(1+(0.492/Pr)**(9/16))***(8/27))
    if Re > 4*10**3 and Re<5*10**5:
        # nombre de nusselt pour l'ailette recevant le vent frontalement
        Nu = 0.102*Re**0.675*Pr**(1/3)
    elif Re>5*10**5 :
        Nu = 0.102*(5*10**5)**0.675*Pr**(1/3)

```

```

h = k*Nu/LC
return h

def h_forcée_parallelèle(LC, V):
    h = 3.2*V-1*LC+1.1*3+5.5
    return h

def h_forcée_parallelèle_ancienne(LC, V):
    Gr, Re, Ra = nombres_sans_dimension(LC, V)
    Rec = 5*10**5
    A_a = 0.037*Rec**(0.8)-0.664*Rec**0.5
    if Re > 5*10**3 and <= 5*10**5:
        Nu = 0.664*Re**0.5*Pr**(1/3)
    elif Re > 5*10**5:
        Nu = (0.037*Re**(0.8)-A_a)*Pr**(1/3)
    h = k*Nu/LC
    return h

## Définition des coefficients de transfert convectifs selon la face de
l'ailette observée ##

def coef_transfert_conv(H, e, C, V):
    # print ('# Pour H=',H,'m #')
    # print('utilisation coef_transfert_conv')
    h1 = h2 = h3 = h4 = [1, 1]

    if géométrie == 'pins':
        # Pour les faces 1 à 4
        Gr = nombres_sans_dimension(H, V)[0]
        # les conv nat et forcée partagent la même LC
        Re = nombres_sans_dimension(e, V)[1]
        conv = convection(Gr, Re,V)
        if conv == 'naturelle':
            # h1[1ere ailette, ième ailette]
            h1 = h2 = h3 = h4 = [h_naturelle_verticale(
                H), h_naturelle_verticale(H)]
        if conv == 'forcee':
            # h1[1ere ailette, ième ailette]
            h1 = h2 = h3 = h4 = [h_forcée épingle(
                e, V), h_forcée épingle(e, V)]
        if conv == 'mixte':
            h1 = h2 = h3 = h4 = [(h_forcée épingle(e,
V)+h_naturelle_horizontale(H))/2,
(h_forcée épingle(e, V)+h_naturelle_horizontale(H))/2]

    # Pour la face 5
    Gr, Re, Ra = nombres_sans_dimension(e, V)
    conv = convection(Gr, Re,V)
    if conv == 'naturelle':
        h5 = [h_naturelle_horizontale(e), h_naturelle_horizontale(e)]
    if conv == 'forcee':
        h5 = [h_forcée épingle(e, V), h_forcée épingle(e, V)]
    if conv == 'mixte':
        h5 = [(h_forcée épingle(e, V)+h_naturelle_horizontale(e))/2,
(h_forcée épingle(e, V)+h_naturelle_horizontale(e))/2]

```

```

if flux == 'perpendiculaire':

    # Pour la base du collecteur PV
    Gr = nombres_sans_dimension(c, V)[0] # conv naturelle avec LC=C
    Re = nombres_sans_dimension(L, V)[1] # conv forcee avec LC=L
    conv = convection(Gr, Re,V)
    if conv == 'naturelle':
        # W/m2-K - coef de transfert thermique sur la base du
        collecteur sans ailettes
        hbase = h_naturelle_horizontale(c)
    elif conv == 'forcee':
        # W/m2-K - coef de transfert thermique sur la base du
        collecteur sans ailettes
        hbase = h_forcée_parallèle(L, V)
    elif conv == 'mixte':
        hbase = (h_naturelle_horizontale(c)+h_forcée_parallèle(L,
V))/2

    if géométrie == 'ailettes':
        # Pour les faces 1 à 4
        # conv nat et forcée partage le même LC
        Gr, Re, Ra = nombres_sans_dimension(H, V)
        conv = convection(Gr, Re,V)
        if conv == 'naturelle': # pas de vent pour aucune des faces
            # h1[1ere ailette, ième ailette]
            h1 = h2 = h3 = h4 = [h_naturelle_verticale(H),
h_naturelle_verticale(H)]

        elif conv == 'forcee': # du vent pour la 1ere ailette mais
pas pour les suivantes
            # h1[1ere ailette, ième ailette]
            h1 = h2 = [h_forcée_frontale(H, V),
h_naturelle_verticale(H)]
            h3 = h4 = [h_forcée_frontale(H, V), h_forcée_parallèle(e,
V)] # W/m2-K
            # print ('h_forcée_frontale(H, V)=' ,h_forcée_frontale(H,
V))

        elif conv == 'mixte':
            h1 = h2 = [(h_forcée_frontale(H,
V)+h_naturelle_verticale(H))/2,
h_naturelle_verticale(H)] # h1[1ere ailette,
ième ailette]
            h3 = h4 = [(h_forcée_frontale(H,
V)+h_naturelle_verticale(H))/2,
(h_forcée_parallèle(e,
V)+h_naturelle_verticale(H))/2] # W/m2-K

    # Pour la face 5
    # les conv nat et forcée partagent la même LC
    Gr, Re, Ra = nombres_sans_dimension(e, V)
    conv = convection(Gr, Re,V)
    if conv == 'naturelle':
        # coef en bout d'aillette

```

```

        h5 = [h_naturelle_horizontale(e),
h_naturelle_horizontale(e)]
    elif conv == 'forcee':
        # coef en bout d'ailette
        h5 = [h_forcée_frontale(H, V), h_forcée_parallelle(e, V)]
    elif conv == 'mixte':
        h5 = [(h_forcée_frontale(H,
V)+h_naturelle_horizontale(e))/2,
(h_forcée_parallelle(e,
V)+h_naturelle_horizontale(e))/2]
        # Pour l'interstice d
        # jamais de vent entre les ailettes en géométrie parallèle
        hd = h_naturelle_horizontale(c)

    if géométrie == 'hybride':
        # Pour les faces 1 à 4
        # conv nat et forcée partage le même LC
        Gr, Re, Ra = nombres_sans_dimension(H, V)
        conv = convection(Gr, Re, V)
        if conv == 'naturelle': # pas de vent pour aucune des faces
            # h1[1ere ailette, ième ailette]
            h1 = h2 = h3 = h4 = [h_naturelle_verticale(H),
h_naturelle_verticale(H)]
        elif conv == 'forcee': # du vent pour la 1ere ailette et
pour les suivantes
            # h1[1ere ailette, ième ailette]
            h1 = h2 = h3 = h4 = [h_forcée_frontale(H, V),
h_forcée_frontale(H, V)]
        elif conv == 'mixte':
            h1 = h2 = h3 = h4 = [(h_forcée_frontale(H,
V)+h_naturelle_verticale(H))/2, (h_forcée_frontale(
H, V)+h_naturelle_verticale(H))/2] # h1[1ere
ailette, ième ailette]

        # Pour la face 5
        # les conv nat et forcée partagent la même LC
        Gr, Re, Ra = nombres_sans_dimension(e, V)
        conv = convection(Gr, Re, V)
        if conv == 'naturelle':
            # coef en bout d'ailette
            h5 = [h_naturelle_horizontale(e),
h_naturelle_horizontale(e)]
        elif conv == 'forcee':
            # coef en bout d'ailette
            h5 = [h_forcée_frontale(H, V), h_forcée_frontale(H, V)]
        elif conv == 'mixte':
            h5 = [(h_forcée_frontale(H,
V)+h_naturelle_horizontale(e))/2,
(h_forcée_frontale(H,
V)+h_naturelle_horizontale(e))/2]

        # Pour l'interstice d
        Gr = nombres_sans_dimension(C, V)[0] # conv naturelle avec
LC=H
        Re = nombres_sans_dimension(d, V)[1] # conv forcée avec LC=C

```

```

conv = convection(Gr, Re,V)
if conv == 'naturelle': # pas de vent pour aucune des faces
    # jamais de vent entre les ailettes en géométrie
parallelèle
    hd = h_naturelle_horizontale(c)
elif conv == 'forcee':
    # jamais de vent entre les ailettes en géométrie
parallelèle
    hd = h_forcée_parallelèle(d,V)
elif conv == 'mixte':
    hd =
(h_naturelle_horizontale(C)+h_forcée_parallelèle(d,V))/2

if géométrie == 'pins':
    # Pour l'interstice d
    Gr = nombres_sans_dimension(c, V)[0] # conv naturelle avec
LC=C
    Re = nombres_sans_dimension(L, V)[1] # conv forcee avec LC=L
    conv = convection(Gr, Re,V)
    if conv == 'naturelle':
        hd = h_naturelle_horizontale(c)
    elif conv == 'forcee':
        hd = h_forcée_parallelèle(L, V)
    elif conv == 'mixte':
        hd = (h_naturelle_horizontale(c)+h_forcée_parallelèle(L,
V))/2

elif flux == 'parallelèle':

    # Pour la base du collecteur PV
    # conv naturelle et forcee avec la même avec LC=C
    Gr, Re, Ra = nombres_sans_dimension(C, V)
    conv = convection(Gr, Re,V)
    if conv == 'naturelle':
        # W/m2-K - coef de transfert thermique sur la base du
collecteur sans ailettes
        hbase = h_naturelle_horizontale(c)
    elif conv == 'forcee':
        # W/m2-K - coef de transfert thermique sur la base du
collecteur sans ailettes
        hbase = h_forcée_parallelèle(c, V)
    elif conv == 'mixte':
        hbase = (h_naturelle_horizontale(c)+h_forcée_parallelèle(c,
V))/2

    if géométrie == 'aillettes' or géométrie == 'hybride':

        # Pour les faces 1 à 4
        Gr = nombres_sans_dimension(H, V)[0] # conv naturelle avec
LC=H
        Re = nombres_sans_dimension(C, V)[1] # conv forcée avec LC=C
        conv = convection(Gr, Re,V)
        if conv == 'naturelle': # pas de vent pour aucune des faces
            # h1[1ere ailette, ième ailette]

```

```

        h1 = h2 = h3 = h4 = [h_naturelle_verticale(H),
h_naturelle_verticale(H)]
    elif conv == 'forcee':
        # W/m2-K - coef de transfert thermique approximatif sur
la face y=0
        h1 = h2 = [h_forcée_parallelle(C, V),
h_forcée_parallelle(C, V)]
            # h3[1ere ailette, ième ailette]
        h3 = h4 = [h_forcée_frontale(e, V), h_forcée_frontale(e,
V)]
    elif conv == 'mixte':
        # W/m2-K - coef de transfert thermique approximatif sur
la face y=0
        h1 = h2 = [(h_forcée_parallelle(C,
V)+h_naturelle_verticale(H))/2,
(h_forcée_parallelle(C,
V)+h_naturelle_verticale(H))/2]
        h3 = h4 = [(h_forcée_frontale(e,
V)+h_naturelle_verticale(H))/2, (h_forcée_frontale(e,
V)+h_naturelle_verticale(H))/2] # h3[1ere ailette, ième ailette]

        # Pour la face 5
Gr = nombres_sans_dimension(e, V)[0] # conv naturelle avec
LC=H
Re = nombres_sans_dimension(C, V)[1] # conv forcée avec LC=C
conv = convection(Gr, Re,V)
if conv == 'naturelle':
    # coef en bout d'aillette
    h5 = [h_naturelle_hizontale(e),
h_naturelle_hizontale(e)]
elif conv == 'forcee':
    # coef en bout d'aillette
    h5 = [h_forcée_parallelle(C, V), h_forcée_parallelle(C, V)]
elif conv == 'mixte':
    h5 = [(h_forcée_parallelle(C,
V)+h_naturelle_hizontale(e))/2,
(h_forcée_parallelle(C,
V)+h_naturelle_hizontale(e))/2]

        # Pour l'interstice d
        # les conv nat et forcée partagent la même LC
Gr, Re, Ra = nombres_sans_dimension(c, V)
conv = convection(Gr, Re,V)
if conv == 'naturelle':
    hd = h_naturelle_hizontale(c)
elif conv == 'forcee':
    hd = h_forcée_parallelle(c, V)
elif conv == 'mixte':
    hd = (h_forcée_parallelle(c,
V)+h_naturelle_hizontale(c))/2

if géométrie == 'pins':
    # Pour l'interstice d
Gr, Re, Ra = nombres_sans_dimension(
c, V) # conv naturelle avec LC=C

```

```

conv = convection(Gr, Re, V)
if conv == 'naturelle':
    hd = h_naturelle_hizontale(c)
if conv == 'forcee':
    hd = h_forcée_parallelèle(c, V)
elif conv == 'mixte':
    hd = (h_forcée_parallelèle(c,
V)+h_naturelle_hizontale(c))/2

lamb0 = [e*(h3[0]+h4[0])+C*(h1[0]+h2[0]),
e*(h3[1]+h4[1])+C*(h1[1]+h2[1])]
m = [math.pow(lamb0[0]/(A*lamb), 0.5), math.pow(lamb0[1]/(A*lamb),
0.5)]

return (h1, h2, h3, h4, h5, hd, hbase, lamb0, m)

## Calculs de la température d'une ailette ##
def T(j, H, e, C, z, V): # Température (K) en z de la jème ailette de
hauteur H (-,m,m)
    # print('utilisation T')
    h5 = coef_transfert_conv(H, e, C, V)[4]
    m = coef_transfert_conv(H, e, C, V)[8]

    Tz = (Ts-Tinf)*(math.cosh(m[j]*(H-
z))+h5[j]/(lamb*m[j])*math.sinh(m[j]*(H-
z)))/(math.cosh(m[j]*H)+h5[j]/(lamb*m[j])*math.sinh(m[j]*H))+Tinf
    return Tz

def T_C(j, H, e, C, z, V):
    # print('utilisation T_C')
    Tz_C = T(j, H, e, C, z, V) - 273.15
    return Tz_C

## Calculs des échanges thermiques convectifs du système ##
def qAR(j, H, e, C, V): # transfert thermique convectif de la jème
ailette de hauteur H
    h1, h2, h3, h4, h5, hd, hbase, lamb0, m = coef_transfert_conv(H, e,
C, V)
    G = h5[j]/(m[j]*lamb)
    QAR = A*h5[j]*(T(j, H, e, C, H, V)-Tinf)+lamb0[j]/m[j]*(Ts-
Tinf)*((math.sinh(m[j]*H)+G*(1-
math.cosh(m[j]*H)))/(math.cosh(m[j]*H)+G*math.sinh(m[j]*H)))
    return QAR

def qd(H, e, C, V):
    # print('utilisation qd')
    hd = coef_transfert_conv(H, e, C, V)[5]
    return (hd*d*C*(Ts-Tinf))

def qbase(H, e, C, V):
    hbase = coef_transfert_conv(H, e, C, V)[6]
    return (hbase*c*L*(Ts-Tinf))

def q5(j, H, e, C, V): # transfert thermique en bout d'aillette

```

```

h5 = coef_transfert_conv(H, e, C, V)[4]
return A*h5[j]*(T(j, H, e, C, H, V)-Tinf)

def qtotAR(H, e, C, V):
    QtotAR = qAR(0, H, e, C, V) + (N-1)*qAR(1, H, e, C, V)
    return QtotAR

def qSR(H, e, C, V):
    QSR = qtotAR(H, e, C, V)+(N-1)*qd(H, e, C, V)
    return QSR

def efficacité(H, e, C, V):
    eff = qSR(H, e, C, V)/qbase(H, e, C, V)
    return eff

## Calculs de la hauteur H nécessaire pour obtenir l'efficacité
souhaitée##
def Calcul_H(efficacité_visée,V):
    def equation(H):
        # print("H =", H)
        # Cherche H tel que efficacité(H) = efficacité_visée
        return efficacité(H, e, C, V) - efficacité_visée

    # Définir les bornes pour la recherche (0.01 à une valeur supérieure)
    # Ajuster la borne supérieure si nécessaire
    if equation(0.001) * equation(1) > 0 :
        return 0
    else :
        result = root_scalar(equation, bracket=[0.001,1],
method='brentq')
        if result.converged:
            return result.root
        else:
            raise ValueError("La solution n'a pas convergé")

    # Calcul de l'efficacité maximale atteinte si l'efficacité visée est trop
    # élevée
def max_efficacité(e, C, V):
    def fonction_a_minimiser(H):
        return -efficacité(H, e, C, V) # Minimise de l'opposé pour
    trouver le maximum
        # Recherche du maximum sur un intervalle raisonnable (à ajuster si
    nécessaire)
        result = minimize_scalar(fonction_a_minimiser, bounds=(0.001, 10),
method='bounded')
        if result.success:
            H_max = result.x # H correspondant au maximum
            efficacité_max = -result.fun # Reprendre la vraie valeur de
    l'efficacité
            return H_max, efficacité_max
        else:
            raise ValueError("L'optimisation n'a pas convergé")

    # Les hauteurs H sont cherchez pour une efficacité de 2

```

```

Vitesse = [0.1,1,3,4.1]
for i in range (len(Vitesse)):
    print ('\nPour V=', Vitesse[i], 'm/s :')

H_solution_2 = Calcul_H(2,Vitesse[i])
H_solution_3 = Calcul_H(3,Vitesse[i])
H_max, efficacite_max = max_efficacite(e, C, V)

if H_solution_2 == 0 and H_solution_3 == 0 :
    print ('IMPOSSIBLE : Max de',efficacite_max , 'atteint pour
H=',H_max , 'm.')
elif H_solution_2 != 0 and H_solution_3 == 0 :
    print(f"Valeur de H_min pour efficacité=2: {H_solution_2:.4f} m")
    print (f"Eff de 3 Non atteinte : Max de {efficacite_max:.2f} pour
{H_max:.2f} m")
elif H_solution_2 == 0 and H_solution_3 != 0 :
    print ('PROBLEME : efficacité >2 dès le départ')
    print(f"Valeur de H_min pour efficacité=3: {H_solution_3:.4f} m")
else :
    print(f"Valeur de H_min pour efficacité=2: {H_solution_2:.4f} m")
    print(f"Valeur de H_min pour efficacité=3: {H_solution_3:.4f} m")

H_solution = Calcul_H(2,V)
def impression_valeurs_hi():
    Gr, Re, Ra = nombres_sans_dimension(H_solution, V)
    h1, h2, h3, h4, h5, hd, hbase, lamb0, m =
    coef_transfert_conv(H_solution, e, C, V)
    print("\n# Valeurs des coefficients de transfert convectif")
    print(f"h_1 = {h1[1]} W/m²K \nh_2 = {h2[1]} W/m²K \nh_3 = {h3[1]} "
    f" W/m²K \nh_4 = {h4[1]} W/m²K")
    print(f"h_5 = {h5[1]} W/m²K \nh_base = {hbase} W/m²K \nh_d = {hd} "
    f" W/m²K")
    return ()

ok = impression_valeurs_hi()
print (f"\nFigure imprimée pour V= {V} m/s")
# #Impression des courbes##
hmin = 0.001
hmax = 0.8
Y = np.arange(hmin, hmax, pas)
effSR= [1]*len(Y)
for i in range(len(Y)):
    effSR[i] = efficacité(Y[i], e, C, V)

mpl.figure()
mpl.plot(Y, effSR, color='green')
mpl.xlabel('H (en m)')
mpl.ylabel('Efficacité (-)')
mpl.title("Efficacité d'un système de refroidissement en fonction de la
hauteur H des ailettes")
mpl.grid()
mpl.show()

```



## ANNEXE VI

### RELATIONS ENTRE GEOMETRIE, EFFICACITE ET HAUTEUR DES AILETTES

Tableau-A VI-1 Hauteur minimale d'une ailette de refroidissement selon sa géométrie,  
l'orientation et la vitesse du vent

Géométrie d'aillette	Orientation du vent	Vitesse du vent	Valeur de $H_{min}$ (en cm) Pour $\varepsilon = 2$	Valeur de $H_{min}$ (en cm) Pour $\varepsilon = 3$
Ailettes rectangulaires  $(C = 1\text{ m},$ $e = 2,0\text{ mm}$ $\text{et } d = 5,6\text{ cm})$	Perpendiculaire	$V = 0,1\text{ m/s}$	0,2	0,8
		$V = 1\text{ m/s}$	$\varepsilon_{max} = 1,0$ pour $H = 70\text{ cm}$	
		$V = 3\text{ m/s}$	$\varepsilon_{max} = 0,7$ pour $H = 75\text{ cm}$	
		$V = 4,1\text{ m/s}$	$\varepsilon_{max} = 0,6$ pour $H = 70\text{ cm}$	
	Parallèle	$V = 0,1\text{ m/s}$	0,2	0,8
		$V = 1\text{ m/s}$	3,0	6,1
		$V = 3\text{ m/s}$	3,0	6,2
		$V = 4,1\text{ m/s}$	3,0	6,3
Ailettes « hybrides »  $(C = 0,3\text{ m},$ $e = 3,6\text{ mm}$ $\text{et } d = 5,6\text{ cm})$	Perpendiculaire	$V = 0,1\text{ m/s}$	0,3	1,0
		$V = 1\text{ m/s}$	0,8	1,8
		$V = 3\text{ m/s}$	0,5	1,1
		$V = 4,1\text{ m/s}$	0,4	1,0
	Parallèle	$V = 0,1\text{ m/s}$	0,3	1,0
		$V = 1\text{ m/s}$	3,3	6,5
		$V = 3\text{ m/s}$	3,3	6,6
		$V = 4,1\text{ m/s}$	3,3	6,8
Ailettes en épingle  $(C = e = 15,8\text{ mm}$ $\text{et } d = 5,6\text{ cm})$	Perpendiculaire	$V = 0,1\text{ m/s}$	41	292
		$V = 1\text{ m/s}$	9,1	15,6
		$V = 3\text{ m/s}$	16,2	
		$V = 4,1\text{ m/s}$	7,7	
	Parallèle	$V = 0,1\text{ m/s}$	4,3	7,8
		$V = 1\text{ m/s}$	9,4	16,4
		$V = 3\text{ m/s}$	16,9	
		$V = 4,1\text{ m/s}$	7,9	



## ANNEXE VII

### CODE PYTHON MODELISANT LES PERFORMANCES D'UN COLLECTEUR PV MUNI OU NON D'UN SYSTÈME DE REFROIDISSEMENT

Algorithme-A VII-1 Modélisation des performances d'un collecteur PV et d'un système de refroidissement selon le site géographique et l'environnement proche du système

```
# ANALYSE DU COLLECTEUR PV ET DU SYSTEME DE REFROIDISSEMENT SELON LE SITE
ETUDIE ##

import CoolProp.CoolProp as CP
import math as math
from scipy.optimize import fsolve
import pandas as pd

## PARAMETRES A MODIFIER - CHOIX DE LA SITUATION A L'ETUDE ##
#Situation du collecteur PV dans son environnement
z_coll = 1 #m - hauteur du collecteur par rapport au sol
z0 = 0.4 # - rugosité de l'environnement du collecteur

# Ecoulement du vent par rapport au système de refroidissement
flux = 'perpendiculaire' # 'perpendiculaire' ou 'parallèle'
print ("flux : ", flux)
pas = 0.001 # paramètre de calcul

# Géométrie du collecteur PV et des ailettes
géométrie = 'hybride' # ou 'ailettes' ou 'pins'
H = 0.04 #m
d = 0.056 # m - espacement estimé entre les ailettes
L_coll = 1.7 # m - coté du collecteur PV
L = 1.4 # m - coté du système de refroidissement
c = 1 # m - coté du système de refroidissement

if géométrie == 'ailettes':
    print("géométrie ailettes")
    C = c # m - coté d'une ailette
    e = 0.0015 # m
    D = d

elif géométrie == 'hybride':
    print("géométrie hybride")
    C = 0.29 # m - coté d'une ailette
    e = 0.0023 # m
    D = 0.05

elif géométrie == 'pins':
    print("géométrie pins")
    C = e # m - coté d'un pins
    e = 0.016 # m
```

```

D = d

Nx = int((L+d)/(e+d))
Ny = int((c+D)/(C+D))
N = Nx*Ny # nombre d ailettes sur la face arrière du collecteur
print("nombre d'aillettes =", N)
A = e*C

# Paramètre du matériau
lamb = 200 # W/m-K - conductivité thermique de l'aluminium

# Paramètres de l'environnement extérieur
g = 9.81 # m/s2 accélération de la gravité
air = "air"
Patm = 101325 # Pa - pression atm standard
Tinf_approx = 25 + 273.15 # K - température de l'air approximative loin
du collecteur
Ts_approx = 35 + 273.15 # K - température de l'air à la surface du
collecteur
Tf = (Tinf_approx + Ts_approx)/2 # K - température du fluide à l'étude

# Définition de données physiques relative à l'air
rho = CP.PropsSI('D', 'T', Tf, 'P', Patm, air) # 1.118 kg/m3 - densité de
l'air
Cp = CP.PropsSI('Cpmass', 'T', Tf, 'P', Patm, air) # 1007.04 J/kg-K -
capacité calorifique massique de l'air
k = CP.PropsSI('L', 'T', Tf, 'P', Patm, air) # 0.02753 W/m-K -
conductivité thermique de l'air
mu = CP.PropsSI('V', 'T', Tf, 'P', Patm, air) # 1.928e-5 Pa.s - viscosité
dynamique de l'air
nu = mu/rho # 1.724e-05 m2/s - viscosité cinématique de l'air
alpha = k/(rho*Cp) # 2.44e-5 m2/s - diffusivité thermique de l'air
beta = CP.PropsSI('ISOBARIC_EXPANSION_COEFFICIENT', 'T', Tf, 'P', Patm,
air) # 0.00317 coefficient d'expansion volumique isobarique
Pr = nu/alpha # 0.7052 - nombre de Prandtl

## CALCULS RADIATIFS ##
eps = 0.9 #émissivité coll PV
eps_SR = 0.77 #émissivité système de refroidissement
sigma = 5.67e-8 # W.m-2.K-4 Constante de Stefan Boltzmann
abso = 0.95 #absoptivité coll PV du soleil

def Q_rad_sans_SR(Tinf, Ts):
    Tciel = Tinf - 20
    Tsol = Tinf
    qrad_sans = eps*sigma*(Ts**4-Tciel**4) + eps_SR*sigma*(Ts**4-Tsol**4)
    return qrad_sans #W/m2

def Q_rad_avec_SR(Tinf, Ts):
    Tciel = Tinf - 20
    Tsol = Tinf
    A_SR = N*2*(H*e+H*C)+L*c
    A_surplu = (L_coll-L)*c
    A_coll = L_coll*c

```

```

qgrad_avec = eps*sigma*(Ts**4-Tciel**4) + eps_SR*sigma*(Ts**4-
Tsol**4)*(A_SR+A_surplu)/A_coll
return qgrad_avec #W/m2

def G_abs(Gsol):
    G=abso*Gsol
    return G #W/m2

## CALCULS PUISSANCE ELECTRIQUE ##
eta_ref = 0.2
Tref= 25+273.15 #K - temperature de reference
beta = 0.0041

def eta (Ts):
    eta=eta_ref*(1-beta*(Ts-Tref))
    return eta

def P_elec(Gsol,Ts):
    Irradiance_sol = G_abs(Gsol)
    et = eta (Ts)
    P_elec = et * Irradiance_sol
    return P_elec #W/m2

## CALCULS CONVECTIFS ##
# Définition des coefficients de transfert convectifs et des fonctions
associées
def nombres_sans_dimension(LC,V,Ts,Tinf):
    Gr = g*beta*(Ts-Tinf)*LC**3/nu**2 # nombre de Grashof
    # print('Gr=',Gr)
    Ra = Pr*Gr # nombre de Rayleigh
    Re = LC*V/nu # nombre de reynold
    # print("Re=",Re, "et Nu=",Nu)
    return (Gr, Re, Ra)

def Ri(Gr, Re,V):
    Ri = 0
    if V == 0:
        Ri = 100
    else:
        Ri = Gr/Re**2 # nombre de Richardson
    return (Ri)

seuil = 0.1 # m/s - vitesse de vent seuil de convection naturelle
def convection(Gr, Re, V):
    R = Ri(Gr, Re,V)
    convec = 'string'
    if R >= 10:
        convec = 'naturelle'
    elif R <= 0.1:
        convec = 'forcee'
    else:
        convec = 'mixte'
    if V <= seuil:
        convec = 'naturelle'
    # convec = "mixte"

```

```

    return convec

def h_naturelle_horizontale(LC,Ts,Tinf):
    Ra = nombres_sans_dimension(LC, 0,Ts,Tinf)[2]
    if Ra < 10**5:
        Nu = 0.0001
        # print("Ra trop petit pour Nu naturelle horizontale - on suppose pas de convection")
    elif Ra >= 10**5:
        Nu = 0.27*Ra**(1/4)  # Nusselt face horizontale abritée du vent
    if Ra > 10**10:
        Ra_max = 10**10
        Nu = 0.27*Ra_max**(1/4)
        # print("Ra trop grand pour Nu naturelle horizontale - Nu sous-estimé")
    h = k*Nu/LC
    return h

def Nu_naturelle_horizontale(LC,Ts,Tinf):
    Ra = nombres_sans_dimension(LC, 0,Ts,Tinf)[2]
    if Ra < 10**5:
        Nu = 0.0001
        # print("Ra trop petit pour Nu naturelle horizontale - on suppose pas de convection")
    elif Ra >= 10**5:
        Nu = 0.27*Ra**(1/4)  # Nusselt face horizontale abritée du vent
    if Ra > 10**10:
        Ra_max = 10**10
        Nu = 0.27*Ra_max**(1/4)
        # print("Ra trop grand pour Nu naturelle horizontale - Nu sous-estimé")
    return Nu

def h_naturelle_verticale(LC,Ts,Tinf):
    Gr, Re, Ra = nombres_sans_dimension(LC, 0,Ts,Tinf)
    if Ra >= 0 : # 1700:
        # Nusselt face verticale abritée du vent
        Nu = (0.825+0.387*Ra**(1/6)/(1+(0.492/Pr)**(9/16))**(8/27))**2
    else:
        Nu = 0.0001
    h = k*Nu/LC
    return h

def Nu_naturelle_verticale(LC,Ts,Tinf):
    Gr, Re, Ra = nombres_sans_dimension(LC, 0,Ts,Tinf)
    if Ra >= 0 : #1700:
        # Nusselt face verticale abritée du vent
        Nu = (0.825+0.387*Ra**(1/6)/(1+(0.492/Pr)**(9/16))**(8/27))**2
    else:
        Nu = 0.0001
    return Nu

def h_forcée_frontale(LC, V,Ts,Tinf):
    Gr, Re, Ra = nombres_sans_dimension(LC, V,Ts,Tinf)

```

```

# Nusselt naturel si pas assez de vent pour forcée
# Nusselt face verticale abritée du vent
if Ra<=0 : Nu=0.001
else : Nu = (0.825+0.387*Ra**(1/6)/(1+(0.492/Pr)**(9/16))**(8/27))**2
if Re <= 1.5*10***4:
    # nombre de nusselt pour l'ailette recevant le vent frontalement
    Nu = 0.228*Re**0.731*Pr***(1/3)
if Re > 1.5*10***4:
    Re_max = 1.5*10***4
    Nu = 0.228*Re_max**0.731*Pr***(1/3)
h = k*Nu/LC
return h

def Nu_forcée_frontale(LC, V,Ts,Tinf):
    Gr, Re, Ra = nombres_sans_dimension(LC, V,Ts,Tinf)
    Nu = (0.825+0.387*Ra**(1/6)/(1+(0.492/Pr)**(9/16))**(8/27))**2
    if Re <= 1.5*10***4:
        Nu = 0.228*Re**0.731*Pr***(1/3)
    if Re > 1.5*10***4:
        Nu = 0.228*(1.5*10***4)**0.731*Pr***(1/3)
    return Nu

def h_forcée épingle(LC, V,Ts,Tinf):
    Gr, Re, Ra = nombres_sans_dimension(LC, V,Ts,Tinf)
    # Nusselt naturel si pas assez de vent pour forcée
    Nu = (0.825+0.387*Ra**(1/6)/(1+(0.492/Pr)**(9/16))**(8/27))**2
    if Re > 5*10***3 and Re < 5*10***5:
        # nombre de nusselt pour l'ailette recevant le vent frontalement
        Nu = 0.102*Re**0.675*Pr***(1/3)
    elif Re > 5*10***5:
        Nu = 0.102*(5*10***5)**0.675*Pr***(1/3)
    h = k*Nu/LC
    return h

def Nu_forcée épingle(LC, V,Ts,Tinf):
    Gr, Re, Ra = nombres_sans_dimension(LC, V,Ts,Tinf)
    # Nusselt naturel si pas assez de vent pour forcée
    Nu = (0.825+0.387*Ra**(1/6)/(1+(0.492/Pr)**(9/16))**(8/27))**2
    if Re > 5*10***3 and Re < 5*10***5:
        # nombre de nusselt pour l'ailette recevant le vent frontalement
        Nu = 0.102*Re**0.675*Pr***(1/3)
    elif Re > 5*10***5:
        Nu = 0.102*(5*10***5)**0.675*Pr***(1/3)
    return Nu

def h_forcée parallèle(LC, V):
    h = 3.2*4-1*LC+1.1*3+5.5
    return h

def Nu_forcée parallèle(LC, V):
    h = 3.2*4-1*LC+1.1*3+5.5
    Nu = h*LC/k
    return Nu

def h_mixte_hORIZ(Nu_nat, Nu_forcee, LC):

```

```

n = 7/2
Nu = (Nu_nat**n+Nu_forcee**n)**(1/n)
h = k*Nu/LC
return h

def h_mixte_vert(Nu_nat, Nu_forcee, LC):
    n = 3
    Nu = (Nu_nat**n+Nu_forcee**n)**(1/n)
    h = k*Nu/LC
    return h

def h_forcée_parallelèle_ancienne(LC, V,Ts,Tinf):
    Gr, Re, Ra = nombres_sans_dimension(LC, V,Ts,Tinf)
    Rec = 5*10***5
    A_a = 0.037*Rec**0.8-0.664*Rec**0.5
    if Re <= 5*10***5:
        Nu = 0.664*Re**0.5*Pr**1/3
    elif Re > 5*10***5:
        Nu = (0.037*Re**0.8-A_a)*Pr**1/3
    h = k*Nu/LC
    return h

def Nu_forcée_parallelèle_ancienne(LC, V,Ts,Tinf):
    Gr, Re, Ra = nombres_sans_dimension(LC, V,Ts,Tinf)
    Rec = 5*10***5
    A_a = 0.037*Rec**0.8-0.664*Rec**0.5
    if Re <= 5*10***5:
        Nu = 0.664*Re**0.5*Pr**1/3
    elif Re > 5*10***5:
        Nu = (0.037*Re**0.8-A_a)*Pr**1/3
    return Nu

# Définition des coefficients de transfert convectifs selon la face de
l'ailette observée ##
def coef_transfert_conv(V,Ts,Tinf):
    # print ('# Pour H=',H,'m #')
    # print('utilisation coef_transfert_conv')
    h1 = h2 = h3 = h4 = [1, 1]

    if géométrie == 'pins':
        # Pour les faces 1 à 4
        Gr = nombres_sans_dimension(H, V,Ts,Tinf)[0]
        # les conv nat et forcée partagent la même LC
        Re = nombres_sans_dimension(e, V,Ts,Tinf)[1]
        conv = convection(Gr, Re, V)
        if conv == 'naturelle':
            # h1[1ere ailette, ième ailette]
            h1 = h2 = h3 = h4 = [h_naturelle_verticale(
                H,Ts,Tinf), h_naturelle_verticale(H,Ts,Tinf)]
        if conv == 'forcee':
            # h1[1ere ailette, ième ailette]
            h1 = h2 = h3 = h4 = [h_forcée épingle(
                e, V,Ts,Tinf), h_forcée épingle(e, V,Ts,Tinf)]
    if conv == 'mixte':
        Nu_nat = Nu_naturelle_horizontale(H,Ts,Tinf)

```

```

Nu_forcee = Nu_forcée_épingles(e, V,Ts,Tinf)
LC = (H+e)/2
hm = h_mixte_vert(Nu_nat, Nu_forcee, LC)
h1 = h2 = h3 = h4 = [hm, hm]

# Pour la face 5
Gr, Re, Ra = nombres_sans_dimension(e, V,Ts,Tinf)
conv = convection(Gr, Re, V)
if conv == 'naturelle':
    h5 = [h_naturelle_horizontale(e,Ts,Tinf),
h_naturelle_horizontale(e,Ts,Tinf)]
if conv == 'forcee':
    h5 = [h_forcée_épingles(e, V,Ts,Tinf), h_forcée_épingles(e,
V,Ts,Tinf)]
if conv == 'mixte':
    Nu_nat = Nu_naturelle_horizontale(e,Ts,Tinf)
    Nu_forcee = Nu_forcée_épingles(e, V,Ts,Tinf)
    hm = h_mixte_horiz(Nu_nat, Nu_forcee, e,Ts,Tinf)
    h5 = [hm, hm]

if flux == 'perpendiculaire':

    # Pour la base du collecteur PV
    Gr = nombres_sans_dimension(L, V,Ts,Tinf)[0] # conv naturelle
avec LC=C
    Re = nombres_sans_dimension(L, V,Ts,Tinf)[1] # conv forcee avec
LC=L
    conv = convection(Gr, Re, V)
    if conv == 'naturelle':
        # W/m2-K - coef de transfert thermique sur la base du
collecteur sans ailettes
        hbase = h_naturelle_horizontale(c,Ts,Tinf)
    elif conv == 'forcee':
        # W/m2-K - coef de transfert thermique sur la base du
collecteur sans ailettes
        hbase = h_forcée_parallèle(L, V)
    elif conv == 'mixte':
        Nu_nat = Nu_naturelle_horizontale(c,Ts,Tinf)
        Nu_forcee = Nu_forcée_parallèle(L, V)
        LC = (L+c)/2
        hbase = h_mixte_horiz(Nu_nat, Nu_forcee, L)

    if géométrie == 'aillettes':
        # Pour les faces 1 à 4
        # conv nat et forcée partage le même LC
        Gr, Re, Ra = nombres_sans_dimension(H, V,Ts,Tinf)
        conv = convection(Gr, Re, V)
        if conv == 'naturelle': # pas de vent pour aucune des faces
            # h1[1ere ailette, ième ailette]
            h1 = h2 = h3 = h4 = [h_naturelle_verticale(
H,Ts,Tinf), h_naturelle_verticale(H,Ts,Tinf)]

        elif conv == 'forcee': # du vent pour la 1ere ailette mais
pas pour les suivantes
            # h1[1ere ailette, ième ailette]

```

```

        h1 = h2 = [h_forcée_frontale(H, V, Ts, Tinf),
h_naturelle_verticale(H, Ts, Tinf)]
        h3 = h4 = [h_forcée_frontale(
            H, V, Ts, Tinf), h_forcée_parallèle(e, V)] # W/m2-K
        # print ('h_forcée_frontale(H, V)=' , h_forcée_frontale(H,
V))

    elif conv == 'mixte':
        Nu_nat = h_naturelle_verticale(H, Ts, Tinf)

        hm_front = h_mixte_vert(Nu_nat, Nu_forcée_frontale(H,
V, Ts, Tinf), H)

        LC = (H+e)/2
        hm_parr = h_mixte_vert(Nu_nat, Nu_forcée_parallèle(e, V),
LC)

        # h1[1ere ailette, ième ailette]
        h1 = h2 = [hm_front, h_naturelle_verticale(H, Ts, Tinf)]
        h3 = h4 = [hm_front, hm_parr] # W/m2-K

        # Pour la face 5
        # les conv nat et forcée partagent la même LC
        Gr, Re, Ra = nombres_sans_dimension(e, V, Ts, Tinf)
        conv = convection(Gr, Re, V)
        if conv == 'naturelle':
            # coef en bout d'aillette
            h5 = [h_naturelle_horizontale(e, Ts, Tinf),
h_naturelle_horizontale(e, Ts, Tinf)]
        elif conv == 'forcee':
            # coef en bout d'aillette
            h5 = [h_forcée_frontale(H, V, Ts, Tinf),
h_forcée_parallèle(e, V)]
        elif conv == 'mixte':
            Nu_nat = Nu_naturelle_horizontale(e, Ts, Tinf)
            Nu_forcee = Nu_forcée_parallèle(e, V)
            hm = h_mixte_horiz(Nu_nat, Nu_forcee, e)
            h5 = [hm, hm]

        # Pour l'interstice d
        # jamais de vent entre les ailettes en géométrie parallèle
        hd = h_naturelle_horizontale(c, Ts, Tinf)

    if géométrie == 'hybride':
        # Pour les faces 1 à 4
        # conv nat et forcée partage le même LC
        Gr, Re, Ra = nombres_sans_dimension(H, V, Ts, Tinf)
        conv = convection(Gr, Re, V)
        if conv == 'naturelle': # pas de vent pour aucune des faces
            # h1[1ere ailette, ième ailette]
            h1 = h2 = h3 = h4 = [h_naturelle_verticale(
                H, Ts, Tinf), h_naturelle_verticale(H, Ts, Tinf)]
        elif conv == 'forcee': # du vent pour la 1ere ailette et
pour les suivantes
            # h1[1ere ailette, ième ailette]
            h1 = h2 = h3 = h4 = [h_forcée_frontale(

```

```

        H, V, Ts, Tinf), h_forcée_frontale(H, V, Ts, Tinf)]
    elif conv == 'mixte':
        Nu_nat = Nu_naturelle_verticale(H, Ts, Tinf)
        Nu_forcee = Nu_forcée_frontale(H, V, Ts, Tinf)
        hm = h_mixte_vert(Nu_nat, Nu_forcee, H)
        h1 = h2 = h3 = h4 = [hm, hm] # h1[1ere ailette, ième
        ailette]

        # Pour la face 5
        # les conv nat et forcée partagent la même LC
        Gr, Re, Ra = nombres_sans_dimension(e, V, Ts, Tinf)
        conv = convection(Gr, Re, V)
        if conv == 'naturelle':
            # coef en bout d'aillette
            h5 = [h_naturelle_hizontale(e, Ts, Tinf),
        h_naturelle_hizontale(e, Ts, Tinf)]
        elif conv == 'forcee':
            # coef en bout d'aillette
            h5 = [h_forcée_frontale(H, V, Ts, Tinf),
        h_forcée_frontale(H, V, Ts, Tinf)]
        elif conv == 'mixte':
            LC = (H+e)/2

            Nu_nat = Nu_naturelle_hizontale(LC, Ts, Tinf)
            Nu_forcee = Nu_forcée_frontale(LC, V, Ts, Tinf)

            hm = h_mixte_horiz(Nu_nat, Nu_forcee, LC)
            h5 = [hm, hm]

        # Pour l'interstice d
        Gr = nombres_sans_dimension(c, V, Ts, Tinf)[0] # conv
naturelle avec LC=C
        Re = nombres_sans_dimension(d, V, Ts, Tinf)[1] # conv forcée
avec LC=C
        conv = convection(Gr, Re, V)
        if conv == 'naturelle': # pas de vent pour aucune des faces
            # jamais de vent entre les ailettes en géométrie
        parallèle
            hd = h_naturelle_hizontale(c, Ts, Tinf)
        elif conv == 'forcee':
            hd = h_forcée_parallèle(d, V)
        elif conv == 'mixte':
            Nu_nat = Nu_naturelle_hizontale(c, Ts, Tinf)
            Nu_forcee = Nu_forcée_parallèle(d, V)
            LC = (c+d)/2
            hd = h_mixte_horiz(Nu_nat, Nu_forcee, LC)

        if géométrie == 'pins':
            # Pour l'interstice d
            Gr = nombres_sans_dimension(c, V, Ts, Tinf)[0] # conv
naturelle avec LC=C
            Re = nombres_sans_dimension(l, V, Ts, Tinf)[1] # conv forcee
avec LC=L
            conv = convection(Gr, Re, V)
            if conv == 'naturelle':

```

```

        hd = h_naturelle_hizontale(c,Ts,Tinf)
    elif conv == 'forcee':
        hd = h_forcée_parallelèle(L, V)
    elif conv == 'mixte':
        Nu_nat = Nu_naturelle_hizontale(c,Ts,Tinf)
        Nu_forcee = Nu_forcée_parallelèle(L, V)
        LC = (c+L)/2
        hd = h_mixte_horiz(Nu_nat, Nu_forcee, LC)

    elif flux == 'parallelèle':

        # Pour la base du collecteur PV
        # conv naturelle et forcee avec la même avec LC=C
        Gr, Re, Ra = nombres_sans_dimension(c, V,Ts,Tinf)
        conv = convection(Gr, Re, V)
        if conv == 'naturelle':
            # W/m2-K - coef de transfert thermique sur la base du
            collecteur sans ailettes
            hbase = h_naturelle_hizontale(c,Ts,Tinf)
        elif conv == 'forcee':
            # W/m2-K - coef de transfert thermique sur la base du
            collecteur sans ailettes
            hbase = h_forcée_parallelèle(c, V)
        elif conv == 'mixte':
            Nu_nat = Nu_naturelle_hizontale(c,Ts,Tinf)
            Nu_forcee = Nu_forcée_parallelèle(c, V)
            hbase = h_mixte_horiz(Nu_nat, Nu_forcee, c)

    if géométrie == 'aillettes' or géométrie == 'hybride':

        # Pour les faces 1 à 4
        Gr = nombres_sans_dimension(H, V,Ts,Tinf)[0] # conv
        naturelle avec LC=H
        Re = nombres_sans_dimension(C, V,Ts,Tinf)[1] # conv forcée
        avec LC=C
        conv = convection(Gr, Re, V)
        if conv == 'naturelle': # pas de vent pour aucune des faces
            # h1[1ere ailette, ième ailette]
            h1 = h2 = h3 = h4 = [h_naturelle_verticale(
                H,Ts,Tinf), h_naturelle_verticale(H,Ts,Tinf)]
        elif conv == 'forcee':
            # W/m2-K - coef de transfert thermique approximatif sur
            la face y=0
            h1 = h2 = [h_forcée_parallelèle(C, V),
            h_forcée_parallelèle(C, V)]
            # h3[1ere ailette, ième ailette]
            h3 = h4 = [h_forcée_frontale(e, V,Ts,Tinf),
            h_forcée_frontale(e, V,Ts,Tinf)]

        elif conv == 'mixte':
            Nu_nat = Nu_naturelle_verticale(H,Ts,Tinf)
            LC_front = (H+e)/2
            hm_front = h_mixte_vert(
                Nu_nat, Nu_forcée_frontale(e, V,Ts,Tinf), LC_front)

```

```

LC_parr = (H+C)/2
hm_parr = h_mixte_vert(
    Nu_nat, Nu_forcée_parallelle(C, V), LC_parr)

# W/m2-K - coef de transfert thermique approximatif sur
la face y=0
h1 = h2 = [hm_parr, hm_parr]
h3 = h4 = [hm_front, hm_front]

# Pour la face 5
Gr = nombres_sans_dimension(e, V, Ts, Tinf)[0] # conv
naturelle avec LC=H
Re = nombres_sans_dimension(C, V, Ts, Tinf)[1] # conv forcée
avec LC=C
conv = convection(Gr, Re, V)
if conv == 'naturelle':
    # coef en bout d'ailette
    h5 = [h_naturelle_horizontale(e, Ts, Tinf),
h_naturelle_horizontale(e, Ts, Tinf)]
elif conv == 'forcee':
    # coef en bout d'ailette
    h5 = [h_forcée_parallelle(C, V), h_forcée_parallelle(C, V)]
elif conv == 'mixte':
    Nu_nat = Nu_naturelle_horizontale(e, Ts, Tinf)
    Nu_forcee = Nu_forcée_parallelle(c, V)
    LC = (C+e)/2
    hm = h_mixte_horiz(Nu_nat, Nu_forcee, LC)
    h5 = [hm, hm]

# Pour l'interstice d
# les conv nat et forcée partagent la même LC
Gr, Re, Ra = nombres_sans_dimension(c, V, Ts, Tinf)
conv = convection(Gr, Re, V)
if conv == 'naturelle':
    hd = h_naturelle_horizontale(c, Ts, Tinf)
elif conv == 'forcee':
    hd = h_forcée_parallelle(c, V)
elif conv == 'mixte':
    Nu_nat = Nu_naturelle_horizontale(c, Ts, Tinf)
    Nu_forcee = Nu_forcée_parallelle(c, V)
    hd = h_mixte_horiz(Nu_nat, Nu_forcee, c)

if géométrie == 'pins':
    # Pour l'interstice d
    Gr, Re, Ra = nombres_sans_dimension(
        c, V, Ts, Tinf) # conv naturelle avec LC=C
    conv = convection(Gr, Re, V)
    if conv == 'naturelle':
        hd = h_naturelle_horizontale(c, Ts, Tinf)
    if conv == 'forcee':
        hd = h_forcée_parallelle(c, V)
    elif conv == 'mixte':
        Nu_nat = Nu_naturelle_horizontale(c, Ts, Tinf)

```

```

        Nu_forcée = Nu_forcée_parallèle(c, v)
        hd = h_mixte_horiz(Nu_nat, Nu_forcée, c)

    lamb0 = [e*(h3[0]+h4[0])+C*(h1[0]+h2[0]),
    e*(h3[1]+h4[1])+C*(h1[1]+h2[1])]
    m = [math.pow(lamb0[0]/(A*lamb), 0.5), math.pow(lamb0[1]/(A*lamb),
    0.5)]

    return (h1, h2, h3, h4, h5, hd, hbase, lamb0, m)

## Calculs de la température d'une ailette ##
def T(j, z, V, Ts, Tinf): # Température (K) en z de la jème ailette de
hauteur H (-,m,m)
    # print('utilisation T')
    h5 = coef_transfert_conv(V,Ts,Tinf)[4]
    m = coef_transfert_conv(V,Ts,Tinf)[8]
    Tz = (Ts-Tinf)*(math.cosh(m[j]*(H-
z))+h5[j]/(lamb*m[j])*math.sinh(m[j]*(H-z)))/(
        math.cosh(m[j]*H)+h5[j]/(lamb*m[j])*math.sinh(m[j]*H))+Tinf
    return Tz

def T_C(j,z, V,Ts,Tinf):
    # print('utilisation T_C')
    Tz_C = T(j, z, V, Ts, Tinf) - 273.15
    return Tz_C

## Calculs des échanges thermiques convectifs du système ##
def qAR(j, V,Ts,Tinf): # transfert thermique convectif de la jème
ailette de hauteur H
    # print('utilisation qAR')
    h1, h2, h3, h4, h5, hd, hbase, lamb0, m =
coef_transfert_conv(V,Ts,Tinf)
    G = h5[j]/(m[j]*lamb)
    TH=T(j, H, V, Ts, Tinf)
    # print ('G=',G)
    QAR = A*h5[j]*(TH-Tinf)+lamb0[j]/m[j]*(Ts-Tinf) * \
        ((math.sinh(m[j]*H)+G*(1-math.cosh(m[j]*H))) /
        (math.cosh(m[j]*H)+G*math.sinh(m[j]*H)))
    return QAR

def qd(V,Ts,Tinf):
    # print('utilisation qd')
    hd = coef_transfert_conv(V,Ts,Tinf)[5]
    return (hd*d*C*(Ts-Tinf))

def qbase(V,Ts,Tinf):
    hbase = coef_transfert_conv(V,Ts,Tinf)[6]
    return (hbase*c*L*(Ts-Tinf))

def q5(j, V,Ts,Tinf): # transfert thermique en bout d'aillette
    h5 = coef_transfert_conv(V,Ts,Tinf)[4]
    return A*h5[j]*(T(j, H, V, Ts, Tinf)-Tinf)

def qtotAR(V,Ts,Tinf):

```

```

QtotAR = qAR(0, V,Ts,Tinf) + (N-1)*qAR(1, V,Ts,Tinf)
return QtotAR

def qSR(V,Ts,Tinf):
    QSR = qtotAR(V,Ts,Tinf)+(N-1)*qd(V,Ts,Tinf)
    return QSR

def Q_syst_avant(V,Tinf,Ts):
    hbase = coef_transfert_conv(V,Ts,Tinf)[6]
    if Ts>=Tinf :
        Q_av = hbase*(Ts-Tinf)
    elif Ts<Tinf : Q_av = 0
    return Q_av #W/m2

def Q_syst_arrière(V,Tinf,Ts):
    if Ts>=Tinf :
        Q_ar = (qSR(V,Ts,Tinf)+Q_syst_avant(V,Tinf,Ts)*c*(L_coll-L))/ (L_coll*c)
    elif Ts<Tinf : Q_ar= 0
    return Q_ar #W/m2

def Q_conv_avec_SR (V,Tinf,Ts):
    Qconv_avec = Q_syst_arrière(V,Tinf,Ts) + Q_syst_avant(V,Tinf,Ts)
    return Qconv_avec

def Q_conv_sans_SR (V,Tinf,Ts):
    Qconv_sans =2*Q_syst_avant(V,Tinf,Ts)
    return Qconv_sans

def qtot_avec_SR(V,Tinf,Gsol,Ts):
    Qtot = -(Q_conv_avec_SR(V,Tinf,Ts) + Q_rad_avec_SR(Tinf,Ts) - G_abs(Gsol) + P_elec(Gsol,Ts))
    return Qtot

def qtot_sans_SR(V,Tinf,Gsol,Ts):
    Qtot_sans = -(Q_conv_sans_SR(V,Tinf,Ts) + Q_rad_sans_SR(Tinf,Ts) - G_abs(Gsol) + P_elec(Gsol,Ts))
    return Qtot_sans

## Calcul de la température du collecteur PV à l'équilibre ##

def Tsurface_avec_SR(V,Tinf,Gsol):
    def f_avec_SR(Ts):
        f_avec=qtot_avec_SR(V,Tinf,Gsol,Ts)
        return f_avec
    initial_guesses = [280] # Points initiaux proches des solutions
    zeros_avec_SR = fsolve(f_avec_SR, initial_guesses)
    return zeros_avec_SR[0]

def Tsurface_sans_SR(V,Tinf,Gsol):
    def f_sans_SR(Ts):
        f_sans=qtot_sans_SR(V,Tinf,Gsol,Ts)
        return f_sans
    initial_guesses = [280] # Points initiaux proches des solutions
    zeros_sans_SR = fsolve(f_sans_SR, initial_guesses)

```

```

    return zeros_sans_SR[0]

def Ts_horaire_avec_SR(Gsol_loc,Tinf_loc,V_loc):
    Ts_avec = [0]*len(Gsol_loc)
    # W=0
    for i in range (len(Gsol_loc)):
        Gsol=Gsol_loc[i]
        Tinf=Tinf_loc[i]
        V=V_loc[i]
        Ts_avec[i] = Tsurface_avec_SR(V,Tinf,Gsol)
        if Ts_avec[i] < Tinf_loc[i] :
            # if W==0 and Gsol>0 :
            #     print ('V=',V,'m/s\nTs = ',Ts_avec[i]-273.15,'°C\nTinf=',Tinf-273.15,'°C\nGsol=',Gsol,'W/m2')
            #     print ('Q_conv_sans_SR = ',Q_conv_sans_SR(V,Tinf,Ts_avec[i]),'W/m2 et Q_conv_avec_SR = ',Q_conv_avec_SR(V,Tinf,Ts_avec[i]),'W/m2')
            #     W=1
            Ts_avec[i] = Tinf_loc[i]
    return Ts_avec

def Pelec_horaire_avec_SR(Gsol_loc,Ts_avec_SR):

    P_elec_avec = [0]*len(Gsol_loc)
    for i in range (len(Gsol_loc)):
        Gsol=Gsol_loc[i]
        P_elec_avec[i]=P_elec(Gsol, Ts_avec_SR[i])
    return P_elec_avec

def Ts_horaire_sans_SR(Gsol_loc,Tinf_loc,V_loc):
    Ts_sans = [0]*len(Gsol_loc)
    for i in range (len(Gsol_loc)):
        Gsol=Gsol_loc[i]
        Tinf=Tinf_loc[i]
        V=V_loc[i]
        Ts_sans[i] = Tsurface_sans_SR(V,Tinf,Gsol)
        if Ts_sans[i] < Tinf_loc[i] : Ts_sans[i] = Tinf_loc[i]
    return Ts_sans

def Pelec_horaire_sans_SR(Gsol_loc,Ts_sans_SR):
    P_elec_sans = [0]*len(Gsol_loc)
    for i in range (len(Gsol_loc)):
        Gsol=Gsol_loc[i]
        P_elec_sans[i]=P_elec(Gsol, Ts_sans_SR[i])
    return P_elec_sans

def Pelec_horaire_25_degres(Gsol_loc):
    Ts_25_degres = 25+273.15
    P_elec_25_degres = [0]*len(Gsol_loc)
    for i in range (len(Gsol_loc)):
        Gsol=Gsol_loc[i]
        P_elec_25_degres[i]=P_elec(Gsol, Ts_25_degres)
    return P_elec_25_degres

def Pelec_horaire_inf_a_25_degres(Gsol_loc,Ts_sans_SR):

```

```

Ts_25_degres = 25+273.15
P_elec_25_degres = [0]*len(Gsol_loc)
for i in range (len(Gsol_loc)):
    Gsol=Gsol_loc[i]
    if Ts_sans_SR[i]<Ts_25_degres :
        P_elec_25_degres[i]=P_elec(Gsol, Ts_sans_SR[i])
    else :
        P_elec_25_degres[i]=P_elec(Gsol, Ts_25_degres)
return P_elec_25_degres

def Pelec_horaire_Tinf(Gsol_loc,Tinf_loc):
    Pelec_Tinf = [0]*len(Gsol_loc)
    for i in range (len(Gsol_loc)):
        Gsol=Gsol_loc[i]
        Tinf=Tinf_loc[i]
        Pelec_Tinf[i] = P_elec(Gsol, Tinf)
    return Pelec_Tinf

## Rédaction de l'ensemble des données calculées dans des fichiers excels
##
def ecrire_donnees (file_path_loc):
    # Charger le fichier Excel
    chemin_dacces = "C:\\\\Users\\\\laetitia\\\\ETS Montréal\\\\MEM 003 - Mémoire\\\\Calculs\\\\0donnees_coll_pres_du_sol_terrain_valonné_H1_z04_2_cm_p arallele.xlsx" # Remplacez par le bon chemin
    df_donnees = pd.read_excel(chemin_dacces)
    colonne = 0
    if file_path_loc == "C:\\\\Users\\\\laetitia\\\\ETS Montréal\\\\MEM 003 - Mémoire\\\\Calculs\\\\iakoutsk.csv":
        colonne = 'Iakoutsk'
    elif file_path_loc == "C:\\\\Users\\\\laetitia\\\\ETS Montréal\\\\MEM 003 - Mémoire\\\\Calculs\\\\helsinki.csv":
        colonne = 'Helsinki'
    elif file_path_loc == "C:\\\\Users\\\\laetitia\\\\ETS Montréal\\\\MEM 003 - Mémoire\\\\Calculs\\\\colombes.csv":
        colonne = 'Colombes'
    elif file_path_loc == "C:\\\\Users\\\\laetitia\\\\ETS Montréal\\\\MEM 003 - Mémoire\\\\Calculs\\\\montreal.csv":
        colonne = 'Montréal'
    elif file_path_loc == "C:\\\\Users\\\\laetitia\\\\ETS Montréal\\\\MEM 003 - Mémoire\\\\Calculs\\\\pekin.csv":
        colonne = 'Pékin'
    elif file_path_loc == "C:\\\\Users\\\\laetitia\\\\ETS Montréal\\\\MEM 003 - Mémoire\\\\Calculs\\\\losangeles.csv":
        colonne = 'Los Angeles'
    elif file_path_loc == "C:\\\\Users\\\\laetitia\\\\ETS Montréal\\\\MEM 003 - Mémoire\\\\Calculs\\\\dubai.csv":
        colonne = 'Dubai'
    elif file_path_loc == "C:\\\\Users\\\\laetitia\\\\ETS Montréal\\\\MEM 003 - Mémoire\\\\Calculs\\\\nouakchott.csv":
        colonne = 'Nouakchott'
    elif file_path_loc == "C:\\\\Users\\\\laetitia\\\\ETS Montréal\\\\MEM 003 - Mémoire\\\\Calculs\\\\addisabeba.csv":
        colonne = 'Addis-Abeba'

```

```

    elif file_path_loc == "C:\\\\Users\\\\laetitia\\\\ETS Montréal\\\\MEM 003 - Mémoire\\\\Calculs\\\\quito.csv":
        colonne = 'Quito'
    elif file_path_loc == "C:\\\\Users\\\\laetitia\\\\ETS Montréal\\\\MEM 003 - Mémoire\\\\Calculs\\\\kinshasa.csv":
        colonne = 'Kinshasa'
    elif file_path_loc == "C:\\\\Users\\\\laetitia\\\\ETS Montréal\\\\MEM 003 - Mémoire\\\\Calculs\\\\jakarta.csv":
        colonne = 'Jakarta'
    elif file_path_loc == "C:\\\\Users\\\\laetitia\\\\ETS Montréal\\\\MEM 003 - Mémoire\\\\Calculs\\\\brasilia.csv":
        colonne = 'Brasilia'
    elif file_path_loc == "C:\\\\Users\\\\laetitia\\\\ETS Montréal\\\\MEM 003 - Mémoire\\\\Calculs\\\\uyuni.csv":
        colonne = 'Uyuni'
    elif file_path_loc == "C:\\\\Users\\\\laetitia\\\\ETS Montréal\\\\MEM 003 - Mémoire\\\\Calculs\\\\antananarivo.csv":
        colonne = 'Antananarivo'
    elif file_path_loc == "C:\\\\Users\\\\laetitia\\\\ETS Montréal\\\\MEM 003 - Mémoire\\\\Calculs\\\\auckland.csv":
        colonne = 'Auckland'

    # Charger le fichier de donnée
    df_loc = pd.read_csv(file_path_loc, encoding="utf-8", sep=";")
    # Extraire les colonnes d'intérêt (météorologiques)
    Gsol_loc = df_loc.iloc[:, 8].tolist()
    Tinf_loc_celsius = df_loc.iloc[:, 5].tolist()
    Tinf_loc = [x + 273.15 for x in Tinf_loc_celsius]
    V_loc_station = df_loc.iloc[:, 6].tolist()
    # modification du fichier de vitesse
    coef_vitesse = math.log(z_coll/z0)/math.log(10/0.02)
    V_loc = [y*coef_vitesse for y in V_loc_station]

    nb_heure_jours=0
    for i in range (len(Gsol_loc)):
        if Gsol_loc[i]>0:
            nb_heure_jours+=1

    # Calculs de Ts selon les situations
    Ts_avec_SR = Ts_horaire_avec_SR(Gsol_loc,Tinf_loc,V_loc)
    Ts_sans_SR = Ts_horaire_sans_SR(Gsol_loc,Tinf_loc,V_loc)

    # Calculs des valeurs moyennes de jour
    Tinf_somme=0
    V_somme=0
    Ts_sans_somme=0
    Ts_avec_somme=0
    Tinf_min_jour = 400 #K
    for i in range (len(Gsol_loc)):
        if Gsol_loc[i]!=0:
            Tinf_somme += Tinf_loc[i]
            V_somme += V_loc[i]
            Ts_sans_somme += Ts_sans_SR[i]
            Ts_avec_somme += Ts_avec_SR[i]
            if Tinf_min_jour > Tinf_loc[i] : Tinf_min_jour=Tinf_loc[i]

```

```

Tinf_moy = Tinf_somme/nb_heure_jours
Tinf_max = max(Tinf_loc)-273.15

V_moy = V_somme/nb_heure_jours

#Ensoleillement moyen sur une année
ensoleillement_tot_loc = sum(Gsol_loc)
ensoleillement_moy_loc = ensoleillement_tot_loc/nb_heure_jours
Gsol_max = max(Gsol_loc)

#Données de température du collecteur PV
Ts_moy_sans = Ts_sans_somme/nb_heure_jours
Ts_moy_avec = Ts_avec_somme/nb_heure_jours

#Puissances électriques moyennes
#sans système de refroidissement
P_elec_sans_SR = Pelec_horaire_sans_SR(Gsol_loc,Ts_sans_SR)
P_elec_max_sans = max(P_elec_sans_SR)
E_tot_an_sans_SR = sum(P_elec_sans_SR)
P_elec_moy_sans = E_tot_an_sans_SR/nb_heure_jours

#Puissance électrique AVEC système de refroidissement
P_elec_avec_SR = Pelec_horaire_avec_SR(Gsol_loc,Ts_avec_SR)
P_elec_max_avec = max(P_elec_avec_SR)
E_tot_an_avec_SR = sum(P_elec_avec_SR)
P_elec_moy_avec = E_tot_an_avec_SR/nb_heure_jours

#Puissance électrique idéale à 25°C
P_elec_25_degres = Pelec_horaire_25_degres(Gsol_loc)
P_elec_max_25_degres = max(P_elec_25_degres)
E_tot_an_25_degres = sum(P_elec_25_degres)
P_elec_moy_25_degres = E_tot_an_25_degres/nb_heure_jours

#si Ts<=25°C
P_elec_inf_25_degres =
Pelec_horaire_inf_a_25_degres(Gsol_loc,Ts_sans_SR)
P_elec_max_inf_25_degres = max(P_elec_inf_25_degres)
E_tot_an_inf_25_degres = sum(P_elec_inf_25_degres)
P_elec_moy_inf_25_degres = E_tot_an_inf_25_degres/nb_heure_jours

#Puissance électrique avec Ts=Tinf
P_elec_Tinf = Pelec_horaire_Tinf(Gsol_loc,Tinf_loc)
P_elec_max_Tinf = max(P_elec_Tinf)
E_tot_an_Ts_a_Tinf = sum(P_elec_Tinf)
P_elec_moy_Ts_a_Tinf = E_tot_an_Ts_a_Tinf/nb_heure_jours

#Energie annuelle avec et sans système de refroidissement
E_sauvee_avec_SR = E_tot_an_avec_SR-E_tot_an_sans_SR
E_sauvee_25_degres = E_tot_an_25_degres-E_tot_an_sans_SR
E_sauvee_Ts_a_Tinf = E_tot_an_Ts_a_Tinf - E_tot_an_sans_SR

E_sauvee_inf_25_degres = E_tot_an_inf_25_degres-E_tot_an_sans_SR

```

```

pourcentage_energie_sauvee_Ts_a_Tinf =
E_sauvee_Ts_a_Tinf/E_tot_an_sans_SR
    pourcentage_energie_sauvee_avec_SR =
E_sauvee_avec_SR/E_tot_an_sans_SR
    pourcentage_energie_sauvee_25_degres =
E_sauvee_25_degres/E_tot_an_sans_SR
    pourcentage_energie_sauvee_inf_25_degres =
E_sauvee_inf_25_degres/E_tot_an_sans_SR

#écriture des résultats
df_donnes.loc[5, colonne] = Tinf_moy-273.15
df_donnes.loc[6, colonne] = Tinf_max
df_donnes.loc[7, colonne] = Tinf_min_jour-273.15
df_donnes.loc[8, colonne] = V_moy
df_donnes.loc[9, colonne] = ensoleillement_moy_loc
df_donnes.loc[10, colonne] = ensoleillement_tot_loc/1000
df_donnes.loc[11, colonne] = Gsol_max

df_donnes.loc[12, colonne] = ""

df_donnes.loc[13, colonne] = Ts_moy_sans-273.15
df_donnes.loc[14, colonne] = Ts_moy_avec-273.15
df_donnes.loc[15, colonne] = Ts_moy_sans - Tinf_moy
df_donnes.loc[16, colonne] = Ts_moy_avec - Tinf_moy
df_donnes.loc[18, colonne] = P_elec_moy_sans
df_donnes.loc[19, colonne] = P_elec_moy_avec
df_donnes.loc[20, colonne] = P_elec_moy_25_degres
df_donnes.loc[21, colonne] = P_elec_moy_Ts_a_Tinf

df_donnes.loc[22, colonne] = ""

df_donnes.loc[23, colonne] = E_tot_an_sans_SR/1000
df_donnes.loc[24, colonne] = E_tot_an_sans_SR/E_tot_an_25_degres*0.2
df_donnes.loc[25, colonne] = E_tot_an_avec_SR/1000
df_donnes.loc[26, colonne] = E_tot_an_avec_SR/E_tot_an_25_degres*0.2
df_donnes.loc[27, colonne] = E_tot_an_25_degres/1000
df_donnes.loc[28, colonne] = E_tot_an_Ts_a_Tinf/1000
df_donnes.loc[29, colonne] =
E_tot_an_Ts_a_Tinf/E_tot_an_25_degres*0.2
    df_donnes.loc[30, colonne] = (E_tot_an_Ts_a_Tinf-
E_tot_an_sans_SR)/E_tot_an_25_degres*0.2
    df_donnes.loc[31, colonne] = (E_tot_an_avec_SR-
E_tot_an_sans_SR)/E_tot_an_25_degres*0.2
    df_donnes.loc[32, colonne] = (E_tot_an_Ts_a_Tinf-
E_tot_an_avec_SR)/E_tot_an_25_degres*0.2
    df_donnes.loc[33, colonne] = (E_tot_an_avec_SR-
E_tot_an_sans_SR)/(E_tot_an_Ts_a_Tinf-E_tot_an_sans_SR)

df_donnes.loc[34, colonne] = ""

df_donnes.loc[35, colonne] = E_sauvee_avec_SR/1000
df_donnes.loc[36, colonne] = pourcentage_energie_sauvee_avec_SR
df_donnes.loc[37, colonne] = E_sauvee_25_degres/1000
df_donnes.loc[38, colonne] = pourcentage_energie_sauvee_25_degres
df_donnes.loc[39, colonne] = E_sauvee_Ts_a_Tinf/1000

```

```

df_donnees.loc[40, colonne] = pourcentage_energie_sauvee_Ts_a_Tinf

df_donnees.loc[41, colonne] = ""

df_donnees.loc[42, colonne] = P_elec_max_sans
df_donnees.loc[43, colonne] = P_elec_max_avec
df_donnees.loc[44, colonne] = P_elec_max_25_degres
df_donnees.loc[45, colonne] = P_elec_max_Tinf

df_donnees.loc[46, colonne] = ""

df_donnees.loc[47, colonne] = P_elec_moy_inf_25_degres
df_donnees.loc[48, colonne] = E_tot_an_inf_25_degres/1000
df_donnees.loc[49, colonne] = E_sauvee_inf_25_degres/1000
df_donnees.loc[50, colonne] = pourcentage_energie_sauvee_inf_25_degres
df_donnees.loc[51, colonne] = P_elec_max_inf_25_degres

# Enregistrer les modifications
df_donnees.to_excel(chemin_dacces, index=False)

return()

file_path_iak = "C:\\\\Users\\\\laetitia\\\\ETS Montréal\\\\MEM 003 - Mémoire\\\\Calculs\\\\iakoutsk.csv"
file_path_hel = "C:\\\\Users\\\\laetitia\\\\ETS Montréal\\\\MEM 003 - Mémoire\\\\Calculs\\\\helsinki.csv"
file_path_col = "C:\\\\Users\\\\laetitia\\\\ETS Montréal\\\\MEM 003 - Mémoire\\\\Calculs\\\\colombes.csv"
file_path_mtl = "C:\\\\Users\\\\laetitia\\\\ETS Montréal\\\\MEM 003 - Mémoire\\\\Calculs\\\\montreal.csv"
file_path_pek = "C:\\\\Users\\\\laetitia\\\\ETS Montréal\\\\MEM 003 - Mémoire\\\\Calculs\\\\pekin.csv"
file_path_la = "C:\\\\Users\\\\laetitia\\\\ETS Montréal\\\\MEM 003 - Mémoire\\\\Calculs\\\\losangeles.csv"
file_path_dub = "C:\\\\Users\\\\laetitia\\\\ETS Montréal\\\\MEM 003 - Mémoire\\\\Calculs\\\\dubai.csv"
file_path_nou = "C:\\\\Users\\\\laetitia\\\\ETS Montréal\\\\MEM 003 - Mémoire\\\\Calculs\\\\nouakchott.csv"
file_path_add = "C:\\\\Users\\\\laetitia\\\\ETS Montréal\\\\MEM 003 - Mémoire\\\\Calculs\\\\addisabeba.csv"
file_path_qui = "C:\\\\Users\\\\laetitia\\\\ETS Montréal\\\\MEM 003 - Mémoire\\\\Calculs\\\\quito.csv"
file_path_kin = "C:\\\\Users\\\\laetitia\\\\ETS Montréal\\\\MEM 003 - Mémoire\\\\Calculs\\\\kinshasa.csv"
file_path_jak = "C:\\\\Users\\\\laetitia\\\\ETS Montréal\\\\MEM 003 - Mémoire\\\\Calculs\\\\jakarta.csv"
file_path_bra = "C:\\\\Users\\\\laetitia\\\\ETS Montréal\\\\MEM 003 - Mémoire\\\\Calculs\\\\brasilia.csv"
file_path_uyu = "C:\\\\Users\\\\laetitia\\\\ETS Montréal\\\\MEM 003 - Mémoire\\\\Calculs\\\\uyuni.csv"
file_path_ant = "C:\\\\Users\\\\laetitia\\\\ETS Montréal\\\\MEM 003 - Mémoire\\\\Calculs\\\\antananarivo.csv"
file_path_auc = "C:\\\\Users\\\\laetitia\\\\ETS Montréal\\\\MEM 003 - Mémoire\\\\Calculs\\\\auckland.csv"

```

```
ecrire_donnees(file_path_iak)
ecrire_donnees(file_path_hel)
ecrire_donnees(file_path_col)
ecrire_donnees(file_path_mtl)
ecrire_donnees(file_path_pek)
ecrire_donnees(file_path_la)
ecrire_donnees(file_path_dub)
ecrire_donnees(file_path_nou)
ecrire_donnees(file_path_add)
ecrire_donnees(file_path_qui)
ecrire_donnees(file_path_kin)
ecrire_donnees(file_path_jak)
ecrire_donnees(file_path_bra)
ecrire_donnees(file_path_uyu)
ecrire_donnees(file_path_ant)
ecrire_donnees(file_path_auc)
```

## ANNEXE VIII

### RESULTATS COMPLETS POUR UN COLLECTEUR PV SITUÉ EN HAUT D'UN BATIMENT EN VILLE

Ville	Iakoutsk	Helsinki	Colombes	Montréal	Pékin	Los Angeles	Dubai	Nouakchott	Addis-Abeba	Quito	Kinshasa	Jakarta	Brasilia	Uyuni	Antananarivo	Auckland	Moyennes globales	Moyenne des jours chauds (>20°C)	Moyenne des jours froids (<0°C)		
Pays	Russie	Finlande	France	Canada	Chine	USA	EAU	Mauritanie	18	9	0	RDC	-4	-6	-18	-37	15,2	8,7	55,7		
Latitude (°)	62	60	49	45	40	34	25	-18	-16	-29	-79	15	-18	-66	-48	175	20,6	7,6	27,0		
Altitude (m)	130	25	2	-74	116	55	98	24	10	2405	2554	281	16	1136	3608	1274	43	733,0	567,1	122,7	
Donnees météorologiques																					
Température moyenne de jour (°C)	-0,3	9,2	14,7	9,3	17,3	21,0	31,0	27,0	20,6	13,8	28,1	24,5	14,2	19,8	17,5	18,5	25,8	6,1			
Température maximale de jour (°C)	32,1	24,2	31,8	31,0	38,9	38,0	38,3	31,0	19,0	31,4	33,4	33,1	35,8	25,0	28,1	31,8	36,1	28,1			
Température minimale de jour (°C)	-48,3	-16,3	-7,6	-32,0	-13,8	5,0	16,8	13,7	10,0	6,0	18,5	22,0	13,0	0,0	8,6	7,6	0,2	14,1	-3,2		
Vitesse du vent moyenne (m/s)	0,9	1,1	1,1	1,2	0,9	0,9	1,2	1,4	0,9	0,8	0,6	1,0	1,2	1,0	1,0	1,8	1,1	1,0			
Irradiance moyenne sur un an (W/m²)	283,1	221,8	296,9	361,0	421,0	509,7	525,2	545,5	476,9	488,5	412,6	416,4	488,9	583,1	512,1	377,8	431,1	484,6	288,6		
Irradiance annuelle moyenne (kWh/m²)	1313,1	957,8	1287,5	1560,7	1908,0	2211,6	2309,8	2348,4	2065,3	1901,6	1807,4	1841,9	2161,5	2507,4	2192,8	1876,1	1650,8	1277,2	2105,3	1092,7	
Irradiance maximale (W/m²)	1018,0	1051,7	1075,1	1208,5	1123,4	1116,7	1107,9	1127,4	1152,2	1101,6	1037,2	1016,4	1100,9	1205,3	1125,0	1101,3	1103,7	1103,7	1092,7		
Données du collecteur PV																					
Température moyenne SANS refroidissement (°C)	5,1	12,7	18,7	14,0	23,4	28,5	37,7	33,7	27,6	20,8	35,7	31,7	31,4	28,3	23,5	27,1	22,2	32,6	10,6		
Température moyenne AVEC refroidissement (°C)	2,0	10,9	16,7	11,8	20,6	25,0	34,8	30,7	24,1	17,1	31,7	31,4	31,4	28,3	18,5	23,8	19,8	21,7	29,4	8,3	
Difference Tm-Ts sans refroidissement	5,4	3,5	4,0	2,7	3,0	4,0	6,7	6,7	7,0	7,0	7,7	5,2	7,0	8,3	7,3	4,7	6,2	4,5			
Difference Tm-Ts avec refroidissement	2,4	1,7	2,1	2,5	3,3	3,0	3,8	3,7	3,6	3,4	3,7	2,9	3,8	4,3	3,9	2,3	3,2	3,6	2,2		
SANS système de refroidissement	56,0	42,7	56,0	70,3	80,8	93,0	94,3	98,4	87,7	83,1	73,3	75,1	90,4	109,6	94,6	71,2	79,8	87,5	56,3		
AVEC système de refroidissement	57,3	43,6	57,0	71,5	82,4	95,1	96,0	100,2	89,6	84,9	75,2	76,3	92,2	112,1	96,6	72,5	81,4	89,2	57,5		
ATs = 25°C	53,8	42,1	56,4	68,6	81,9	95,8	101,2	105,6	90,6	85,3	78,4	79,1	94,4	110,8	97,3	71,8	81,9	92,1	54,8		
ATs = 1inf	58,4	44,5	58,2	72,9	84,2	97,6	98,3	102,4	91,7	86,7	77,1	77,1	94,4	114,9	99,0	73,8	83,2	91,3	58,6		
Energie électrique produite sur un an (kWh/m²) et efficacité du collecteur (ε)																					
SANS système de refroidissement	259,6	184,3	242,7	304,0	357,8	405,2	409,3	423,7	376,2	360,2	320,9	332,4	391,5	471,1	405,2	311,3	347,2	379,9	249,3		
20,8%	20,3%	19,8%	20,5%	19,7%	19,5%	18,7%	19,0%	19,4%	19,9%	19,0%	19,0%	19,1%	19,8%	19,4%	19,8%	19,7%	19,8%	19,9%	20,5%		
AVEC système de refroidissement	265,6	188,4	247,3	309,2	364,8	414,5	416,7	431,5	384,5	368,2	329,2	337,4	389,3	482,2	413,7	316,9	344,3	387,6	254,4		
21,3%	20,7%	20,2%	20,5%	20,1%	20,1%	20,1%	20,1%	19,7%	19,7%	19,7%	19,7%	19,7%	19,7%	19,7%	19,7%	20,2%	19,9%	19,9%	20,9%		
ATs = 25°C	249,5	182,0	244,6	295,6	362,7	422,1	428,9	448,2	388,8	381,3	343,4	350,0	410,7	476,4	416,6	313,7	336,5	400,0	242,7		
ATs = inf	270,7	192,2	252,2	315,3	372,8	425,3	426,5	441,0	393,5	376,0	337,5	343,9	409,1	494,2	433,9	322,4	362,3	396,7	253,4		
Difference d'efficacité sans SR pour refroidissement optimal	21,1%	20,6%	21,3%	20,6%	20,3%	20,6%	20,6%	19,9%	20,2%	20,8%	19,7%	19,7%	19,7%	20,7%	20,3%	20,6%	20,4%	20,1%	19,8%		
Difference d'efficacité avec et sans SR	0,9%	0,8%	0,8%	1,0%	0,8%	0,8%	0,8%	0,8%	0,9%	0,9%	0,9%	0,9%	0,9%	1,0%	0,9%	0,7%	0,84%	0,84%	0,84%		
0,5%	0,4%	0,4%	0,3%	0,4%	0,4%	0,3%	0,3%	0,3%	0,4%	0,4%	0,4%	0,4%	0,5%	0,5%	0,4%	0,4%	0,40%	0,39%	0,43%		
0,4%	0,4%	0,4%	0,4%	0,4%	0,4%	0,4%	0,4%	0,4%	0,4%	0,4%	0,4%	0,4%	0,4%	0,5%	0,5%	0,5%	0,44%	0,44%	0,45%		
54,1%	51,6%	48,7%	46,2%	46,1%	46,2%	45,0%	44,7%	48,2%	50,6%	50,1%	43,2%	44,5%	48,0%	45,6%	45,6%	50,7%	47,6%	45,69%	50,65%		
Gains énergétiques (kWh/m²) et pourcentage de gain (%) par rapport à un système non refroidi																					
AVEC système de refroidissement	6,0	4,1	4,7	2,2%	1,9%	1,7%	1,9%	1,8%	1,8%	2,2%	2,2%	2,0%	2,0%	2,3%	2,1%	1,8%	5,6	7,1	7,7	5,1	
ATs = 25°C	-10,1	-2,3	4,9	-2,5%	7,5	4,9	16,9	29,6	22,5	12,6	1,1	22,5	17,5	5,3	11,5	2,4	2,0,1	2,0,1	2,0,1	2,0,1	
-3,9%	-1,2%	0,8%	2,5%	1,4%	4,9	4,7%	5,3%	3,4%	0,3%	7,0%	5,3%	4,9%	1,1%	2,8%	0,8%	2,30%	5,32%	5,32%	-2,5%		
11,1	7,9	9,5	11,2	15,0	20,1	17,2	17,3	17,3	17,3	15,8	16,6	11,5	17,5	23,0	18,8	11,1	15,1	16,8	10,1		
4,3%	4,3%	3,9%	3,7%	4,2%	5,0%	4,2%	4,1%	4,1%	4,6%	4,4%	5,2%	3,5%	4,5%	4,9%	4,6%	3,6%	4,30%	4,43%	4,08%		

Figure-A VIII-1 Copie d'écran du classeur Excel contenant les résultats complets pour l'étude d'un collecteur PV situé en haut d'un bâtiment en ville



## ANNEXE IX

### **BESOINS, POTENTIELS ET PERFORMANCES DES COLLECTEURS PHOTOVOLTAÏQUES SELON LEUR ENVIRONNEMENT**

Tableau-A IX-1 Besoins et potentiels selon l'environnement du collecteur PV

Environnement du collecteur PV	Rapport $\frac{H}{z_0}$	Besoins			Potentiels		
		Moyenne globale	Pays chauds	Pays froids	Moyenne globale	Pays chauds	Pays froids
Toit en ville	9	2,3 %	5,3 %	-2,5%	4,3 %	4,4 %	4,1 %
Toit en zone (péri)urbaine	7,5	2,5 %	4,3 %	-2,4 %	4,5 %	4,7 %	4,2 %
Toit en zone agricole	40	1,7 %	3,6 %	-3,2 %	3,7 %	3,9 %	3,4 %
Sol en terrain vallonné	2,5	5,4 %	8,0 %	0,1 %	7,7 %	8,3 %	6,9 %
Sol sur terrain plat	33	1,8 %	3,6 %	-3,2 %	3,8 %	4,0 %	3,4 %

Tableau-A IX-2 Performances du collecteur avec un système de refroidissement selon l'environnement du collecteur PV

Environnement du collecteur PV	Rapport $\frac{H}{z_0}$	Performances effectives		
		Moyenne globale	Pays chauds	Pays froids
Toit en ville	9	2,05 %	2,03 %	2,07 %
Toit en zone (péri)urbaine	7,5	2,13 %	2,18 %	2,15 %
Toit en zone agricole	40	1,9 %	2,0 %	1,7 %
Sol en terrain vallonné	2,5	4,4 %	4,7 %	3,8 %
Sol sur terrain plat	33	1,9 %	2,0 %	1,8 %



## LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- ADEME & Goodwill-management. (2022). État des lieux et perspectives des démarches « low-tech ». Low-tech Lab.
- Ahmad, E. Z., Sopian, K., Fazlizan, A., Jarimi, H., & Ibrahim, A. (2022). Outdoor performance evaluation of a novel photovoltaic heat sinks to enhance power conversion efficiency and temperature uniformity. Case Studies in Thermal Engineering, 31, 101811. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.101811>
- Akon Konvict. (2014). Solution Manual Fundamentals Of Heat And Mass Transfer 6th Edition. (S.l.) : (s.n.). Repéré à <http://archive.org/details/SolutionManualFundamentalsOfHeatAndMassTransfer6thEdition>
- Alkhalidi, A., Khawaja, M. K., & Al Kelany, A. G. (2019). Investigation of Repurposed Material Utilization for Environmental Protection and Reduction of Overheat Power Losses in PV Panels. International Journal of Photoenergy, 2019, 1-9.
- Amelia, A. R., Irwan, Y. M., Wai Zhe, L., Irwanto, M., Ibrahim, S., & Zhafarina, M. (2016). Investigation of the Effect Temperature on Photovoltaic (PV) Panel Output Performance. International Journal on Advanced Science, Engineering and Information Technology, 6(5), 682-688. <https://doi.org/10.18517/ijaseit.6.5.938>
- Atlas Steel. (2021, 11 août). Aluminium Alloy 6063 Data Sheet. Atlas Quality Management. Repéré à <https://atlassteels.com.au/wp-content/uploads/2021/08/Aluminium-Alloy-6063-Data-Sheet-11-08-21.pdf>
- Atsu, D., & Dhaundiyal, A. (2019). Effect of Ambient Parameters on the Temperature Distribution of Photovoltaic (PV) Modules. Resources, 8(2), 107. <https://doi.org/10.3390/resources8020107>
- Barani, D. (2021). Transfert de chaleur : Cours et exercices corrigés. Université Echahid Hamma Lakhdar – El Oued. Repéré à [https://elearning.univ-eloued.dz/pluginfile.php/52536/mod\\_resource/content/1/Support%20de%20cours%20Transfert%20de%20chaleur.pdf](https://elearning.univ-eloued.dz/pluginfile.php/52536/mod_resource/content/1/Support%20de%20cours%20Transfert%20de%20chaleur.pdf)
- Bashir, M. A., & Ali, H. M. (2025). Numerical investigation of passive cooling of the PV module using extended fin heat sinks: A parametric analysis. Process Safety and Environmental Protection, S0957582025000035. <https://doi.org/10.1016/j.psep.2025.01.003>

Bayrak, F., Oztop, H. F., & Selimefendigil, F. (2019). Effects of different fin parameters on temperature and efficiency for cooling of photovoltaic panels under natural convection. *Solar Energy*, 188, 484-494. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.06.036>

Blanchard, A. (2024, 8 novembre). Poids Panneau Solaire Photovoltaïque : Calcul Du Poids Au M2. Cap Soleil Energie. Repéré à <https://capsoleil-energie.com/poids-panneau-solaire-calcul-poids-m2>

Bou Nassif, L., Giroux-Julien, S., & Pabiou, H. (2023). Experimental Analysis of Convective Heat Transfer for Solar Panels in Outdoor Conditions. Le Bourget du Lac, France.

Bouygues Energies & Services. (2020, 8 avril). O'mega1 : première centrale solaire flottante de France |. Repéré à <https://www.bouyguesenergiesservices.fr/energies/omega1-premiere-centrale-solaire-flottante-france>,

Calcul des Structures - Cours 1 Partie 4. (2021, 16 février). Lille : Centrale Lille. Repéré à <https://www.youtube.com/watch?v=2yB7HKOzBqQ>

Calcul des Structures - Cours 2 Partie 2. (2021, 24 février). Lille : Centrale Lille. Repéré à <https://www.youtube.com/watch?v=Adx8ENa4M3k>

Calcul des Structures - Cours 2 Partie 5. (2021, 24 février). Repéré à <https://www.youtube.com/watch?v=I9I-pQ8LMYc>

Cao, X., Li, N., Li, Y., Che, L., Yu, B., & Liu, H. (2023). A review of photovoltaic/thermal (PV/T) technology applied in building environment control. *Energy and Built Environment*, S2666123323001174. <https://doi.org/10.1016/j.enbenv.2023.12.003>

Caouris, Y. G. (2022). Components | Low Temperature Stationary Collectors. Dans Comprehensive Renewable Energy (pp. 137-182). (S.l.) : Elsevier. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-819727-1.00026-1>

Chauhan, K., Sharma, P., & Chauhan, G. S. (2015). Removal/Dissolution of Mineral Scale Deposits. Dans Mineral Scales and Deposits (pp. 701-720). (S.l.) : Elsevier. <https://doi.org/10.1016/B978-0-444-63228-9.00029-2>

Chen, T. S., & Armaly, B. F. (1987). Mixed Convection in External Flows. Dans Handbook of single-phase convective heat transfer. (S.l.) : (s.n.).

Churchill, S. W. (2002). Combined Free and Forced Convection around Immersed Bodies. Dans Heat Exchanger Design Handbook (Vol. 3). (S.l.) : Begell House.

- CNPP. (2019, septembre). Guide méthodologique pour le contrôle par thermographie infrarouge des installations photovoltaïques. France Assureurs. Repéré à [https://www.franceassureurs.fr/wp-content/uploads/231018\\_\\_franceassureurs\\_fiche-controle-infrarouge-photovoltaïques.pdf?utm\\_source=chatgpt.com](https://www.franceassureurs.fr/wp-content/uploads/231018__franceassureurs_fiche-controle-infrarouge-photovoltaïques.pdf?utm_source=chatgpt.com)
- Conceição, R., Silva, H. G., Mirão, J., Gostein, M., Fialho, L., Narvarte, L., & Collares-Pereira, M. (2018). Saharan dust transport to Europe and its impact on photovoltaic performance: A case study of soiling in Portugal. *Solar Energy*, 160, 94-102. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2017.11.059>
- Dardouri, S., Mankai, S., Almoneef, M. M., Mbarek, M., & Sghaier, J. (2023). Energy performance based optimization of building envelope containing PCM combined with insulation considering various configurations. *Energy Reports*, 10, 895-909. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2023.07.050>
- Decolon, C., & Borel, M. (2000). Modélisation mécanique des structures. Paris : Hermès sciences publications.
- Dhaundiyal, A., & Atsu, D. (2020). The effect of wind on the temperature distribution of photovoltaic modules. *Solar Energy*, 201, 259-267. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2020.03.012>
- Doumenc, F. (2011). Thermique appliquée. [Cours de licence 3 - Module LA3MD]. Repéré à [http://www.fast.u-psud.fr/~doumenc/la3md/cours/CoursThermique\\_L3.pdf](http://www.fast.u-psud.fr/~doumenc/la3md/cours/CoursThermique_L3.pdf)
- Drake, R. M. (1949). Investigation of the Variation of Point Unit Heat-Transfer Coefficients for Laminar Flow Over an Inclined Flat Plate. *Journal of Applied Mechanics*, 16(1), 1-8. <https://doi.org/10.1115/1.4009888>
- Dubey, A. K., Sun, J., Choudhary, T., Dash, M., Rakshit, D., Ansari, M. Z., ... Nanda, H. S. (2023). Emerging phase change materials with improved thermal efficiency for a clean and sustainable environment: An approach towards net zero. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 182, 113421. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2023.113421>
- Dubey, R., Chattopadhyay, S., Kuthanazhi, V., John, J. J., Vasi, J., Kottantharayil, A., ... Sastry, O. S. (2014). Performance degradation in field-aged crystalline silicon PV modules in different Indian climatic conditions. Dans 2014 IEEE 40th Photovoltaic Specialist Conference (PVSC) (pp. 3182-3187). Denver, CO, USA : IEEE. <https://doi.org/10.1109/PVSC.2014.6925612>
- Dubey, S., Sarvaiya, J. N., & Seshadri, B. (2013). Temperature Dependent Photovoltaic (PV) Efficiency and Its Effect on PV Production in the World – A Review. *Energy Procedia*, 33, 311-321. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2013.05.072>

Dupré, O. (2015). Physics of the thermal behavior of photovoltaic devices. Thèse de doctorat. Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, Lyon, France. Repéré à <http://theses.insa-lyon.fr/publication/2015ISAL0089/thesis.pdf>

Dwivedi, P., Sudhakar, K., Soni, A., Solomin, E., & Kirpichnikova, I. (2020). Advanced cooling techniques of P.V. modules: A state of art. Case Studies in Thermal Engineering, 21, 100674. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2020.100674>

Dzamesi, S. K. A., Ahiajaku-Togobo, W., Yakubu, S., Acheampong, P., Kwarteng, M., Samikannu, R., & Azeave, E. (2024). Comparative performance evaluation of ground-mounted and floating solar PV systems. Energy for Sustainable Development, 80, 101421. <https://doi.org/10.1016/j.esd.2024.101421>

El Mays, A., Ammar, R., Hawa, M., Akroush, M. A., Hachem, F., Khaled, M., & Ramadan, M. (2017). Improving Photovoltaic Panel Using Finned Plate of Aluminum. Energy Procedia, 119, 812-817. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.07.103>

Emery, K., Burdick, J., Caiyem, Y., Dunlavy, D., Field, H., Kroposki, B., ... Wanlass, M. W. (1996). Temperature dependence of photovoltaic cells, modules and systems (Vol. 25, pp. 1275-1278). Communication présentée au Conference Record of the Twenty Fifth IEEE Photovoltaic Specialists Conference - 1996, Washington, DC, USA. <https://doi.org/10.1109/PVSC.1996.564365>

Engineering Technology. (2025). 4000 Series Aluminum (Silicon). Repéré à <https://engineeringtechnology.org/engineering-materials/metals-and-alloys/nonferrous-metals/aluminum/wrought-aluminum-alloy-designation-system/4000-series-aluminum-silicon/>

Environnement et Changement climatique Canada. (2017, 7 mars). Tableau de l'échelle Beaufort. [ensembles de données]. Repéré à <https://www.canada.ca/fr/environnement-changement-climatique/services/reseignements-generaux-conditions-maritimes/description-previsions-meteo/tableau-echelle-beaufort.html>

Environnement Magazine. (2021, 23 décembre). Sunbooster lève 4,7 millions d'euros pour sa solution de protection des panneaux photovoltaïques. Cayola Médias. Repéré à <https://www.environnement-magazine.fr/energie/article/2021/12/23/137522/sunbooster-leve-millions-euros-pour-solution-protection-des-panneaux-photovoltaïques>

Evans, D. L. (1981). Simplified method for predicting photovoltaic array output. Solar Energy, 27(6), 555-560. [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(81\)90051-7](https://doi.org/10.1016/0038-092X(81)90051-7)

Evans, D. L., & Florschuetz, L. W. (1977). Cost studies on terrestrial photovoltaic power systems with sunlight concentration. Solar Energy, 19(3), 255-262. [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(77\)90068-8](https://doi.org/10.1016/0038-092X(77)90068-8)

- Faiman, D. (2008). Assessing the outdoor operating temperature of photovoltaic modules. *Progress in Photovoltaics: Research and Applications*, 16(4), 307-315. <https://doi.org/10.1002/pip.813>
- Ghabuzyan, L., Pan, K., Fatahi, A., Kuo, J., & Baldus-Jeursen, C. (2021). Thermal Effects on Photovoltaic Array Performance: Experimentation, Modeling, and Simulation. *Applied Sciences*, 11(4), 1460. <https://doi.org/10.3390/app11041460>
- Gharzi, M., Arabhosseini, A., Gholami, Z., & Rahmati, M. H. (2020). Progressive cooling technologies of photovoltaic and concentrated photovoltaic modules: A review of fundamentals, thermal aspects, nanotechnology utilization and enhancing performance. *Solar Energy*, 211, 117-146. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2020.09.048>
- Glick, A., Smith, S. E., Ali, N., Bossuyt, J., Recktenwald, G., Calaf, M., & Cal, R. B. (2020). Influence of flow direction and turbulence intensity on heat transfer of utility-scale photovoltaic solar farms. *Solar Energy*, 207, 173-182. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2020.05.061>
- Goverde, H., Goossens, D., Govaerts, J., Dubey, V., Catthoor, F., Baert, K., ... Driesen, J. (2015). Spatial and temporal analysis of wind effects on PV module temperature and performance. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 11, 36-41. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2015.05.003>
- Haidar, Z. A., Orfi, J., & Kaneesamkandi, Z. (2018). Experimental investigation of evaporative cooling for enhancing photovoltaic panels efficiency. *Results in Physics*, 11, 690-697. <https://doi.org/10.1016/j.rinp.2018.10.016>
- Hello Watt, H. (2025). Quel prix au m<sup>2</sup> pour des panneaux solaires en 2025 ? Hello Watt. Repéré à <https://www.hellowatt.fr/panneaux-solaires-photovoltaiques/prix-panneau-solaire-m2>
- Iakovidis, F., & Ting, D. S.-K. (2014). Effect of Free Stream Turbulence on Air Cooling of a Surrogate PV Panel. Dans Volume 6B: Energy (p. V06BT07A001). Montreal, Quebec, Canada : American Society of Mechanical Engineers. <https://doi.org/10.1115/IMECE2014-36560>
- Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (Éds). (2007). Fundamentals of heat and mass transfer (6. ed). Hoboken, NJ : John Wiley & Sons.
- International Renewable Energy Agency. (2014). Estimating the Renewable Energy Potential in Africa: A GIS-based approach.
- International Renewable Energy Agency. (2022). Solar energy. Repéré à <https://www.irena.org/Energy-Transition/Technology/Solar-energy>

Jinan Huachuang Aluminium Industry Co. (2006). Différents types de nuances d'aluminium. Quelle nuance d'aluminium dois-je utiliser ? Hcaluminum. Repéré à <https://www.hcaluminum.com/fr/different-types-of-aluminum-grades-what-aluminum-grade-should-i-use/>

Jordan, D. C., Kurtz, S. R., VanSant, K., & Newmiller, J. (2016). Compendium of photovoltaic degradation rates. *Progress in Photovoltaics: Research and Applications*, 24(7), 978-989. <https://doi.org/10.1002/pip.2744>

Jordan, D. C., Wohlgemuth, J. H., & Kurtz, S. R. (2012). Technology and Climate Trends in PV Module Degradation. Communication présentée au 27th European Photovoltaic Solar Energy Conference and Exhibition, Frankfurt, Germany : National Renewable Energy Lab.

Jürges, W. (1924). Der Wärmeübergang an einer ebenen Wand (R. Oldenbourg, Vol. 19). (S.l.) : (s.n.).

Kabir, E., Kumar, P., Kumar, S., Adelodun, A. A., & Kim, K.-H. (2018). Solar energy: Potential and future prospects. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 82, 894-900. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.09.094>

Kaldellis, J. K., Kapsali, M., & Kavadias, K. A. (2014). Temperature and wind speed impact on the efficiency of PV installations. Experience obtained from outdoor measurements in Greece. *Renewable Energy*, 66, 612-624. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2013.12.041>

Kaplani, E., & Kaplanis, S. (2014). Thermal modelling and experimental assessment of the dependence of PV module temperature on wind velocity and direction, module orientation and inclination. *Solar Energy*, 107, 443-460. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2014.05.037>

Khanna, S., Sundaram, S., Reddy, K. S., & Mallick, T. K. (2017). Performance analysis of perovskite and dye-sensitized solar cells under varying operating conditions and comparison with monocrystalline silicon cell. *Applied Thermal Engineering*, 127, 559-565. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.08.030>

Kjeldstad, T., Lindholm, D., Marstein, E., & Selj, J. (2021). Cooling of floating photovoltaics and the importance of water temperature. *Solar Energy*, 218, 544-551. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2021.03.022>

Kumar, S., Sharma, V. B., Kandpal, T. C., & Mullick, S. C. (1997). Wind induced heat losses from outer cover of solar collectors. *Renewable Energy*, 10(4), 613-616. [https://doi.org/10.1016/S0960-1481\(96\)00031-6](https://doi.org/10.1016/S0960-1481(96)00031-6)

- La librairie Thermographique. (2015, 16 août). Tableau émissivités en thermographie. Repéré à [https://www.thethermographiclibrary.org/index.php?title=Tableau\\_%C3%A9missivit%C3%A9s\\_en\\_thermographie](https://www.thethermographiclibrary.org/index.php?title=Tableau_%C3%A9missivit%C3%A9s_en_thermographie)
- Li, R., Li, J., Zhu, J., Zhang, X., Guo, X., & Novakovic, V. (2023). Experimental and heat transfer studies of MHP-PV/T by Reynolds number and heat transfer coefficient enhancement. *Energy and Built Environment*. <https://doi.org/10.1016/j.enbenv.2023.11.007>
- Lostor, M. (2006). Total Primary Energy Supply: Required Land Area. Repéré à [https://www.ez2c.de/ml/solar\\_land\\_area/](https://www.ez2c.de/ml/solar_land_area/)
- Low-tech lab. (s.d.). Low-tech Lab – Qu'est-ce que la low-tech ? Repéré à <https://lowtechlab.org/fr/la-low-tech>
- Ma, T., Li, Z., & Zhao, J. (2019). Photovoltaic panel integrated with phase change materials (PV-PCM): technology overview and materials selection. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 116, 109406. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2019.109406>
- Magare, D., Sastry, O., Gupta, R., Bora, B., Singh, Y., & Mohammed, H. (2018). Wind Effect Modeling and Analysis for Estimation of Photovoltaic Module Temperature. *Journal of Solar Energy Engineering*, 140(1), 011008. <https://doi.org/10.1115/1.4038590>
- Mahdavi, A., Farhadi, M., Gorji-Bandpy, M., & Mahmoudi, A. (2022). A review of passive cooling of photovoltaic devices. *Cleaner Engineering and Technology*, 11, 100579. <https://doi.org/10.1016/j.clet.2022.100579>
- MakeItFrom. (2020, 30 mai). 6063-T4 Aluminum. Repéré à <https://www.makeitfrom.com/material-properties/6063-T4-Aluminum>
- Mariam, E., Ramasubramanian, B., Sumedha Reddy, V., Dalapati, G. K., Ghosh, S., Pa, T. S., ... Krishnamurthy, S. (2024). Emerging trends in cooling technologies for photovoltaic systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 192(114203). <https://doi.org/10.1016/j.rser.2023.114203>
- MatWeb. (2025a). Aluminum 6063-T4. Repéré à <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=abcbb46a1c9549e5b2e6ee5014cad5cf&ckck=1>
- MatWeb. (2025b). Copper, Cu; Annealed. Repéré à <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=9aebe83845c04c1db5126fada6f76f7e>

- MatWeb. (2025c). Overview of materials for Aluminum Alloy. Repéré à <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=ab8aeb2d293041c4a844e397b5cfbd4e>
- Mazón-Hernández, R., García-Cascales, J. R., Vera-García, F., Káiser, A. S., & Zamora, B. (2013). *International Journal of Photoenergy*, 2013, 1-10. <https://doi.org/10.1155/2013/830968>
- McAdams, W. H. (1942). *Heat Transmission* (2e éd.). New York et Londres : McGraw Hill Book Company, Inc.
- Mirsadeghi, M., Cóstola, D., Blocken, B., & Hensen, J. L. M. (2013). Review of external convective heat transfer coefficient models in building energy simulation programs: Implementation and uncertainty. *Applied Thermal Engineering*, 56(1-2), 134-151. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.03.003>
- Mittelstedt, C. (2023). *Theory of Plates and Shells*. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg. <https://doi.org/10.1007/978-3-662-66805-4>
- Motwani, D. G., Gaitonde, U. N., & Sukhatme, S. P. (1985). Heat Transfer From Rectangular Plates Inclined at Different Angles of Attack and Yaw to an Air Stream. *Journal of Heat Transfer*, 107(2), 307-312. <https://doi.org/10.1115/1.3247415>
- NREL. (s.d.). *PVWatts Calculator*. National Renewable Energy Laboratory. Repéré à <https://pvwatts.nrel.gov/>
- Organisation Météorologique Mondiale. (2023a). *Guide des instruments et des méthodes d'observation* (Édition 2023, Vol. I – Mesure de variables météorologiques). Genève : (s.n.). Repéré à <https://library.wmo.int/idurl/4/68713>
- Organisation Météorologique Mondiale. (2023b). *Guide des instruments et des méthodes d'observation* (Edition 2023, Vol. III – Systèmes d'observation). Genève : (s.n.).
- Pabiou, H. (2023, 22 novembre). Experimental Heat Transfer Characterization of Outdoor PV Modules - Sun2C. Le Bourget-du-Lac ,Yenne, France.
- Ramirez, C., Murray, D. B., & Fitzpatrick, J. A. (2002). Convective Heat Transfert of an Inclined Rectangular Plate. *Experimental Heat Transfer*, 15(1), 1-18. <https://doi.org/10.1080/089161502753341834>
- Richter, A., Hermle, M., & Glunz, S. W. (2013). Reassessment of the Limiting Efficiency for Crystalline Silicon Solar Cells. *IEEE Journal of Photovoltaics*, 3(4), 1184-1191. <https://doi.org/10.1109/JPHOTOV.2013.2270351>

- Sayyah, A., Horenstein, M. N., & Mazumder, M. K. (2014). Energy yield loss caused by dust deposition on photovoltaic panels. *Solar Energy*, 107, 576-604. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2014.05.030>
- Shockley, W., & Queisser, H. J. (1961). Detailed Balance Limit of Efficiency of p-n Junction Solar Cells. *Journal of Applied Physics*, 32(3), 510-519. <https://doi.org/10.1063/1.1736034>
- Solarpedia. (2011). Le solaire thermique. Repéré à [https://fr.solarpedia.net/wiki/index.php?title=Le\\_solaire\\_thermique](https://fr.solarpedia.net/wiki/index.php?title=Le_solaire_thermique)
- Spalart, P. R., & Strelets, M. Kh. (2000). Mechanisms of transition and heat transfer in a separation bubble. *Journal of Fluid Mechanics*, 403, 329-349. <https://doi.org/10.1017/S0022112099007077>
- Sparrow, E. M., Eichhorn, R., & Gregg, J. L. (1959). Combined Forced and Free Convection in a Boundary Layer Flow. *The Physics of Fluids*, 2(3), 319-328. <https://doi.org/10.1063/1.1705928>
- Stockli, R. (2018, 26 juin). Monthly Daytime Land-Surface Temperature in September 2012. NASA's Earth Observatory Team. Repéré à [https://www.youtube.com/watch?v=J4ZrBS1\\_R1U&t=21s](https://www.youtube.com/watch?v=J4ZrBS1_R1U&t=21s)
- Sun, C., Zou, Y., Qin, C., Zhang, B., & Wu, X. (2022). Temperature effect of photovoltaic cells: a review. *Advanced Composites and Hybrid Materials*, 5(4), 2675-2699. <https://doi.org/10.1007/s42114-022-00533-z>
- Sunbooster. (2018). Sunbooster.
- Tan, L., Date, A., Fernandes, G., Singh, B., & Ganguly, S. (2017). Efficiency Gains of Photovoltaic System Using Latent Heat Thermal Energy Storage. *Energy Procedia*, 110, 83-88. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.110>
- Test, F. L., Lessmann, R. C., & Johary, A. (1981). Heat Transfer During Wind Flow over Rectangular Bodies in the Natural Environment. *Journal of Heat Transfer*, 103(2), 262-267. <https://doi.org/10.1115/1.3244451>
- The London Metal Exchange. (2025). Metals. *Lme*. Repéré à <https://www.lme.com/Metals>
- Touzani, S., & Alhendal, Y. (2024). Forced Convection over an Inclined Heated Plate with Varying Aspect Ratios: 3D Numerical and Experimental Investigations. *International Journal of Heat and Technology*, 42(4). <https://doi.org/10.18280/ijht.420401>

Troen, I., & Lundtang Petersen, E. (1991). *Atlas Éolien Européen*. Roskilde : Risø National Laboratory. Meteorology and Wind Energy Department

Ulbrich Stainless Steels and Special Metals Inc. (2024). 3000 Series Aluminum Alloys. *Ulbrich*. Repéré à <https://www.ulbrich.com/alloys/3000-series-aluminum-alloys/>

Villemin, T., Farges, O., Parent, G., Claverie, R., & Bouyer, J. (2022). Modélisation du bilan thermique d'un panneau photovoltaïque par la méthode de Monte Carlo et validation expérimentale. *Entropie : thermodynamique – énergie – environnement – économie*, 3(3). <https://doi.org/10.21494/ISTE.OP.2022.0896>

Waqas, A., & Ji, J. (2017). Thermal management of conventional PV panel using PCM with movable shutters – A numerical study. *Solar Energy*, 158, 797-807. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2017.10.050>

Watmuff, J. H., Charters, W. W. S., & Proctor, D. (1977). Solar and wind induced external coefficients - Solar Collectors. *Revue Internationale d'Heliothermique*, 2, 56.

World Resources Institute. (2023). Energy Access Explorer. Repéré à <https://www.energyaccessexplorer.org/>

Yang, X., Sun, L., Yuan, Y., Zhao, X., & Cao, X. (2018). Experimental investigation on performance comparison of PV/T-PCM system and PV/T system. *Renewable Energy*, 119, 152-159. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.11.094>

Young, W. C., & Budynas, R. G. (2002). *Roark's formulas for stress and strain* (7th ed). New York : McGraw-Hill.

