Université de la Polynésie française

École doctorale du Pacifique 469

Agence de l'environnement et de la maîtrise de l'énergie (ADEME)

Laboratoire Géopôle du Pacifique Sud (GEPASUD)

THÈSE

présentée et soutenue publiquement par

Kanhan SANJIVY

le 26 novembre 2024, en vue de l'obtention du titre de

Docteur de l'Université de Polynésie française

Disciplines :

Mécanique, génie mécanique, génie civil (CNU N° 60)

Énergétique, génie des procédés (CNU N° 62)

Évaluation du potentiel de la climatisation par eau de mer profonde pour la réduction de la consommation d'électricité à l'échelle des territoires

Potential of sea water air conditioning technology for reducing electricity consumption at the building and territory scale

Jury

Rapporteuse	Marie DUQUESNE	Professeure – La Rochelle Université
Rapporteuse	Nolwenn LE PIERRÈS	Professeure – Université Savoie Mont Blanc
Examinateur	Christophe LE NILIOT	Professeur – Université d'Aix-Marseille
Examinateur	Philippe BAUCOUR	Maître de conférences – Université de Franche-Comté
Examinatrice	Marania HOPUARE	Maître de conférences – Université de la Polynésie française
Directeur de thèse	Franck LUCAS	Professeur – Université de la Polynésie française
Co-directeur de thèse	Olivier MARC	Maître de conférences – Université de la Réunion

Remerciements

Ces trois années de thèse m'auront apporté bien plus que ce que j'imaginais avant de me lancer dans cette belle aventure. J'ai beaucoup appris, autant sur le SWAC que sur moi-même, à travers de nombreuses rencontres, de nouvelles expériences, ainsi que bien des défis à surmonter tout au long de ce rude parcours. Je me remémore distinctement la première fois que j'ai entendu parler du SWAC. J'étais à l'école primaire et mon institutrice avait évoqué le fait qu'un hôtel utilise, depuis peu, l'eau de mer profonde pour climatiser ses bâtiments. Je me suis tout de suite demandé : « C'est bizarre, pourquoi tout le monde ne fait pas pareil ? ». Il faut croire que je devais me pencher aussi sur la question, et je tiens à remercier toutes les personnes qui m'ont aidé à y apporter une réponse.

Je souhaite d'abord exprimer ma profonde gratitude à mon directeur de thèse, Franck LUCAS, Professeur à l'Université de la Polynésie française, pour m'avoir donné la chance de mener à bien ce beau projet. Je le remercie pour son investissement professionnel et personnel dans mon encadrement de thèse. Il a su me transmettre bien plus que la thermodynamique car, comme il me le disait souvent au début : « La thèse ça ne se résume pas à résoudre des équations du 12ème degré dans son coin ».

Je tiens également à remercier le Dr. Olivier MARC, mon co-directeur de thèse, maître de conférences à l'Université de la Réunion, pour l'aide précieuse qu'il m'a apportée, surtout pendant son CRCT, avant même que je ne sois doctorant, lorsque je faisais mon stage de master sur la même thématique.

Je suis honoré que Marie DUQUESNE, Professeure à La Rochelle Université, et Nolwenn LE PIERRÈS, Professeure à l'Université Savoie Mont Blanc, aient accepté de faire partie de mon jury de thèse et d'évaluer mon travail. Je leur présente ma sincère gratitude.

Je suis profondément reconnaissant envers le Pr. Christophe LE NILIOT, de l'Université d'Aix-Marseille, et Dr. Philippe BAUCOUR, maître de conférences à l'Université de Franche Comté, pour avoir accepté d'intégrer le jury. Merci également à Dr. Marania HOPUARE, maître de conférences à l'Université de la Polynésie française, pour avoir accepté de faire partie de mon jury et pour sa sympathie.

Merci à M. Norbert BOMMENSATT, mon référent à l'ADEME pour sa disponibilité et son suivi tout au long de ces trois années. Je présente également toute ma gratitude à M. Aaron BORANIAN de Big Ladder Software pour ses conseils avisés afin d'essayer de dompter EnergyPlus.

Je souhaite présenter une profonde reconnaissance au Pr. Pascal ORTEGA pour sa bienveillance et de m'avoir convaincu de partir à Belfort après ma licence, pour faire le master GEMIT. Merci à Fabien MEDARD pour m'avoir également encouragé dans cette voie, et m'avoir permis d'enfin me débrouiller en cours d'électricité/électronique.

J'aimerais remercier chaleureusement Dr. Franco FERRUCCI pour le temps qu'il m'a consacré pour m'expliquer la Physique dès qu'elle m'échappait. Tu as été un modèle pour moi tout au long de ma thèse. Par ailleurs, je souhaite témoigner ma reconnaissance envers Dr. Emmanuel BOZONNET qui m'a introduit à l'univers de l'analyse de sensibilité et de l'optimisation, un monde qui m'était totalement étranger.

Un grand merci au groupe Pacific Beachcomber, surtout son Président Richard H. BAILEY, Bruno CHEVALLEREAU et Clément CAPEL pour nous avoir permis d'exploiter les données du SWAC de l'hôtel « The Brando » à Tetiaroa.

Je n'oublie pas de remercier du fond du cœur mes amis et collègues doctorant de l'université, Paul-Emmanuel, Hugo, Vatea, Bastien (Bourlier), Perceval, Tobias, Bastien (Pagli) et Jade. Mais aussi ceux qui m'ont connu bien avant la thèse, Tavitua, Stéphan, Florian, Brice et Keanu.

Mes remerciements s'adressent aussi à mes parents qui me soutiennent depuis toujours et sans qui je n'aurais pas pu en arriver là, merci pour tout. Enfin, merci à Armonny pour sa patience et son soutien constant dans cette période difficile qu'est la fin de thèse.

Ce travail de thèse a été financé par le « Programme Thèses ADEME » de 2021 de l'Agence de la transition écologique et l'Université de la Polynésie française. Il s'inscrit dans le cadre du programme de recherche COPSWAC financé par la Délégation de la Recherche de la Polynésie française. L'objectif principal du projet COPSWAC était de qualifier la performance de la technologie SWAC à partir de mesures expérimentales sur une longue période et de la comparer à celle de la climatisation conventionnelle. Un autre objectif majeur était de développer des outils d'aide à la conception des installations afin d'étudier de possibles améliorations du procédé tout en permettant une diffusion plus large.

Résumé

Le procédé de climatisation utilisant l'eau de mer froide profonde, appelé SWAC (Sea Water Air Conditioning), est une alternative à la climatisation conventionnelle, dont la consommation est prévue de tripler d'ici 2050. Il permettrait une réduction des consommations électriques des bâtiments, et contribuerait ainsi à inverser cette tendance. Le SWAC convient particulièrement aux zones où l'eau de mer profonde est disponible près de la côte, mais peut également être utilisé dans des zones moins favorables avec des variantes (SWAC avec stockage ou appoint froid). Il n'existe pas d'étude scientifique basée sur des expériences à grande échelle qualifiant les performances énergétiques du SWAC. La technologie pourrait être plus largement utilisée à condition d'en connaître précisément les limites d'application et de rentabilité. La Polynésie française dispose d'une installation SWAC opérationnelle récemment instrumentée. Cette thèse a permis de caractériser les performances du système SWAC de Tetiaroa sur deux années de mesures. Les résultats montrent que le SWAC atteint un coefficient de performance saisonnier (COP) global de 24,2 et un COP primaire saisonnier de 141, ce qui est environ sept fois plus efficace que les systèmes de climatisation conventionnels (cycle thermodynamique à compression mécanique de vapeur), réduisant d'autant les émissions de CO_2. Un modèle numérique de SWAC, couplé au bâtiment, a été développé et validé expérimentalement. Ce modèle a permis l'optimisation énergétique du SWAC, permettant d'atteindre un COP global moyen de 85,6, pour la configuration optimale, tout en assurant le confort thermique dans le bâtiment. Une cartographie mondiale du potentiel SWAC a également été réalisée pour différentes températures de puisage, mettant en évidence de nombreuses zones côtières propices au déploiement de cette technologie.

Mots clés : *Climatisation par eau de mer (SWAC); Climatisation; Basse consommation; Autonomie; Énergétique des territoires; Efficience énergétique des bâtiments; Énergies marines renouvelables; Réseau de froid*

Abstract

The air conditioning process that uses deep cold seawater, known as SWAC (Sea Water Air Conditioning), is an alternative to conventional air conditioning, whose consumption is expected to triple by 2050. SWAC could significantly reduce the electrical consumption of buildings, thus helping to reverse this trend. SWAC is particularly suitable for areas where deep seawater is available near the coast, but it can also be adapted in less favorable regions with variants (SWAC with storage or extra cooling system). There are currently no scientific studies based on large-scale experiments assessing SWAC's energy performance. This technology could be more widely adopted if its limitations and profitability were better understood. French Polynesia has a recently instrumented operational SWAC installation. This thesis allowed for the characterization of the Tetiaroa SWAC system performance on two years of measurements. The results show that the SWAC achieves a global seasonal coefficient of performance (COP) of 24.2 and a primary seasonal COP of 141, which is about seven times more efficient than conventional air conditioning systems (mechanical vapor compression thermodynamic cycle), thereby significantly reducing CO_2 emissions. A numerical model of SWAC, coupled with the building, was developed and experimentally validated. This model enabled the energy optimization of the SWAC, achieving an average global COP of 85.6 in the optimal configuration while ensuring thermal comfort in the building. A global assessment of SWAC's potential was also carried out for different drawing temperatures, highlighting numerous coastal areas suitable for the deployment of this technology.

Keywords: *Sea Water Air Conditioning* (*SWAC); Air conditioning; Low energy consumption; Autonomy; Energy management of territories; Energy efficiency of buildings; Renewable marine energy; District cooling*

Table des matières

Remerciements **3**

Résumé **5**

Abstract **6**

Table des matières **7**

Nomenclature **9**

Introduction générale **12**

1 État de l'art des systèmes énergétiques utilisant l'eau de mer profonde **17**

1.1 Introduction 18

1.2 Sea Water Air Conditioning (SWAC) 20

1.3 Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) 37

1.4 Considérations socio-environnementales 51

1.5 Autres valorisations 55

1.6 Conclusion 58

2 Étude expérimentale d'une installation SWAC couplée à un réseau de froid **59**

2.1 Introduction 60

2.2 Présentation de l'installation SWAC de Tetiaroa et de son instrumentation 61

2.3 Définition des indicateurs de performance de l'installation 68

2.4 Analyse des résultats expérimentaux 70

2.5 Conclusion 86

3 Modélisation numérique d'une installation SWAC et éléments de validation expérimentale **87**

3.1 Introduction 88

3.2 Modélisation de la boucle primaire 91

3.3 Modélisation des pompes 95

3.4 Modélisation des propriétés thermodynamiques de l'eau de mer 96

3.5 Modélisation des échangeurs de chaleur 97

3.6 Modélisation du réseau de distribution 98

3.7 Modélisation du contrôle des débits 102

3.8 Modélisation du besoin frigorifique 104

3.9 Modélisation complète sous EnergyPlus 111

3.10 Simulations et éléments de validation expérimentale 113

3.11 Conclusion 117

4 Étude de sensibilité paramétrique et optimisation énergétique du SWAC 118

4.1 Introduction 119

4.2 Présentation de l'environnement jEPlus et jEPlus+EA 121

4.3 Étude de sensibilité paramétrique 122

4.4 Optimisation énergétique 138

4.5 Conclusion 150

5 Évaluation de l'accessibilité mondiale de l'eau de mer profonde pour le procédé SWAC 152

5.1 Introduction 153

5.2 Méthodologie 156

5.3 Analyse des résultats : Potentiel mondial du système SWAC 161

5.4 Conclusion 172

Conclusion générale et perspectives 174

Bibliographie 180

Table des figures 188

Table des tableaux 191

A1 Propriétés thermodynamiques de l'eau de mer et autres coefficients 193

A1.1 Coefficients des propriétés de l'eau de mer 193

A1.2 Coefficients des pompes 194

A1.3 Coefficients des ventilo-convecteurs 194

A2 Cartographie du potentiel SWAC pour chaque température de puisage 195

A2.1 Cartographie mondiale 195

A2.2 Cartographie par régions 206

A2.3 Métriques par régions 215

Nomenclature

Acronymes					
AC	Air Conditioning	**GeOTEC**	Ge-Ocean Thermal Energy Conversion	**OFAT**	One Factor at a Time
ADEME	Agence de la transition écologique	**GIEC**	Groupe d'experts intergouvernemental sur l'évolution du climat	**OPEX**	Operating Expenditure
API	Application Programming Interface	**GLN-MS**	Genève-Lac-Nations et Merck-Serono	**ORC**	Organic Rankine Cycle
ASHP	Air Source Heat Pump	**GLORYS**	Global Ocean Physics Reanalysis	**OTEA**	Ocean Thermal Energy Association
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers	**HCHE**	Helical Coil Heat Exchanger	**OTEC**	Ocean Thermal Energy Conversion
BWIS	Beach Well Infiltration System	**HFC**	Hydrofluorocarbure	**OTEP**	Ocean Technology Ecopark
CAPEX	Capital Expenditure	**HTDC**	High Temperature District Cooling	**OWPAC**	Offshore Wind Pump for Air Cooling
CHPF	Centre Hospitalier de Polynésie Française	**HVAC**	Heating, Ventilation, and Air Conditioning	**PAT**	Prototype à Terre
COP	Coefficient of Performance	**IEA**	International Energy Agency	**PàV**	Pompe à vide
DC	District Cooling	**IQR**	Interquartile Range	**PC**	Pipeline Cost
DJF	Décembre-Janvier-Février	**KPI**	Key Performance Indicator	**PEHD**	Polyéthylène Haute Densité
DOW	Deep Ocean Water	**KRISO**	Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering	**PLR**	Part Load Ratio
DRV	Débit de Réfrigérant Variable	**LCC**	Life Cycle Cost	**RO**	Reverse Osmosis
EER	Energy Efficiency Ratio	**LCOE**	Levelized Cost of Energy	**SCOP**	Seasonal Coefficient of Performance
EMS	Energy Management System	**LSC**	Lake Source Cooling	**SFE**	Spray Flash Evaporation
ENSO	El Niño Southern Oscillation	**MILP**	Mixed-Integer Linear Programming	**STD**	Simulation Thermique Dynamique
EONS	Electrodeposited Oxy-Nitriding Steel	**MLR**	Multiple Linear Regression	**SWAC**	Sea Water Air Conditioning
EPFL	École Polytechnique Fédérale de Lausanne	**MOTEM**	Makai OTEC Thermodynamic and Economic Model	**SWHP**	Sea Water Heat Pump
ERC	Ejector Refrigeration Cycle	**MRT**	Mean Radiant Temperature	**TC**	Total Cost
ETM	Énergie Thermique des Mers	**NELHA**	Natural Energy Laboratory of Hawaii Authority	**TRL**	Technology Readiness Level
FC	Fixed Cost	**NSGA**	Non-dominated Sorting Genetic Algorithm	**UTCI**	Universal Thermal Climate Index
FFLP	Fraction Full Load Power	**NTU**	Number of Transfer Unit		
GEBCO	General Bathymetric Chart of the Ocean	**OECD**	Organization for Economic Co-operation and Development		

Lettres					
A	Surface ; Coefficients (Capacité thermique massique de l'eau de mer)	L	Longueur	SE	Erreur standard
a	Coefficients (Masse volumique de l'eau de mer ; Transfert thermique du réseau de distribution)	M	Masse	T	Température
B	Coefficients (Conductivité thermique de l'eau de mer)	$\dot{m}$	Débit massique	T_i	Statistique de test
B_i	Coefficients de régression	Nu	Nombre de Nusselt	t	Temps
b	Coefficients (Masse volumique de l'eau de mer ; Transfert thermique du réseau de distribution)	n	Nombre de simulations	t_i	Statistique
C	Capacité thermique ; Coefficients (Pompe - Fraction Full Load Power)	O	Coût d'exploitation et de maintenance	t_n	Durée de vie
c	Coefficients (Viscosité dynamique de l'eau de mer ; Ventilateur - Fraction Full Load Power)	P	Probabilité	U	Coefficient d'échange
c_p	Capacité thermique massique	Pr	Nombre de Prandtl	UA	Coefficient d'échange global
D	Diamètre	p_{value}	Valeur p	UH	Unmet Hours
E	Énergie	$\dot{Q}$	Puissance thermique	$\dot{V}$	Débit volumique
e	Épaisseur	Q	Quartile	v	Vitesse
F	Coût du combustible	R	Résistance hydraulique	$\dot{W}$	Puissance
f	Coefficient de friction ; Fraction	Ra	Nombre de Rayleigh	w	Humidité relative
Gr	Nombre de Grashof	Re	Nombre de Reynolds	X_i	Paramètre
g	Intensité de la pesanteur	R_c	Rapport de capacité thermique	Y	Sortie à modéliser
H	Hauteur manométrique	r	Rayon ; Taux de discount	y_i	Valeur mesurée
h	Enthalpie	r_i	Résidu	$\hat{y}_i$	Valeur simulée
I	Coût d'investissement	S	Salinité ; Indice de Sobol	z	Profondeur
IC	Intervalle de confiance	S_i	Indice de Sobol de 1er ordre		
k	Nombre de trajectoires	S_T	Indice de Sobol d'ordre total		

Indices

0	Initial	**f**	Froid ; Fluide	**out**	Sortie
air	Côté « air » de la batterie de refroidissement	**fan**	Ventilo-convecteur	**prim**	Primaire
aller	Départ du réseau d'eau glacée	**Gnielinski**	Corrélation de Gnielinski	**puisage**	Conduite de puisage
building	Bâtiment	**glob**	Global	**pump**	Pompe
bypass	Bipasse	**HEX**	Heat Exchanger	**rejet**	Conduite de rejet
CW	Chilled Water	**in**	Entrée	**retour**	Retour du réseau d'eau glacée
charge	Profil de charge	**int**	Intérieur	**rosée**	Point de rosée
Churchill	Corrélation de Churchill et Chu	**interface**	Interface entre partie sèche et humide	**SW**	Sea Water
coil	Batterie de refroidissement	**lm**	Logarithmique	**Saltelli**	Méthode de Saltelli
condensation	Condensation formée sur la batterie froide	**loop**	Boucle	**setpoint**	Consigne
dry	Sec	**loss**	Pertes thermiques	**shaft**	Arbre
e	Électrique ; Extérieur à la conduite secondaire	**Morris**	Méthode de Morris	**source**	Puisage d'eau de mer
éq	Équivalent	**mesurée**	Grandeur mesurée pour la régulation	**tot**	Total
eau	Côté « eau » de la batterie de refroidissement	**min**	Minimum	**vanne**	Vanne de régulation
échangeur	Échangeur de chaleur	**motor**	Moteur	**w**	Paroi
ext	Extérieur	**nom**	Nominal	**wet**	Humide

Lettres grecques

β	Compressibilité isotherme ; Coefficient exponentiel (Coefficient d'échange des échangeurs à plaques)	ρ	Masse volumique
ϵ	Efficacité	σ	Écart-type
η	Rendement ; Viscosité cinématique	θ	Coefficient exponentiel (Pertes de charge des échangeurs à plaques)
λ	Conductivité thermique	ξ	Coefficient multiplicatif (Coefficient d'échange des échangeurs à plaques)
μ	Viscosité dynamique ; Effet élémentaire moyen	ζ	Coefficient multiplicatif (Pertes de charge des échangeurs à plaques)

Introduction générale

Le refroidissement des bâtiments par des technologies de climatisation conventionnelles s'est largement démocratisé dans les pays développés à la fin du 20ème siècle et devient de plus en plus courant dans les pays avec un climat chaud et humide ainsi qu'une démographie importante comme l'Inde et la Chine [1]. D'après le rapport « The Future of Cooling » de l'Agence Internationale de l'Energie (IEA) [2], la consommation d'énergie induite par les besoins en refroidissement des bâtiments a triplé entre 1990 et 2016 devenant la source de demande d'énergie la plus croissante. Dans un autre rapport [3], l'IEA prédit que cette tendance à l'augmentation devrait probablement se maintenir : pour la période de 2010 à 2050, la demande en énergie pour la climatisation devrait être multipliée par 1,3 pour les pays de l'OECD (Organization for Economic Co-operation and Development) et par 4,5 pour les autres. Cette demande en constante augmentation exerce d'importantes contraintes techniques sur les réseaux électriques des régions tropicales, la climatisation étant responsable d'environ 70 % du pic de puissance électrique appelée par les bâtiments. De plus, l'utilisation de la climatisation a un impact environnemental très fort avec des émissions de dioxyde de carbone ayant triplés depuis 1990, atteignant 1130 millions de tonnes par an en 2016 [2]. Les systèmes de climatisation utilisent aussi des réfrigérants comme les hydrofluorocarbures qui sont de puissants gaz à effet de serre [4]. Les changements climatiques se traduisent également par une augmentation des températures médianes et de leur variance, nécessitant la prise en compte des futurs risques de vagues de chaleur dans la conception des bâtiments [5] et le développement de stratégies de refroidissement résilientes, comme défini par l'annexe 80 de l'IEA [6].

Les solutions pour réduire la consommation électrique de la climatisation s'inscrivent dans deux catégories : la sobriété et l'efficacité énergétique.

La sobriété énergétique regroupe toutes les pratiques permettant d'éviter le recours à la climatisation active (système de rafraîchissement utilisant de l'énergie) ou en favorisant une utilisation plus raisonnée. Ces démarches inclues, entres autres, la sensibilisation des utilisateurs à une gestion économe de l'énergie ou les solutions de climatisation passive basées sur la conception des bâtiments (protection solaire des parois, ventilation naturelle…). Un exemple d'utilisation raisonnée consiste à inciter les usagers à régler une température de consigne supérieure à 26°C en été, afin de réduire la consommation d'énergie. Les systèmes de rafraîchissement passifs sont efficaces dans certaines conditions, mais ils peuvent montrer leurs limites lorsque les températures extérieures deviennent trop élevées. Par ailleurs, la ventilation naturelle peut être compromise par des facteurs environnementaux comme le bruit ou la pollution, limitant ainsi son application dans certaines zones urbaines. C'est pourquoi, une combinaison de solutions passives et actives est nécessaire, chacune ayant ses propres limites et inconvénients, pour être appliquée de manière pertinente selon les contextes spécifiques.

L’efficacité énergétique consiste à améliorer la performance des systèmes de climatisation actifs. Elle est couramment estimée par le ratio d’efficacité énergétique (EER) ou coefficient de performance (COP) pour les Américains. Ces valeurs sont calculées en divisant l’énergie frigorifique produite par l’énergie électrique consommée par le système, toutes deux exprimées dans la même unité. Leur évaluation est réalisée dans des conditions d’opérations bien définies.

La technologie SWAC (Sea Water Air Conditioning) est une solution de climatisation active car consommatrice d’électricité. Mais elle représente une alternative efficace aux systèmes de climatisation conventionnelle pour les zones côtières ayant un accès à l’eau de mer profonde faisant office de source inépuisable de froid. Malgré son attrait théorique en tant que solution pour contribuer à réduire les émissions de carbone, et l'existence de déploiements réussis, les installations SWAC restent rares à l'échelle mondiale, principalement en raison de son coût d'investissement (CAPEX).

La Polynésie française fait figure d’exception avec plusieurs installations fonctionnelles dans un contexte géographique et énergétique très particulier. Elle se caractérise par une double insularité, et donc des micro-réseaux électriques non interconnectés, à cause de son éloignement des continents et de son éclatement géographique : 118 îles réparties sur 2,5 millions de km². Selon le Bilan Énergétique de la Polynésie française [7], son mix énergétique a connu une augmentation significative du taux de pénétration des énergies renouvelables en 2022 avec un bond de 5,9 ktep par rapport à 2021. Cependant la part des énergies renouvelables reste relativement modeste, représentant seulement 7,3 % de la consommation totale d'énergie primaire. La consommation d'énergie primaire totale pour 2022 était de 334,8 ktep, et était répartie comme suit :

- Production d’origine fossile (principalement gazole et essence) : 310,3 ktep (92,7 %)
- Production hydroélectrique : 16,7 ktep (5,0 %)
- Production photovoltaïque : 4,3 ktep (1,3 %)
- Eau chaude sanitaire (basé sur des données de conception) : 2,0 ktep (0,6 %)
- SWAC (basé sur des données de conception) : 1,5 ktep (0,4 %)

Ces données illustrent la forte dépendance de la Polynésie française aux hydrocarbures importés, à près de 93%.

Le développement de la technologie SWAC en Polynésie française a un historique particulier puisqu’il s’est effectué à l’inverse d’une démarche normale d’industrialisation d’une technologie innovante. Cette démarche peut être représentée, comme dans la Figure 1, par la notion de Technology Readiness Level (TRL) caractérisant le degré de maturité d’une technologie [8].

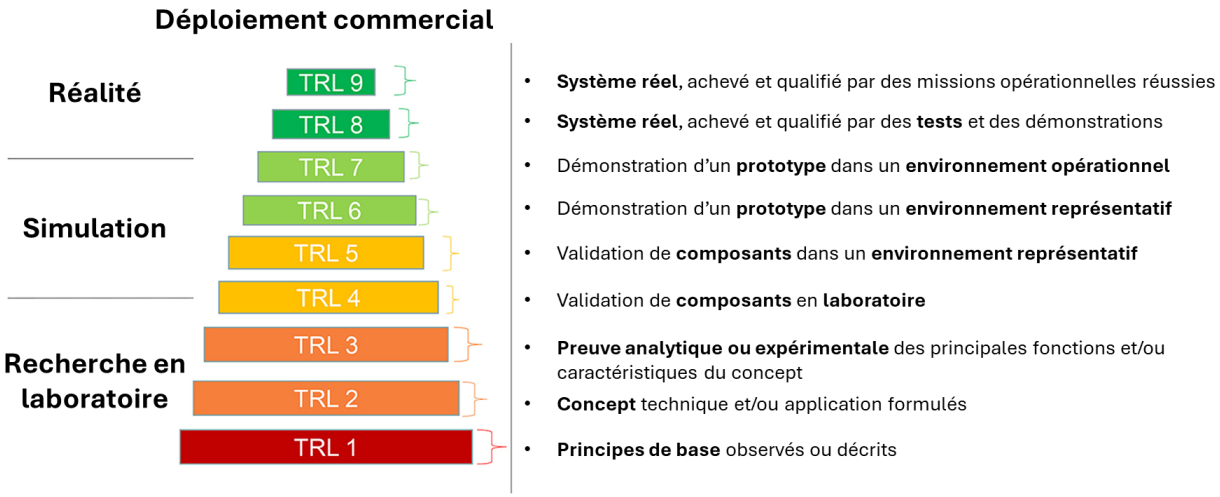


Figure 1 : Échelle des niveaux de maturité technologique (TRL)

Dans le cas du SWAC, un système réel pour une application commerciale a été déployé à l'hôtel Thalasso de la Société Pacific Beachcomber à Bora Bora en 2006 à partir d'une preuve de concept expérimentale (TRL 3) sans passer par une phase de simulation numérique ou la mise en place d'un démonstrateur. Cette preuve de concept consistait en une conduite en eau profonde installée au Laboratoire national de l'énergie à Kona, Hawaï (NELHA), initialement utilisée pour prouver le principe de l'Énergie Thermique des Mers (ETM). Cette conduite n'était à l'origine pas destinée au refroidissement de locaux. En mai 2000, Richard H. Bailey (CEO de Pacific Beachcomber), sur la recommandation de Marlon Brando, s'est rendu au NELHA pour rencontrer Dr. John Craven, qui lui a exposé l'idée de produire du froid dans les bâtiments à partir de l'eau de mer profonde. Pour illustrer ces propos, il a désigné le système de climatisation installé dans son bureau et constitué d'un vieux radiateur Toyota rouillé, fixé au mur de son bureau, et alimenté directement par de l'eau de mer froide. Le principal défi, selon Craven, était de transférer cette eau de mer froide à une boucle d'eau douce, afin de distribuer le froid dans les espaces climatisés, tout en évitant la corrosion liée à l'eau de mer [9].

Cependant, bien qu'à l'heure actuelle, plusieurs installations commerciales soient déployées avec succès en Polynésie française, les étapes de maturation technologique entre le TRL 3 et le TRL 9 n'ont pas été réalisées. L'absence de ces analyses scientifiques et technologiques a laissé une marge significative d'amélioration et d'optimisation des systèmes SWAC. Ainsi, des modifications du procédé d'origine, basées sur le retour d'expérience des installations existantes, combinés à une approche par modélisation, permettraient d'étudier différentes variantes de fonctionnement et de conception. Cette démarche pourrait non seulement optimiser les performances des installations actuelles et futures, mais aussi faciliter une adoption plus large de cette technologie à l'échelle mondiale.

Le travail présenté dans ce manuscrit se compose de cinq chapitres structurés comme suit :

Le chapitre 1 dresse un état de l'art des systèmes énergétiques utilisant l'eau de mer profonde. Il présente de manière détaillée le principe des technologies de climatisation par eau de mer (SWAC) et de l'énergie thermique des mers (OTEC). Un aperçu des études de cas et des implémentations actuelles ainsi que des considérations socio-environnementales seront abordés.

Le chapitre 2 se focalise sur l'étude de l'installation SWAC de Tetiaroa. Cette section détaille la conception et le fonctionnement de l'installation, ainsi que les indicateurs de performance utilisés pour évaluer son efficacité. Un bilan des performances de l'installation est effectué sur deux années de mesures, ce qui nous permettra d'estimer son coût actualisé de l'énergie, (LCOE – Levelized Cost of Energy) ainsi que son facteur d'émission de CO_2 permettant la comparaison avec d'autres systèmes de climatisation.

Le chapitre 3 aborde la modélisation numérique d'une installation SWAC ainsi que des éléments de validation expérimentale. Le modèle est présenté composant par composant pour aboutir à une modélisation complète sous EnergyPlus et Python. Le modèle numérique est ensuite validé expérimentalement via une séquence de fonctionnement extraite des données mesurées sur Tetiaroa.

Le chapitre 4 est dédié à une étude de sensibilité paramétrique et à l'optimisation, selon des critères énergétiques, des paramètres du modèle numérique de SWAC développé. Les paramètres les plus influents sur la performance sont identifiés et classés selon leur impact, puis la meilleure combinaison des paramètres retenus pour maximiser la performance du système et le confort thermique dans les bâtiments sera déterminée à l'aide d'un algorithme génétique d'optimisation.

Le chapitre 5 évalue l'accessibilité mondiale de l'eau de mer profonde pour le procédé SWAC, c'est-à-dire les localisations où le SWAC est exploitable. Ce chapitre introduit les jeux de données d'entrée nécessaires à l'analyse, puis la méthodologie d'estimation de la longueur de conduite de puisage pour chaque point de côte. Le potentiel mondial du système SWAC est ensuite évalué sous la forme d'une cartographie fonction de la température du point de puisage ciblée. L'impact du phénomène ENSO sur le point de puisage le moins profond est également examiné, afin de déterminer dans quelle mesure ces événements pourraient perturber la stabilité de la température de puisage du SWAC.

Enfin, une conclusion générale expose le bilan du travail réalisé pendant la thèse et propose une analyse de la technologie SWAC comme solution de décarbonation pour le rafraichissement actif des bâtiments dans un contexte de changement climatique. Les perspectives de déploiement de la technologie et les projets de recherche associés sont ensuite présentés.

Chapitre 1

État de l’art des systèmes énergétiques utilisant l’eau de mer profonde

1.1 Introduction

L'océan détient un potentiel significatif pour répondre aux besoins énergétiques mondiaux. Couvrant environ 70 % de la surface de la Terre, les océans agissent comme de vastes collecteurs d'énergie thermique. Le potentiel énergétique est immense, avec une capacité de développement de l'énergie océanique mondiale estimée à 337 GW, capable de produire plus de 885 TWh d'électricité. Ce potentiel englobe plusieurs sources, telles que l'énergie marémotrice, l'énergie houlomotrice, l'énergie thermique des océans, l'énergie hydrolienne et l'énergie osmotique [10].

Cependant, malgré ce potentiel prometteur, la contribution des énergies marines à la production d'électricité demeure limitée par rapport à d'autres sources renouvelables. Les technologies les plus développées dans ce domaine sont principalement l'énergie marémotrice et l'énergie houlomotrice. L'énergie thermique des océans, quant à elle, reste encore peu exploitée, en raison de ses coûts de production plus élevés. Néanmoins, des études suggèrent que ces coûts pourraient être réduits de manière significative à l'avenir [11].

D'après l'Ocean Thermal Energy Association (OTEA), il existe actuellement 45 conduites de puisage d'eau de mer profonde réparties sur 38 sites à travers le monde, avec des installations au Japon, en Corée du Sud, à Taïwan, en Inde, à Hawaï et en Polynésie française. Bien que ces installations aient des applications variées, leur statut exact n'est pas toujours bien documenté [12].

L'une des applications les plus prometteuses de l'eau de mer profonde (DOW – Deep Ocean Water) est le système de climatisation par eau de mer (SWAC), une technologie innovante pour la production de froid. Cependant, l'intérêt des systèmes énergétiques utilisant l'eau de mer profonde ne se limite pas aux solutions de refroidissement. L'Énergie Thermique des Mers (ETM), ou Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC), permet de produire de l'électricité en exploitant la différence de température entre l'eau profonde et l'eau de surface.

Les régions tropicales, et plus particulièrement les îles, pourraient tirer de grands bénéfices du développement de ces systèmes énergétiques utilisant l'eau de mer profonde. Leur insularité les rend fortement dépendantes des combustibles fossiles pour répondre à leurs besoins en électricité, en refroidissement, en eau potable, ainsi qu'en production alimentaire. L'exploitation de l'eau de mer profonde, que ce soit pour la climatisation avec le SWAC ou pour la production d'électricité avec l'OTEC, offre une alternative durable et renouvelable, tout en réduisant la dépendance aux énergies fossiles. Ces technologies peuvent également être couplées à des procédés de désalinisation ou d'aquaculture, en revalorisant les rejets d'eau de mer profonde.

Face à ces enjeux interconnectés – la hausse des besoins énergétiques, les impératifs environnementaux et le potentiel encore largement inexploité des océans profonds – l'exploration des systèmes énergétiques utilisant l'eau de mer profonde devient une priorité. Cet état de l'art se propose donc d'examiner en profondeur les différentes technologies, leurs applications, ainsi que les nombreux avantages qu'elles peuvent offrir, en particulier pour les territoires insulaires confrontés au double défi des besoins énergétiques croissants et de la résilience énergétique.

Ce chapitre est organisé comme suit : les sections 1.2 et 1.3 détaillent les principaux systèmes énergétiques utilisant l'eau de mer profonde, à savoir le SWAC et l'OTEC, en décrivant leur principe général, leur approche théorique, ainsi qu'une revue des études de cas et des implémentations actuelles documentées dans la littérature. Les impacts environnementaux et sociaux, incluant l'impact sur les écosystèmes marins et la perception du public de ces technologies, sont abordés dans la section 1.4. Les autres valorisations possibles de la ressource d'eau de mer profonde, telles que la désalinisation et l'aquaculture, sont explorées dans la section 1.5. Enfin, la section 1.6 présente une conclusion et les perspectives de développement identifiées des systèmes énergétiques DOW.

1.2 Sea Water Air Conditioning (SWAC)

1.2.1 Principe général

La technologie SWAC consiste à pomper de l'eau de mer naturellement froide située en profondeur via une conduite ancrée sur le fond marin. L'eau profonde passe dans un échangeur thermique pour transmettre son énergie frigorifique à un réseau d'eau glacée en boucle fermée qui assurera la distribution du froid dans l'ensemble des bâtiments à climatiser. Ce procédé échappe aux limites des cycles thermodynamiques habituels car il repose sur le transport d'un fluide froid en phase liquide et non sur le pompage de chaleur d'une source froide vers une source chaude dont les performances sont limitées par l'efficacité de Carnot.

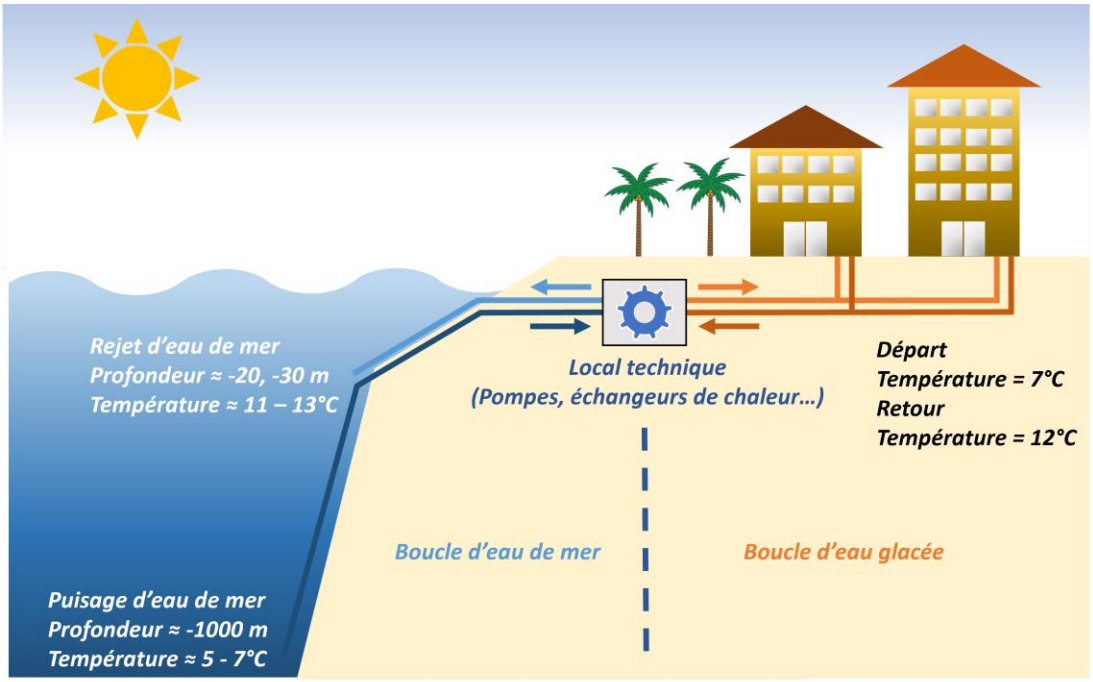


Figure 2 : Principe de fonctionnement d'une installation SWAC [13]

Le système SWAC typique est illustré dans le schéma ci-dessus (Figure 2), il se décompose en 3 parties. La boucle d'eau de mer (SW) dite « primaire » comprenant une conduite de puisage descendant à environ 1000 m de profondeur et une conduite de rejet à 20 m. L'eau de mer est d'environ 5 à 7°C en entrée et est rejetée à une température entre 11 et 13°C [14]. Le point de rejet est normalement défini de manière à rejeter l'eau de mer à une température proche du milieu pour ne pas impacter la faune et la flore marine environnante. Cette température de rejet n'est cependant pas soumise à des réglementations spécifiques. La boucle d'eau glacée (CW) dite « secondaire » servant de réseau de distribution de froid dans le bâtiment. La température de l'eau glacée est généralement fixée à 7°C pour le départ et 12°C pour le retour. Le local technique comprend une ou plusieurs pompes pour chacune des deux boucles, ainsi que les échangeurs permettant le transfert du froid de la boucle SW vers la boucle CW.

1.2.2 Approche théorique

Les études du SWAC dans la littérature scientifique s'intéressent à divers aspects de la technologie :

- Les matériaux utilisés pour l'échangeur de chaleur
- L'optimisation des systèmes
- Le couplage avec d'autres systèmes

Le composant principal du procédé SWAC est l'échangeur de chaleur situé dans le local technique permettant le transfert de froid de la boucle primaire à la boucle secondaire. L'échangeur de chaleur est généralement à plaques en titane. Une alternative au titane par des plaques d'acier traitées par oxynitruration électrodéposée (EONS) est envisagée par Kim et al. [15]. Dans cette étude, quatre plaques de matériaux différents ont été comparés : le titane, l'acier inoxydable avec et sans revêtement de type « diamant » et l'acier oxynitruré électrodéposé. Les résultats ont montré que les plaques EONS présentent une bonne résistance à la corrosion, avec une durée de vie de plus de 13,4 ans, et des performances de transfert de chaleur améliorées par rapport aux plaques en titane. Cette substitution pourrait réduire les coûts de production des échangeurs de chaleur, rendant les systèmes SWAC plus économiquement viables. L'analyse économique a révélé que le coût de production des plaques EONS doit être inférieur à 46,5 % de celui des plaques en titane pour être compétitif, en tenant compte de la durée de vie des plaques EONS, estimée à 13,9 ans, contre 30 ans pour les plaques en titane. Cela est actuellement réalisable avec les technologies de production en série.

Liu et al. ont envisagé une installation avec une boucle primaire fermée. Cette boucle comporte un échangeur de chaleur sous-marin en forme de serpentin disposé sur le fond de l'océan et un échangeur de surface [16]. Cette conception est présentée comme une solution aux problèmes de corrosion de l'eau de mer sur les conduites primaires et aux éventuelles perturbations de l'écosystème marin entrainées par le rejet d'eau de mer. Les auteurs analysent la performance des installations avec boucle primaire fermée sous différentes conditions de fonctionnement par la simulation numérique et montrent que l'augmentation de la longueur et du diamètre des conduites, ainsi que de la vitesse d'écoulement, améliore la capacité d'échange de chaleur, mais augmente également les pertes de résistance. Ils proposent une optimisation des diamètres des tuyaux et de la vitesse d'écoulement pour maximiser l'efficacité thermique tout en minimisant les coûts et les pertes de charges. L'optimisation du SWAC a quant à elle été le plus souvent étudié pour un fonctionnement en boucle ouverte, avec par exemple un modèle de simulation linéaire optimisé par algorithme MILP (Mixed-Integer Linear Programming), où les fonctions objectifs et contraintes sont des fonctions linéaires. Cette approche a montré que l'utilisation

exclusive du SWAC peut réduire jusqu'à 91,3 % des émissions de CO_2 par rapport aux systèmes de climatisation conventionnels [17].

L'auteur a complété cette étude par un modèle multi-scénario utilisant des distributions probabilistes, dans le but de générer des scénarios de consommation d'énergie basés sur des données historiques, et donc de prendre en compte les incertitudes de la demande énergétique. Une solution stochastique, comprenant l'impact des variations saisonnières, plus robuste que la solution déterministe, elle permet de réduire les risques d'investissement liés à la technologie [18]. Cependant, le modèle de SWAC réalisé est un modèle linéaire et découplé du bâtiment, ce qui est très simplifié par rapport à une installation réelle. Le besoin en froid est estimé grâce à des consommations électriques mesurées sur des groupes froids conventionnels et une valeur moyenne de COP, constituant une autre approximation dans cette étude de cas. De plus, le modèle de SWAC n'est pas validé expérimentalement, ce qui laisse une incertitude quant à ses performances réelles dans des conditions opérationnelles variées.

Des pistes de variantes de conception et de couplage pour le SWAC sont également explorés. Hunt et al. proposent, dans un article, les ajustements au design conventionnel des installations suivants [19] :

- Augmentation de la profondeur d'excavation du local technique à 20 m de profondeur sous la mer au lieu de 2 à 5 m pour permettre de doubler la vitesse de l'eau de mer dans la conduite de puisage sans risque de cavitation.
- Couplage avec un stockage d'énergie thermique d'eau de mer froide pour répondre à une forte variabilité du besoin à l'échelle de la journée

Il estime que cette conception permet de doubler la puissance frigorifique de l'installation avec seulement 55 % des coûts investissements et 83 % des coûts d'opération par rapport à l'installation d'un nouveau système.

Dans une autre étude, Hunt et al. envisagent le couplage du SWAC avec un réseau de distribution de froid utilisant de l'ammoniac plutôt qu'une boucle d'eau glacée. La chaleur latente de vaporisation de l'ammoniac permet un transfert thermique supérieur à l'eau tout en maintenant un écart de température de 10°C côté distribution. L'agencement du réseau secondaire proposé comprend quatre échangeurs de chaleur en série, chacun relié à une boucle d'ammoniac à une pression de 6, 7 ou 8 bar en fonction de la température de l'eau de mer en entrée (5, 8 ou 12°C). Le dernier échangeur de chaleur est couplé à un réseau d'eau glacée en 18/27°C (avec un régime de température 16/25°C côté eau de mer) et la conception intègre aussi un stockage d'ammoniac délocalisée de l'installation disposé à proximité du client [20].

Cependant, malgré les avantages que peuvent avoir ces pistes d'améliorations, elles augmentent nettement le coût d'investissement de la technologie, qui est déjà le principal frein au développement du SWAC dans le monde. L'étude de variantes permettant de réduire le coût initial de la technologie est nécessaire pour son développement à l'échelle mondiale. Dans les régions où les eaux profondes de l'océan ne sont pas directement accessibles, d'autres approches similaires au SWAC ont été développées, exploitant l'eau naturellement froide provenant d'autres sources comme les lacs.

1.2.2.1 Lake Source Cooling (LSC)

La technologie Lake Source Cooling (LSC) repose sur les mêmes principes fondamentaux que le SWAC, en utilisant l'eau froide des lacs pour refroidir les bâtiments. Le potentiel des réseaux de distribution de froid alimentés par des lacs est étudié dans des climats tempérés comme en Europe. Une étude de Eggimann et al. a fourni une première évaluation de ce potentiel [21]. Les réseaux de froid utilisant des lacs sont principalement limités par leur disponibilité, tandis que la répartition de la demande énergétique influence les économies d'énergie et l'équilibre entre les coûts d'exploitation et les investissements. Ainsi, la demande en froid des bâtiments situés à proximité des lacs (à 1,5 km) dépasse considérablement le potentiel techniquement et économiquement viable. D'après cette étude, les besoins frigorifiques des bâtiments situés à proximité des lacs européens peuvent être couvert à environ 17 % par des systèmes LSC viables du point de vue technico-économique. Le déploiement de ces systèmes permettrait de réaliser des économies d'électricité annuelles de 0,4 à 0,8 TWh en Europe, notamment en Italie, en Allemagne, en Suisse et en Turquie. D'autres avantages de l'intégration de ces systèmes pourraient émerger si le potentiel de réduction des pics de demande frigorifique était pris en compte, notamment en période de forte chaleur. La mise en œuvre de réseaux de froid utilisant l'eau des lacs reste sensible aux conditions de base telles que les prix de l'électricité, les taux d'intérêt, les prix du CO_2, ainsi que le changement climatique. L'intégration de tous les systèmes urbains viables devrait avoir des impacts mineurs sur les variations de température des lacs, avec des augmentations de température inférieures à 0,5 °C dans la majorité des cas.

1.2.2.2 Systèmes conventionnels assistés par eau

L'eau de mer peut également être utilisée comme dissipateur thermique dans un système conventionnel lorsque la température de la source n'est pas suffisamment basse pour une utilisation directe. Les pompes à chaleur à eau de mer (SWHP – Sea Water Heat Pump), appelés aussi systèmes de « thalassothermie », qui prélèvent l'eau à faible profondeur, présentent un intérêt pour répondre aux besoins en chauffage et en climatisation selon les saisons. En été, la pompe à chaleur fonctionne comme un groupe d'eau glacée, et l'eau de mer est utilisée pour refroidir le condenseur. L'eau de mer est alors pompée vers le condenseur de la pompe à chaleur, où la chaleur est transférée du fluide frigorigène vers l'eau de mer. L'eau glacée, produite dans l'évaporateur, est ensuite transportée vers les bâtiments. En hiver, l'eau de mer sert de source de chaleur. La chaleur est extraite de l'eau de mer et transférée au fluide réfrigérant dans l'évaporateur. L'eau chaude, produite dans le condenseur, est alors transportée via le réseau de distribution pour chauffer les bâtiments [22].

L'efficacité et le coût des SWHP ont été déterminés, et comparés à ceux des pompes à chaleur à air (ASHP – Air Source Heat Pump), dans des conditions de froid extrême en hiver, grâce à des expérimentations menées dans le port de Tianjin, au nord de la Chine. Deux systèmes de pompes à chaleur à eau de mer ont été examinés. Le premier utilise un échangeur de chaleur à serpentin hélicoïdal (HCHE - Helical Coil Heat Exchanger) et est représenté dans le schéma ci-dessous (Figure 3) :

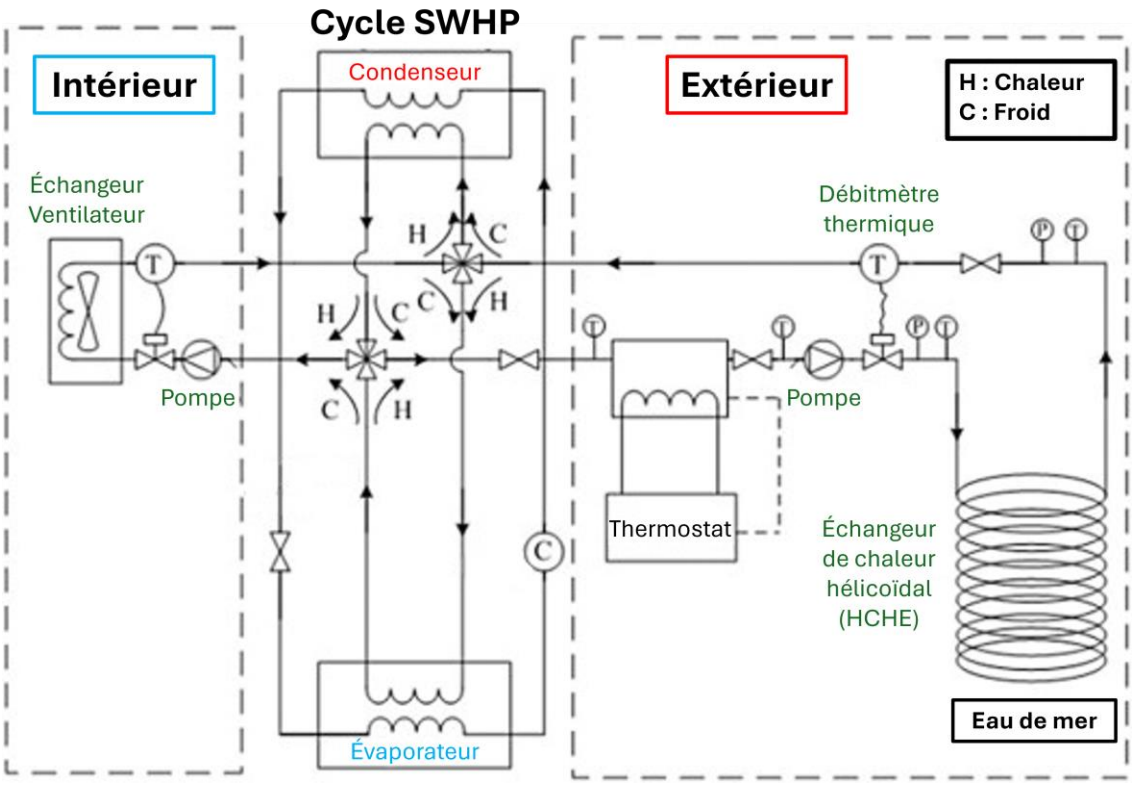


Figure 3 : Schéma d'une pompe à chaleur à eau de mer de type HCHE (adapté de [23])

Le HCHE est composé de trois boucles : une pour le réfrigérant du cycle de la pompe à chaleur, une avec un mélange d'eau et d'éthylène glycol pour transporter l'énergie thermique de l'eau de mer vers le système, et une avec de l'eau douce pour transporter l'énergie thermique vers l'échangeur à l'intérieur du bâtiment.

L'autre système utilise un puit d'infiltration sur la plage (BWIS - Beach Well Infiltration System) et est représenté dans la Figure 4 suivante :

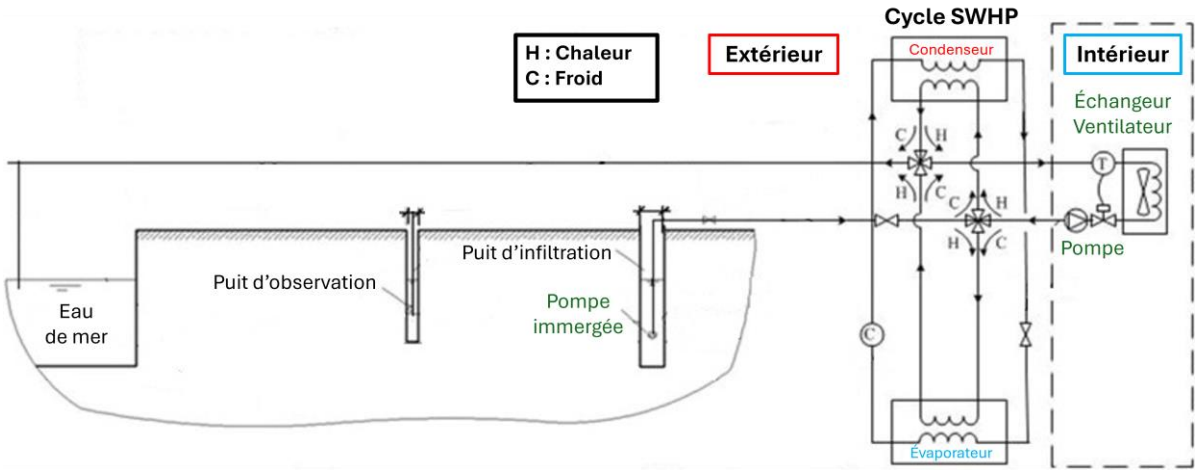


Figure 4 : Schéma d'une pompe à chaleur à eau de mer de type BWIS (adapté de [23])

Le BWIS comporte également trois boucles, mais se distingue par le fait que l'eau de mer est directement puisée via une pompe immergée dans un puits d'infiltration. Cela remplace la boucle à base d'éthylène glycol et l'échangeur de chaleur hélicoïdal du HCHE, nécessitant ainsi une protection contre la corrosion pour le cycle de la pompe à chaleur.

Les résultats montrent que le système HCHE gèle lorsqu'il fonctionne dans des environnements très froids, ce qui affecte son coefficient d'échange. En conséquence, le système BWIS offre de meilleures performances dans des conditions de basse température. L'étude révèle également que les performances de l'ASHP surpassent celles du HCHE lorsque la température de l'eau de mer dépasse 6°C. Par ailleurs, les COP moyens calculés sur la période étudiée pour le mode chauffage sont de 2,44 pour l'ASHP, 2,88 pour le HCHE et 3,17 pour le BWIS.

Une analyse économique indique que le coût global sur la durée de vie du système SWHP (HCHE ou BWIS) est inférieur à celui du système ASHP. Néanmoins, la construction du BWIS est plus contraignante en termes de conditions géologiques et moins économique que celle du HCHE, malgré sa meilleure efficacité [23].

Hu et al. ont comparé deux cycles de réfrigération par absorption ammoniaque-eau assistés par compression, conçus pour répondre aux besoins de congélation et de conservation des produits de la mer dans les zones côtières et les îles offshore. Ces deux cycles, l'un dit « basse pression » et l'autre dit « haute pression », utilisent de l'eau de mer froide à 8°C et de l'eau de mer chaude à 29°C, pour atteindre des températures de réfrigération de -15°C. Les deux cycles sont représentés dans le schéma de la Figure 5 et fonctionnent comme suit :

- Cycle « haute pression » : L'eau de mer chaude chauffe une solution concentrée en ammoniac dans le générateur, provoquant la désorption et la production de vapeur réfrigérante. Cette vapeur est comprimée par un compresseur, condensée par l'eau de mer froide profonde, puis détendue dans l'évaporateur pour produire du froid. La solution faiblement concentrée absorbe la vapeur réfrigérante dans l'absorbeur, et la solution concentrée est pompée de nouveau vers le générateur pour compléter le cycle.
- Cycle « basse pression » : Similaire au cycle haute pression, mais ici, le compresseur comprime la vapeur réfrigérante à basse pression après évaporation, au lieu de la vapeur à pression intermédiaire. L'eau de mer chaude et froide joue toujours un rôle dans la désorption et l'évacuation de chaleur pendant les processus de condensation et d'absorption.

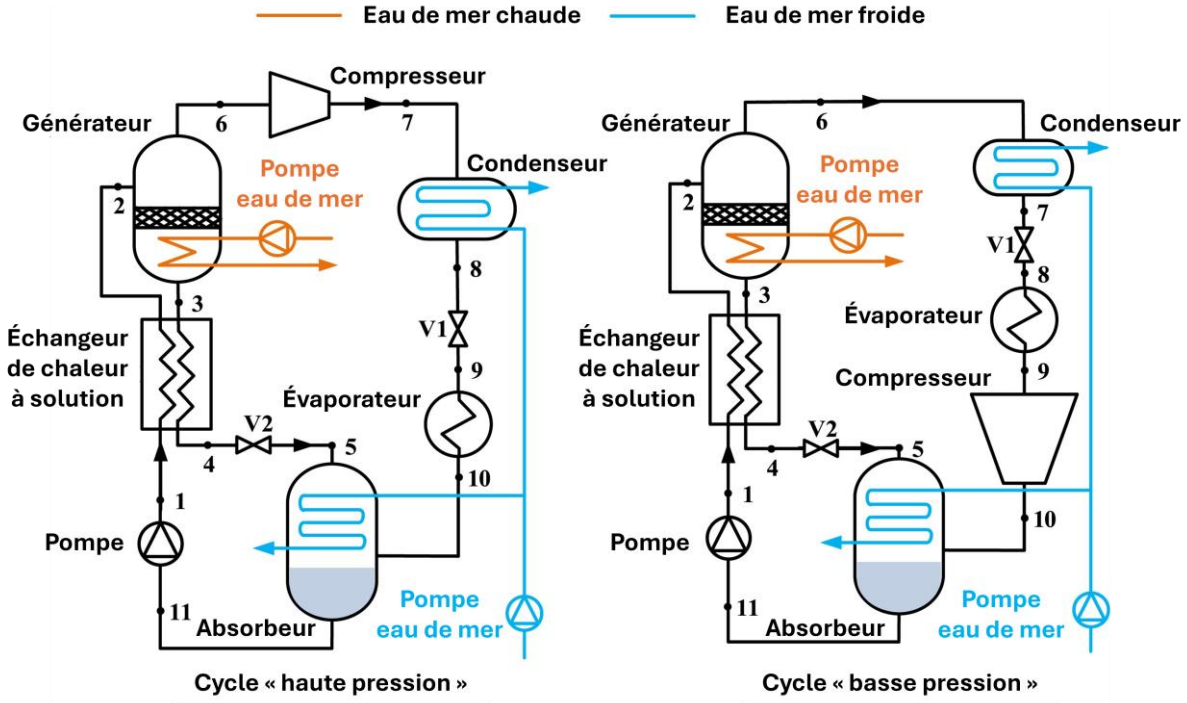


Figure 5 : Schéma des cycles de réfrigération par absorption ammoniaque-eau assistés par compression « haute pression » et « basse pression » (adapté de [24])

Les résultats montrent que le cycle basse pression offre une meilleure efficacité exergétique, tandis que les deux cycles surpassent la réfrigération par compression de vapeur conventionnelle en termes d'économie d'énergie. De plus, l'étude révèle que des conditions de température plus basses pour l'eau de mer froide ou plus élevées pour l'eau de mer chaude de surface améliorent encore les performances de ces deux cycles. Bien que le cycle basse pression se distingue par une efficacité énergétique supérieure, le cycle haute pression présente un meilleur rapport coût-efficacité dans les conditions étudiées [24].

Galea et al. proposent un système appelé OWPAC (Offshore Wind Pump for Air Cooling), qui utilise une éolienne offshore pour alimenter une pompe hydraulique. Cette pompe puise de l'eau de mer profonde pour alimenter une turbine située à terre. La turbine entraîne un cycle de Brayton inverse, qui comprime de l'air. Cet air est ensuite refroidi par un échangeur de chaleur utilisant l'eau de mer, avant que celle-ci ne soit rejetée dans l'océan. Néanmoins, l'efficacité du système diminue avec l'augmentation de la température de l'eau de mer, et le refroidissement par eau de mer de surface se révèle inefficace. Enfin, la capacité de refroidissement dépend entièrement de la vitesse du vent, ce qui complique l'ajustement de la production au besoin frigorifique [25].

Les travaux de recherche menés sur le SWAC et d'autres systèmes similaires montrent que ces technologies peuvent avoir des performances énergétiques intéressantes dans différents contextes. Cependant, il est important de les évaluer en conditions réelles pour mieux comprendre leur potentiel et leurs limites. Les installations existantes et les études de cas réalisées apportent un retour d'expérience précieux à cet égard.

1.2.3 Études de cas et implémentations actuelles d'installations

1.2.3.1 Les installations existantes

D'après Hunt et al. [26], le SWAC présente un grand potentiel dans les régions intertropicales, en particulier pour les îles avec un prix de l'électricité très élevé, et où le coût de l'énergie froide serait potentiellement supérieur à 0,04 $\$/kWh_f$, rendant ainsi le SWAC attractif par rapport aux systèmes conventionnels. Les lieux les plus propices au déploiement de la technologie SWAC seraient les îles dans les Caraïbes, le Pacifique et l'océan Indien. Malgré ce fort potentiel, les installations SWAC opérationnelles sont seulement au nombre de trois et sont toutes situées en Polynésie-française (Figure 6).

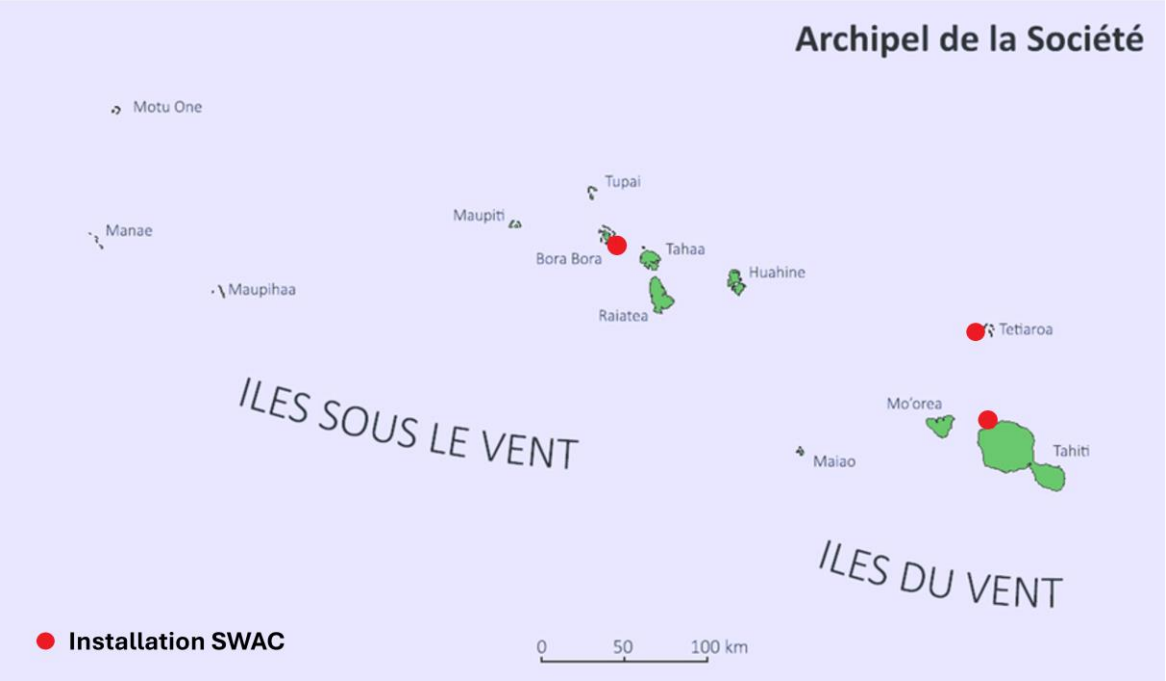


Figure 6 : Carte des installations SWAC opérationnelles (fond de carte adapté de [27])

Tahiti et les autres îles de la Polynésie française sont bien adaptées au SWAC grâce à leur forte pente océanique qui plonge à plus de 900 m près de la côte, permettant un accès relativement facile à l'eau de mer profonde, à environ 5°C. Le premier SWAC a été développé par Pacific Beachcomber SA pour l'hôtel Intercontinental de Bora Bora en 2006. L'installation n'a pas été instrumentée lors de sa mise en œuvre, donc ses performances ne sont pas connues avec précision. Pacific Beachcomber SA a installé un second SWAC à l'hôtel The Brando sur l'atoll de Tetiaroa en 2013, qui a été instrumenté en 2021 et dont le fonctionnement sera décrit dans le chapitre 2. Enfin le SWAC du Centre Hospitalier de la Polynésie Française (CHPF), situé à Tahiti, est opérationnel depuis juillet 2022 et dispose d'une instrumentation native [13].

Tableau 1 : Caractéristiques des installations SWAC de Polynésie française [28]

Localisation	Année	Type de bâtiment	Profondeur de puisage	Longueur de conduite de puisage	Diamètre de conduite de puisage	Puissance frigorifique	Coût d'investissement
Bora Bora	2006	Hôtel	-915 m	2300 m	400 mm	1.6 MWf	5,5 M€
Tetiaroa	2013	Hôtel	-960 m	2618 m	368/383 mm	2.4 MWf	10 M€
Tahiti	2022	Hôpital	-900 m	3800 m	710 mm	6 MWf	30 M€

Le tableau 1 résume les caractéristiques des trois installations SWAC de Polynésie française. Bien que la profondeur de puisage soit similaire pour les trois installations, les longueurs des conduites de puisage sont très différentes en raison des variations de bathymétrie, allant de 2300 m pour Bora Bora à 3800 m pour Tahiti. Le diamètre des conduites de puisage varie également de manière significative entre les installations, en fonction de la puissance frigorifique nominale de l'installation.

En plus de ces installations, il existe plusieurs systèmes Lake Source Cooling (LSC) fonctionnant dans des pays au climat tempéré, où les enjeux de climatisation sont moins importants. Ces systèmes utilisent soit directement l'eau froide, soit assistent une pompe à chaleur, ou les deux. La Suisse se distingue par plusieurs installations utilisant l'eau des lacs, notamment celle du lac Léman, répertoriées dans la thèse de Pierre-Alain Viquerat [29]. Parmi elles, l'installation de Versoix-Centre, près de Genève, mise en service en 2009, pompe de l'eau à une profondeur de 50 mètres avec un débit nominal de 600 m³/h, qu'elle rejette ensuite dans la rivière La Versoix. Ce réseau fournit à la fois le chauffage, grâce à des pompes à chaleur assistées par l'eau du lac (6,6 GWh/an) et la climatisation en free cooling (1,8 GWh/an) pour environ 60 000 m² de bâtiments. Il est à noter que les performances des installations mentionnées ne sont généralement pas disponibles, à l'exception des quelques cas spécifiquement cités. Le siège mondial de Nestlé, situé à Vevey également au bord du lac Léman, est équipé d'un réseau de froid de 8 MWf, qui sert à la fois pour les bureaux et les datacenters de l'entreprise. Ce système, mis en place en 1957 et modernisé en 1995, pompe l'eau à 50 mètres de profondeur et la rejette à environ 9 mètres de profondeur. À Lausanne, le campus de l'École Polytechnique Fédérale de Lausanne (EPFL) dispose également d'un système LSC où l'eau est pompée à 70 mètres de profondeur à une température de 6°C. Le débit nominal est de 940 m³/h et l'eau est rejetée dans la rivière La Sorge à une température de 12 à 14°C. Le réseau est conçu pour répondre aux besoins de chauffage via des pompes à chaleur, tandis que la climatisation est assurée directement via des échangeurs de chaleur, avec une capacité nominale de 4,8 MWf. Enfin, l'installation GLN-MS (Genève-Lac-Nations et Merck-Serono)

située à 2 km du centre-ville de Genève, pompe l'eau à une profondeur de 37 mètres et alimente des bâtiments en froid (15,7 MW) et en chaleur (3 MW). L'eau est ensuite rejetée dans le lac à une profondeur de 4,5 mètres. Le coût total du système est estimé à environ 32 M€, et il s'étend sur une longueur de 6 km. L'EER de l'installation est de 6,8 et est très variable d'après un retour d'expérience sur 5 ans entre 2005 et 2010 [29].

D'autres installations existent dans le monde, comme à Toronto, au Canada, où un système LSC a été couplé en 2004 au réseau de froid du quartier administratif et universitaire de la ville. L'eau est pompée à 83 mètres de profondeur dans le lac Ontario, où la température avoisine les 4 à 5°C, via trois conduites de puisage espacées d'environ 800 m. Ce système combine la valorisation matière-énergie en utilisant d'abord l'eau du lac pour la potabilisation. Avant d'être distribuée comme eau potable, l'énergie frigorifique est transférée à une boucle secondaire fermée (eau glacée), qui distribue le froid aux bâtiments connectés. La capacité frigorifique totale de ce réseau est de 363 MWf, dont 60 MW proviennent directement du lac. Ce réseau permet de climatiser environ 100 gratte-ciels, représentant 3,2 millions de mètres carrés de bureaux, tout en réalisant une économie d'électricité estimée à 1,7 GWh par an [29–31]. L'Université Cornell aux États-Unis a mis en place un système similaire en 2000, utilisant l'eau du lac Cayuga pompée à une profondeur de 76 mètres. Ce système fournit une puissance frigorifique de 71 MWf, permettant de climatiser 75 bâtiments couvrant une surface totale de 1,2 million de mètres carrés. Avant l'implémentation de ce système, l'université utilisait un réseau de froid alimenté par six machines frigorifiques, mais des problèmes liés aux nouvelles réglementations, au vieillissement des installations, à l'augmentation de la demande de froid (106 GWh/an entre 2000 et 2003) et à la hausse des coûts de l'électricité ont conduit à l'installation du système LSC [29,32,33].

Enfin, à travers le monde, il existe plusieurs systèmes de type SWHP (Sea Water Heat Pump) pour lequel une installation de climatisation conventionnelle utilise une source d'eau comme dissipateur thermique. L'exemple le plus emblématique est sans doute celui de l'Opéra de Sydney, qui utilise l'eau du port de Sydney pour alimenter une pompe à chaleur [34]. De manière similaire, en France, le réseau de froid « Fraîcheur de Paris », anciennement appelé « Climespace », utilise l'eau de la Seine avec des systèmes de production de froid conventionnels, tout en intégrant des dispositifs de stockage de glace et d'eau glacée. Un COP de 4 est affiché, bien que les détails sur son origine ou la méthode utilisée pour l'estimer ne soient pas précisés [35,36]. Plus récemment, la centrale de géothermie marine Thassalia, inaugurée en 2016 dans le Grand Port Maritime de Marseille, puise l'eau en surface pour alimenter un réseau de distribution via une pompe à chaleur, fournissant à la fois des besoins en chaleur et en froid pour les bâtiments raccordés [37–39].

1.2.3.2 Les études de faisabilité

Au-delà des systèmes SWAC fonctionnels, diverses études de cas ont été réalisées que ça soit sous la forme d'études de faisabilité par des entreprises comme Makai Ocean Engineering ou par des travaux de recherches présentés dans la littérature scientifique. Ces études concernent principalement la région des Caraïbes, avec les projets SWAC de Montego Bay et Puerto Plata, et la Polynésie française avec le SWAC de Papeete.

Le projet SWAC de Montego Bay étudié par Makai Ocean Engineering nécessite un investissement initial de 100 M$ pour fournir une puissance nominale de 27 MWf. Le Levelized Cost of Energy (LCOE) est évalué à 983,2 $/kW/an, soit une réduction de 34 % par rapport au coût de la climatisation conventionnelle, estimé à 1492 $/kW/an. D'un point de vue technique, le SWAC de Montego Bay est conçu avec une conduite de puisage d'un diamètre extérieur de 1200 mm (les diamètres intérieurs ne sont pas spécifiés), s'étendant sur 4,5 km de longueur et atteignant une profondeur de 879 mètres. La conduite de rejet, quant à elle, est d'un diamètre extérieur de 1000 mm, une longueur de 1,1 km et une profondeur de 50 mètres. Les pompes primaires du système ont un débit nominal de 1207 kg/s, pour une puissance électrique de 267 kWe. L'eau de mer est prélevée à une température de 6,2°C permettant d'atteindre une température d'eau glacée à 7,2°C avant d'être distribuée à travers un réseau de distribution de 41,2 km. Le coût d'exploitation (OPEX) est estimé à 324,1 $/kW/an, avec un coût périodique supplémentaire, non spécifié par les auteurs, de 23 $/kW/an. L'étude conclut que le SWAC de Montego Bay reste économiquement viable par rapport à une solution conventionnelle même à 50 % de sa capacité nominale [40].

L'autre projet SWAC, situé à Puerto Plata, également évalué par Makai, nécessite un investissement initial de 68 M$ pour fournir une puissance frigorifique nominale de 24 MWf. Le LCOE pour ce système est encore plus avantageux, s'élevant à 692,4 $/kW/an, soit une réduction de 48 % par rapport au LCOE de 1334 $/kW/an pour un système de climatisation conventionnelle. Le dimensionnement technique du SWAC de Puerto Plata inclut une conduite de puisage de 1100 mm de diamètre extérieur, pour une longueur de 8 km et une profondeur de 1082 mètres. La conduite de rejet est plus petite, avec un diamètre extérieur de 800 mm, une longueur de 2,2 km et une profondeur de 50 mètres. Les pompes primaires fournissent un débit nominal de 761 kg/s pour une puissance électrique de 199 kWe. L'eau de mer est puisée à une température de 5,8°C et refroidi l'eau glacée à 7,2°C, comme pour Montego Bay, avant d'être distribuée via une boucle secondaire de 13,4 km. Le coût d'exploitation pour ce projet est estimé à 212,7 $/kW/an, avec un coût périodique supplémentaire, non spécifié par les auteurs, de 17 $/kW/an.

Ce projet, contrairement à celui de Montego Bay, pourrait tirer profit d'un couplage avec un système de stockage chaleur sensible d'un volume estimé à 11 ML mais pas d'un appoint par groupe de production d'eau glacée [40].

En Polynésie française, l'étude de faisabilité d'un SWAC pour la zone urbaine de Papeete, conduite par Airaro et Luseo, explore deux solutions distinctes. La première solution, sans système de stockage, pourrait être techniquement viable, mais son schéma financier n'est pas favorable avec un taux de rentabilité interne de -9,6 %, ce qui nécessiterait d'augmenter les besoins frigorifiques de la zone par divers moyens réglementaires. Le projet nécessite un investissement de 71 millions de dollars pour fournir une capacité de refroidissement de 11 MWf. Le dimensionnement technique prévoit une conduite de puisage d'un diamètre extérieur de 1000 mm, s'étendant sur 4,36 km avec une profondeur de 986 mètres, et une conduite de rejet de 1000 mm de diamètre extérieur sur une longueur de 1,4 km et une profondeur de 60 mètres. Les pompes primaires ont un débit nominal de 509 kg/s pour une puissance électrique de 89 kWe, tandis que les pompes secondaires fournissent un débit de 519 kg/s pour une puissance de 235 kWe au fonctionnement nominal. L'eau de mer est puisée à une température de 4,6°C et refroidie l'eau glacée à 7°C avant d'être distribuée à travers un réseau couvrant les zones de Papeete (4,3 km), Paofai (0,6 km) et Faa'a (4,5 km) [41].

La seconde solution proposée pour l'installation de la zone urbaine de Papeete inclut un système de stockage. Bien que plus favorable financièrement, cette solution présente également un taux de rentabilité interne négatif de -7 % . L'investissement est réparti sur plusieurs années, avec un coût total de 65 millions de dollars pour fournir une puissance frigorifique finale de 5 MWf. Le dimensionnement technique prévoit une conduite de puisage et une conduite de rejet, toutes deux de 710 mm de diamètre extérieur. Les pompes primaires fournissent un débit de 231 kg/s pour une puissance de 50 kWe. Le système de stockage prévu comprend un réservoir de 5455 m^3 pour un stockage sensible contre deux cuves de 63 m^3 et 135 m^3 pour un stockage latent sous forme de glace nécessitant un chiller en appoint [41].

Les principales caractéristiques des installations SWAC étudiées dans ces études de faisabilité sont résumées dans le tableau récapitulatif ci-après (Tableau 2) :

Tableau 2 : Tableau récapitulatif des caractéristiques techniques et économiques des projets SWAC dans les Caraïbes et en Polynésie française [40,41]

Caractéristiques	SWAC de Montego Bay (Caraïbes)	SWAC de Puerto Plata (Caraïbes)	SWAC de Papeete sans stockage (Polynésie française)	SWAC de Papeete avec stockage (Polynésie française)
Puissance frigorifique nominale	27 MWf	24 MWf	11 MWf	5 MWf
Investissement initial (CAPEX)	100 M$	68 M$	71 M$	65 M$
Coût d'exploitation (OPEX)	324,1 $/kW/an	212,7 $/kW/an	Non spécifié	Non spécifié
Levelized Cost of Energy (LCOE)	983,2 $/kW/an	692,4 $/kW/an	Non spécifié	Non spécifié
Diamètre extérieur de la conduite de puisage	1200 mm	1100 mm	1000 mm	710 mm
Longueur de la conduite de puisage	4,5 km	8 km	4,36 km	4,4 km
Profondeur du puisage	879 m	1082 m	986 m	999 m
Diamètre extérieur de la conduite de rejet	1000 mm	800 mm	1000 mm	710 mm
Longueur de la conduite de rejet	1,1 km	2,2 km	1,4 km	1,4 km
Profondeur du rejet	50 m	50 m	60 m	60 m
Débit primaire	1207 kg/s	761 kg/s	509 kg/s	231 kg/s
Puissance électrique primaire	267 kW	199 kW	89 kW	50 kW
Débit secondaire	1149 kg/s	724 kg/s	519 kg/s	Année 1 : 232 kg/s Année 10 : 519 kg/s
Puissance électrique secondaire	995 kW	350 kW	235 kW	235 kW
Température de puisage de l'eau de mer	6,2°C	5,8°C	4,6°C	4,5°C
Température de départ de l'eau glacée	7,2°C	7,2°C	7°C	7°C
Longueur du réseau de distribution	41,2 km	13,4 km	Papeete : 4,3 km Paofai : 0,6 km Faaa : 4,5 km	Papeete : 4,3 km Paofai : 0,6 km Faaa : 4,5 km
Système de stockage	Aucun	Sensible : 11000 m³	Aucun	Sensible : 5455 m³ / Latent : 63 m³ et 135 m³

1.2.3.3 Autres cas d’études

En plus de ces études de faisabilité réalisées pour les projets SWAC dans les Caraïbes et en Polynésie française, deux autres cas d'étude méritent également d'être mentionnés. L'un d'eux est une étude de faisabilité technique d'un système SWAC à Tuvalu, tandis que l'autre explore des méthodes de financement pour la mise en œuvre d'un projet SWAC à la base navale américaine de Guam.

La première étude à Tuvalu porte sur la conception d'un système SWAC pour le campus de l'Université du Pacifique Sud. Cette étude a permis d'évaluer les besoins en climatisation du campus, estimés à 117 kW, à l'aide du logiciel CAMEL [42]. Un modèle réduit à l'échelle 1/10 du campus a été construit dans l'atelier de génie mécanique de l'université. Ce modèle, équipé de chauffages électriques pour simuler les charges thermiques internes et externes, a permis de tester l'efficacité du refroidissement avec de l'eau froide à 7°C. Les essais ont montré que le système pouvait refroidir l'air à une température de 22°C, confirmant ainsi la faisabilité technique du SWAC pour le campus. Par ailleurs, une analyse économique a comparé le système SWAC à des systèmes de climatisation conventionnels de type « split system » et des groupes d’eau glacée. Cette analyse a révélé que le système SWAC offrirait un retour sur investissement compris entre 8,6 et 12,6 ans. De plus, l'analyse a montré que ce projet réduirait les émissions de dioxyde de carbone de 2,5 tonnes par mois, mettant en avant les avantages environnementaux du SWAC [43].

La deuxième étude s’intéresse aux options de financement d'un projet SWAC destiné à la base navale américaine de Guam. Différentes stratégies ont été analysées et l'étude conclut que le recours à un contrat de performance énergétique s'avère la solution la plus adaptée. Malgré des coûts initiaux élevés pour la conception et la construction d'une telle installation, ce type de contrat permet de lancer le projet sans apport initial, en utilisant les économies d'énergie pour couvrir les dépenses, tout en transférant une grande partie des risques au prestataire [44].

1.2.3.4 Études théoriques

Plusieurs travaux de recherche ont découlé de l'étude de faisabilité effectuée pour les deux projets SWAC aux Caraïbes. Une étude a exploré l'impact des politiques d'incitation à l'adoption du SWAC, révélant que la coopération régionale entre plusieurs pays pourrait être plus efficace que des approches nationales individuelles pour promouvoir cette technologie. Un modèle de dynamique des systèmes, destiné à l'aide à la décision politique, a été utilisé pour simuler différents scénarios d'adoption, intégrant une analyse de mise à l'échelle multidimensionnelle pour identifier les interactions et les influences entre les pays. Ce modèle permet de visualiser comment les politiques et la coopération régionale peuvent accélérer l'adoption du SWAC. Les résultats de la modélisation suggèrent qu'une approche régionale pourrait augmenter l'adoption du SWAC à 60 % d'ici 2030, contre 36 % avec des politiques nationales isolées [45].

Dans une autre étude, le potentiel d'extraction d'eau de mer profonde (DOW), tenant compte des contraintes environnementales, technologiques et socio-économiques, est analysé afin de fournir une estimation réaliste du débit d'eau pouvant être prélevé dans l'océan pour cinq villes des Caraïbes : Montego Bay (Jamaïque), Puerto Plata (République Dominicaine), San Andres (Colombie), Bridgetown (Barbade) et Willemstad (Curaçao). La méthodologie repose sur un modèle numérique en régime stationnaire qui considère les variables liées à la température, la salinité, et les courants océaniques pour évaluer le potentiel d'extraction d'eau de mer pour le SWAC et l'OTEC. Les résultats montrent que ce potentiel moyen est d'environ 50 m^3/s par ville, suffisant pour couvrir plus de 100 % des besoins annuels en climatisation et 60 % de la demande en électricité dans ces localités. Cependant, ce potentiel fluctue selon les saisons, atteignant des pics d'extraction entre décembre et mars et des creux entre août et octobre [46].

La technologie SWAC suscite également un intérêt croissant dans d'autres régions du monde, notamment à Mayotte, Oman, en Floride, en Égypte, à l'île Maurice et à La Réunion. À Mayotte, le SWAC est étudié dans le cadre de scénarios de transition énergétique [47]. En Oman, le SWAC pourrait être avantageusement couplé avec des systèmes de dessalement et de permaculture marine [48]. En Floride, l'accessibilité aux ressources en eau de mer froide pourrait permettre de réduire la consommation énergétique de la climatisation de 50 % à 54 % à Fort Lauderdale et Miami, respectivement, selon un modèle simplifié d'une installation SWAC de 3,5 MWf [49,50]. En Égypte, le SWAC est envisagé pour un complexe hôtelier [51], tandis qu'à l'île Maurice, il pourrait considérablement réduire la consommation d'énergie d'un datacenter [52]. Enfin, le projet SWACool a évalué la demande de froid de plusieurs bâtiments pour optimiser leur efficacité énergétique, dont deux sont maintenant reliés au réseau Thassalia évoqué dans la section 1.2.4 [53].

En plus des systèmes SWAC, les systèmes Lake Source Cooling (LSC) et les pompes à chaleur assistées par eau de mer (SWHP) ont également fait l'objet d'études théoriques, visant à démontrer leur potentiel dans divers contextes.

Un premier exemple est une comparaison d'un système LSC et d'un système conventionnel à compression de vapeur pour une mine souterraine au Canada. Ce système utilise l'eau froide d'un lac situé à 3,42 km où l'eau est puisée à 50 m de profondeur à une température de 5°C. L'étude a révélé que ce système pourrait fournir 21,8 MW de puissance frigorifique, avec une réduction de 23 % des coûts d'investissement initiaux par rapport à un système conventionnel soit une économie de 8,7 M$. Cela s'explique principalement par l'absence d'équipements de réfrigération mécanique lourds et coûteux, qui sont nécessaires pour climatiser les mines souterraines profondes. Ces systèmes nécessitent des investissements considérables, où la chaleur due à l'auto-compression et aux équipements miniers impose l'installation de systèmes de refroidissement de grande envergure. Ce système permettrait de maintenir une température de 25°C dans la mine, répondant ainsi aux exigences de sécurité pour les environnements de travail souterrains tout en étant économiquement plus viable [54].

Un autre exemple concerne un système de pompe à chaleur à eau de mer envisagé dans le cadre d'un projet de développement urbain à Dalian, en Chine. Ce système SWHP serait capable de fournir 68 MW de chauffage en hiver et 76 MW de refroidissement en été. Les résultats de cette étude de faisabilité montrent que, bien que l'investissement initial pour le système SWHP soit supérieur à celui d'un système conventionnel (47,7 M$ contre 33,5 M$), les coûts d'exploitation annuels sont nettement inférieurs pour la solution SWHP. Le système permet de réaliser des économies significatives sur le long terme, avec un retour sur investissement estimé à d'environ huit ans. En outre, le système SWHP présente des avantages environnementaux substantiels, réduisant la consommation annuelle de charbon de près de 13 000 tonnes, ainsi que les émissions de CO2, SO2, NOx et autres polluants. Les simulations environnementales montrent également que l'impact du rejet d'eau de mer sur l'écosystème marin est négligeable [22].

Enfin, une étude récente menée en Corée du Sud a évalué la faisabilité d'un système hybride de refroidissement urbain utilisant l'eau de mer entre 5,5 et 11,5°C, spécialement adapté au puisage subissant de grandes variations de température tout au long de l'année. Ce modèle hybride combine le refroidissement direct par échangeur de chaleur, un chiller à compression centrifuge assisté par l'eau de mer, et un refroidisseur à absorption alimenté par un réseau de chaleur. Les résultats montrent que, même avec des variations de la température de l'eau de mer, le système reste compétitif avec des économies d'énergie primaire d'environ 50 %. En conditions de température constante, il pourrait offrir jusqu'à 30 % d'économies supplémentaires, renforçant sa compétitivité [55].

1.3 Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC)

1.3.1 Principe général

La technologie OTEC (Ocean Thermal Energy Conversion) ou ETM (Énergie Thermique des Mers) utilise la différence de température entre l'eau de mer profonde et la surface de l'océan pour générer de l'électricité. Cette différence de température est maximale dans les eaux équatoriales et tropicales du globe où l'écart est d'environ 20°C avec une eau profonde entre 4 et 6°C et une eau de surface entre 25 et 30°C. La conversion de l'énergie thermique en énergie électrique se fait grâce à un cycle thermodynamique qui peut être ouvert, fermé ou hybride. Les trois types de cycle applicables à l'OTEC sont représentés dans la Figure 7 ci-dessous :

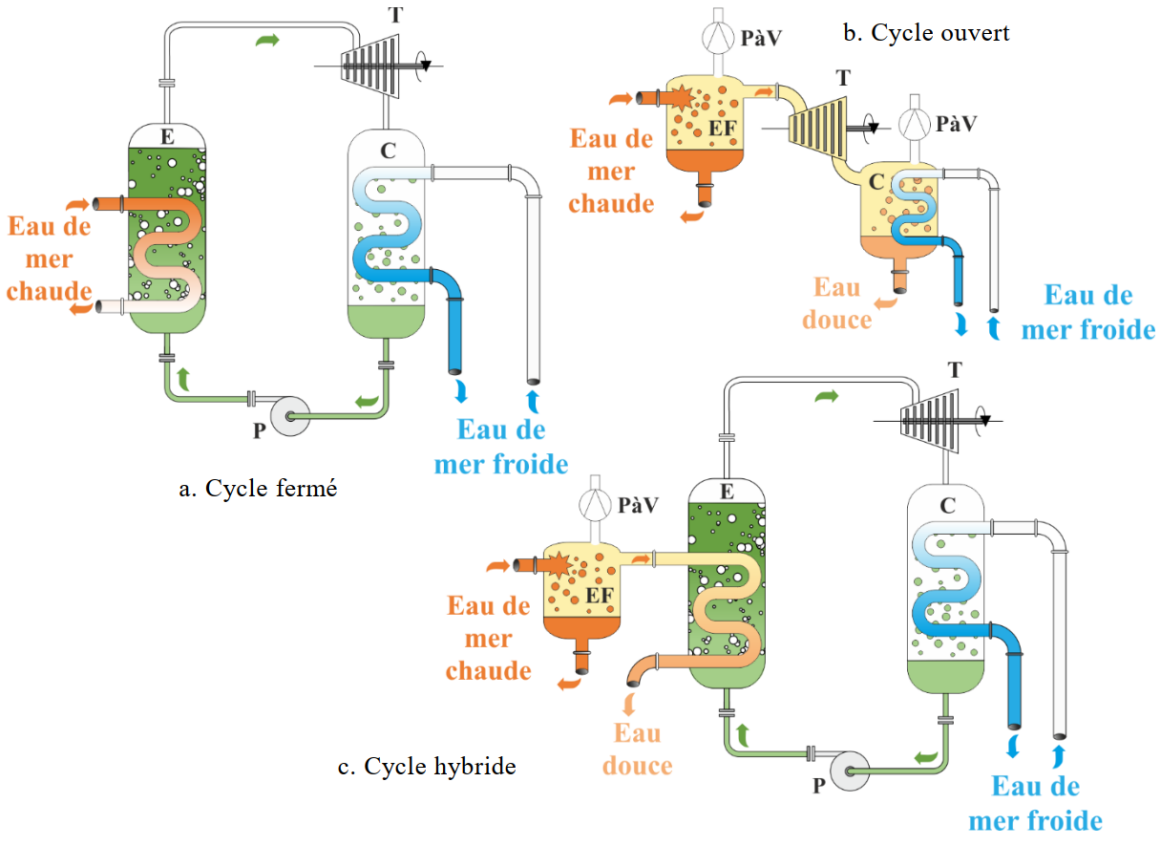


Figure 7 : Schéma de principe d'un cycle fermé, ouvert et hybride d'une installation OTEC [56]

Le cycle fermé de Rankine est le plus étudié car plus efficace que ses équivalents ouvert ou hybride [57]. Les composants principaux d'un cycle fermé sont les suivantes :

- L'évaporateur : un échangeur de chaleur où le fluide de travail s'évapore grâce à la chaleur apportée par l'eau chaude
- La turbine : dans laquelle du travail mécanique est généré par le flux de vapeur de fluide de travail qui est par la suite converti en électricité par un alternateur

- Le condenseur : un échangeur de chaleur où le fluide de travail se condense en cédant sa chaleur à l'eau de mer froide
- La pompe de fluide de travail : elle permet la circulation et la compression du fluide entre le condenseur et l'évaporateur
- Les pompes d'eau de mer : elles permettent la circulation de l'eau de mer froide et chaude dans leurs échangeurs respectifs

En ce qui concerne le cycle ouvert, il utilise directement l'eau de mer chaude comme fluide de travail. L'eau de mer chaude est évaporée dans une chambre à vide (évaporateur flash), produisant de la vapeur d'eau. Cette vapeur entraine la turbine qui génère du travail mécanique avant d'être condensée par l'eau de mer froide. Un avantage du cycle ouvert est la production d'eau douce grâce au condensat de la vapeur. Cependant, ce cycle est plus difficile à mettre en œuvre à cause des faibles pressions aux bornes de sa turbine, impliquant des turbines de grande taille. De plus, l'ajout d'une pompe à vide par rapport au cycle fermé réduit le rendement global [56].

Le cycle hybride combine les caractéristiques des cycles fermé et ouvert. Dans ce cycle, l'eau de mer chaude est d'abord évaporée dans une chambre à vide, comme dans le cycle ouvert. Cependant, au lieu d'utiliser directement la vapeur dans une turbine, elle est envoyée dans un évaporateur d'un cycle ORC (cycle fermé) où elle transfère sa chaleur à un fluide de travail. Cela permet de récupérer plus efficacement la chaleur et d'améliorer le rendement énergétique. Comme le cycle ouvert, le cycle hybride produit également de l'eau douce, mais souffre aussi des mêmes inconvénients, à savoir l'utilisation d'une pompe à vide qui réduit le rendement global [56].

Le rendement maximal de ce type de cycle, appelé rendement de Carnot, est de 6,7 % pour des sources froide et chaude respectivement à 5°C et 25°C. Ce faible rendement s'explique par un écart de température relativement faible entre la source chaude et la source froide.

1.3.2 Approche théorique

Les travaux dans la littérature scientifique sur la technologie OTEC peuvent être regroupés selon les 3 catégories suivantes :

- L'étude des échangeurs de chaleur : leur matériau et leur géométrie
- Les études des différents types de cycle et fluide de travail
- L'optimisation du système complet

Ces trois axes de recherche constituent les principales pistes d'amélioration et d'optimisation des systèmes OTEC.

1.3.2.1 Échangeurs de chaleur

Lorsqu'on aborde le dimensionnement d'un cycle OTEC, l'un des aspects principaux à considérer est la conception des échangeurs de chaleur [58]. En effet, le rendement du cycle dépend des transferts thermiques qui permettent les changements d'état du fluide de travail. Cela conduit naturellement à s'interroger sur la forme et les matériaux de ces échangeurs. Ces derniers doivent non seulement maximiser les échanges thermiques, mais aussi être capables de résister aux pressions ainsi qu'à la corrosion causée par l'eau de mer. Traditionnellement, le titane est le matériau de choix en raison de sa résistance à la corrosion. Cependant, comme pour le SWAC, le coût élevé du titane constitue un obstacle potentiel à sa mise en œuvre généralisée des systèmes OTEC.

Les résultats de l'étude de Kim et al. évoquée précédemment dans le cas du SWAC concernant les alternatives aux échangeurs en titane sont également applicables pour l'OTEC [15]. Il s'agit de plaques EONS (acier traité par oxynitruration électrodéposée), qui offrent une meilleure résistance à la corrosion ainsi qu'une amélioration du transfert de chaleur, avec des coefficients d'échange pour l'évaporation et la condensation supérieurs de 10 % à ceux des plaques en titane.

La géométrie de l'échangeur a aussi un fort impact sur la quantité de chaleur transférée car elle agit sur la surface d'échange et l'écoulement des fluides à l'intérieur. La modélisation de deux formes d'échangeurs est principalement traitée dans la littérature : les échangeurs à tubes et calandres et les échangeurs à plaques. Des corrélations permettant d'estimer les coefficients d'échange pour ces deux configurations ont été développées et validées par des expérimentations. Dans le cadre de la thèse d'Alexandre Dijoux [56], des échangeurs à tubes et calandres ont été évalués sur un prototype à terre (PAT ETM) installé à la Réunion. Quatre configurations d'échangeurs ont été testées : un condenseur horizontal à tubes et calandres, un évaporateur horizontal à tubes et calandres lisses, un évaporateur vertical à tubes lisses et un évaporateur avec arrosage d'ammoniac. Les mesures du coefficient d'échange côté

« ammoniac » pour ces différentes configurations ont été comparées à plusieurs corrélations existantes. Les résultats montrent que :

- Pour le condenseur à tubes lisses et calandre horizontal, la corrélation de Kern a donné des résultats fiables avec un écart moyen relatif de 2,1 % par rapport aux données expérimentales.
- Pour l'évaporateur horizontal à tubes lisses noyés, la corrélation de Stephan et Preusser s'est révélée la plus adaptée, avec une marge d'erreur de 10 % sur l'estimation des coefficients d'échange.
- Pour l'évaporateur vertical à tubes lisses noyés, la corrélation de Fernandez-Seara s'est montré la plus représentative avec un écart moyen relatif de 9,6 %.
- Pour l'évaporateur horizontal arrosé à tubes lisses, une corrélation a été établie par Naval Energies, mais elle demeure confidentielle.

Les écarts observés confirment la validité de ces corrélations pour de futurs modèles numériques de cycle OTEC [56].

Parallèlement, une étude dédiée aux échangeurs à plaques de Yasunaga et al. a été menée pour établir, à partir d'expérimentations, des corrélations visant à estimer leur coefficient d'échange global et leur perte de charge [59]. La méthode adoptée consiste à négliger la résistance thermique du côté du fluide de travail, car bien inférieure à celle du côté de l'eau de mer. Les corrélations s'expriment de la manière suivante, en fonction de la vitesse moyenne de l'eau de mer v_{SW} et de différents coefficients $\beta, \theta, \xi, \zeta$:

$$U_{HEX} = \xi v_{SW}^{\beta} \tag{1.1}$$

$$\Delta P_{HEX} = \zeta v_{SW}^{\theta} \tag{1.2}$$

1.3.2.2 Cycle et fluide de travail

Le rendement des systèmes OTEC dépend largement de la sélection du fluide de travail et du type de cycles thermodynamiques. Le cycle de base, généralement utilisé, est le cycle de Rankine, décrit dans la section 1.3.1. L'ammoniac est souvent choisi comme fluide de travail en raison de sa faible température de vaporisation. Le choix du fluide de travail a fait l'objet de plusieurs études les comparant sur des critères énergétiques, économiques et environnementaux afin d'identifier ceux qui sont les plus intéressants pour la technologie.

Dans la première partie de la thèse d'Alexandre Dijoux [56], une simulation de cycle OTEC a été menée en évaluant plus de cinquante fluides différents. Ces fluides ont été analysés selon quatre critères principaux : les valeurs de pression et de titre en vapeur au niveau de la turbine, l'impact environnemental mesuré par le potentiel de réchauffement global et la durée de vie atmosphérique, ainsi que la toxicité, l'inflammabilité et les performances thermodynamiques. Parmi les fluides testés, trois se sont distingués par leurs performances équilibrées : l'ammoniac (ou R717), le R507a et le R1234yf. L'ammoniac a montré d'excellentes performances thermodynamiques et un faible impact environnemental, bien que sa toxicité élevée constitue un inconvénient majeur.

Samsuri et al. ont étendu l'analyse en comparant différents fluides de travail, tels que l'ammoniac pur, le mélange eau-ammoniac et le propane, en tenant compte à la fois de leurs performances thermodynamiques et de leur coût par unité de puissance nette produite [60]. Les résultats ont révélé que le mélange eau-ammoniac se distingue par une efficacité thermique supérieure (4,04 %) par rapport à l'ammoniac pur (3,21 %) et au propane (3,09 %). Le propane et le mélange eau-ammoniac sont plus intéressant économiquement que l'ammoniac pur. Cependant, le mélange eau-ammoniac ne peut être utilisé dans un cycle de Rankine car il nécessite des étapes supplémentaires de séparation de la vapeur d'eau du fluide pour éviter sa présence dans la turbine. En complément, une autre étude de Samsuri et al. a mis en évidence que, même si l'ammoniac et le mélange ammoniac-eau offrent les meilleures performances thermiques, des alternatives comme le propane et le R32, bien que légèrement moins efficaces, présentent des avantages en termes de sécurité et de moindre impact environnemental [61].

Pour pallier les limitations du cycle de Rankine, notamment les pertes irréversibles liées à l'échange de chaleur isotherme lors de la condensation ou de l'évaporation, plusieurs cycles fonctionnant avec des fluides de travail mixtes ont été proposés, tels que le cycle de Kalina, de Uehara et de Guo Hai [62,63].

Le cycle de Kalina (Figure 8) utilise un mélange d'ammoniac et d'eau comme fluide de travail non-azéotrope. Cette caractéristique permet au fluide de présenter une température de glissement lors du changement de phase, ce qui signifie que la température du fluide varie tout au long de ce processus. Cette variation permet une meilleure correspondance entre les températures des sources chaudes et froides, réduisant ainsi les pertes irréversibles. Par conséquent, le rendement du cycle est amélioré, ce qui fait des fluides non-azéotropes une option intéressante pour les systèmes OTEC. Cependant, ces cycles nécessitent des composants supplémentaires pour séparer et mélanger les fluides.

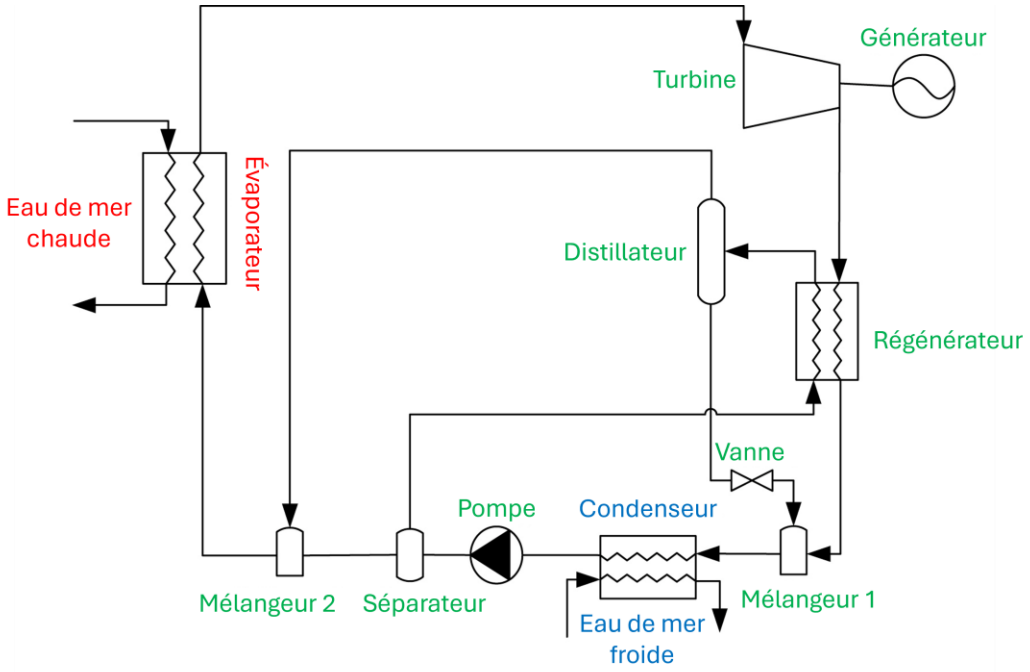


Figure 8 : Schéma de principe du Cycle de Kalina (adapté de [63])

Le cycle de Uehara, représenté dans la Figure 9, apporte une amélioration au cycle de Kalina en incorporant des processus supplémentaires de récupération de solution appauvrie en ammoniac et de régénération intermédiaire. Ces ajouts permettent de réduire davantage les pertes de chaleur, ce qui conduit à une augmentation du rendement pouvant atteindre 5,4 %.

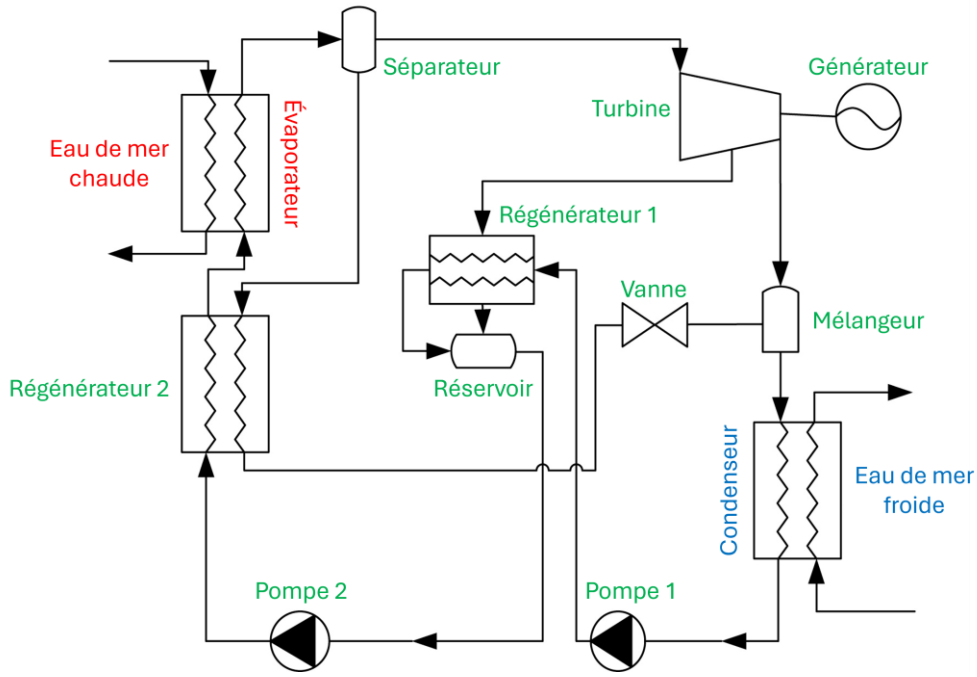


Figure 9 : Schéma de principe du cycle de Uehara (adapté de [63])

Enfin, le cycle de Guo Hai (Figure 10), plus simple que le cycle de Uehara puisqu'il n'utilise qu'une seule pompe, atteint un rendement de 5,16 % pour un écart de température de 22°C. Bien que ce rendement soit inférieur à celui du cycle de Uehara, il reste supérieur à celui du cycle de Kalina.

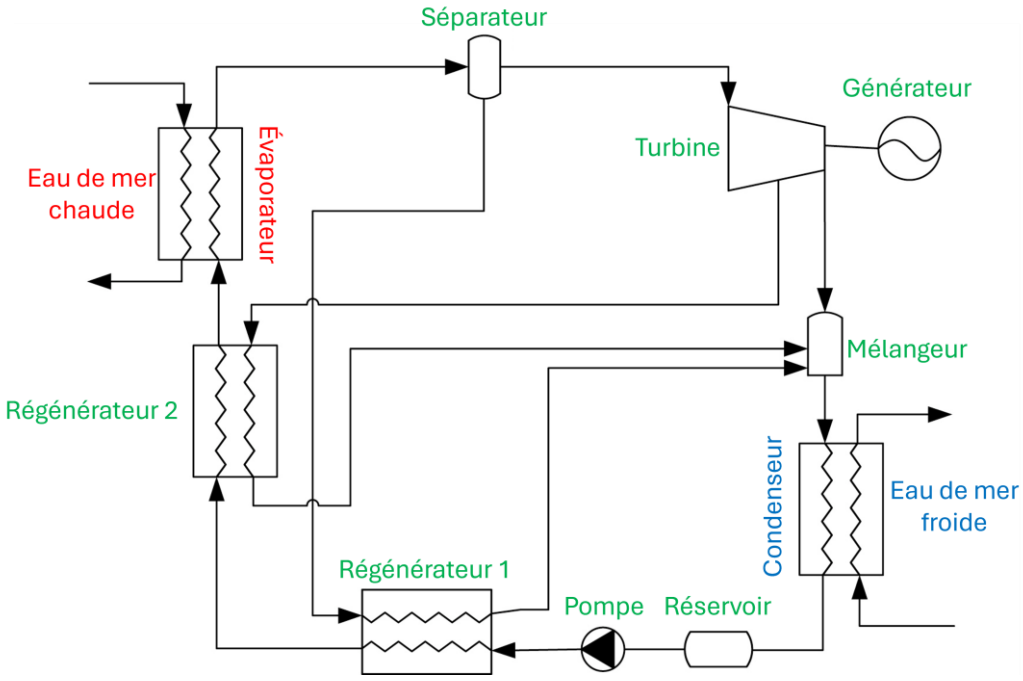


Figure 10 : Schéma de principe du cycle de Guo Hai (adapté de [63])

Ikegami et al. ont étudié un cycle de Rankine à double étage (Figure 11) afin de maximiser l'échange de chaleur et l'ont comparé au cycle de Kalina et au cycle de Rankine simple [64]. Les résultats montrent que le cycle de Rankine à double étage, lorsqu'il utilise l'ammoniac

comme fluide de travail, atteint une puissance maximale proche de celle du cycle de Kalina, tout en réduisant les pertes irréversibles dans le processus d'échange de chaleur. Le cycle à double étage permet une meilleure exploitation de la température de l'eau de mer chaude. Par exemple, dans le cas de l'ammoniac, la variation de température de l'eau de mer chaude est de 5,72°C, contre 5,17°C pour le cycle simple, avec une puissance maximale de 6,35 MW pour le cycle à double étage, contre 5,75 MW pour le cycle simple.

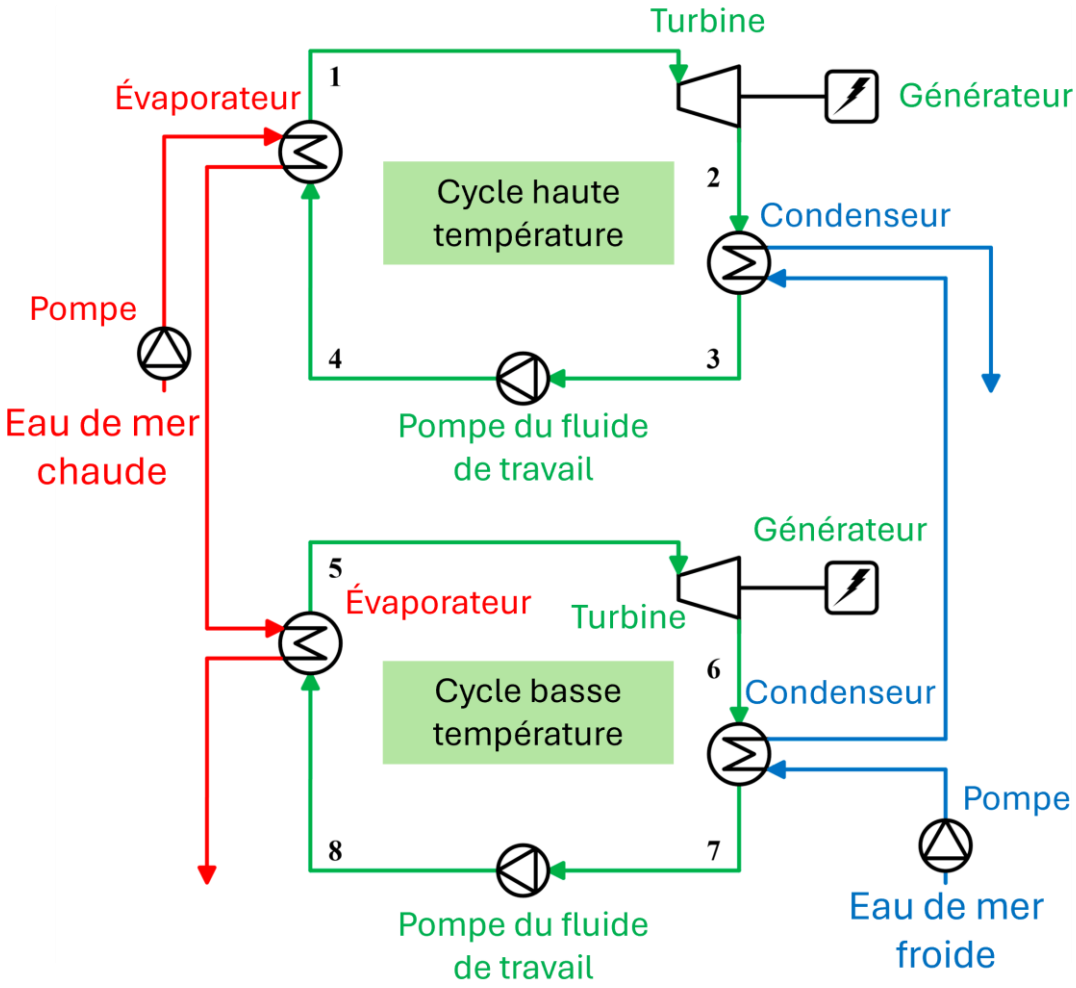


Figure 11 : Schéma de principe du cycle de Rankine à double étage (adapté de [64])

Bharathan confirme que l'augmentation du nombre d'étages dans un cycle de Rankine permet une utilisation plus efficace de la source d'eau de mer et génère une puissance nette plus élevée. Cependant, cette augmentation de la puissance diminue à mesure que le nombre d'étages augmente. En parallèle, la surface des échangeurs de chaleur augmente de manière quasi linéaire avec le nombre d'étages, ce qui constitue un facteur limitant. Étant donné que la mise en place du puisage d'eau de mer froide représente le coût le plus élevé dans les systèmes OTEC, l'optimisation économique conduit à privilégier des cycles à deux ou trois étages pour ces systèmes fermés [65].

1.3.2.3 Système complet

Bien que l'amélioration des performances des composants individuels du cycle OTEC soit une étape cruciale, l'optimisation globale du système nécessite une modélisation intégrée et complète de l'ensemble du cycle. L'état de l'art traite donc aussi de la modélisation du système OTEC entier, avec par exemple le modèle développé par l'entreprise Hawaïenne Makai Ocean Engineering appelé le « Makai OTEC Thermodynamic and Economic Model (MOTEM) ». Ce modèle estime les températures de fonctionnement optimales des échangeurs de chaleur ainsi que les débits d'eau de mer associés, qui sont sensibles aux variations des courbes de performance des échangeurs. Une déviation par rapport aux paramètres optimaux entraîne une réduction de la puissance nette produite pour une configuration de cycle OTEC donnée. Les paramètres de fonctionnement de l'OTEC sont optimisés par rapport au ratio des coefficients de transfert de chaleur global entre l'évaporateur et le condenseur. Cette méthode permet d'atteindre entre 93 % et 99 % de la puissance maximale disponible [66].

Au-delà de l'optimisation des échanges thermiques, d'autres facteurs peuvent se révéler importants, comme la pression de sortie de la turbine, la pression de sortie de la vanne d'expansion (dans le cas des cycles de Kalina et Uehara), le rendement de la turbine et de la pompe, la perte de charge dans l'évaporateur et le condenseur, ainsi que le titre en vapeur à la sortie du refroidisseur. Yoon et al. proposent un cycle OTEC à haute efficacité utilisant le R717. Pour fournir les données de conception de base concernant les variables opérationnelles de ce cycle, ses performances ont été analysées en termes de puissance thermique échangée à l'évaporateur, de puissance thermique échangée au condenseur, de travail mécanique total et de rendement en utilisant le programme HYSYS. Les performances de ce cycle OTEC sont principalement influencées par le rendement de la turbine, la perte de charge dans l'évaporateur et le titre en vapeur à la sortie du refroidisseur. Le rendement des cycles de Uehara, de Kalina et de celui proposé par cet article sont respectivement de 2,379 %, 2,361 % et 2,401 %. Le cycle OTEC proposé par Yoon et al. présente l'efficacité la plus élevée parmi les trois autres cycles, mais nécessite le développement d'une turbine à haut rendement et le contrôle optimal du titre en vapeur à la sortie du refroidisseur [67].

Lee et al. proposent l'ajout d'éjecteur vapeur-vapeur à l'entrée du condenseur afin d'augmenter la différence de pression à l'entrée et à la sortie de la turbine [68]. Avec des éjecteurs correctement dimensionnés, des paramètres de fonctionnement adéquats, et en utilisant le fluide de travail R32 dans les deux cas, le système OTEC proposé affiche un rendement de 2,47 % contre 2,2 % pour le cycle OTEC basique (Figure 7) soit une augmentation relative de 15 %.

La bibliographie ne se limite pas à l'analyse énergétique des systèmes OTEC mais aborde également les aspects technico-économiques des cycles OTEC fermés pour des installations à terre. Bernardoni et al. ont développé un modèle Matlab pour maximiser le rapport entre production d'électricité et surface des échangeurs en fonction des paramètres de conception de l'installation comme la différence de température entre l'eau de mer froide et chaude, ou le pincement des échangeurs [69]. Chaque composant de l'installation est analysé, et des échangeurs de chaleur à plaques sont sélectionnés pour l'évaporateur et le condenseur, puis dimensionnés avec précision à l'aide d'Aspen EDR. En ce qui concerne la turbine, son rendement isentropique est estimé par un code interne nommé Axtur, permettant de déterminer une taille préliminaire des étages (c'est-à-dire le diamètre moyen, la hauteur des aubes et le vecteur de vitesse). Pour une température d'eau de mer chaude de 28°C, une température d'eau de mer froide de 4°C et un débit de 8500 kg/s prélevé à une profondeur de 1000 m, le cycle de Rankine simple à l'ammoniac, identifié comme la meilleure solution, a une efficacité de 2,2 % et une production nette de 2,325 MW_e. Les auteurs estiment un coût actualisé de l'énergie (LCOE) de 269 $€/MWh_e$, confirmant que la technologie OTEC est intéressante principalement pour les zones reculées ayant un prix de l'électricité élevé.

Parallèlement, d'autres stratégies ont été explorées pour accroître l'efficacité de l'OTEC, comme l'utilisation combinée avec de l'énergie géothermique venant de gaz naturel brut chauffé. Ce cycle appelé GeOTEC (Ge-Ocean Thermal Energy Conversion) consiste à rajouter une étape de surchauffe de la vapeur d'ammoniac en sortie d'évaporateur grâce à la chaleur géothermique. D'après des résultats de simulation, ce type de cycle pourrait atteindre un rendement maximal de 4,61 % pour une température de surchauffe de 80°C [70].

Une autre façon d'augmenter la température du côté de la source chaude est le couplage avec un capteur solaire à concentration. My et al. montrent, par la simulation, qu'une centrale OTEC de 100 kW couplé à un collecteur solaire peut atteindre une efficacité nette de 7,7 % contre 2,2 % sans énergie solaire [71].

Ces études, tout comme celles menées pour le SWAC, démontrent le potentiel prometteur de la technologie OTEC. Toutefois, l'approche expérimentale, fondée sur des déploiements réels réussis, reste essentielle. La section suivante explore ces aspects à travers l'examen des implémentations actuelles et des études de cas.

1.3.3 Études de cas et implémentations actuelles d'installations

1.3.3.1 Les installations existantes

Il existe deux installations OTEC fonctionnelles et connectées au réseau électrique dans le monde (Figure 12). La première installation, celle de Makai Ocean Engineering, est une installation de 105 kW située au NELHA (Natural Energy Laboratory of Hawaii Authority), à Hawaï. Ce système fonctionne avec un cycle de Rankine fermé et utilise l'ammoniac comme fluide de travail. La structure a été construite en 2011, et l'OTEC a été mis en service en 2015 et l'objectif principal de cette installation est l'évaluation des performances des échangeurs de chaleur. Connectée au réseau électrique local, cette installation est la plus puissante installation OTEC reliée à un réseau électrique [12].

Le second système est l'OTEC Demonstration Facility située à Kumejima, Okinawa, au Japon. Cette installation, d'une puissance nominale de 100 kW répartie sur deux unités de 50 kW, fonctionne avec un cycle de Rankine à double étage, l'une utilisant le fluide R134a et l'autre de l'ammoniac. Achevée en mars 2013, cette installation a pour objectif principal, à l'instar de celle d'Hawaï, de simuler et d'évaluer les performances des échangeurs de chaleur. Le système fonctionne en continu de manière automatique et est connecté au réseau électrique local. Depuis sa mise en service, des données ont été collectées dans diverses conditions de fonctionnement. De plus, les échangeurs de chaleur sont dimensionnés pour permettre une extension vers des installations de plus grande envergure, et l'eau rejetée par l'OTEC est réutilisée dans diverses industries [12,72].



Figure 12 : Installations OTEC fonctionnelles de Hawaï (à gauche) et d'Okinawa (à droite) [73]

En complément des installations OTEC fonctionnelles d'Hawaï et d'Okinawa, une autre installation pilote notable est située en Corée du Sud, qui a fait l'objet d'une démonstration publique à la fin de 2013 [74]. Développée par le Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering (KRISO), cette installation OTEC a une capacité de 20 kW et utilise un cycle fermé avec le fluide de travail R32 (Difluorométhane). Installée à Goseong, elle vise à évaluer les performances du système dans des conditions réelles (Figure 13). Un article de Lee et al. présente le dimensionnement ainsi que les caractéristiques de performance de cette installation pilote [75].



Figure 13 : Installation OTEC pilote de Goseong en Corée du Sud [75]

Elle fonctionne avec une température d'eau de mer chaude de 26,2°C pour un débit de 87 kg/s et une température d'eau de mer froide de 4,9°C pour un débit de 44,9 kg/s. Les puissances thermiques échangées à l'évaporateur et au condenseur sont respectivement de 1050 kW et 1040 kW, avec un débit de fluide de travail de 3,6 kg/s. Cependant, bien que les performances réelles soient conformes aux estimations issues des simulations, en pratique elles varient considérablement en fonction de la différence de température entre l'eau de mer chaude et l'eau de mer froide. Une différence de température de 21,3°C permet à l'installation de produire une puissance électrique de 20,1 kW avec une efficacité du cycle de 1,91 % (régime nominal). Lorsque cette différence de température diminue à 19°C, la puissance produite chute à 15,5 kW avec une efficacité du cycle à 1,73 %, soit une baisse de 21 %. Une réduction plus importante à 17,2°C, entraîne une diminution de 39 % de la production, soit une puissance produite de seulement 12,3 kW et une efficacité de 1,45 %. Ces résultats soulignent l'importance cruciale de maintenir un approvisionnement stable en source de chaleur pour garantir une production efficace.

1.3.3.2 Les études théoriques

Après avoir examiné les installations existantes de systèmes OTEC à travers le monde, il est pertinent de s'intéresser à l'évaluation économique de cette technologie pour mieux comprendre ses perspectives de développement. Un rapport de 2024, rédigé par Luis Vega et Benjamin Martin [76], explore les coûts actuels des équipements OTEC et leurs potentiels de réduction grâce aux avancées technologiques. L'étude a révélé que les progrès des technologies et infrastructures offshore ont permis de réduire considérablement les coûts des systèmes OTEC, bien que l'inflation ait parallèlement entraîné une hausse des prix. Les LCOE pour les premières générations de centrales OTEC restent très élevés. Par exemple, une centrale OTEC de 10 MW utilisant un cycle fermé et des composants standard a un LCOE estimé entre 0,37 et 0,46 $/kWh. Toutefois, des réductions de coûts sont attendues pour les générations suivantes, notamment grâce à des conceptions différentes permettant d'atteindre un LCOE de 0,30 $/kWh sans subvention, voire 0,18 $/kWh avec subvention et une longue durée de vie (25 ans). L'étude recommande également l'établissement d'une démonstration pré-commerciale offshore de 5 MW comme étape clé vers une mise en œuvre plus large. Les sites avec un gradient thermique plus élevé sont particulièrement avantageux, car ils augmentent la production nette. Par exemple, pour un site avec une différence de température de 24,5 ºC, la production peut être environ 40 % plus élevée, réduisant ainsi le LCOE à environ 0,19 $/kWh pour une centrale commerciale de 50 MW avec un financement concessionnel. Pour les installations OTEC onshore, la mise en œuvre est plus réaliste lorsqu'elle est associée à un projet d'infrastructure distinct pour le puisage d'eau de mer profonde, soutenant des applications énergétiques, hydriques et alimentaires. L'OTEC peut ainsi fournir des services supplémentaires tout en réduisant les risques associés au développement initial des industries utilisant l'eau profonde, en agissant comme un locataire principal. Des scénarios basés sur les coûts estimés d'une installation onshore de 1 MW par l'entreprise japonaise IHI Plant Construction montrent qu'il est possible d'atteindre un LCOE inférieur à 0,20 $/kWh, ce qui reste compétitif par rapport aux prix actuels de l'électricité produite par des générateurs diesel, estimés à 0,10 $/kWh (ce coût de l'énergie électrique d'origine fossile n'incluant pas le CAPEX ni l'OPEX de la centrale) [76]. Il est également important de préciser que, dans de nombreuses régions du monde, les coûts de l'électricité sont nettement plus élevés, rendant ces systèmes encore plus attractifs économiquement.

Dans une démarche visant à optimiser économiquement la conception des centrales OTEC, Langer et al. ont exploré la validité de l'affirmation « plus c'est grand, mieux c'est » en matière de dimensionnement des installations [77]. L'objectif de l'étude était de déterminer quelle conception permettrait de rendre un système OTEC économiquement le plus viable, en tenant

compte des variations saisonnières de température des puisages d'eau de mer chaude et froide. Pour se faire, les auteurs ont utilisé 19 ans de données de température de l'eau de mer, relevées toutes les trois heures, pour estimer et comparer les coûts actualisés de l'électricité (LCOE) pour différents systèmes. L'étude a révélé que les cycles OTEC, dimensionnés en fonction des variations de température des sources chaude et froide, offrent une production d'énergie à la fois plus élevée et plus stable, soulignant ainsi l'avantage de l'OTEC comme source de production continue. Ces installations OTEC, souvent désignés par le principe « plus c'est grand, mieux c'est », se montrent économiquement avantageux dans les régions où les variations de température de l'eau de mer sont modérées à faibles, car le surcoût par rapport à une installation plus petite peut être compensé par une production électrique accrue. En revanche, dans les régions où les variations de la température de surface sont plus importantes, ce surcoût rend ce modèle moins attractif, et les systèmes légèrement plus petits atteignent les LCOE les plus bas. Les résultats de l'étude soulignent l'importance d'une évaluation précise des ressources thermiques locales pour estimer la performance économique des systèmes OTEC. Il est important d'avoir des estimations précise de températures des sources pour le dimensionnement, car les systèmes basés sur des estimations trop optimistes risquent de se révéler techniquement et économiquement moins performant. Le modèle développé par les auteurs a été testé avec diverses hypothèses de coûts, de diamètres de conduite d'eau de mer, et de profils de température pour quatre sites différents en Indonésie, dont Ende, où une centrale de 136 MW brut a été étudiée. Le LCOE le plus bas observé pour cette centrale est de 0,15 $/kWh, avec une valeur actuelle nette de 49 millions de dollars US, ce qui est comparable au tarif local de 0,16 $/kWh. En ce qui concerne les conduites de puisage d'eau de mer, les auteurs ont constaté que l'utilisation de plusieurs petites conduites plutôt qu'une grande peut augmenter la faisabilité technique et économique de l'OTEC à grande échelle.

En parallèle des travaux abordant les aspects économiques généraux de la technologie, des études de cas localisées ont été menées dans des régions également propices au SWAC, telles que la Colombie [78], l'Indonésie dans le cas d'une centrale de 100 kW [79], La Réunion [80] et la Floride [81], où des potentiels ont été identifiés. Le Mexique a également été identifié comme propice à cette technologie, et une sélection de sites optimaux pour une centrale offshore de 50 MW a été réalisée parmi quatre localisations : Puerto Angel, Cabo San Lucas, Cozumel et Lazaro Cardenas. Les deux premiers sites ont été retenus en raison de leur potentiel de production d'électricité de plus de 50 MW plus de 40 % du temps [82].

1.4 Considérations socio-environnementales

1.4.1 Impacts environnementaux

Bien que les systèmes énergétiques exploitant l'eau de mer profonde représentent une solution prometteuse pour répondre aux besoins énergétiques des îles et des villes côtières, ces systèmes présentent des interactions potentielles avec l'environnement marin. Les impacts environnementaux peuvent survenir aussi bien lors de la phase de construction que pendant l'exploitation.

Durant la phase de construction, la mise en place des conduites de puisage et de rejet nécessaires aux systèmes SWAC et OTEC onshore a un impact environnemental qui peut être minimisé par des techniques de microtunnelage et de forage directionnel horizontal. Les plateformes offshore OTEC, quant à elles, peuvent perturber les écosystèmes benthiques (proche du fond marin) et pélagiques (loin du fond marin) pendant l'installation et la construction des conduites et systèmes d'ancrage [83].

Pendant la phase d'exploitation, plusieurs types d'impacts environnementaux peuvent survenir. L'eau prélevée à grande profondeur et rejetée moins profond, par exemple, peut entraîner des impacts d'ordre thermique, en modifiant localement la température des eaux de surface, ou des impacts biologiques, en affectant les écosystèmes marins, notamment le phytoplancton. L'impact potentiel d'un rejet d'eau de mer profonde dans les eaux de surface pour une centrale OTEC, aussi appelé upwelling artificiel, a été étudié sur le phytoplancton en Martinique dans le cadre de la thèse de Mélanie Giraud [84]. Les impacts ont été estimés par la modélisation numérique et des expérimentations en microcosmes in situ après une caractérisation des propriétés physico-chimiques, biogéochimiques et biologiques du site d'étude :

- Les simulations numériques ont évalué les impacts thermiques pour différents scénarios de rejet d'eau profonde, les résultats indiquent que les modifications thermiques devraient être très faibles et limitées à une petite superficie (moins de 3 km²) pour un rejet entre 45 m et 500 m de profondeur, même pour des débits très élevés.
- Les expérimentations en microcosmes ont mis en évidence que le rejet n'impacte la communauté phytoplanctonique de manière significative qu'au niveau du maximum de chlorophylle pour un fort apport d'eau profonde (10 %). Un mélange de 2 % d'eau de fond avec de l'eau de surface, ou un rejet à la base de la zone photique ne devraient pas avoir d'impact sur le phytoplancton. Il est donc préconisé de rejeter l'eau de mer sous la base de la couche euphotique (couche supérieure des océans où la lumière est assez intense pour permettre la photosynthèse) pour diminuer les risques de perturbations [85,86]

En plus de ces deux impacts, d'autres ont été identifiés, bien qu'ils n'aient pas été quantifiés ni étudiés de manière approfondie. Ils incluent les éléments suivants :

- La conduite de puisage pourrait aspirer des organismes marins, notamment les plus petits et les moins mobiles, entraînant des risques de mortalité en raison des changements rapides de l'environnement à l'intérieur du système [52,83,87,88].
- La solubilité des gaz dissous dans l'eau de mer pompée est modifiée par les variations de température et de pression, ce qui peut provoquer un dégazage du CO_2 dissous. Toutefois, la quantité de CO_2 ainsi libérée reste bien inférieure aux émissions d'une centrale à combustibles fossiles. Les variations de concentration en CO_2 modifient le niveau de pH de l'eau de mer, ce qui peut accroître les préoccupations liées à l'acidification des océans et perturber l'écosystème marin, la biodiversité et la chaîne alimentaire [83,89,90].
- Ces systèmes peuvent aussi générer du bruit, ce qui peut perturber la communication et les comportements des poissons et des mammifères marins [83,88].
- Par ailleurs, les champs électromagnétiques des câbles de transmission d'électricité des systèmes offshore peuvent affecter les organismes marins utilisant l'électroréception pour la navigation et la recherche de nourriture [83].

Outre les impacts liés à l'exploitation en fonctionnement nominal des systèmes, des impacts accidentels peuvent également survenir, avec des conséquences environnementales graves. Dans le cas des systèmes OTEC en cycle fermé, des fluides de travail toxiques, tels que l'ammoniac, sont souvent utilisés. Les fuites potentielles de ces fluides doivent être rigoureusement contrôlées pour éviter des dommages environnementaux majeurs [91]. De plus, les produits chimiques utilisés pour contrôler le biofouling et la corrosion peuvent s'accumuler dans les tissus des organismes marins, et se propager dans la chaîne alimentaire [52,83,87].

1.4.2 Aspects sociaux

Les projets d'énergie marine, y compris ceux associés à l'eau de mer profonde, présentent des implications environnementales et techniques importantes. Cependant, il est tout aussi crucial de considérer les aspects sociaux qui accompagnent ces projets. En effet, la dimension socio-économique joue un rôle déterminant dans l'acceptation et la réussite de ces réalisations. L'axe social et économique mis en évidence dans la bibliographie est principalement centré sur les études de coût-bénéfice. La majorité des travaux publiés jusqu'à présent abordent trop peu les besoins économiques des populations locales et leur point de vue sur les changements environnementaux potentiels. Il est donc essentiel de mener des études locales approfondies pour évaluer les bénéfices sociaux et économiques que les systèmes énergétiques utilisant l'eau de mer profonde apporteront aux populations. En effet, l'intégration de ces communautés dans le processus décisionnel permet d'éviter d'éventuels problèmes futurs qui pourraient compromettre la viabilité des projets [92].

Malgré un manque d'études sur les aspects sociaux de ces projets, l'opinion publique vis-à-vis du SWAC a déjà été étudiée dans le cas de Hawaï par Lilley et al. [93]. Une enquête postale a été menée auprès des résidents de l'île d'Oahu pour évaluer leur connaissance et leur opinion sur cette technologie. L'enquête a été envoyée à 2000 résidents répartis en six régions stratifiées, c'est-à-dire des sous-groupes géographiques définis pour garantir une représentation équitable de l'île. Les résultats montrent que 55 % des répondants connaissaient l'existence du SWAC avant l'enquête, que 62 % soutiennent l'installation d'un système SWAC à Waikiki, contre 7 % d'opposants. Les arguments en faveur du SWAC sont principalement liés aux économies sur les coûts, au développement d'une technologie innovante, à la meilleure exploitation d'une ressource renouvelable ainsi qu'à la réduction de l'utilisation des combustibles fossiles. Les opposants expriment principalement des préoccupations environnementales liées aux impacts potentiels sur les récifs coralliens et à la prolifération d'algues. Les principales préoccupations des indécis concernent plutôt le coût du développement du SWAC et ses impacts potentiels sur les résidents locaux, notamment la crainte que le coût élevé du projet n'entraîne une hausse des charges économiques pour la population. Malgré une majorité favorable au SWAC, il se classe avant-dernier parmi neuf technologies de production d'énergie, selon l'ordre dans lequel les répondants estimaient qu'elles devraient être développées à Hawaï, avec le solaire photovoltaïque, l'éolien et le solaire thermique en tête. Ce mauvais classement s'explique par la méconnaissance du SWAC par rapport à d'autres systèmes, ainsi que par le fait que le SWAC est mieux adapté aux grandes structures qu'aux résidences individuelles. L'étude a également examiné les effets des informations sur les bénéfices et impacts potentiels du SWAC sur le soutien du public. Les informations sur les bénéfices ont tendance à augmenter le soutien parmi

les indécis, mais ont peu d'effet sur les opposants. Les impacts négatifs potentiels, tels que les dommages aux récifs, réduisent significativement le soutien même parmi les partisans actuels. L'analyse multivariée a révélé que les facteurs les plus déterminants dans le soutien au SWAC sont l'âge des participants, leur affiliation politique, leur localisation, ainsi que leurs connaissances de la technologie et l'importance perçue de celle-ci pour le tourisme. Les personnes ayant les revenus les plus élevés sont moins susceptibles de soutenir le SWAC. En revanche, ceux qui considèrent que le SWAC bénéficiera au tourisme sont plus enclins à le soutenir. Enfin, les résidents de Waikiki sont globalement plus favorables au SWAC que ceux des autres régions de l'île.

La dynamique d'adoption des technologies innovantes comme le SWAC dépend en grande partie des perceptions publiques et des politiques d'incitation. Une simulation de l'adoption du SWAC, dans le cas de la Jamaïque, a également montré que le soutien public est souvent limité par le coût élevé des premières installations et par la méconnaissance des avantages à long terme de la technologie. Les gouvernements peuvent ainsi jouer un rôle crucial en finançant les premières installations ou par le biais d'incitations financières, avec, par exemple, une politique où le gouvernement finance 100 % de la première conduite SWAC afin d'accélérer l'adoption de la technologie. Une sensibilisation accrue et des campagnes d'information sur les avantages de la technologie sont également bénéfiques pour l'acceptation et l'adoption du SWAC, comme dans le cas de Hawaï [94].

Hernández-Romero et al. proposent un cadre décisionnel intégrant un acteur dominant, défini comme le participant ayant le plus d'influence dans le processus de décision, dans la conception de systèmes SWAC pour des complexes touristiques. L'approche multi-objectifs utilisée permet de concilier les intérêts des différentes parties prenantes, tout en mettant l'accent sur les préférences de l'acteur dominant. Ce dernier, généralement l'investisseur principal, exerce une forte influence qui tend à privilégier les objectifs économiques. Les différences notables entre les solutions prenant en compte l'égalité des parties prenantes et celles qui considèrent la dominance d'un acteur sont illustrées par cette approche. L'étude, basée sur une modélisation mathématique et des simulations pour des hôtels à Cancun, montre que les compromis peuvent équilibrer les objectifs économiques et environnementaux, l'acteur dominant jouant un rôle déterminant dans le résultat final. La méthodologie développée offre un cadre permettant d'évaluer l'impact des préférences des parties prenantes et propose des solutions équilibrées pour les projets d'énergie renouvelable, tout en recommandant l'adoption de cadres décisionnels flexibles pour intégrer les priorités environnementales et sociales [95].

1.5 Autres valorisations

1.5.1 Désalinisation

La production d'eau douce est devenue un enjeu majeur à l'échelle mondiale, face à la raréfaction des ressources en eau douce aggravée par le changement climatique. Les méthodes de désalinisation disponibles commercialement sont divisées en deux catégories principales : les technologies thermiques et celles à membrane. Bien que les méthodes thermiques aient été dominantes, elles sont progressivement remplacées par les technologies à membrane qui sont moins énergivores. L'osmose inverse, ou Reverse Osmosis (RO), est la méthode la plus courante, elle représente environ 70 % de la capacité mondiale installée [96]. Le développement des systèmes énergétiques utilisant l'eau de mer profonde présente également un intérêt pour la production d'eau douce, que ce soit à travers une installation OTEC en cycle ouvert [97], qui produit également de l'eau douce, ou par le couplage du SWAC avec un système d'osmose inverse, plutôt que de les utiliser comme deux systèmes séparés [98].

Selon un article modélisant un OTEC en cycle ouvert appliqué à un cas d'étude au Mexique, cette technologie présente un grand intérêt pour la production d'eau potable et d'électricité, car elle peut s'adapter aux variations de la demande en énergie et en eau des utilisateurs finaux, grâce à sa flexibilité en termes de conception et de modes de fonctionnement. En ajustant les débits d'eau de mer et la taille des équipements, le système peut maximiser la production d'électricité ou d'eau douce en fonction des priorités définies. Cependant, une augmentation de la production d'énergie entraîne une réduction de celle de l'eau douce et inversement. Les résultats de cette étude montrent également que la solution la moins coûteuse ne vise pas à couvrir l'intégralité des besoins en eau et en électricité, et reste donc connectée aux réseaux électriques et d'eau. En revanche, la solution la plus respectueuse de l'environnement est plus onéreuse, car elle implique de dimensionner l'installation pour répondre à 100 % des besoins en eau et en énergie, assurant ainsi une autosuffisance totale sans dépendre des réseaux ni des sources d'énergie fossiles. Les émissions de gaz à effet de serre sont principalement générées par le pompage de l'eau de mer, mais ce système permet de réduire les émissions jusqu'à 95 % par rapport aux solutions conventionnelles [99].

Des couplages entre ORC et système de dessalement ont été proposé pour produire électricité et eau douce simultanément. Les résultats de modélisation de Ma et al. montrent qu'un cycle OTEC de 100 kW de ce type produirait également 58,874 tonnes d'eau douce par jour [100].

Toujours dans cette démarche de valorisation maximale de l'eau de mer profonde, une étude s'est penchée sur le développement d'un nouveau cycle permettant de combiner refroidissement, désalinisation et production d'électricité. Ce cycle est l'association d'un cycle de Kalina avec un mélange ammoniac-eau comme fluide de travail, d'un cycle de réfrigération par éjecteur (ERC) et d'une unité de désalinisation par évaporation flash et pulvérisation (SFE). Le système a été modélisé en régime permanent, et une analyse de sensibilité a été réalisée sur des paramètres d'opération comme la pression, la température de génération de vapeur, la concentration d'ammoniac, ainsi que la pression de condensation, afin d'évaluer les performances thermodynamiques et exergoéconomiques du système. Les résultats montrent que le cycle proposé est plus performant en termes de rendement énergétique, exergétique et de production nette d'électricité, par rapport au cycle de Kalina seul et aux systèmes multi-générations (capables de générer plusieurs formes d'énergie ou produits simultanément) basés sur le cycle ORC [101].

Enfin, d'autres études théoriques ont été menées, comme à Malé aux Maldives, sur un couplage SWAC et RO permettant de produire simultanément 49 MWf de puissance frigorifique et 1 m^3/s d'eau douce pour une consommation électrique de 12 MW, provenant du réseau électrique. Ce couplage permet de rejeter l'eau de mer entre 15 et 18°C de plus que la température de puisage contre 5 à 7°C pour un SWAC classique, le potentiel thermique de l'eau de mer profonde s'en trouvant mieux valorisé [98].

L'intégration de l'OTEC combiné à d'autres sources d'énergie renouvelable telles que l'énergie solaire thermique et éolienne a été étudiée pour le cas de la ville côtière de Bushehr en Iran. Le système modélisé sous EES a montré une capacité de production de 4,84 GWh d'électricité et d'environ 429000 m³/h d'eau douce par an. L'intégration de générateurs thermoélectriques (dispositifs qui convertissent directement la chaleur en électricité grâce à l'effet Seebeck) et de panneaux solaires thermiques améliore l'efficacité exergétique du cycle OTEC, qui atteint un rendement maximal de 13,25 %, tout en maintenant des coûts de fonctionnement compétitifs à 72,17 $/heure. Cette approche est particulièrement adaptée aux régions côtières bénéficiant d'un fort potentiel en éolien, solaire et en différence de température océanique [102].

1.5.2 Aquaculture

La sécurité alimentaire devient aussi un enjeu majeur à mesure que la population mondiale continue d'augmenter et que les terres agricoles se dégradent. L'utilisation de l'eau de mer profonde pour fertiliser les océans, et ainsi potentiellement augmenter la production marine, pourrait devenir de plus en plus pertinente. Malgré les potentiels impacts environnementaux liés au rejet d'eau de mer profonde en surface décrits dans la section 1.5.1, ce rejet peut également être revalorisé pour l'aquaculture, en raison de sa faible température par rapport aux eaux de surface et de sa richesse en nutriments, caractéristiques de l'eau de mer située sous la zone euphotique des océans. De multiples essais menés dans la baie de Toyama et au large de l'île d'Ikituki au Japon ont démontré qu'une augmentation des nutriments dans l'eau de mer peut stimuler la production primaire, notamment la croissance du phytoplancton, ce qui augmente la production secondaire, comme celle des poissons planctonivores tels que les sardines ou anchois [103].

L'utilisation de l'eau de mer profonde pour des applications en aquaculture est envisagée à Taïwan [104], surtout dans l'est du pays. Comme le coût du pompage de l'eau de mer profonde est dissuasif, deux solutions sont proposées, la première consiste à revaloriser le rejet d'une centrale OTEC, en utilisant cette eau pour des applications en aquaculture avant de la rejeter. La seconde consiste à se concentrer exclusivement sur l'aquaculture du saumon, en pompant de l'eau à environ 250 à 300 m de profondeur, à une température comprise entre 12 et 15°C. Cette eau serait exploitée au maximum en la réutilisant à différentes étapes de production avant son rejet dans l'océan. Ainsi, l'effluent produit par l'aquaculture du saumon peut être utilisé dans une première phase pour la culture de crustacés ou d'algues, puis réutilisé dans une seconde phase pour la culture de poissons [105].

Finalement, il semble crucial de proposer une solution intégrée qui réponde aux besoins en électricité, en refroidissement, en eau potable et en nourriture pour développer les systèmes énergétiques utilisant l'eau de mer profonde. Cette approche, qui combine l'OTEC, le SWAC, les systèmes de désalinisation et l'aquaculture, offre des synergies qui améliorent la rentabilité globale du système. Elle est particulièrement pertinente pour les îles tropicales, où les besoins en ces quatre ressources sont souvent pressants. En multipliant les services rendus par le système, non seulement l'efficacité économique est accrue, mais cela contribue également à la résilience et à la durabilité des îles. Osorio a réalisé une étude de cas pour l'île de San Andrés, en Colombie, afin d'illustrer cette approche globale à travers le concept d'un « Ocean Technology Ecopark » (OTEP), qui regroupe toutes les technologies utilisant l'eau de mer profonde. Il conclut sur l'importance de l'engagement des autorités locales et nationales pour garantir le succès de ce type de projet [106].

1.6 Conclusion

Ce premier chapitre a dressé un panorama des systèmes énergétiques utilisant l'eau de mer profonde, mettant en lumière leur pertinence croissante dans le contexte actuel de changement climatique et de demande énergétique en constante augmentation. À mesure que les besoins en refroidissement des bâtiments augmentent, en particulier dans les régions tropicales, la technologie SWAC se distinguera comme une solution innovante et durable pour réduire la dépendance aux énergies non renouvelables. En Polynésie française, malgré le succès des déploiements existants, renforcé par diverses études de faisabilité, il subsiste un manque de données expérimentales pour valider les modèles existants, sur lesquels reposent les connaissances actuelles. L'absence de qualification des performances énergétiques sur un véritable système, sur une longue période de fonctionnement, et dans des conditions réelles, entretient des incertitudes quant à la fiabilité et à l'efficacité de cette technologie. Ainsi, les défis techniques et les coûts initiaux élevés liés à la technologie continuent de freiner son adoption à grande échelle.

Parallèlement, la technologie OTEC offre un potentiel immense pour la production d'électricité d'origine renouvelable sans intermittence, en exploitant la différence de température entre les eaux de surface et les eaux profondes. Les études de cas et les simulations économiques montrent que, malgré des coûts encore élevés, les centrales OTEC pourraient devenir économiquement viables, notamment dans les régions où les alternatives énergétiques sont limitées et coûteuses. De plus, le potentiel de synergie entre le SWAC, l'OTEC et d'autres systèmes tels que la désalinisation et l'aquaculture ouvre la voie à des solutions intégrées aux bénéfices avérés. Néanmoins, ces couplages restent encore trop peu étudiés, alors que l'optimisation des interactions entre ces systèmes pourrait avoir un impact significatif en termes d'efficacité énergétique et de rentabilité, en permettant une meilleure valorisation des ressources en eau de mer profonde.

En outre, les impacts environnementaux et les considérations socio-économiques liés à l'implantation de ces technologies sont peu explorés. Les impacts potentiels sur les écosystèmes marins, bien que peu quantifiés, apparaissent relativement faibles lorsqu'ils sont mesurés et peuvent être atténués par des mesures appropriées. L'acceptation sociale de ces technologies dépendra en grande partie de la sensibilisation des populations locales et de leur participation au processus décisionnel. Il est donc important de ne pas négliger les recherches dans ces domaines pour assurer un déploiement durable et accepté de ces technologies.

Le chapitre suivant propose une étude expérimentale du SWAC de Tetiaroa, visant à combler les lacunes de l'état de l'art en ce qui concerne la qualification de ses performances.

Chapitre 2

Étude expérimentale d'une installation SWAC couplée à un réseau de froid

2.1 Introduction

L'état de l'art du chapitre précédent a révélé une lacune importante en termes de données réelles concernant les installations SWAC. En effet, bien que cette technologie constitue une alternative efficace aux systèmes de climatisation conventionnels dans les zones côtières disposant d'un accès à de l'eau de mer profonde, son déploiement reste rare à l'échelle mondiale, principalement en raison de son coût d'investissement (CAPEX) élevé. Malgré plusieurs installations fonctionnelles, il subsiste un manque de données expérimentales permettant de qualifier et de comparer les performances de ces systèmes en conditions réelles d'exploitation.

Ce chapitre vise à combler cette lacune en présentant une étude expérimentale approfondie de l'installation SWAC située sur l'atoll de Tetiaroa, en Polynésie française. L'installation SWAC et son instrumentation seront décrites, les résultats expérimentaux seront analysés, d'abord sur une courte période de 10 jours pour illustrer le fonctionnement du système, puis sur une longue période d'environ deux ans afin de dresser un bilan global de ses performances.

En complément de l'analyse des performances énergétiques du système SWAC de Tetiaroa, une évaluation économique a été réalisée à travers le calcul du Levelized Cost of Energy (LCOE). Cette approche permet de comparer le coût moyen de production de froid du SWAC avec celui d'autres systèmes, en tenant compte de l'investissement initial, des coûts d'exploitation et de maintenance, ainsi que du coût de l'énergie électrique. Le LCOE du SWAC de Tetiaroa sera d'abord calculé à partir des valeurs nominales de production de froid et de consommation électrique, puis à partir des données issues des deux ans de mesures, afin de comparer le coût moyen de production de froid théorique et réel du système. Ces résultats seront ensuite comparés à une estimation du LCOE du SWAC du CHPF, basée sur les premières séries de mesures recueillies, ainsi qu'à celui des groupes d'eau glacée installés avant la mise en place de celui-ci.

Par ailleurs, une étude environnementale a été menée pour calculer le facteur d'émission de CO_2 du SWAC, permettant ainsi de comparer son impact à celui des technologies de climatisation conventionnelles. Un indicateur d'émission annuelle de CO_2 par unité de surface climatisée a également été estimé pour le SWAC de Tetiaroa.

2.2 Présentation de l'installation SWAC de Tetiaroa et de son instrumentation

L'installation SWAC de Tetiaroa alimente l'hôtel « The Brando » situé sur le motu Onetahi de l'atoll de Tetiaroa à 53 km au nord de Tahiti. Celui-ci s'étend sur une superficie de 6 km², divisée en 12 îlots, et fait partie des îles de la Société. Situé à 17°S dans le Pacifique Sud, l'atoll de Tetiaroa bénéficie d'un climat tropical, avec une saison des pluies dite saison chaude de novembre à avril, et une saison sèche dite saison fraîche de mai à octobre. Laurent et al. fournissent des moyennes climatologiques des températures maximales et minimales de la station Météo France in situ de Tetiaroa. La température moyenne journalière maximale varie de 27,5°C en août à 30,4°C en mars. La température moyenne journalière minimale varie de 22,3°C en août à 24,2°C en mars. En ce qui concerne la durée d'insolation, la moyenne climatologique annuelle atteint 2700 heures [107]. L'occupation de l'hôtel est en moyenne de 30 % de sa capacité totale tout au long de l'année, avec un pic pendant la saison chaude. L'installation SWAC du Brando est décrite dans la Figure 14 ci-dessous :

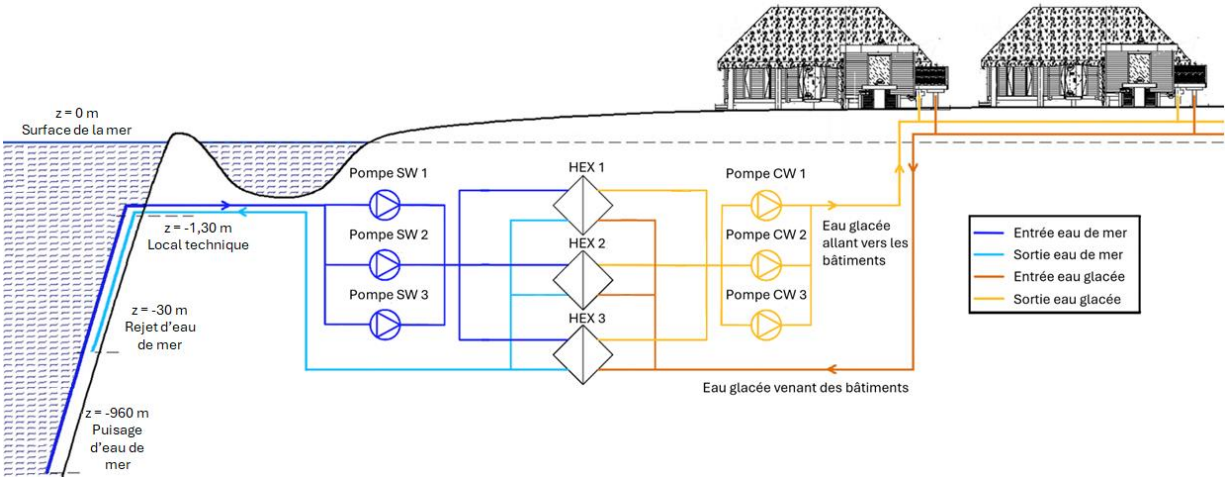


Figure 14 : Schéma de l'installation SWAC de Tetiaroa

Ce système SWAC est composé d'une conduite de puisage, d'une conduite de rejet, de trois pompes primaires, trois échangeurs de chaleur, trois pompes secondaires et d'un réseau de distribution alimentant l'hôtel en froid.

2.2.1 Conduites de puisage et de rejet

Les conduites de puisage et de rejet sont en polyéthylène haute densité (PEHD) afin d'assurer une longue durée de vie et une résistance à la corrosion. Elles sont installées dans une tranchée creusée à travers le récif du lagon de Tetiaroa, qui est fermé, où les coraux ont été soigneusement transplantés sur les côtés comme le montre la Figure 15.



(a) (b)

Figure 15 : Tranchée du lagon vue du ciel (a) et installation des conduites de Tetiaroa (b)

La conduite de puisage mesure 2618 m de long et atteint une profondeur de 960 m avec un diamètre de 383 mm pour les premiers 1618 m et de 368 mm pour les 1000 m restant. La conduite de rejet mesure 865 m de long pour un diamètre de 368 mm, l'eau de mer est rejetée à -30 m.

2.2.2 Échangeurs de chaleur

Les trois échangeurs de chaleur (Figure 16) sont des échangeurs contre-courant à plaques en titane, chacun ayant une surface d'échange de 207 m² et une puissance thermique nominale de 1201,67 kW pour un débit nominal de 210 m³/h, et un coefficient de transfert thermique de 900 $W.m^{-2}.K^{-1}$. La perte de charge nominal affichée par le constructeur est de 0,490 bar côté eau de mer et 0,458 bar côté eau glacée. Les régimes de températures sont 6°C en entrée, 11°C en sortie pour le primaire et 7°C en entrée, 12°C en sortie pour le secondaire



Figure 16 : Échangeur de chaleur à plaques

2.2.3 Pompes

L'installation est conçue pour fonctionner avec une pompe à vitesse variable ou deux à la fois, une troisième pompe étant disponible en cas de maintenance ou de panne. Chaque pompe primaire (Figure 17a) à un débit nominal de 210 m³/h, une puissance nominale électrique de 13,29 kW et un rendement de 70,5 % avec une hauteur manométrique nominale de 16 m. Elles sont en acier inoxydable (316 SS) pour le boitier, la turbine, le manchon de l'arbre et en acier allié (SAE 4140) pour l'arbre. Les pompes secondaires (Figure 17b) ont respectivement leur débit, puissance électrique, rendement et hauteur manométrique nominale de 140 m³/h, 45 kW, 76,3 % et 80 m. Elles sont en fonte grise (EN GJL 250) pour le boitier, la turbine est en acier inoxydable (X20Cr13) pour l'arbre et son manchon.



(a) (b)

Figure 17 : Pompe centrifuge primaire (a) et secondaire (b)

2.2.4 Réseau de distribution

La boucle d'eau glacée (réseau de froid) mesure environ 3 km de long (Figure 18) et alimente l'ensemble de l'hôtel, y compris les quartiers du personnel et les bâtiments techniques, en froid via 2 conduites (aller/retour). L'hôtel compte 30 villas à une chambre, 4 villas à deux chambres et une villa à trois chambres (Figure 19), soit un total de 35 villas réparties le long du littoral. L'air est refroidi par un échangeur eau-air alimenté par la boucle secondaire et est soufflé dans la pièce par une bouche d'aération.

Dans la partie nord de l'île (Figure 18), se trouve l'aéroport, les installations techniques et les quartiers du personnel, ainsi qu'une station scientifique de terrain construite par Pacific Beachcomber et exploitée par son partenaire à but non lucratif, la 'Tetiaroa Society', qui comprend un laboratoire marin alimenté en eau de mer profonde par le SWAC. Les espaces communs tels que les restaurants et les espaces de détente sont regroupés dans la partie sud-ouest de l'île. Au total, la superficie climatisée équivaut à environ 7 000 m².

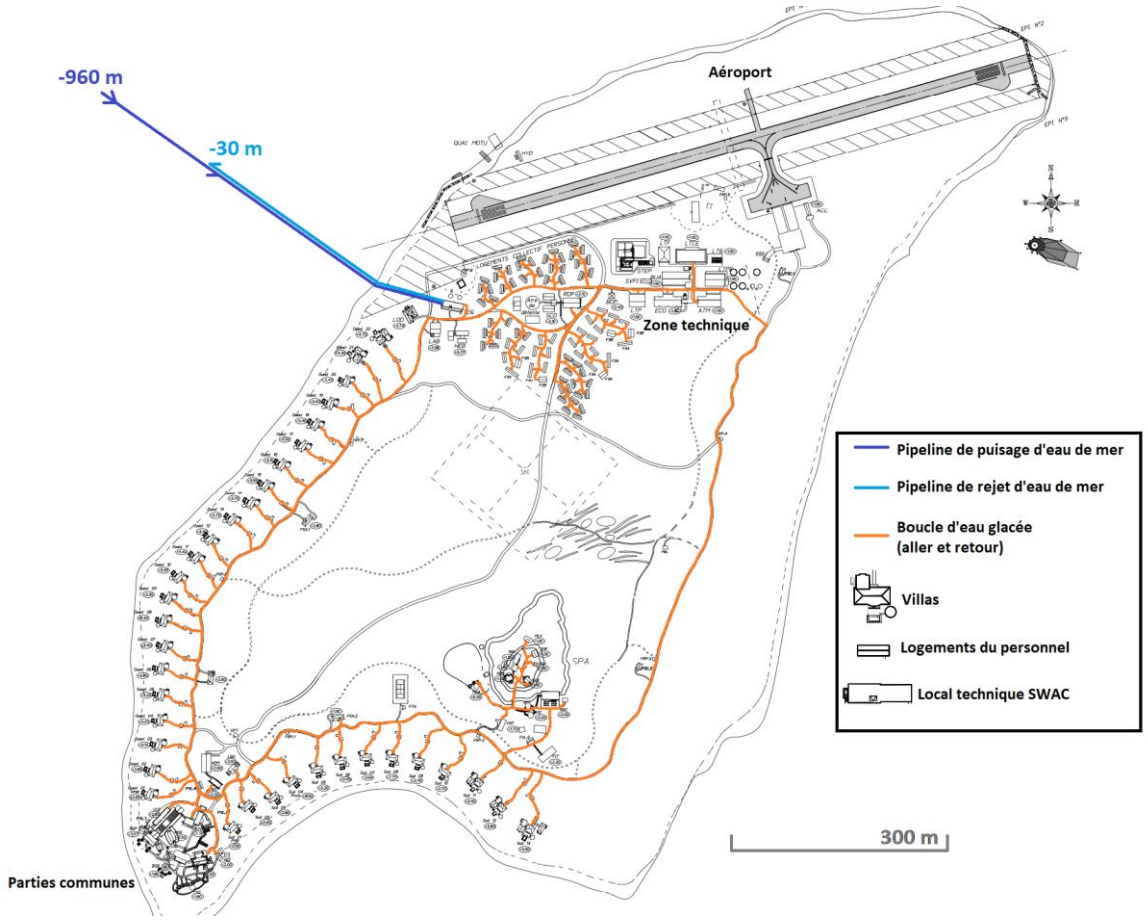


Figure 18 : Plan de masse de la boucle d'eau glacée de l'hôtel "The Brando"

Des résidences supplémentaires sont prévues sur la côte est le long de la boucle de distribution, le SWAC est donc surdimensionné par rapport aux besoins en climatisation actuels, car il a été conçu pour répondre à la demande en froid de l'hôtel complet.



Figure 19 : Villa à trois chambres

Le réseau d'eau glacée possède deux départs : l'un, appelé « départ villas », dessert les bungalows de la côte ouest, alimentant chaque chambre et les parties communes de l'hôtel ; l'autre, appelé « départ technique », alimente les logements du personnel et la zone technique.

2.2.5 Instrumentation

L'instrumentation comprend 16 sondes de températures PT100, un débitmètre à ultrasons (KHRONE Optisonic 6300) pour le primaire et un débitmètre à hélice (BMERTERS GSD5) pour le secondaire. Les puissances électriques des pompes sont mesurées à l'aide de compteurs électriques triphasés (Schneider Electric IEM3250 pour les pompes primaires et AEM3555 pour les pompes secondaires). Tous ces instruments de mesure ont été installés en février 2021, leurs incertitudes, fournies par le constructeur, sont renseignées dans le Tableau 3 ci-dessous :

Tableau 3 : Incertitudes de l'instrumentation de Tetiaroa

Instrumentation	Incertitude relative
Sonde de température PT100 (Class A)	± 0,08 %
Débitmètre à ultrasons	± 3 %
Débitmètre à hélice	± 5 %
Compteur électrique primaire	± 1 %
Compteur électrique secondaire	± 1 %

Les différents points de mesures sont représentés par les points rouges sur la Figure 20 : les températures en entrée et sortie de chaque boucle et chaque échangeur, les débits d'eau de chaque boucle et les puissances électriques de chacune des pompes sont mesurés.

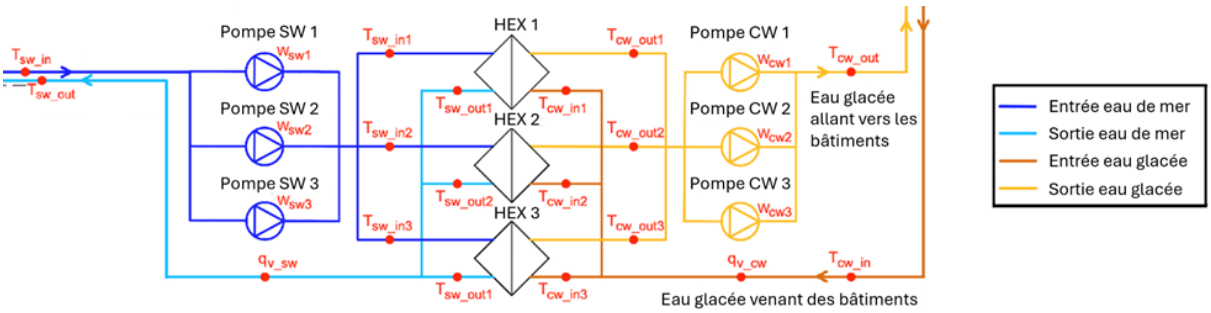


Figure 20 : Schéma de l'instrumentation du SWAC de Tetiaroa

L'ensemble des mesures est envoyé sur un ordinateur de supervision qui permet de suivre, en temps réel, le fonctionnement et les performances de l'installation via différents écrans de supervision.

L’écran de supervision en vue générale, représentée dans la Figure 21, comprend les puissances électriques de chaque pompe primaire et secondaire avec tension, courant, facteur de puissance et puissance active, réactive, apparente. Les températures en entrée et sortie de chaque boucle sont indiquées, ainsi que le ratio d’efficacité énergétique primaire (EER_{prim}) et global (EER).

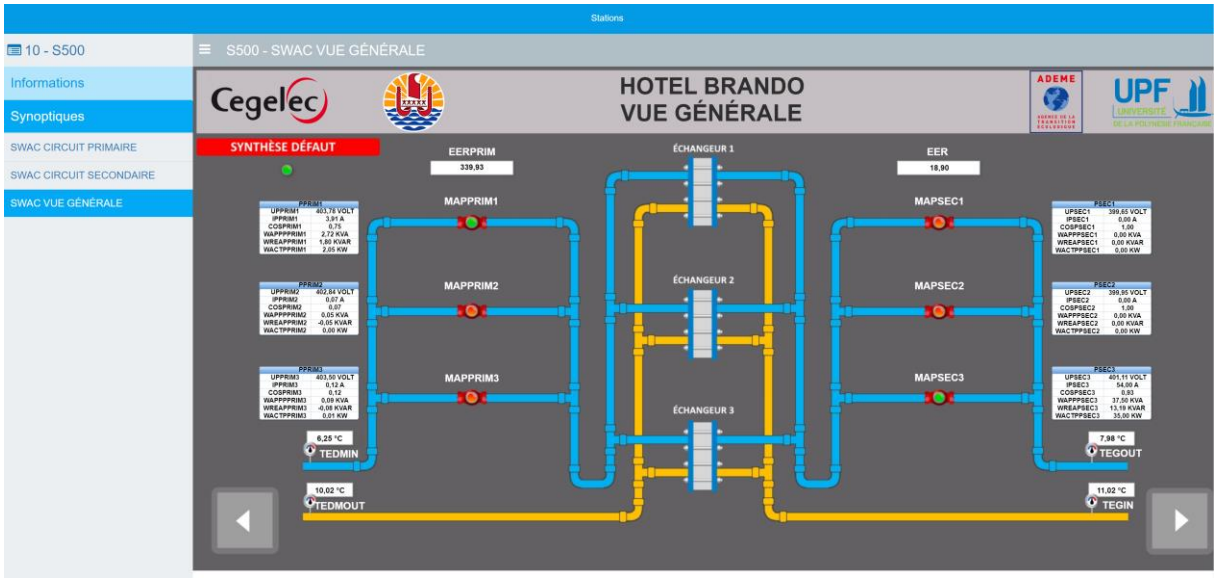


Figure 21 : Vue générale de l’écran de supervision

On peut également afficher une boucle en particulier, comme illustrée dans la Figure 22, qui présente la vue de la boucle secondaire, avec le débit de celle-ci ainsi que les températures de la boucle et des échangeurs côté eau glacée.

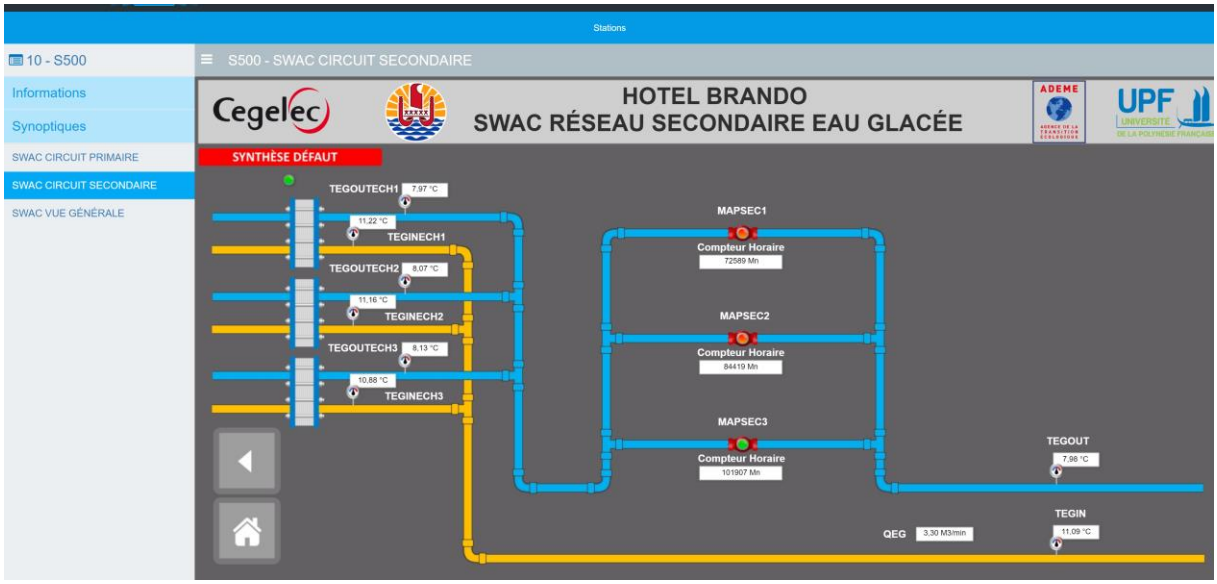


Figure 22 : Vue de la boucle secondaire de l’écran de supervision

2.2.6 Régulation

Les pompes centrifuges de l'installation sont toutes équipées de variateurs de fréquence et de contrôleurs reliés à un automate. Pour la boucle primaire, les contrôleurs des pompes sont configurés en PID sur une consigne de température située sur le départ eau glacée en direction des bâtiments, celle-ci est fixée à 7°C dans les conditions normales d'opération. La rampe d'accélération et de décélération est réglée pour permettre le passage de 0 à 60 Hz et inversement en environ une minute. Même en l'absence de demande frigorifique, la circulation d'eau de mer est maintenue par une pompe fonctionnant à 9 Hz. Lorsque la demande en froid augmente alors qu'une pompe tourne déjà à 60 Hz, un basculement sur un mode de fonctionnement à deux pompes s'effectue. Les deux pompes fonctionnant alors à leur minimum, soit chacune à 15 % de leur vitesse, comme représentée dans la Figure 23.

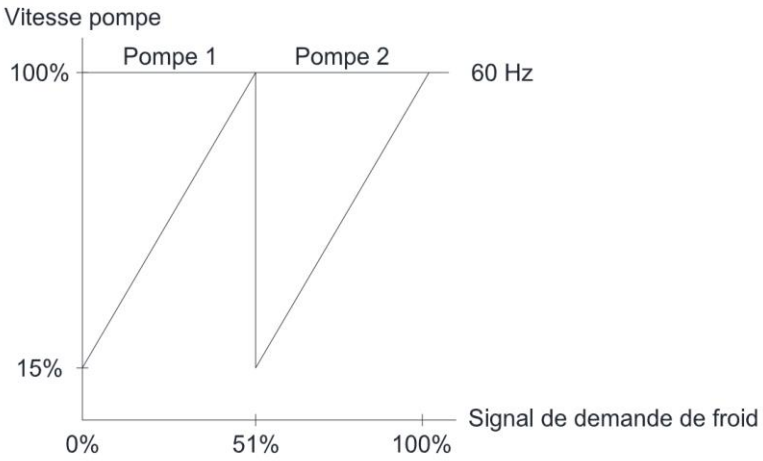


Figure 23 : Loi de commande des pompes primaires

Le débit des pompes secondaires est contrôlé par une vanne de régulation placée sur le départ du réseau de distribution, avec une consigne en pression fixée à 4 bar (Figure 24). Les contrôleurs sont donc passés en mode manuel, c'est-à-dire que les variateurs sont pilotés par un potentiomètre entre 0 et 60 Hz. Les contrôleurs des pompes primaires peuvent aussi être ignoré pour passer en fonctionnement manuel.

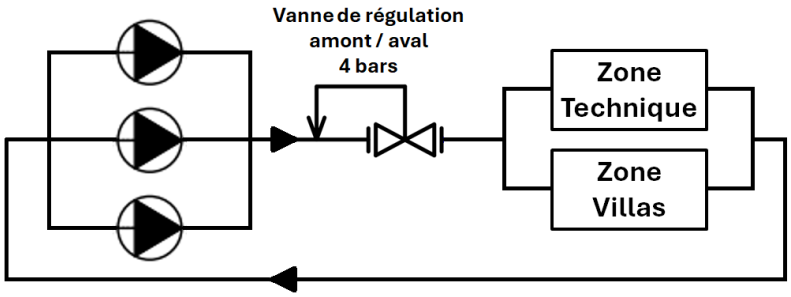


Figure 24 : Schéma de principe de la régulation du réseau secondaire

2.3 Définition des indicateurs de performance de l'installation

Le système SWAC sera évalué à l'aide des indicateurs de performance énergétique présentés dans cette section, afin de comparer cette technologie aux autres systèmes de climatisation. On utilisera le COP primaire et le COP global pour caractériser la performance de la technologie. Le terme COP, qui correspond à un ratio sans unité (adimensionné), sera préféré au terme EER afin d'éviter toute confusion avec sa définition américaine en Btu/h, bien qu'en Europe l'EER est également défini comme un ratio sans unité.

$$COP_{prim} = \frac{\int_0^t \dot{Q}_{CW} dt}{\int_0^t \dot{W}_{SW} dt} \tag{2.1}$$

$$COP_{glob} = \frac{\int_0^t \dot{Q}_{CW} dt}{\int_0^t \dot{W}_{SW} dt + \int_0^t \dot{W}_{CW} dt} \tag{2.2}$$

Le COP primaire exclut le réseau de distribution de froid auquel le SWAC est connecté. Cet indicateur est à comparer avec le COP des systèmes de climatisation centralisés, tels que les groupes d'eau glacée ou les systèmes DRV (Débit de Réfrigérant Variable), qui disposent également d'une boucle de distribution. En effet, si l'on devait remplacer le SWAC par une solution conventionnelle, on installerait ces groupes dans le local technique, lesquels alimenteraient la même boucle de distribution de froid, d'où cette comparaison. Le COP global, quant à lui, est représentatif de la performance globale du système, car il prend en compte l'ensemble des consommations. Cet indicateur est à comparer avec les systèmes unitaires de climatisation, tels que les split, qui ne nécessitent pas de réseau de distribution de froid. Les deux COP sont calculés en prenant la puissance frigorifique du réseau secondaire, et non celle délivrée directement dans les bâtiments, pour des raisons pratiques d'instrumentation.

$$SCOP_{prim} = \frac{1}{T} \int_0^t COP_{prim} \tag{2.3}$$

$$SCOP_{glob} = \frac{1}{T} \int_0^t COP_{glob} \tag{2.4}$$

On définit également le « Seasonal COP » qui est le COP global moyen sur une période d'au moins un an afin de caractériser une valeur moyenne de performance prenant en compte les variations saisonnières. On calcule aussi un SCOP primaire qui représente la performance moyenne maximum théorique du SWAC avec un réseau de distribution très réduit.

$$\eta_{HEX} = \frac{\dot{Q}_{CW}}{C_{min}\,(T_{CW,in} - T_{SW,in})} \tag{2.5}$$

$$C_{min} = \min(\rho_{SW}\dot{V}_{SW}c_{p_{SW}}; \rho_{CW}\dot{V}_{CW}c_{p_{CW}}) \tag{2.6}$$

Le rendement des échangeurs de chaleur à contre-courant sera aussi estimé par les deux équations ci-dessus.

2.4 Analyse des résultats expérimentaux

2.4.1 Analyse expérimentale à l'échelle de la semaine

Pour illustrer et mieux comprendre le fonctionnement de l'installation SWAC, une analyse des résultats expérimentaux sur une période allant du 10 au 21 juin 2021, avec un suivi des données au pas horaire, a été réalisée. Avant la mise en place de l'instrumentation, le comportement précis de l'installation n'était pas connu. Dans cette optique, l'étude expérimentale avait pour objectif non seulement de tester la fiabilité de l'instrumentation installée, mais aussi de calculer les coefficients de performance du système SWAC, en s'appuyant sur des indicateurs clés de performance (KPI) conformément aux travaux de l'annexe 80 de l'IEA [108]. Ces KPI sont cruciaux pour évaluer la performance des systèmes de refroidissement actifs. Les valeurs annuelles suivantes sont proposées :

- Consommation d'énergie annuelle pour le refroidissement par unité de surface climatisée
- Émissions annuelles de CO_2 par unité de surface climatisée
- Consommation totale d'énergie primaire des systèmes HVAC par unité de surface climatisée
- Degrés-heures ou degrés-jours
- Réduction du pic de puissance appelé par le site
- Coefficient de performance énergétique saisonnier (SEER) ou SCOP dans notre cas

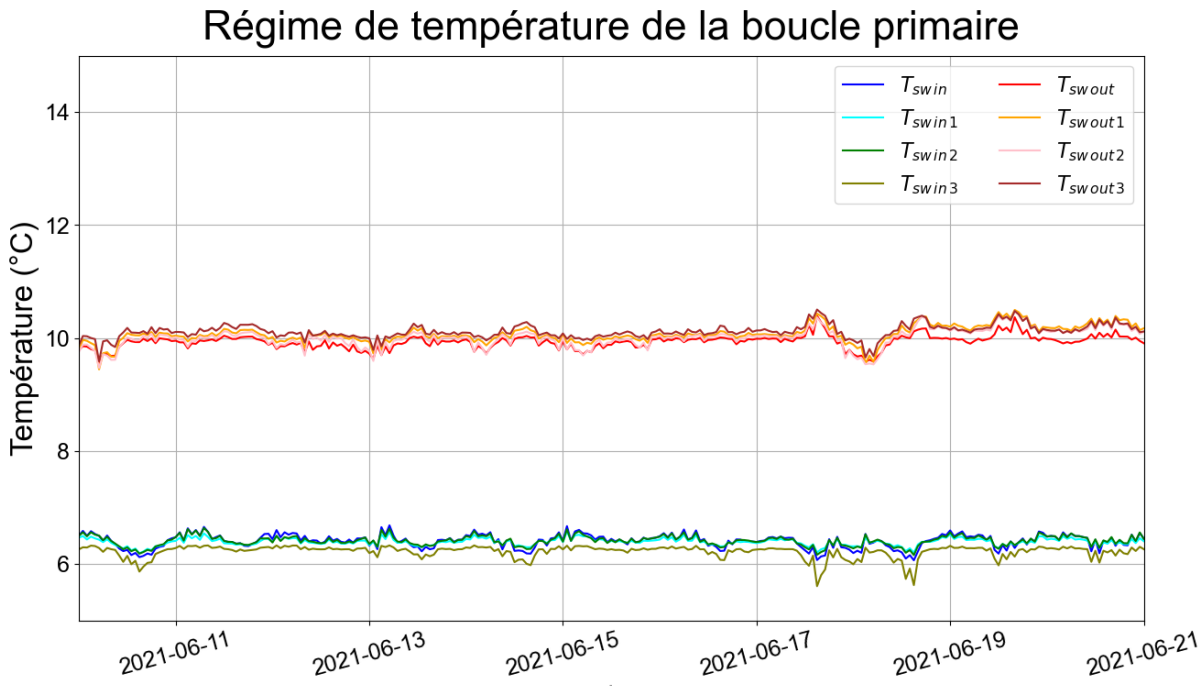


Figure 25 : Évolution des températures côté eau de mer

Les quatre températures de l'eau de mer à l'entrée des échangeurs de chaleur (Figure 25 : $T_{SW,in}, T_{SW,in,1}, T_{SW,in,2}, T_{SW,in,3}$) suivent sensiblement la même évolution avec des valeurs assez stables comprises entre 6 et 6,5°C tout au long de la période étudiée. Les températures de l'eau de mer à la sortie des échangeurs de chaleur (Figure 25 : $T_{SW,out}, T_{SW,out,1}, T_{SW,out,2}, T_{SW,out,3}$), quant à elles, oscillent autour de 10°C et restent comprises entre 9,5 et 10,5°C sur la période étudiée.

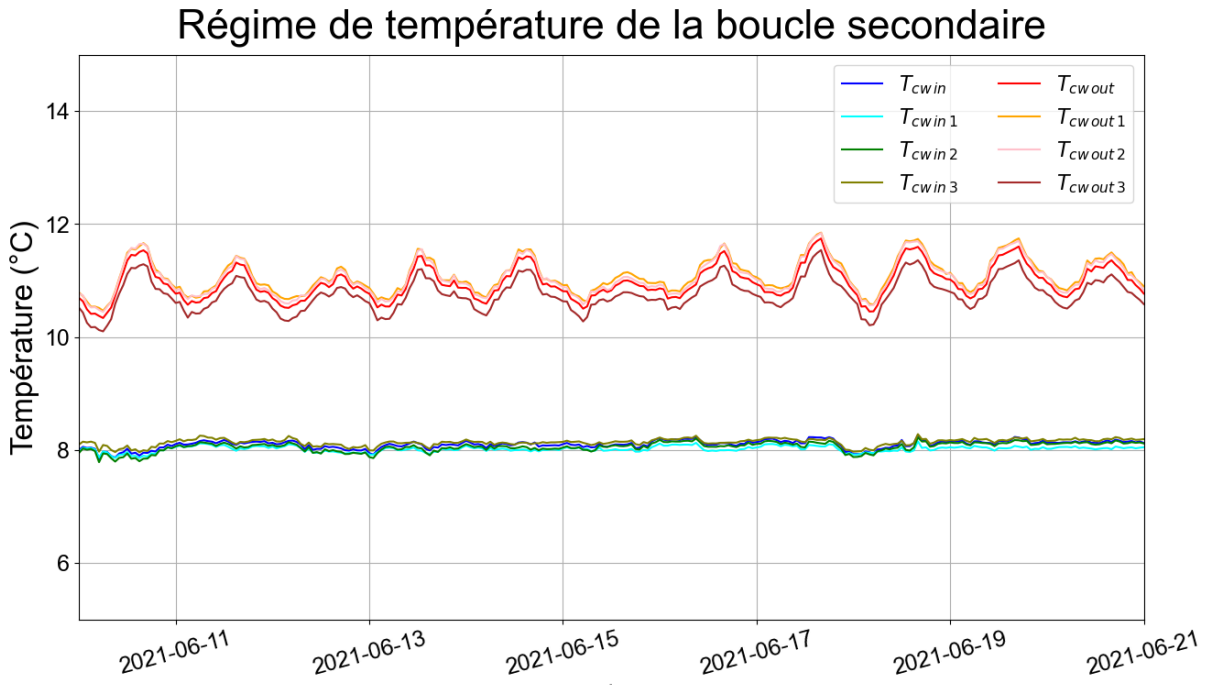


Figure 26 : Évolution des températures côté eau glacée

En ce qui concerne les températures de l'eau glacée à la sortie des échangeurs (Figure 26 : $T_{CW,in}, T_{CW,in,1}, T_{CW,in,2}, T_{CW,in,3}$), elles restent très proche de 8°C et ne varient pratiquement pas dans le temps. En effet, cette température est régulée par la variation de débit d'eau de mer via un variateur de fréquence branché sur les pompes d'eau de mer, afin de rester au plus proche de sa consigne fixée à 8°C (bien que l'installation soit dimensionnée pour un régime 7/12°C). Cette consigne est sur la température de départ du réseau d'eau glacée, qui n'est pas indexée sur la température extérieure. En revanche, les températures de l'eau glacée à l'entrée des échangeurs (Figure 26 : $T_{CW,out}, T_{CW,out,1}, T_{CW,out,2}, T_{CW,out,3}$) et donc la température de retour du réseau d'eau glacée, varient de manière plus significative, allant de 10,3 à 11,8°C. Ceci est dû à la demande en froid du réseau d'eau glacée (Figure 28 : $\dot{Q}_{CW}$) qui est plus importante la journée avec un pic à 850 kW, entrainant une augmentation de la température de retour du réseau d'eau glacée. En effet, lors de la période expérimentale étudiée, l'occupation des bâtiments climatisés était quasi-constante ce qui implique une variation des besoins en froid du réseau d'eau glacée périodiquement stable allant de 550 kW la nuit à 850 kW le jour.

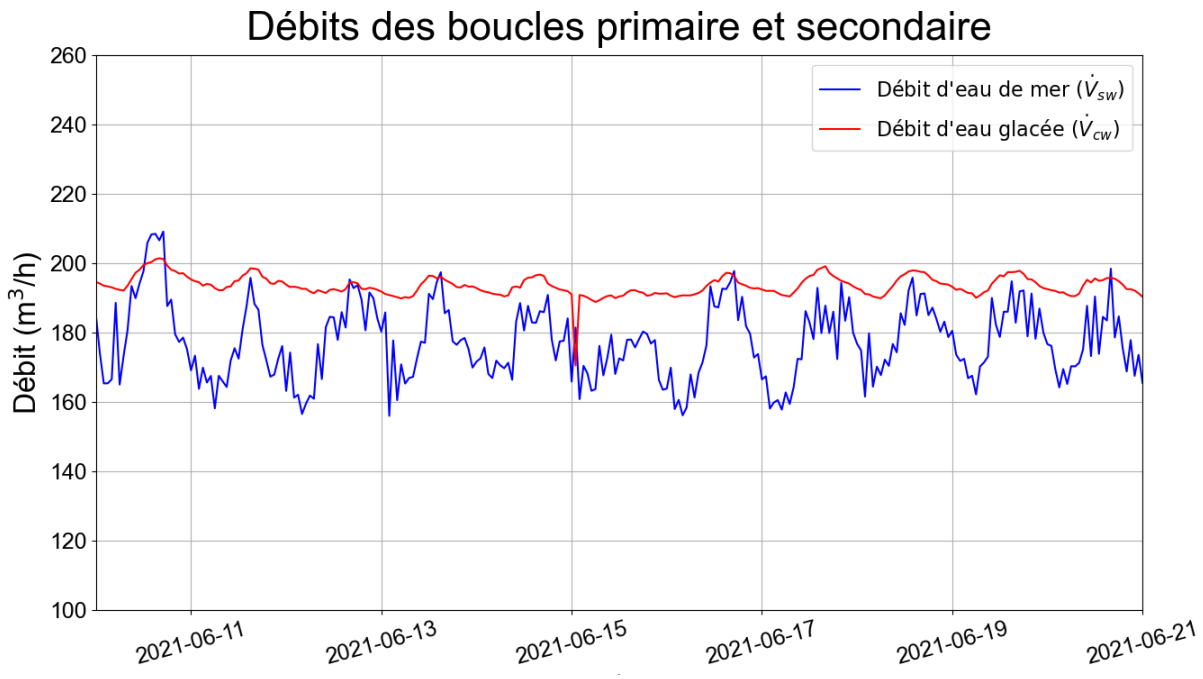


Figure 27 : Évolution des débits d'eau de mer et d'eau glacée

Le débit primaire, qui est régulé sur $T_{CW,in}$, oscille de manière journalière sur la même fréquence que le besoin froid et avec une amplitude d'environ 40 m³/h alors que le débit secondaire varie faiblement au cours de la période (Figure 27). La légère oscillation observée est seulement due à la variation de la résistance hydraulique du réseau de distribution, la régulation en place est donc peu efficace.

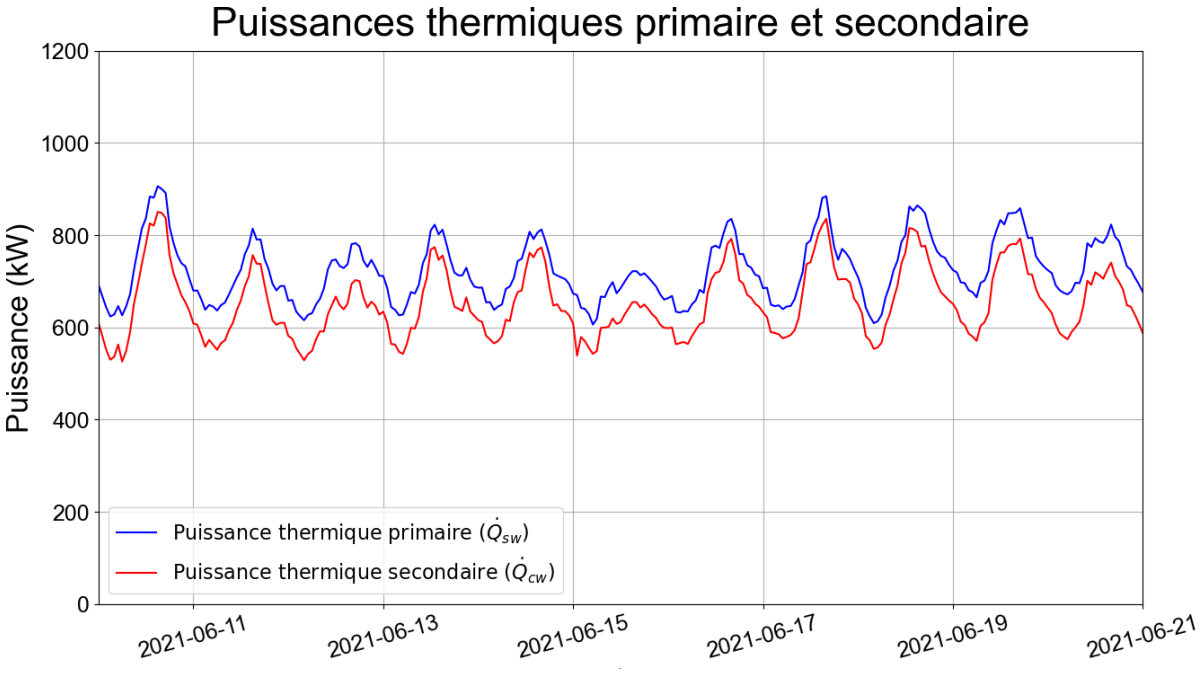


Figure 28 : Évolution des puissances thermiques primaire et secondaire

Les flux de chaleur échangés côté eau de mer ($\dot{Q}_{SW}$) et côté eau glacée ($\dot{Q}_{CW}$), présentés sur la Figure 28, sont calculés selon les équations (2.7) et (2.8). De plus, les propriétés thermophysiques de l'eau de mer dans l'équation (2.7) sont déterminés à partir des travaux de Sharqawy et al. [109] et de Nayar et al. [110].

$$\dot{Q}_{SW} = \rho_{SW}\dot{V}_{SW}c_{p_{SW}}(T_{SW,out} - T_{SW,in}) \tag{2.7}$$

$$\dot{Q}_{CW} = \rho_{CW}\dot{V}_{CW}c_{p_{CW}}(T_{CW,out} - T_{CW,in}) \tag{2.8}$$

On constate que le flux de chaleur échangé côté eau de mer ($\dot{Q}_{CW}$) reste très proche de celui échangé côté réseau d'eau glacée ($\dot{Q}_{CW}$). Cette observation est cohérente avec le premier principe de la thermodynamique, l'énergie échangée est conservée. Par rapport aux puissances thermiques mises en jeu, qui se situent entre 550 et 850 kW, les pertes thermiques des échangeurs à plaques en titane équipés de coques calorifuges sont minimes. De la même manière, les débits d'eau de mer et d'eau glacée (Figure 27) suivent la même dynamique périodiquement stable et sont compris entre 150 et 200 m³/h pour le premier et 190 et 200 m³/h pour le second. Le débit d'eau de mer varie donc de manière plus significative pour compenser la baisse de puissance frigorifique appelée par le réseau d'eau glacée la nuit, et stabiliser sa température de départ à sa consigne de 8°C.

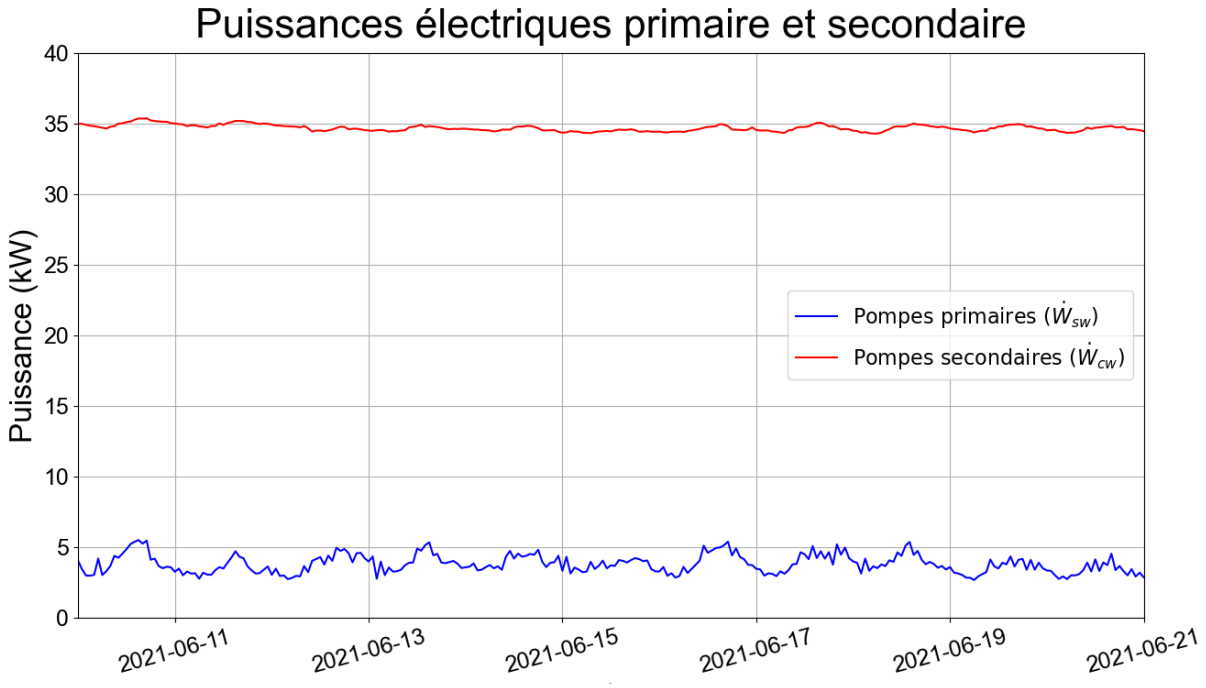


Figure 29 : Évolution des puissances électriques des pompes

Les puissances électriques instantanées des pompes d'eau de mer et d'eau glacée sont présentées sur la Figure 29. Étant donné le besoin frigorifique sur la période étudiée ($\dot{Q}_{CW} \approx 15000$ kWh/jour), une seule pompe d'eau de mer et d'eau glacée est requise durant toute la séquence expérimentale.

Lorsque la pompe n°1 d'eau de mer est allumée (du 10 au 12 juin), la pompe n°1 d'eau glacée l'est aussi, il en va de même pour les pompes n°2 (du 12 au 18 juin) et n°3 (du 18 au 21 juin). Toutes les semaines, l'opérateur change de pompes pour équilibrer leur temps de fonctionnement à l'échelle de l'année.

La puissance électrique absorbée par les pompes du réseau d'eau glacée reste stable à environ 35 kW alors que celle absorbée par les pompes d'eau de mer varie entre 3 et 5 kW pour assurer la puissance frigorifique requise (Figure 28 : $\dot{Q}_{CW}$). Le réseau de distribution représente donc 87,5% de l'électricité consommée par l'installation SWAC contre 12,5% pour le réseau d'eau de mer. Une telle différence de puissance consommée est surprenante, car la boucle primaire et la boucle secondaire ont approximativement la même longueur, entre 3 et 3,5 km, pour un débit similaire. Les deux boucles présentent donc une perte de charge linéaire comparable, et bien que leurs pertes de charge singulières diffèrent, cela ne suffit pas à expliquer un tel écart de puissance consommée. Cet écart s'explique principalement par la régulation du débit secondaire, qui est réalisée par une vanne de régulation créant une perte de charge supplémentaire, plutôt que par une variation de fréquence des pompes secondaires.

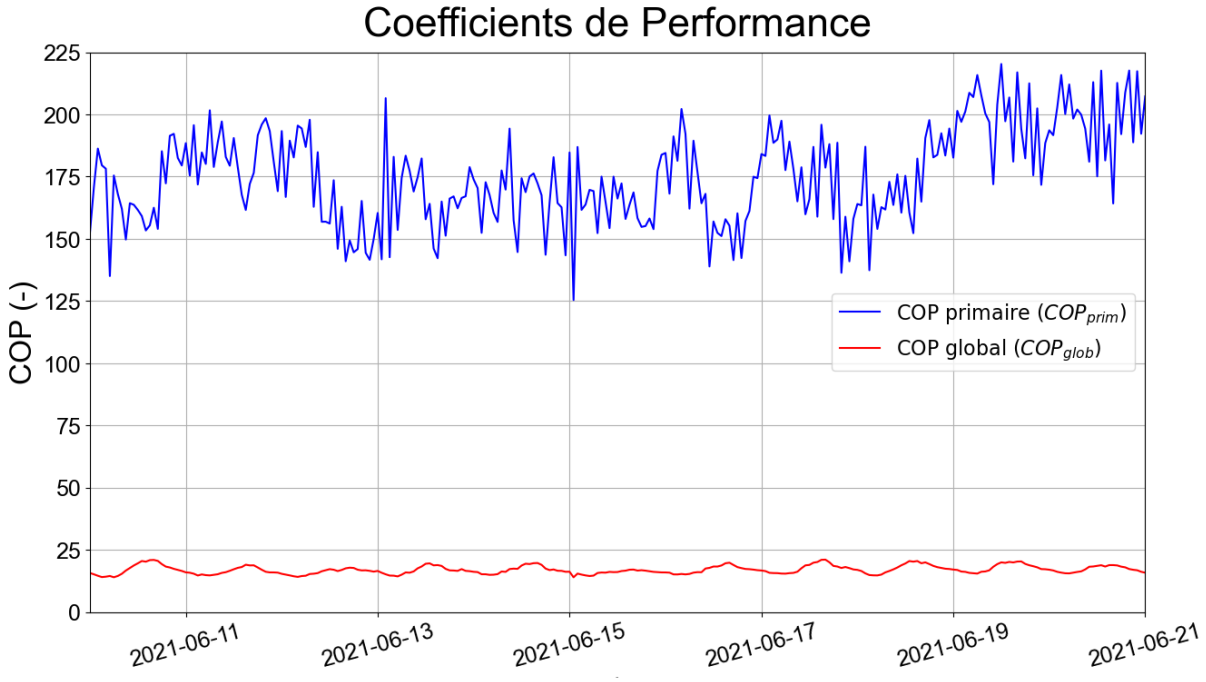


Figure 30 : Évolution des COP primaire et global

L’évolution des deux COP définis dans la section 2.3 sont représentés sur la Figure 30. Le COP primaire varie entre 120 et 160 avec une valeur moyenne d'environ 140. Ces valeurs sont beaucoup plus élevées que celles atteintes par les systèmes conventionnels à compression de vapeur, qui culminent autour de 5 pour les plus efficaces [2]. Le COP global reste entre 15 et 20 avec une moyenne de 17, ce qui est encore 3 à 4 fois plus élevé que les systèmes de climatisation conventionnels. La consommation électrique conséquente des pompes secondaires induite par la grande boucle d’eau glacée entraîne une diminution du COP d'un facteur de 8.

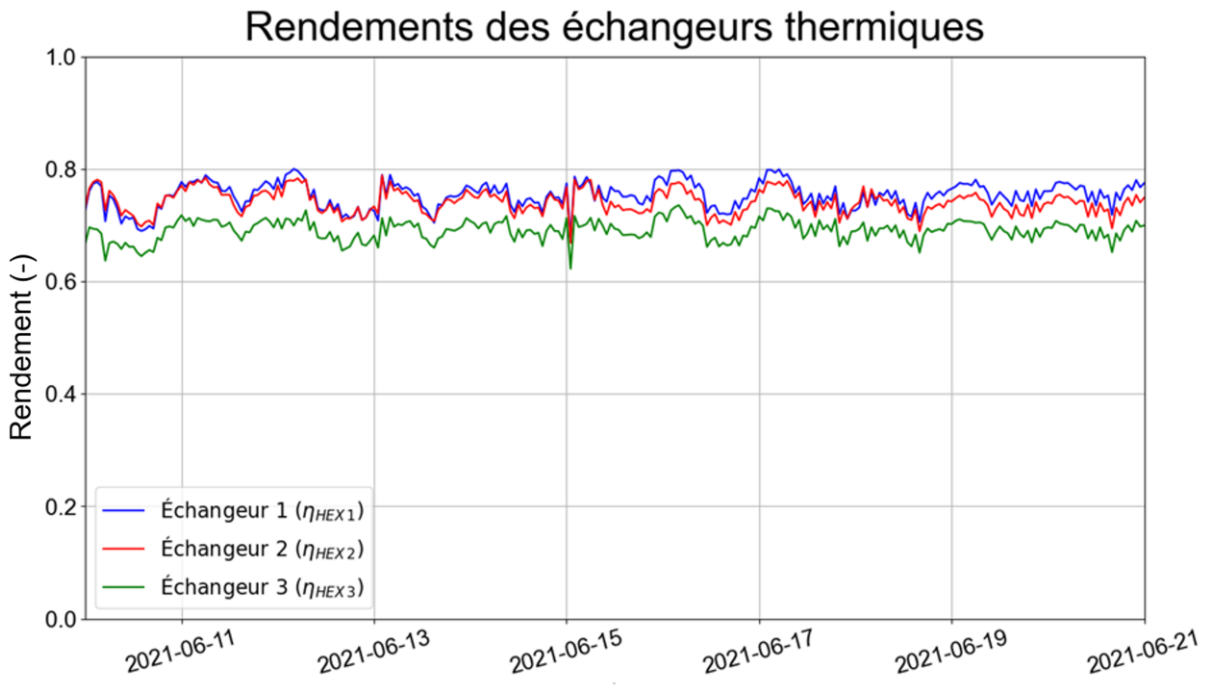


Figure 31 : Évolution des rendements des échangeurs de chaleur

Enfin, les rendements des trois échangeurs de chaleur (Figure 31) ont la même allure avec des valeurs comprises entre 65 et 80%, ce qui semble raisonnable pour ce type d'échangeur de chaleur à plaques [111].

Les résultats expérimentaux du 10 au 21 juin 2021 montrent que la consommation électrique des pompes secondaires est le principal poste de consommation à réduire pour augmenter le COP global de l'installation. Le débit secondaire est contrôlé par une vanne de régulation avec un point de consigne de pression. Étant donné la température de retour de l'eau glacée qui reste assez froide (10,5°C) par rapport au point de consigne du thermostat habituel (25°C), ce débit peut être diminué permettant ainsi des économies d'énergie. Un contrôle plus efficace des pompes du réseau de distribution devrait être étudié pour tirer le meilleur parti de la technologie SWAC.

2.4.2 Analyse expérimentale à l'échelle de l'année

Les données expérimentales du système SWAC de Tetiaroa, incluant les températures des boucles, les flux de chaleur, la consommation électrique des pompes et les coefficients de performance (COP), seront présentées sur une période de deux ans. Les données ont été moyennées sur une base hebdomadaire, après avoir été traitées en utilisant la méthode de l'écart interquartile (IQR) pour éliminer les valeurs aberrantes, qui apparaissent notamment en cas de défaut de capteurs. L'objectif est de caractériser la performance du SWAC en prenant en compte les variations saisonnières.

$$IQR = Q_3 - Q_1 \tag{2.9}$$

$$Q_1 - 1{,}5 * IQR < \mu < Q_3 + 1{,}5 * IQR \tag{2.10}$$

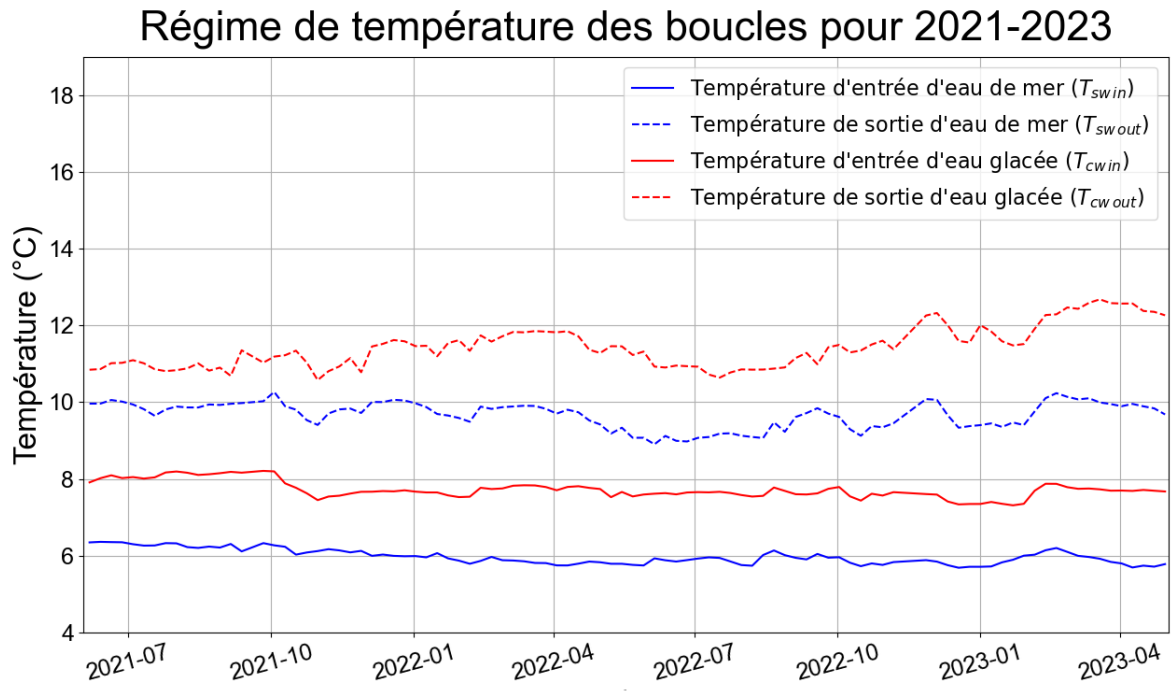


Figure 32 : Évolution des températures côté eau de mer et eau glacée sur 2 ans

Les températures moyennes à l'entrée ($T_{SW_{in}}, T_{CW_{in}}$) et à la sortie ($T_{SW_{out}}, T_{CW_{out}}$) des échangeurs de chaleur et de chaque boucle sont représentées en Figure 32. La température d'entrée de l'eau de mer reste entre 5,5 et 6,5°C tout au long de l'année, selon le débit primaire. La température d'entrée de l'eau glacée est un point de consigne constant qui contrôle le débit primaire, généralement fixé entre 7,5 et 8°C. Les deux températures de sortie varient en fonction de la demande de refroidissement du bâtiment, autour de 9 et 10°C pour la boucle primaire et de 11 et 13°C pour la boucle secondaire. Les différences de température au niveau des boucles sont d'environ 3,5°C à 4°C sauf en fin de période où elles tendent vers leur nominal de 5°C.

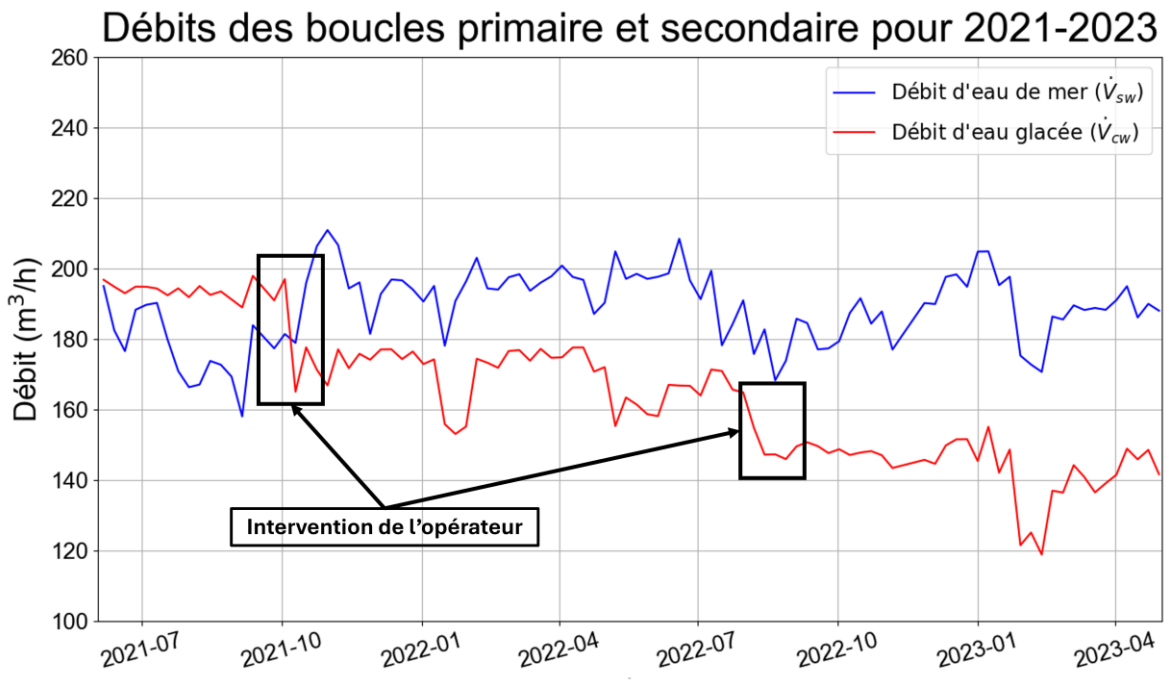


Figure 33 : Évolution des débits d'eau de mer et d'eau glacée sur 2 ans

La consigne en fréquence sur les pompes secondaires a été abaissée par l'opérateur de l'installation en octobre 2021, puis fin août 2022, afin d'augmenter la différence de température secondaire et réduire la consommation des pompes secondaires (Figure 33).

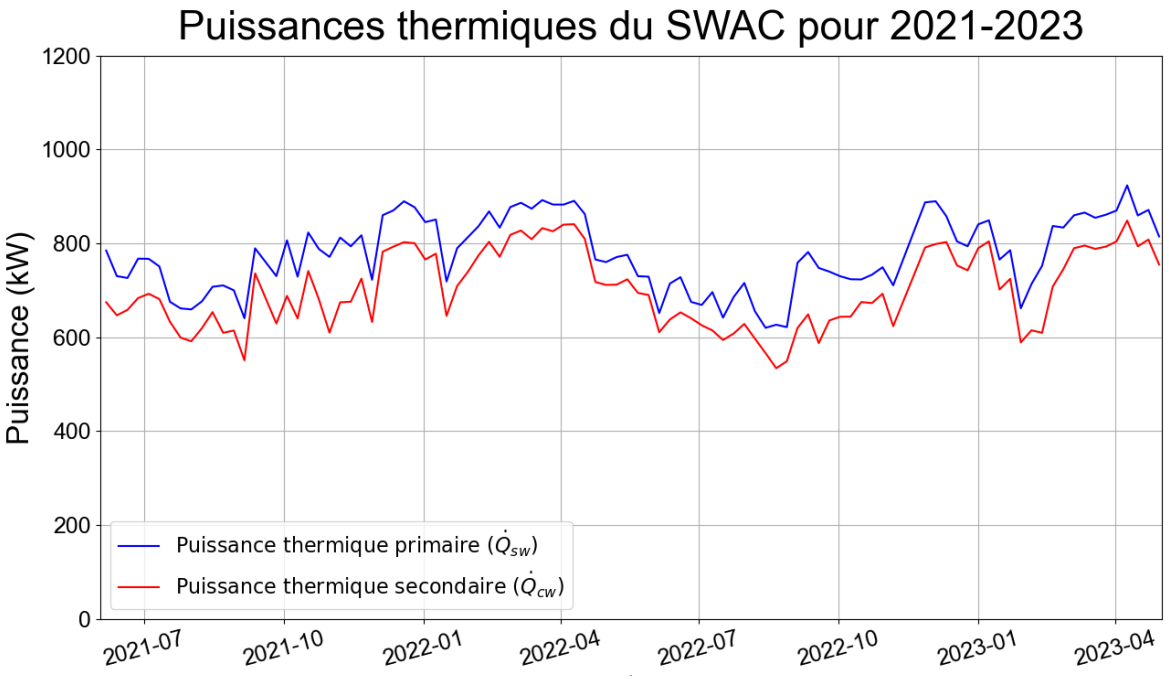


Figure 34 : Évolution des puissances thermiques du SWAC sur 2 ans

La puissance thermique secondaire varie entre 550 et 850 kW au cours de l'année (Figure 34), ce qui est faible par rapport au fonctionnement nominal de l'installation de 2,4 MWf

Le besoin est légèrement supérieur pendant la période novembre à février par rapport à la période de mars à octobre à cause de la saison chaude.

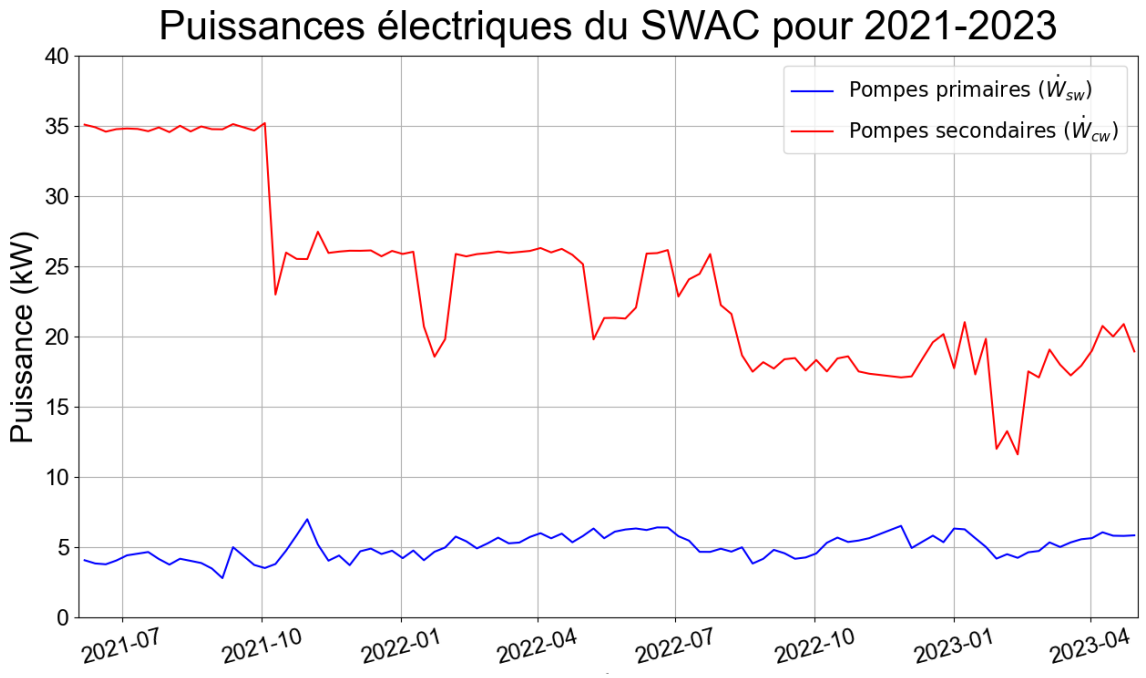


Figure 35 : Évolution des puissances électriques du SWAC sur 2 ans

Les pompes primaires consomment environ 5 kW (Figure 35) tout au long de l'année. Les pompes secondaires voient leurs consommations diminuer en même temps que les changements de fréquence de l'opérateur, elles passent d'environ 35 kW à 27 kW puis 18 kW.

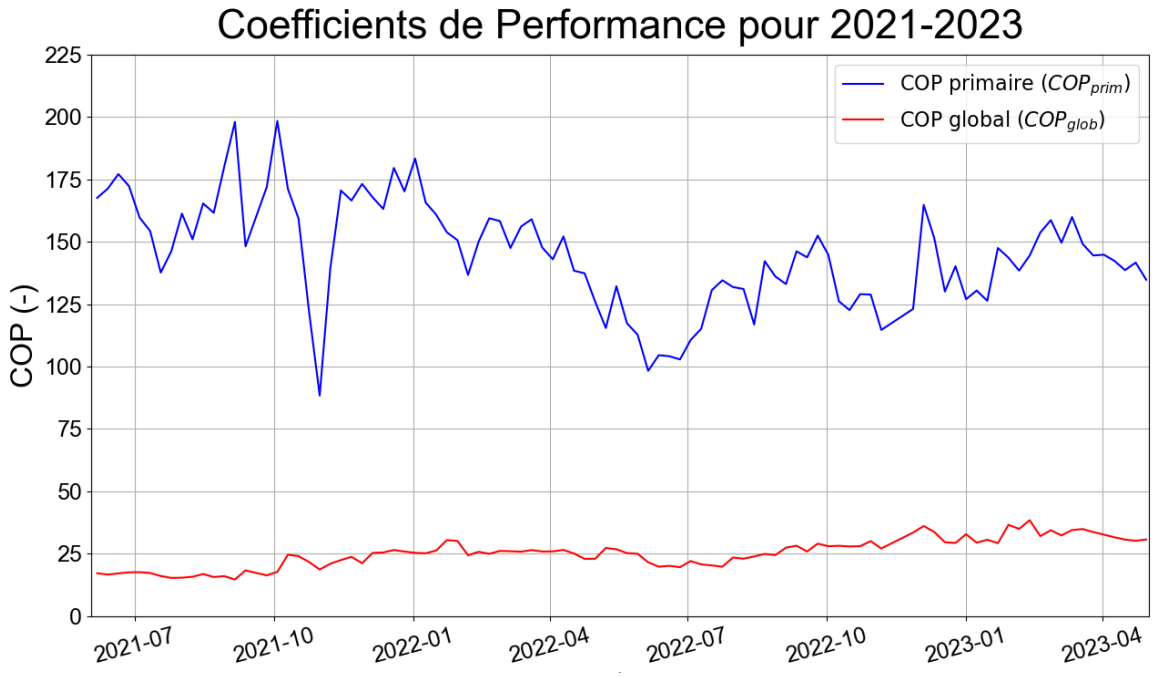


Figure 36 : Évolution des COP primaire et global sur 2 ans

Les évolutions des deux COP sur la période sont représentées sur la Figure 36. Le COP primaire, excluant la boucle de distribution afin de comparer la performance du SWAC à celle de la climatisation centralisée, représente aussi le maximum théorique du COP global de l'installation. Le COP global inclut les deux boucles et représente la performance de l'ensemble du système, il tend à être plus élevé avec une demande de refroidissement accrue. Pour la période de mesure, nous pouvons considérer les variations saisonnières des performances du système en calculant le Seasonal COP (SCOP). Les SCOP primaire et global de l'installation SWAC de Tetiaroa sont respectivement de 141 et 24,2 et pour la période étudiée.

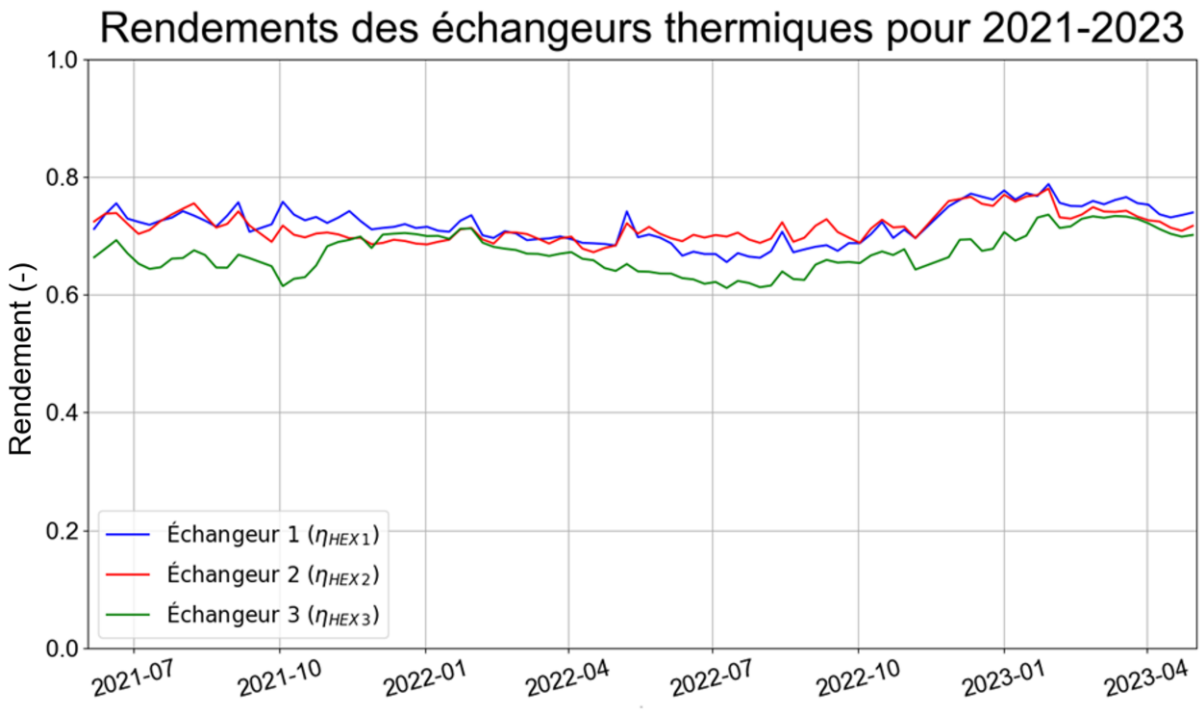


Figure 37 : Évolution des rendements des échangeurs de chaleur sur 2 ans

Les rendements des trois échangeurs du SWAC de Tetiaroa sont d'environ 0,7 sur l'ensemble de la période étudiée avec une légère augmentation à partir de novembre 2022, les rapprochant de 0,8 (Figure 37). Cette augmentation coïncide avec l'élévation des températures de retour des boucles primaire et secondaire, le débit pourrait être encore diminué pour viser le maximum d'écart de température au niveau des boucles afin d'augmenter les performances globales de l'installation.

Le tableau ci-dessous (Tableau 4) fait la synthèse des variables de fonctionnement et de la performance du système SWAC de Tetiaroa sur la période de deux ans. La boucle primaire fonctionne à une température d'entrée de 6,0°C et une température de retour de 9,6°C, soit un écart de 3,6°C. Du côté de la boucle secondaire, les températures sont de 7,7°C à l'entrée et de 11,4°C au retour, pour une différence de 3,7°C. Ces écarts de température sont inférieurs aux valeurs nominales attendues de 5°C, ce qui suggère que le débit des boucles pourrait encore être optimisé pour améliorer l'efficacité du système.

La puissance thermique moyenne fournie par l'installation est de 703 kW, ce qui représente environ 30 % de la capacité nominale installée. Le SWAC consomme annuellement environ 254 MWh pour refroidir une surface totale de 7000 m². Par conséquent, la consommation d'énergie annuelle pour le refroidissement est de 36,3 kWh/m², ce qui constitue un des KPI permettant d'évaluer l'efficacité énergétique du système par unité de surface climatisée.

Tableau 4 : Moyenne des variables de fonctionnement et performance énergétique du SWAC de Tetiaroa

	Température d'entrée (°C)	**Température de sortie (°C)**	**Débit d'eau (m^3/h)**	**Puissance thermique (kWf)**	**Puissance électrique (kWe)**	**Pic de puissance électrique (kW)**	**SCOP (/)**
Primaire	6,0	9,6	189	777	5,0	8,9	141
Secondaire	7,7	11,4	165	703	24,0	35,9	-
Global	-	-	-	-	29,0	44,8	24,2

Les deux COP saisonnier du SWAC peuvent être comparés à ceux d'autres systèmes de climatisation pour pouvoir situer la performance de la technologie. Le rapport « The Future of Cooling » de l'IEA [2] nous donne des intervalles de performances pour divers systèmes de climatisation conventionnels (Figure 38). Le COP des systèmes centralisés sera comparé au SCOP primaire du SWAC, et celui des systèmes unitaires au SCOP global. Les COP donnés par l'IEA ont été calculés pour une température intérieure et extérieure respectivement de 27°C et 35°C et une humidité relative à 50 %.

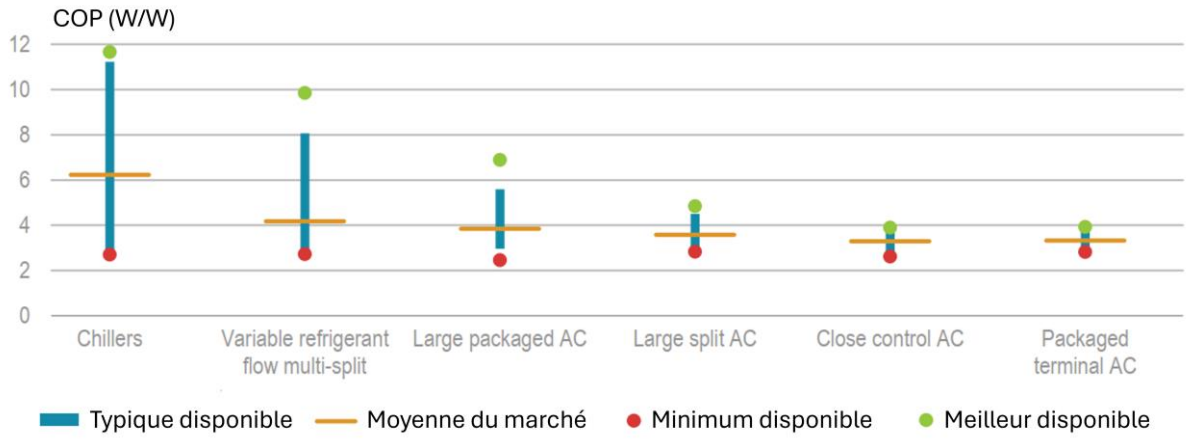


Figure 38 : Intervalles de performances pour différentes technologies de climatisation [2]

On remarque qu'en général, "la meilleure technologie disponible mondialement est plus de deux fois plus efficace énergétiquement que les moyennes du marché et plus de trois fois plus efficace que les modèles les moins efficaces disponibles" [2]. En comparant le COP moyen d'un « large split system », qui avoisine 3,5, au SCOP global du SWAC, on observe que le SWAC est près de sept fois plus performant. Même en considérant le meilleur « chiller » disponible sur le marché, doté d'un COP d'environ 12, le SCOP primaire du SWAC affiche une performance presque 12 fois supérieure.

Pour conclure, l'installation SWAC de Tetiaroa démontre une performance remarquable sur la période de deux ans, nettement supérieur à celle des systèmes conventionnels, avec un Coefficient de Performance Saisonnier (SCOP) primaire et global respectivement de 141 et 24,2. L'hypothèse suivante peut être avancée : le COP global de l'installation SWAC, alimentant un seul bâtiment compact, sera plus proche du COP primaire du SWAC du Brando. En effet, le COP primaire ne tient pas compte des consommations électriques et des pertes thermiques liées à la boucle de distribution. En réduisant la taille de cette boucle, on diminue l'énergie électrique nécessaire pour transporter le froid ainsi que l'énergie froide perdue pendant ce transport, ce qui augmente le COP global. Lorsque le réseau de distribution est minimal, le COP global tend à s'approcher du COP primaire, un bâtiment compact ayant un réseau de distribution réduit aurait donc un COP global plus proche du COP primaire de l'installation de Tetiaroa.

2.4.3 Considérations économiques : Levelized Cost of Energy

2.4.3.1 Cas de Tetiaroa

Le retour d'expérience de l'installation SWAC de Tetiaroa nous permet de qualifier expérimentalement et de manière précise la performance énergétique du système sur une longue période. Cette analyse peut être complétée par des éléments d'ordre économique. Pour comparer le coût moyen de la production de froid avec d'autres systèmes, on calculera le Levelized Cost of Energy (LCOE) pour le SWAC de Tetiaroa définit selon la formule suivante :

$$LCOE = \frac{\sum_{t_0}^{t_n} \frac{I_t + O_t + F_t}{(1+r)^t}}{\sum_{t=0}^{T} \frac{E_t}{(1+r)^t}} \tag{2.11}$$

où I_t, O_t, F_t sont respectivement, pour chaque année t, l'investissement initial, les coûts d'exploitation et de maintenance ainsi que les coûts du combustible. Le LCOE dépend également de la durée du projet en années t_n, de l'énergie frigorifique produite E_t et du taux de discount r. Les coûts associés au SWAC de Tetiaroa sont résumés dans le Tableau 5 ci-dessous :

Tableau 5 : Tableau récapitulatif des coûts du SWAC de Tetiaroa

Coût	Description	Montant (XPF)	Montant (USD)
CAPEX (I_0)	**Travaux maritimes**	1477 MXPF	13,87 M$
	Travaux échangeurs	79,87 MXPF	749,6 k$
	Local Technique	88,30 MXPF	828,7 k$
	Réseau d'eau glacée	218,1 MXPF	2,047 M$
CAPEX (I_t)	**Remplacement des pompes centrifuges**	6,99 MXPF	65,6 M$
OPEX (O_t)	**Maintenance**	13,74 MXPF/an	129 k$/an
	Inspection de la conduite de puisage	12,79 MXPF/an	120 k$/an

On remarque que 80 % du coût d'investissement est liée à l'installation de la conduite primaire. La durée de vie de l'installation SWAC est estimée à 30 ans, le LCOE sera calculé sur cette période en prenant les valeurs moyennes de production de froid et de consommation électrique par an sur la période décrite dans la section 2.3.2.

Il est essentiel de souligner qu'un LCOE calculé à partir de valeurs mesurées sur deux ans est d'une grande fiabilité, car il reflète les performances réelles de l'installation, contrairement à une évaluation basée sur des valeurs nominales. Afin de compléter cette analyse, un calcul supplémentaire sera donc également effectué en utilisant les valeurs nominales de production et de consommation, afin de comparer les performances théoriques et réelles de l'installation. Le LCOE de l'installation SWAC du CHPF sera également estimé grâce aux premières séries de mesures récoltées sur celle-ci ainsi que celui des groupes d'eau glacée installés avant.

Les coûts du combustible seront déterminés en prenant un coût de l'électricité, estimé par le fournisseur « Énergie de Tetiaroa », de 85 XPF/kWh. Le mix énergétique de Tetiaroa est composé en grande majorité de solaire photovoltaïque et thermique. Le taux de discount r sera pris égal à 7,7 % (avec un coût des capitaux propres de 12 % et un coût de la dette de 8 %) comme le suggère l'analyse de Lazard en 2020 dans sa méthodologie de calcul du LCOE (LCOE v14) [112]. Pour estimer les coûts potentiels de remplacement des composants du système SWAC, la durée de vie des échangeurs de chaleur à plaques en titane a été fixée à 30 ans, ce qui signifie qu'aucun remplacement ne sera nécessaire sur la durée de vie de l'installation. En revanche, la durée de vie des pompes centrifuges a été estimée à 15 ans, impliquant le remplacement de trois pompes primaires et trois pompes secondaires une fois sur les 30 ans de durée de vie du SWAC. Le coût de remplacement des pompes centrifuges avec variateur de vitesse en Polynésie française a été estimé par le ratio de 1130 $/kW de pompe installée. Enfin, les coûts de maintenance ont été estimées à 54 $/kW installée par an, sur la base du contrat de maintenance des systèmes de climatisation de l'UPF.

Le LCOE du SWAC de Tetiaroa à partir des valeurs mesurées est d'environ 298 $/MWh soit 31750 XPF/MWh alors qu'il est de seulement de 110,6 $/MWh soit 11790 XPF/MWh à partir des valeurs nominales. On constate que le LCOE en fonctionnement nominal est 2,7 fois inférieur au LCOE mesurée, cet écart est significatif et démontre l'importance d'utiliser des données expérimentales pour qualifier le coût réel de l'énergie froide produite par le SWAC.

2.4.3.2 Cas du CHPF

Le LCOE du SWAC de l'hôpital de Tahiti ainsi que celui des groupes d'eau glacée installés avant est estimé sur la base des premières séries de mesures récoltées entre 2022 et 2023 sur l'installation. Les coûts associés au système SWAC de l'hôpital sont détaillés ci-dessous dans le Tableau 6 :

Tableau 6 : Tableau récapitulatif des coûts du SWAC de Tahiti

Coût	Description	Montant (XPF)	Montant (USD)
CAPEX (I_0)	**Travaux maritimes**	2452 MXPF	23,01 M$
	Procédé	305,4 MXPF	2,867 M$
	Local Technique	175,9 MXPF	1,651 M$
	Réseau d'eau glacée	281,9 MXPF	2,646 M$
CAPEX (I_t)	**Remplacement des pompes centrifuges**	6,99 MXPF	65,6 M$
OPEX (O_t)	**Maintenance**	13,74 MXPF/an	129 k$/an
	Inspection de la conduite de puisage	12,79 MXPF/an	120 k$/an

Le LCOE du SWAC du CHPF est estimé à 128,0 $/MWh, soit 13 640 XPF/MWh, en se basant sur les données de 2023 : une production d'énergie frigorifique de 1 072 MWh_f et une consommation électrique de 24 563 MWh_e, avec un coût de l'électricité de 26 XPF/kWh. Ce LCOE est 2,3 fois inférieur à celui de Tetiaroa, ce qui s'explique par l'isolement de Tetiaroa et son coût de l'électricité, trois fois plus élevé que celui de Tahiti.

Par ailleurs, le LCOE des groupes d'eau glacée du CHPF s'élève à environ 164,6 $/MWh, soit 17 530 XPF/MWh, d'après les données de 2022 : une production d'énergie frigorifique de 23 031 MWh et une consommation électrique de 9 067 MWh. Ces chiffres tiennent compte d'un coût d'investissement et d'opération de 13 M$, avec un remplacement des groupes tous les 15 ans pour un coût de 8,58 M$. Le coût de l'énergie frigorifique produite par le SWAC du CHPF est donc environ 23 % plus faible que celle des groupes froids qui étaient installés précédemment.

2.4.4 Considérations environnementales : Facteur d'émission

La qualification des performances du SWAC de Tetiaroa permet également de calculer le facteur d'émission moyen de la technologie par rapport aux autres systèmes de climatisation. En prenant les valeurs moyennes de SCOP pour chaque technologie de climatisation, ainsi que le facteur d'émission de CO_2 pour la Polynésie française, on peut comparer les facteurs d'émission moyen pour chaque technologie. D'après le rapport de l'Observatoire Polynésien de l'Énergie, le facteur d'émission pour la Polynésie française s'élève à 502 gCO_2/kWh en 2022 [7]. Les valeurs de performances moyenne et globale de chaque système sont résumées dans le Tableau 7 ci-dessous, avec leur facteur d'émission.

Tableau 7 : Valeurs typiques du SCOP et facteur d'émission moyen pour différents systèmes de climatisation

Systèmes de climatisation disponibles	Performance moyenne (SCOP global)	Performance maximum (SCOP primaire)	Facteur d'émission moyen pour la climatisation (gCO_2/kWh_f)
SWAC	24,2	141	20,7
Chillers	6,3	11,7	79,7
VRF multi-split	4,2	9,8	120
Large packaged AC	3,8	7	132
Large split AC	3,5	5	143

On remarque que la technologie SWAC émet en moyenne 4 à 7 fois moins de CO_2 que les autres systèmes de climatisation conventionnels. De plus, le SWAC a l'avantage de ne pas émettre de gaz fluorés car il n'utilise pas de fluide frigorigène.

Par ailleurs, il est également possible de calculer l'émission annuelle de CO_2 par unité de surface climatisée, un KPI pour évaluer l'impact environnemental du système. Comme mentionné à la fin de la section 2.4.2, le SWAC consomme environ 254 MWh par an pour refroidir une surface totale de 7 000 m². En utilisant le facteur d'émission pour la Polynésie française, on obtient une émission annuelle de 18,2 $kgCO_2/m^2$, ce qui est faible par rapport à celle d'un chiller qui serait de 72,5 $kgCO_2/m^2$.

2.5 Conclusion

La technologie SWAC s'impose comme une solution de refroidissement efficace et à faible impact environnemental, particulièrement résiliente grâce à sa capacité à maintenir des performances remarquables, même en climat tropical. En tant que système de refroidissement actif, il pourrait constituer un outil essentiel pour atténuer les effets thermiques du changement climatique, tels que l'augmentation de la durée et de l'intensité des vagues de chaleur. Les données recueillies sur une période de deux ans à l'hôtel The Brando, situé sur l'île de Tetiaroa, l'un des trois systèmes de climatisation par eau de mer profonde (SWAC) en fonctionnement dans le monde, offrent une compréhension complète du fonctionnement de cette technologie, de ses performances et de ses variations saisonnières. On peut noter que la consommation électrique liée à la boucle secondaire est le principal poste de consommation du SWAC. Le débit secondaire est contrôlé par une vanne de régulation avec un point de consigne de pression, ce qui induit un mauvais contrôle de celui-ci. De plus, la température de retour de l'eau glacée reste assez froide à 10,5°C au lieu de 12°C en fonctionnement nominal, ce qui implique également que le débit est trop élevé par rapport à la demande en climatisation. Malgré cette régulation au secondaire, l'installation SWAC de Tetiaroa démontre une performance remarquable sur les deux ans avec un Coefficient de Performance Saisonnier (SCOP) primaire et global respectivement de 141 et 24,2. Le COP global d'une installation SWAC couplé à un réseau de froid de plus petite longueur sera plus proche du COP primaire du SWAC de Tetiaroa. La performance globale d'une installation SWAC se situerait donc entre 24,2 et 141 de SCOP en fonction de la boucle de distribution à laquelle elle est reliée.

Le Levelized Cost of Energy (LCOE) a également été calculé pour cette installation. Il est estimé à environ 298,0 $/MWh avec un taux d'actualisation de 7,7 %, selon la définition du LCOE v14 de Lazard en 2020 [112]. Lorsque ce LCOE est recalculé en se basant sur les valeurs nominales de l'installation, il s'élève à 110,6 $/MWh, soit 2,7 fois inférieur au LCOE issu des mesures. Cet écart souligne l'importance des données expérimentales pour estimer avec précision le coût réel de l'énergie froide produite par le SWAC. Quant au SWAC du CHPF, son LCOE est estimé à 128,0 $/MWh, soit 2,3 fois inférieur à celui de Tetiaroa. Le LCOE des groupes d'eau glacée du CHPF s'élève à 164,6 $/MWh, montrant que le SWAC permet de réduire le coût de l'énergie frigorifique de 23 %.

Enfin, la technologie SWAC a l'avantage de ne pas émettre de gaz fluorés qui ont un impact environnemental significatif. Le SWAC peut être établi comme une solution durable et efficace pour décarboner la production de froid dans de nombreux endroits, y compris les zones tropicales avec un facteur d'émission de CO_2 élevé comme la Polynésie française (502 gCO_2/kWh en 2022 [7]). Le système SWAC émet 4 à 7 fois moins de CO_2 que les autres technologies de production de refroidissement selon leur COP moyen.

Chapitre 3

Modélisation numérique d'une installation SWAC et éléments de validation expérimentale

3.1 Introduction

Une étude plus approfondie de la technologie SWAC doit passer par l'élaboration d'un modèle numérique décrivant le comportement de l'ensemble d'une installation afin de tester différentes variantes de conception et de fonctionnement dans le but d'optimiser la performance énergétique en minimisant le coût d'investissement. La robustesse des conclusions se basant sur l'utilisation d'un modèle numérique dépendent de la validité de celui-ci. Chaque phénomène physique doit être correctement décrit afin que le comportement du système global se rapproche autant que possible de celui d'un système réel dans les conditions d'opérations définies. Le modèle complet doit pouvoir estimer la production frigorifique générée par le SWAC et sa consommation électrique totale afin de connaître les performances d'une installation en fonction de trois catégories de paramètres :

- Paramètres de conception : Longueurs et diamètres des conduites primaires, caractéristiques des pompes et échangeurs…
- Paramètres d'opération : Régime de températures du réseau de froid, régulation…
- Paramètres extérieurs : Température extérieures, occupation du bâtiment…

Tous ces paramètres dépendent de phénomènes physiques variés, chacun ayant sa propre constante de temps caractéristique. Étant donné la forte variabilité des paramètres extérieures au cours du temps, une modélisation en régime dynamique s'impose. Le schéma de principe de notre modèle SWAC est représenté ci-dessous en Figure 39. Le froid est puisé dans la mer à une température T_1 à un débit d'eau $\dot{m}_1$ grâce à une pompe. L'eau de mer arrive à une température T_3 dans l'échangeur de chaleur pour refroidir un débit d'eau $\dot{m}_2$ du réseau de distribution à T_5 qui distribuera le froid au bâtiment à T_7.

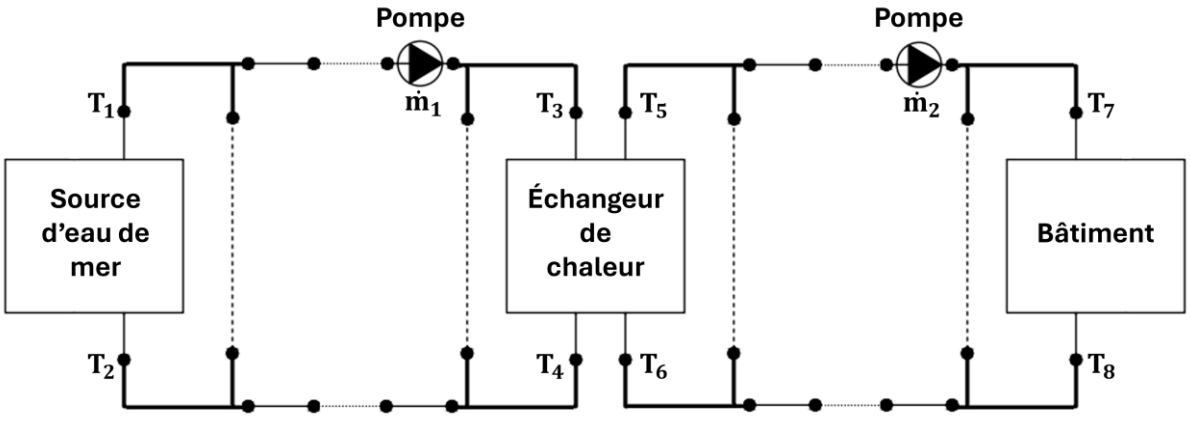


Figure 39 : Schéma de principe du modèle d'une installation SWAC

Deux types de modèle ont été développés (Figure 40) :

- Le modèle découplé, ou « modèle avec profil de charge », comprend la modélisation complète du système SWAC, avec la charge thermique du bâtiment prise en compte via un fichier de charge en entrée, basé soit sur les sorties d'un modèle de bâtiment externe, soit sur des données expérimentales. Dans notre cas, nous utiliserons les données mesurées provenant du SWAC de Tetiaroa. L'absence de modélisation directe du bâtiment permet un temps de calcul plus rapide que celui du modèle couplé et le rend adapté pour une validation expérimentale.
- Le modèle couplé ou « modèle avec bâtiment » : il prend en compte le couplage avec un modèle de bâtiment basé sur la Simulation Thermique Dynamique (STD). Le modèle SWAC est commun avec le modèle découplé. Il comprend aussi un modèle de conduite enterré pour modéliser les pertes thermiques le long du réseau de distribution. Ce modèle permet d'effectuer des simulations pour l'étude de variantes de fonctionnement dans le but d'optimiser le fonctionnement de l'installation, puisque les impacts sur les conditions intérieures du bâtiment sont observables.

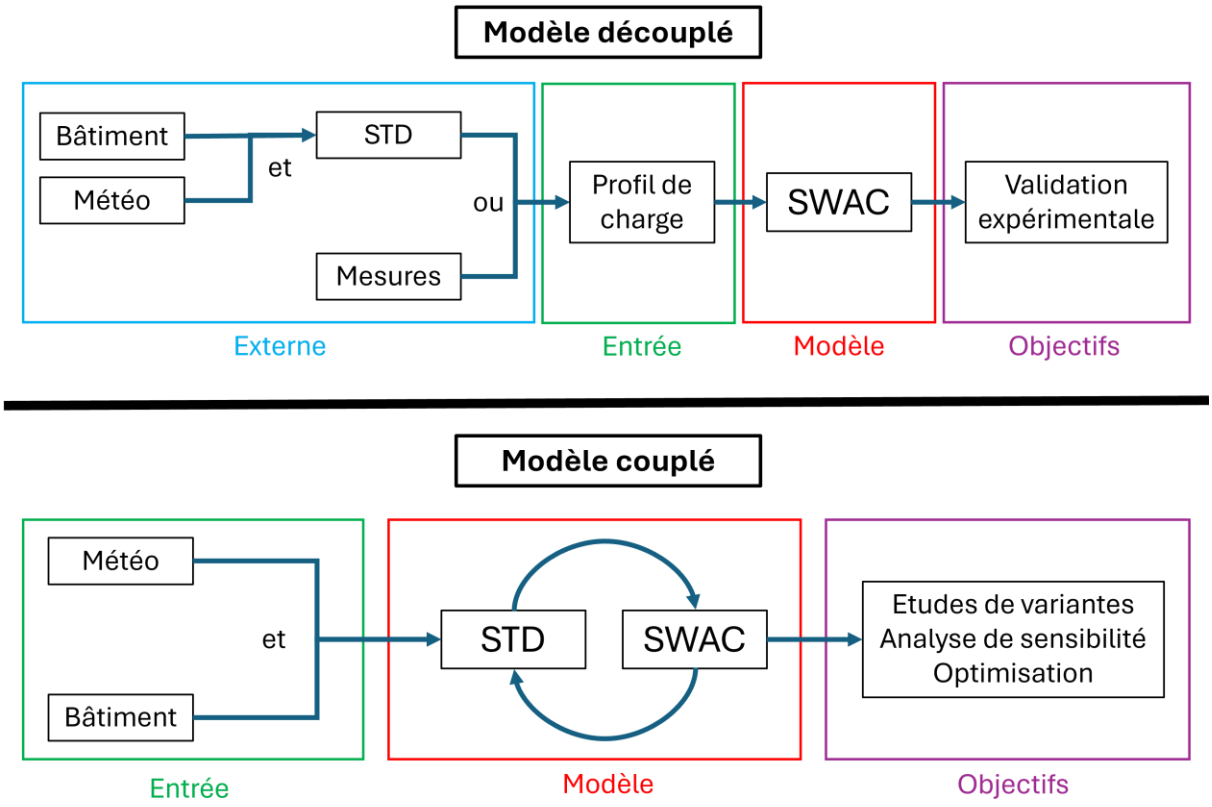


Figure 40 : Schéma comparatif des modèles découplé et couplé pour la modélisation du système SWAC

Les deux modèles ont été réalisés sous l'environnement EnergyPlus, un logiciel de simulation thermique des bâtiments développé par le département de l'Énergie des États-Unis (DOE), en cosimulation avec Python via des plugins. Le modèle de SWAC et de bâtiment sont décrits dans EnergyPlus, auquel on rajoute des modèles personnalisés décrits dans Python pour améliorer la précision du modèle global. Décrire le système de climatisation et le bâtiment dans le même environnement permet de prendre en compte leurs interactions de manière dynamique. Le fonctionnement du SWAC a un impact direct sur la température d'eau de mer en entrée de local technique, celle-ci influençant le débit de la boucle de distribution elle-même impactant les conditions intérieures du bâtiment. Inversement, les conditions intérieures du bâtiment peuvent aussi exercer une influence sur le fonctionnement du système. Toutefois, dans le cas du SWAC, ce couplage est relativement 'faible', car les conditions intérieures du bâtiment affectent peu les performances du SWAC. En revanche, pour un système de climatisation conventionnel, le couplage est 'plus fort' : une diminution de la température intérieure entraîne une baisse de l'EER du système, reflétant une interaction plus significative entre les deux éléments.

Les différents modèles seront présentés bloc par bloc :

- La boucle primaire
- Les pompes
- Les propriétés thermodynamiques de l'eau de mer
- Les échangeurs de chaleur
- Le réseau de distribution
- Le contrôle des débits
- Le besoin frigorifique

Le modèle sera ensuite présenté dans sa globalité en introduisant nos deux environnements de simulation (EnergyPlus et Python) ainsi que l'interface de programmation d'application (API) qui les relie.

3.2 Modélisation de la boucle primaire

3.2.1 Partie thermique

Le modèle SWAC commence par la modélisation thermique de la boucle primaire du point de puisage au point de rejet. La température du puisage T_{source} est fixée constante tout au long de la période de simulation, la longueur de conduite étant fonction de la profondeur de puisage elle-même fonction de la température. Les profils de température, salinité et bathymétrie, respectivement $T(z)$, $S(z)$ et $L(z)$, sont des données en entrée du modèle. La profondeur de puisage z_{source} est défini comme suit à partir du profil de température :

$$z_{source} = T^{-1}(T_{source}) \tag{3.1}$$

L'eau de mer subit des pertes thermiques le long de la conduite de puisage, les transferts thermiques pris en compte sont :

- Convection forcée à l'intérieur de la conduite
- Conduction à travers la paroi
- Convection naturelle à l'extérieur

L'eau de mer restant en phase liquide dans l'ensemble de la boucle, on la considère incompressible et on prend sa masse volumique $\rho_{SW}(T,S)$ indépendante de la pression. Nous utiliserons également les propriétés thermodynamiques de l'eau de mer [109,110] comme la viscosité dynamique $\mu_{SW}(T,S)$, la viscosité cinématique $\eta_{SW}(T,S)$, la capacité thermique massique $c_{p_{SW}}(T,S)$, la conductivité thermique $\lambda_{SW}(T,S)$ et le coefficient de compressibilité isotherme $\beta_{SW}(T,S)$. Ces grandeurs sont toutes fonction de la température et de la salinité.

On définit également les termes T_{in} et S_{in} respectivement la température et la salinité de l'eau de mer à l'intérieur de la conduite. La température et la salinité de l'eau de mer autour de la conduite sont notés T_{out} et S_{out}.

$$T_{in} = T_{in}(z)\ et\ S_{in} = S(z_{source}) \tag{3.2}$$

$$T_{out} = T(z)\ et\ S_{out} = S(z) \tag{3.3}$$

La vitesse du fluide v_{SW} à l'intérieur de la conduite cylindrique est calculée comme suit :

$$v_{SW} = \frac{\dot{m}_{SW}}{\rho_{SW}(T,S) * \pi r_{in}^2} \tag{3.4}$$

où $\dot{m}_{SW}$ est le débit de la boucle primaire et r_{in} le rayon intérieur de la conduite. Le nombre de Reynolds est donné par la relation suivante :

$$Re = \frac{\rho_{SW}(T,S) * v_{SW} * 2r_{in}}{\eta_{SW}(T_{in},S_{in})} \tag{3.5}$$

Le coefficient de friction f est calculé à l'aide de l'équation implicite de résistance de Kármán–Prandtl pour des conduites lisses en régime turbulent ($Re > 2000$) [113] :

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1{,}930 \log\left(Re\sqrt{f}\right) - 0{,}537 \tag{3.6}$$

Le coefficient de transfert de chaleur convectif à l'intérieur de la conduite h_{in} est déterminé en calculant le nombre de Prandtl dans la conduite Pr_{in} et en utilisant la corrélation de Gnielinski pour les écoulements en régime turbulent dans les tubes [111] :

$$Pr_{in} = \frac{\mu_{SW}(T_{in},S_{in}) * c_{p_{SW}}(T_{in},S_{in})}{\lambda_{SW}(T_{in},S_{in})} \tag{3.7}$$

$$Nu_{Gnielinski} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re - 1000)Pr_{in}}{1 + 12{,}7 * \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} * \left(Pr_{in}^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \tag{3.8}$$

$$h_{in} = Nu_{Gnielinski} * \frac{\lambda_{SW}(T_{in},S_{in})}{2r_{in}} \tag{3.9}$$

Le transfert par convection naturelle nécessite le calcul du nombre de Rayleigh et donc du nombre de Grashof et de Prandtl à l'extérieur de la conduite, respectivement Ra, Gr et Pr_{out} :

$$Gr = \frac{g * \beta(T_{out},S_{out}) * \rho_{SW}^2(T,S) * (2r_{out})^3(T_{out} - T_{in})}{\mu_{SW}^2(T_{out},S_{out})} \tag{3.10}$$

$$Pr_{out} = \frac{\mu_{SW}(T_{out},S_{out}) * c_{p_{SW}}(T_{out},S_{out})}{\lambda_{SW}(T_{out},S_{out})} \tag{3.11}$$

$$Ra = Pr_{out}Gr \tag{3.12}$$

Le coefficient de transfert de chaleur convectif h_{out} en est déduit grâce à la corrélation de Churchill et Chu, valable si $Ra < 10^{12}$, pour un cylindre horizontal isotherme [114] :

$$Nu_{Churchill} = \left(0{,}60 + 0{,}387 * \left(\frac{Ra}{\left(1 + \left(\frac{0{,}559}{Pr_{out}}\right)^{\frac{9}{16}}\right)^{\frac{16}{9}}}\right)^{\frac{1}{6}}\right)^2 \tag{3.13}$$

$$h_{out} = Nu_{Churchill} * \frac{\lambda_{SW}(T_{out}, S_{out})}{2r_{out}} \tag{3.14}$$

où r_{out} est le rayon extérieur de la conduite. Le coefficient d'échange global U est calculée de la manière suivante en ajoutant le terme lié au transfert par conduction :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{in}} + \frac{1}{h_{out}} + \frac{r_{in}\log\left(\frac{r_{out}}{r_{in}}\right)}{k_{PEHD}}} \tag{3.15}$$

où λ_{PEHD} est la conductivité thermique du polyéthylène haute densité. La température de l'eau de mer en sortie de la conduite de puisage $T_{surface}$ est déterminée en résolvant numériquement l'équation différentielle ci-après :

$$\frac{dT_{in}}{dz} = U * \frac{2\pi r_{in}(T_{out} - T_{in})}{\dot{m}_{SW} c_{p_{SW}}(T_{in}, S_{in})} * \frac{dL}{dz} \tag{3.16}$$

La perte thermique totale le long de l'ensemble de la conduite de puisage $\dot{Q}_{puisage}$ s'exprime de la manière suivante :

$$\dot{Q}_{puisage} = \dot{m}_{SW} \int_{T_{source}}^{T_{surface}} c_{p_{SW}}(T_{in}, S_{in}) * dT_{in} \tag{3.17}$$

L'équation (3.18) est également utilisé pour calculer la température de l'eau de mer en sortie de pipeline de rejet T_{rejet} à partir de $T_{échangeur}$, et des coefficients d'échange de la conduite retour h'_{in} et h'_{out} déterminés de la même façon que de la conduite aller. La perte thermique le long de la conduite de rejet $\dot{Q}_{rejet}$ est déterminée comme ci-dessous :

$$\dot{Q}_{rejet} = \dot{m}_{SW} \int_{T_{échangeur}}^{T_{rejet}} c_{p_{SW}}(T_{in}, S_{in}) * dT_{in} \tag{3.18}$$

Le modèle thermique de la boucle primaire est représenté ci-dessous (Figure 41) :

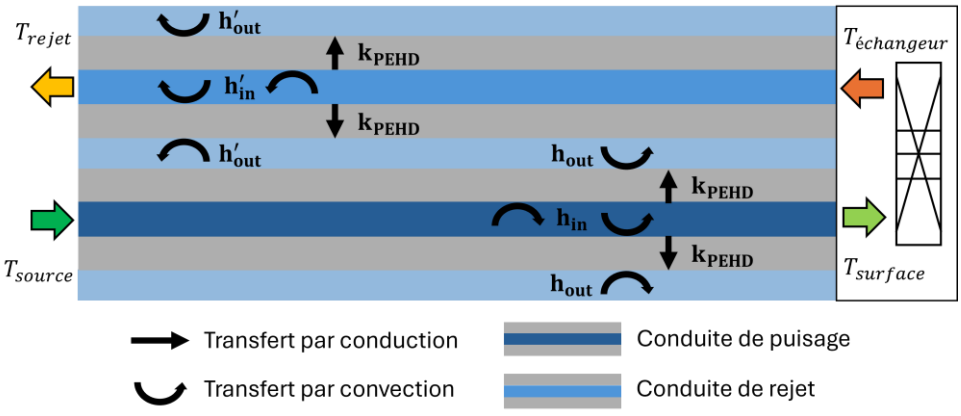


Figure 41 : Représentation du modèle thermique de la boucle primaire

3.2.2 Partie fluidique

La modélisation de la partie fluidique de la boucle primaire passe par le calcul des pertes de charge de celle-ci. On utilise la formule (3.19) pour calculer la perte de charge de la conduite aller et retour :

$$\Delta H = \frac{fL}{D_{in}} * \frac{v_{SW}^2}{2g} \tag{3.19}$$

où D_{in} est le diamètre intérieur de la conduite et ΔH est la perte de charge. On détermine ainsi la résistance hydraulique du puisage $R_{SW,aller}$ et du rejet $R_{SW,retour}$:

$$R_{SW,aller} = \frac{\Delta H_{SW,aller}}{\dot{m}_{SW}^2} \tag{3.20}$$

$$R_{SW,retour} = \frac{\Delta H_{SW,retour}}{\dot{m}_{SW}^2} \tag{3.21}$$

La résistance hydraulique de l'échangeur $R_{SW,échangeur}$ est donnée par l'équation ci-dessous, avec $\Delta H_{SW,échangeur}$ donnée par le constructeur pour le débit nominal $\dot{m}_{SW,échangeur}$:

$$R_{SW,échangeur} = \frac{\Delta H_{SW,échangeur}}{\dot{m}_{SW,échangeur}^2} \tag{3.22}$$

On calcule la résistance équivalente $R_{SW,éq}$ du réseau, les trois résistances étant en série selon le schéma équivalent de la Figure 42 :

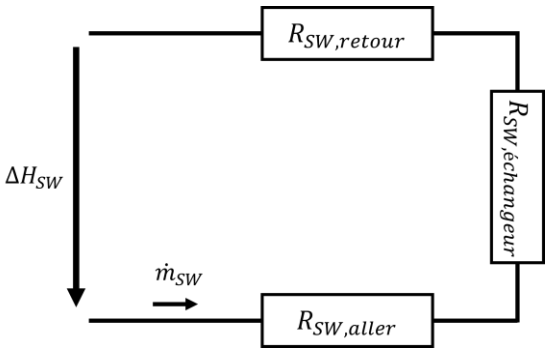


Figure 42 : Schéma équivalent du réseau fluidique primaire

$$R_{SW,éq} = R_{SW,aller} + R_{SW,retour} + R_{SW,échangeur} \tag{3.23}$$

On en déduit la perte de charge ΔH_{SW} et la chute de pression ΔP_{SW} de la boucle primaire :

$$\Delta H_{SW} = R_{SW,éq}\dot{m}_{SW}^2 \tag{3.24}$$

$$\Delta P_{SW} = \rho_{SW} g \Delta H_{SW} \tag{3.25}$$

3.3 Modélisation des pompes

Pour modéliser les pompes du système SWAC, une estimation du rendement de la pompe est effectuée en se basant sur son point de fonctionnement nominal.

$$\eta_{tot} = \frac{\dot{V}_{nom} * \Delta H_{nom}}{\dot{W}_{nom}} \tag{3.26}$$

où $\dot{V}_{nom}, \Delta H_{nom}, \dot{W}_{nom}, \eta_{tot}$ sont respectivement le débit volumique, la hauteur manométrique, la puissance électrique nominal, ainsi que le rendement total. Le rendement de la pompe ϵ_{pump} est calculée en prenant en compte le rendement du moteur ϵ_{motor}.

$$\eta_{pump} = \frac{\eta_{tot}}{\eta_{motor}} \tag{3.27}$$

Les pompes étant à vitesse variable, on définit le PLR (Part Load Ratio) comme le ratio entre le débit requis et le débit nominal de la pompe.

$$PLR = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_{nom}} \tag{3.28}$$

Ce ratio permet de déterminer la puissance électrique consommée par la pompe par rapport à la puissance nominale via un polynôme du 3ème degré, donnant le FFLP (Fraction Full Load Power) et dont les coefficients C_1, C_2, C_3, C_4 sont donnés par la littérature ou par des essais expérimentaux. Dans notre cas, ils ont été déterminés en se basant sur la documentation des pompes de l'installation de Tetiaroa. Leurs valeurs sont données en annexe A1.

$$FFLP = C_1 + C_2 PLR + C_3 PLR^2 + C_4 PLR^3 \tag{3.29}$$

$$\dot{W}_{élec} = FFLP * \dot{W}_{nom} \tag{3.30}$$

La puissance mécanique fournie par la pompe, notée $\dot{W}_{shaft}$ est considérée comme étant entièrement transmise au fluide de la boucle sous forme de chaleur.

$$\dot{W}_{shaft} = \dot{W}_{élec} * \eta_{motor} \tag{3.31}$$

$$\dot{Q}_{pump} = \dot{W}_{shaft} + \left(\dot{W}_{élec} - \dot{W}_{shaft}\right) * f_{pertes,motor} \tag{3.32}$$

Le fluide entre à une température T_{in} et sort de la pompe à T_{out} selon la relation suivante où $\dot{Q}_{pump}$ est la chaleur de la pompe vers le fluide et $C_{p,loop}$ la chaleur massique du fluide de la boucle en question :

$$T_{out} = T_{in} + \frac{\dot{Q}_{pump}}{\dot{m} C_{p,loop}} \tag{3.33}$$

3.4 Modélisation des propriétés thermodynamiques de l'eau de mer

Dans cette partie, les équations permettant de déterminer les propriétés thermodynamiques de l'eau de mer seront développées. Comme dit précédemment, l'eau de mer étant en phase liquide en tout point du système SWAC, les équations provenant des références [109,110] peuvent être simplifiées car indépendantes de la pression. Voici les fonctions, adaptées à notre cas, donnant la masse volumique, la chaleur massique, la conductivité thermique et la viscosité dynamique :

$$\rho_{SW}(T,S) = a_1 + a_2T + a_3T^2 + a_4T^3 + a_5T^4 + b_1S + b_2ST + b_3ST^2 + b_4ST^3 + b_5S^2T^2 \quad (3.34)$$

$$c_{p_{SW}}(T,S) = 1000 * (A_1(S) + A_2(S) * T + A_3(S) * T^2 + A_4(S) * T^3) \quad (3.35)$$

$$\lambda_{SW}(T,S) = 0{,}001 * 10^{(B_1(S)+0{,}434*(2{,}3-B_2(T,S))*(1-B_3(T,S))^{\frac{1}{3}})} \quad (3.36)$$

$$\mu_{SW}(T,S) = (1 + (c_1 + c_2T + c_3T^2)S + (c_4 + c_5T + c_6T^2)S^2) * \left(\frac{1}{c_7(c_8+T)^2 + c_9} + c_{10}\right) \quad (3.37)$$

La viscosité cinématique et le coefficient de dilatation thermique isobare sont déduits des précédentes fonctions de la manière suivante :

$$\eta_{SW}(T,S) = \frac{\mu_{SW}(T,S)}{\rho_{SW}(T,S)} \quad (3.38)$$

$$\beta_{SW}(T,S) = -\frac{1}{\rho_{SW}} * \frac{d\rho_{SW}}{dT} \quad (3.39)$$

Les valeurs des coefficients des équations sont disponibles en annexe A1. Les domaines de validité des équations et leurs incertitudes sont résumés dans le Tableau 8 ci-dessous [109,110] :

Tableau 8 : Validité et incertitude des propriétés thermodynamiques de l'eau de mer

	ρ_{SW}	$c_{p_{SW}}$	λ_{SW}	μ_{SW}	η_{SW}	β_{SW}
Température (°C)	[0; 180]	[0; 180]	[0; 180]	[0; 180]	[0; 180]	[10; 180]
Salinité (g/kg)	[0; 180]	[0; 160]	[0; 160]	[0; 150]	[0; 150]	[0; 150]
Incertitude	0,14 %	1 %	3 %	1,5 %	1,5 %	11,37 %

3.5 Modélisation des échangeurs de chaleur

Un modèle classique d'échangeur de chaleur à contre-courant est implémenté [111] et représenté en Figure 43. Il permet de transférer le froid de l'eau de mer à la boucle secondaire, reliant ainsi la boucle primaire au réseau de distribution.

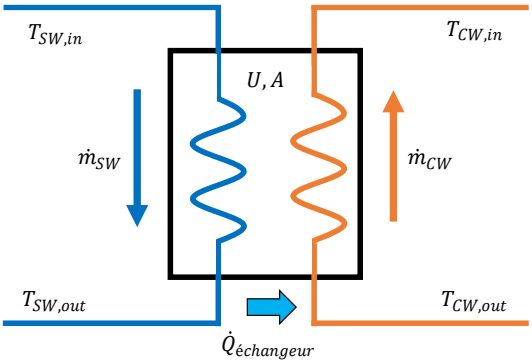


Figure 43 : Schéma de principe de l'échangeur contre-courant

Le flux thermique $\dot{Q}_{échangeur}$ ainsi que les puissances thermiques côté primaire $\dot{Q}_{SW}$ et secondaire $\dot{Q}_{CW}$ sont donnés par les expressions suivantes :

$$\dot{Q}_{échangeur} = \epsilon(\dot{m}c_p)_{min}(T_{SW,in} - T_{CW,in}) \tag{3.40}$$

$$\dot{Q}_{SW} = \rho_{SW}\dot{m}_{SW}c_{p_{SW}}(T_{SW,out} - T_{SW,in}) \tag{3.41}$$

$$\dot{Q}_{CW} = \rho_{CW}\dot{m}_{CW}c_{p_{CW}}(T_{CW,in} - T_{CW,out}) \tag{3.42}$$

L'efficacité ϵ de ce type d'échangeur est évaluée par la méthode du Nombre d'Unité de Transfert (NUT) :

$$\epsilon = \frac{1 - \exp(-NTU(1 - R_C))}{1 - R_C \exp(-NTU(1 - R_C))} \tag{3.43}$$

Avec NTU et R_C obtenus par :

$$NTU = \frac{(UA)_{échangeur}}{(\dot{m}c_p)_{min}} \; et \; R_C = \frac{(\dot{m}c_p)_{min}}{(\dot{m}c_p)_{max}} \tag{3.44}$$

Les températures en sortie de l'échangeur dans chacune des boucles peuvent ainsi être calculées de la manière suivante :

$$T_{SW,out} = T_{SW,in} - \frac{\dot{Q}_{échangeur}}{(\dot{m}c_p)_{SW}} \tag{3.45}$$

$$T_{CW,in} = T_{CW,out} - \frac{\dot{Q}_{échangeur}}{(\dot{m}c_p)_{CW}} \tag{3.46}$$

3.6 Modélisation du réseau de distribution

3.6.1 Pertes thermiques et retard temporel

Les transferts thermiques des conduites du réseau de distribution sont simulés en discrétisant la conduite sur la longueur en 20 nœuds [115]. Chaque section discrète de conduite est définie par 3 nœuds, un représentant le fluide, un pour la paroi de la conduite, et un pour l'environnement extérieur comme sur la Figure 44. Les transferts de chaleur au niveau de la conduite sont modélisés en régime permanent, et l'écoulement est considéré comme unidimensionnel.

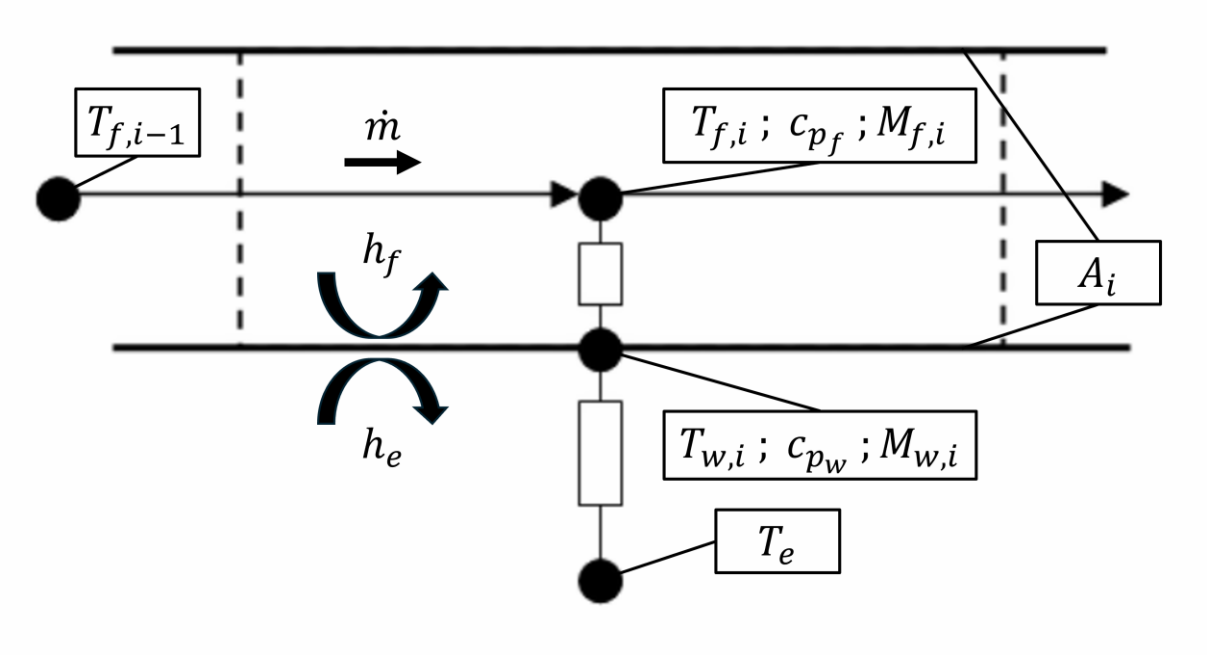


Figure 44 : Section discrète du modèle de conduite

Les transferts thermiques des nœuds « fluide » et « paroi » pour la section discrète i sont décrits par les deux équations suivantes :

$$M_{f,i}c_{P,f}\frac{dT_{f,i}}{dt} = \dot{m}c_{P,f}\left(T_{f,i-1} - T_{f,i}\right) - h_f A_i(T_{f,i} - T_{w,i}) \tag{3.47}$$

$$M_{w,i}c_{P,w}\frac{dT_{w,i}}{dt} = h_f A_i\left(T_{f,i} - T_{w,i}\right) - h_e A_i(T_{w,i} - T_e) \tag{3.48}$$

où les indices f, w et e correspondent respectivement au fluide, la paroi de la conduite et l'extérieur. Le nœud actuel est noté avec l'indice i et le nœud précédent par i-1. Les dérivées sont approximées en utilisant la méthode « backward difference », on obtient pour un pas de temps n :

$$\frac{M_{f,i}c_{P,f}}{\Delta t}(T_{f,i}^{n} - T_{f,i}^{n-1}) = \dot{m}C_{P,f}\left(T_{f,i-1}^{n} - T_{f,i}^{n}\right) - h_f A_i(T_{f,i}^{n} - T_{w,i}^{n}) \quad (3.49)$$

$$\frac{M_{w,i}c_{P,w}}{\Delta t}(T_{w,i}^{n} - T_{w,i}^{n-1}) = h_f A_i\left(T_{f,i}^{n} - T_{w,i}^{n}\right) - h_e A_i(T_{w,i}^{n} - T_{e}^{n}) \quad (3.50)$$

On réécrit sous cette forme :

$$a_1 T_{f,i}^{n} = a_2 T_{f,i-1}^{n} + a_3 T_{w,i}^{n} + a_4 T_{f,i}^{n-1} \quad (3.51)$$

$$b_1 T_{w,i}^{n} = b_2 T_{f,i}^{n} + b_3 T_{e,i}^{n} + b_4 T_{w,i}^{n-1} \quad (3.52)$$

Les expressions associées à chacun de ces coefficients sont récapitulées dans le tableau ci-dessous (Tableau 9) :

Tableau 9 : Coefficients des équations de transfert thermique du réseau de distribution

Coefficient	**Expression**
$\boldsymbol{a_1}$	$M_{f,i}c_{p,f} + \dot{m}c_{p,f}\Delta t + h_f A_i \Delta t$
$\boldsymbol{a_2}$	$\dot{m}c_{p,f}\Delta t$
$\boldsymbol{a_3}$	$h_f A_i \Delta t$
$\boldsymbol{a_4}$	$M_{f,i}c_{p,f}$
$\boldsymbol{b_1}$	$M_{w,i}c_{p,w} + h_f A_i \Delta t + h_e A_i \Delta t$
$\boldsymbol{b_2}$	$h_f A_i \Delta t$
$\boldsymbol{b_3}$	$h_e A_i \Delta t$
$\boldsymbol{b_4}$	$M_{w,i}c_{p,w}$

On obtient l'équation suivante décrivant la température du fluide dans la conduite :

$$T_{f,i}^{n} = \frac{1}{a_1 - a_3 b_2 / b_1}\left[a_2 T_{f,i-1}^{n} + \frac{a_3}{b_1}\left(b_3 T_{e,i}^{n} + b_4 T_{w,i}^{n-1}\right) + a_4 T_{f,i}^{n-1}\right] \quad (3.53)$$

La conduite est modélisée à chaque pas de temps en résolvant l'équation précédente puis l'équation 3.49 pour chacune des 20 sections discrètes.

Les conduites du réseau de distribution étant enterrées, un modèle thermique du sol entre la paroi de la conduite et la surface doit être ajouté afin de déterminer la condition en bordure de la conduite (Figure 45).

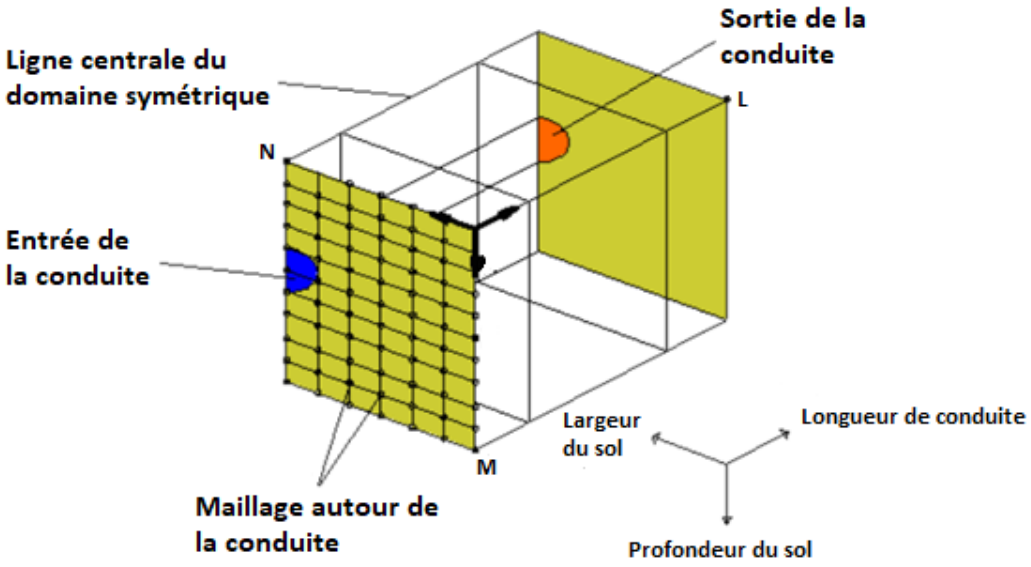


Figure 45 : Discrétisation du sol autour de la conduite (adaptée de Engineering Reference [116])

Les températures au voisinage de la conduite, l'espacement de la grille et les propriétés du sol sont utilisés pour calculer une température de bordure moyenne et une valeur de conductance imitant le coefficient de convection autour de la conduite. Ce modèle est valable pour une conduite enterrée dans un sol directement exposé à l'environnement extérieur. Les hypothèses simplificatrices suivantes ont été prises [117] :

- Propriétés thermophysiques constantes dans tout le domaine (Conductivité thermique ; Chaleur spécifique ; Masse volumique)
- L'humidité n'est pas directement impliquée dans le fonctionnement du modèle
- Transfert de chaleur axial négligeable par rapport au transfert de chaleur radial
- Transfert de chaleur axisymétrique dans la région proche du tuyau
- Le coefficient de convection de surface est constant tout au long de la simulation (ne varie pas avec la vitesse du vent)

3.6.2 Résistance hydraulique

La résistance hydraulique du réseau secondaire est calculée de la même manière que la résistance de la boucle primaire en utilisant l'équation de Darcy-Weisbach pour déterminer la résistance de chaque section du réseau avant de les additionner.

$$\Delta H = \frac{fL}{D_{in}} * \frac{v_{CW}^2}{2g} \tag{3.54}$$

Le réseau secondaire étant complexe sa résistance sera calculée en modélisant le réseau le plus défavorisé représenté sur la Figure 46 ci-dessous :

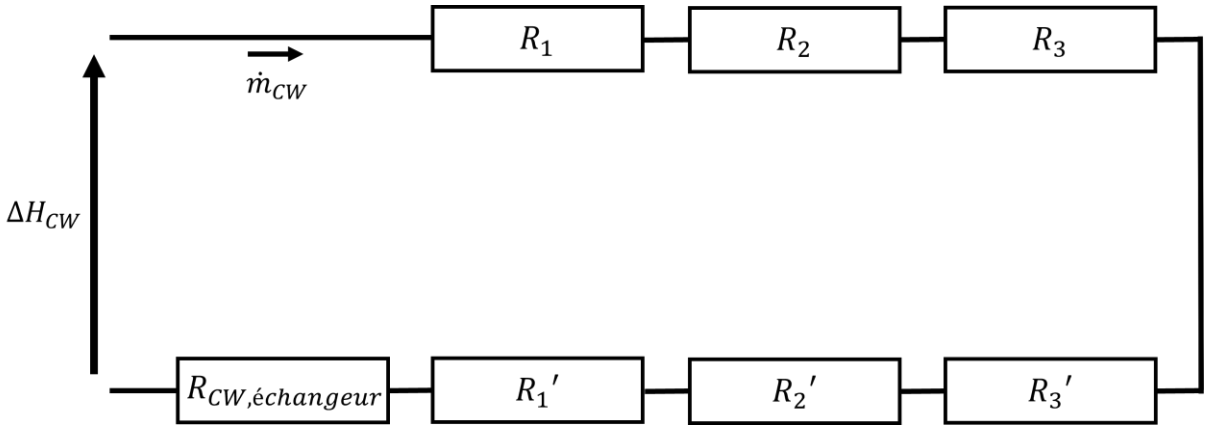


Figure 46 : Schéma équivalent du réseau fluidique secondaire

Le réseau secondaire est composé d'une conduite aller-retour et de 3 sections ayant des diamètres différents sur chacune des deux branches. Les résistances à additionner sont R_1, R_2, R_3 pour l'aller et R_1', R_2', R_3' pour le retour ainsi que $R_{CW,échangeur}$ pour l'échangeur de chaleur.

$$R_{CW,éq} = R_1 + R_2 + R_3 + R_1' + R_2' + R_3' + R_{CW,échangeur} \tag{3.55}$$

$$R_{CW,échangeur} = \frac{\Delta H_{CW,échangeur}}{\dot{m}_{CW,échangeur}^2} \tag{3.56}$$

On en déduit la perte de charge ΔH_{CW} et la chute de pression ΔP_{CW} de la boucle secondaire :

$$\Delta H_{CW} = R_{CW,éq} \dot{m}_{CW}^2 \tag{3.57}$$

$$\Delta P_{CW} = \rho_{CW} g \Delta H_{CW} \tag{3.58}$$

3.7 Modélisation du contrôle des débits

3.7.1 Primaire

Les débits sont régis par des points de consigne qui peuvent être paramétrés en fonction de diverses variables physiques. Pour la boucle primaire, le contrôle « température » est utilisé. Ce contrôle ajuste le débit afin de maintenir une température fixe en un point de la boucle régulée, en fonction de la température et du débit mesurés au pas de temps précédent. Si c'est le premier pas de temps, le débit minimum de la pompe est utilisé. L'actionneur est ici la pompe à débit variable.

$$\dot{m}(t) = \frac{T_{mesurée}(t-1)}{T_{setpoint}} * \dot{m}_{mesurée}(t-1) \tag{3.59}$$

Dans le cas du SWAC de Tetiaroa, le point de consigne sélectionné sera sur la température du départ de l'eau glacée vers les bâtiments en entrée du réseau de distribution. Cette consigne de température sera fixée à 7,5°C.

3.7.2 Secondaire

Les débits secondaires sont également contrôlés par des points de consigne, mais en fonction de variables différentes. Les types de contrôle implémentés sont les suivants :

- Le contrôle « pression », ou débit constant, où une valeur de différence de pression est fixée pour la pompe et est atteinte par variation de fréquence. Le débit calculé dépend également de la résistance du réseau.

$$\dot{m}(t) = \frac{\rho}{3600}\sqrt{\frac{\Delta P_{setpoint}}{\rho g R_{éq}}} \tag{3.60}$$

- Le contrôle « vanne » assure également un débit constant, mais par l'action d'une vanne de régulation qui s'ouvre et se ferme pour compenser les variations de débits dues aux besoins frigorifiques comme détaillée dans la Figure 24. Le coefficient liant la résistance hydraulique de la vanne et la puissance frigorifique a été déterminé expérimentalement en se basant sur le fonctionnement de l'installation de Tetiaroa.

$$\dot{m}(t) = \frac{\rho}{3600}\sqrt{\frac{\Delta P_{setpoint}}{\rho g (R_{éq} + R_{vanne})}} \; o\grave{u} \; R_{vanne} = 3.10^{-10} * \dot{Q}_{mesurée}(t) \tag{3.61}$$

- Le contrôle « idéal » fait varier le débit directement en fonction de la puissance frigorifique demandée et d'une consigne sur la différence de température. La pompe est aussi l'actionneur dans ce cas.

$$\dot{m}(t) = \frac{\dot{Q}_{mesurée}(t)}{c_p * \Delta T_{setpoint}} \tag{3.62}$$

Les valeurs de débits calculées par chacune de ces stratégies de contrôle sont bornées par le débit minimum et maximum de la pompe à laquelle elles sont appliquées. Pour le débit secondaire, le contrôle par « vanne », avec une consigne en pression à 4 bars, sera pris pour la validation expérimentale du modèle car c'est le contrôle utilisé pour l'installation de Tetiaroa. Le contrôle « idéal » sera utilisé pour le chapitre 4, qui traite de l'analyse de sensibilité paramétrique et de l'optimisation du système SWAC, afin que les potentiels bénéfices des configurations alternatives testées ne soient pas masqués par une régulation inadaptée.

3.8 Modélisation du besoin frigorifique

3.8.1 Modèle découplé : Profil de charge

Dans le cas du modèle découplé, le besoin frigorifique est modélisé de manière très simple puisqu'il est renseigné au préalable comme donnée d'entrée du modèle sous la forme d'un profil de charge au pas horaire. La température de l'eau en sortie du profil de charge est calculée en fonction de la température de l'eau en entrée et le débit d'eau demandé :

$$T_{out} = T_{in} - \frac{\dot{Q}_{charge}}{\dot{m}_{CW} c_{p_{CW}}} \tag{3.63}$$

Ce profil peut provenir soit des sorties d'un modèle de bâtiment externe, soit de données expérimentales. Dans le cadre de la validation du modèle, le besoin frigorifique mesuré sur l'installation SWAC de Tetiaroa sera renseigné.

3.8.2 Modèle couplé : Bâtiment

Dans le cas du modèle couplé, le bâtiment et le système SWAC sont simulés en même temps, ce qui signifie que le comportement du bâtiment influence celui du système et vice-versa. Ce modèle prend en compte à la fois la partie bâtiment (enveloppe, charges internes, etc.) et la partie système (production et distribution du froid). Ici, nous allons détailler la partie « distribution du froid », tandis que la partie « production de froid » est modélisée par le système SWAC. Le besoin frigorifique est modélisé en définissant les éléments suivants :

- La batterie de refroidissement alimentant la pièce climatisée
- Le ventilo-convecteur soufflant l'air refroidi dans celle-ci
- La géométrie et constitution du bâtiment
- Le fichier météorologique du site géographique

Le modèle de batterie de refroidissement, représenté sur la Figure 47, ne nécessite pas de données de constructeurs mais seulement un jeu de paramètres thermodynamiques en entrée. Il est basé sur l'enthalpie plutôt que la température, prenant donc en compte les effets latents [118].

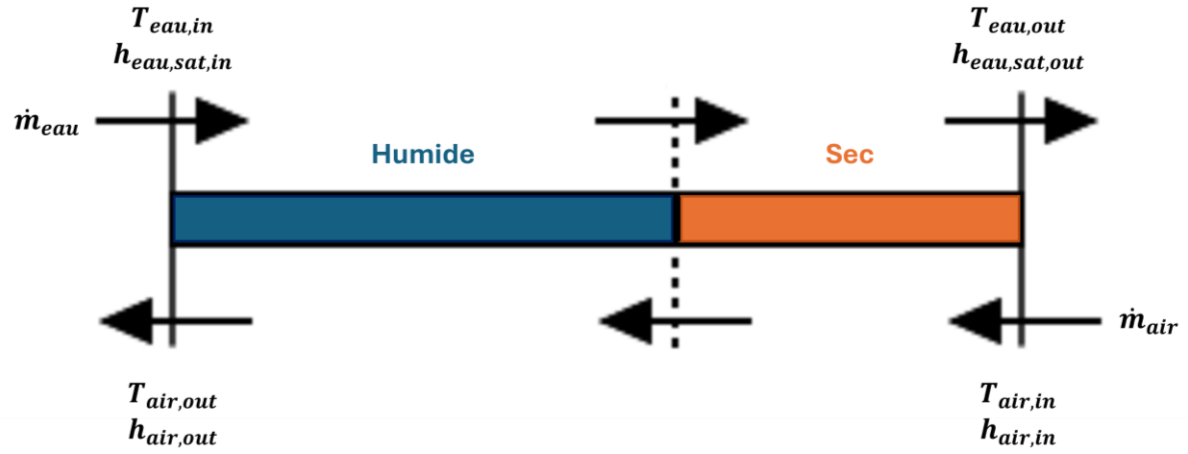


Figure 47 : Schéma simplifié de la batterie de refroidissement

Le modèle de la batterie de refroidissement, dont le schéma de principe est présenté à la Figure 48, est divisé en deux blocs principaux : le « Design Block » et le « Operating Block ». Le « Design Block » est utilisé pour évaluer les différents coefficients d'échange thermique de la batterie froide en fonctionnement nominal, tandis que le « Operating Block » permet d'ajuster ces coefficients en fonction des conditions de fonctionnement, notamment les débits d'air et d'eau. Ces deux blocs interagissent pour garantir une modélisation précise des transferts thermiques au sein de la batterie, que ce soit en conditions sèches, humides, ou partiellement humides. Le modèle prend en entrée des paramètres thermodynamiques tels que les températures, les débits d'air et d'eau, et fournit en sortie les coefficients d'échange globaux ajustées de la batterie de refroidissement. Ces paramètres seront explicités dans les deux sous-sections suivantes.

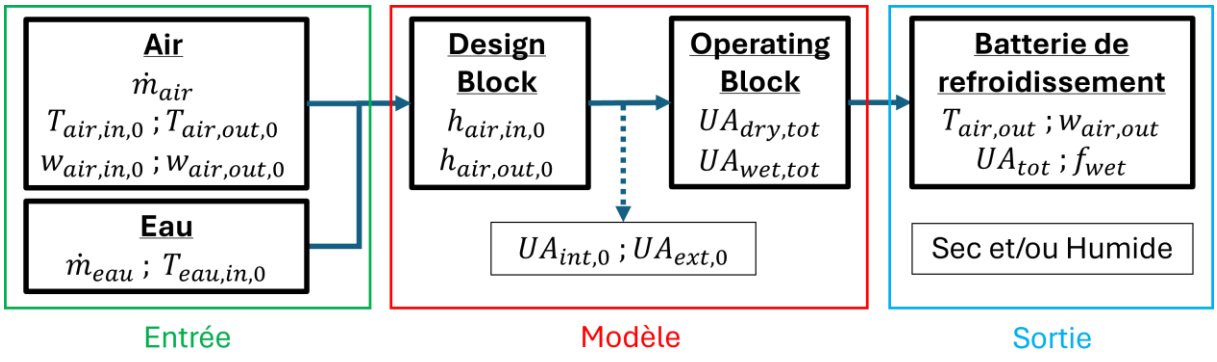


Figure 48 : Schéma de principe du modèle de batterie de refroidissement

3.8.2.1 Modèle de batterie de refroidissement : Design Block

Le « Design Block » est basé sur la résolution d'un système d'équations convergeant vers les paramètres initiaux renseignés par l'utilisateur. Ils comportent : le débit maximum d'eau ($\dot{m}_{eau,0}$) et d'air ($\dot{m}_{air,0}$), la température d'eau nominale en entrée ($T_{eau,in,0}$), ainsi que les températures et humidités relatives de l'air en entrée et en sortie ($T_{air,in,0}$; $w_{air,in,0}$; $T_{air,out,0}$; $w_{air,out,0}$) avec lesquelles les enthalpies de l'air en entrée et sortie ($h_{air,in,0}$; $h_{air,out,0}$) seront déduites. La température d'eau nominale en sortie ($T_{eau,out}$) est calculée comme suit, sachant que $\dot{Q}_{coil}$ est la puissance nominale de la batterie :

$$\dot{Q}_{coil} = \dot{m}_{air,0}(h_{air,in,0} - h_{air,out,0}) \tag{3.64}$$

$$T_{eau,out} = T_{eau,in,0} + \frac{\dot{Q}_{coil}}{\dot{m}_{eau,0} * c_{p_{eau}}} \tag{3.65}$$

On en déduit la différence d'enthalpie logarithmique Δh_{lm} ainsi que le facteur de bypass de la batterie de refroidissement $F_{coil,bypass}$ en fonction du point de rosée apparent :

$$F_{coil,bypass} = \frac{h_{air,out,0} - h_{air,rosée}}{h_{air,in,0} - h_{air,rosée}} \tag{3.66}$$

$$\Delta h_{lm} = \frac{(h_{air,in} - h_{eau,sat,out}) - (h_{air,out} - h_{eau,sat,in})}{\log(\frac{h_{air,in} - h_{eau,sat,out}}{h_{air,out} - h_{eau,sat,in}})} \tag{3.67}$$

La batterie froide est supposée totalement humide en régime nominal, les 3 facteurs d'échange suivants sont estimés selon cette hypothèse : le coefficient d'échange global ($UA_{tot,0}$) ; le coefficient d'échange interne ($UA_{int,0}$) ; le coefficient d'échange externe ($UA_{ext,0}$). Ils sont calculés comme ci-dessous :

$$UA_{ext,0} = c_{p_{air}} * \frac{\dot{Q}_{coil}}{\Delta h_{lm}} \tag{3.68}$$

$$UA_{int,0} = 3{,}3 * UA_{ext} \tag{3.69}$$

Une valeur typique de ratio entre surface intérieure et extérieure de 3,3 a été prise pour en déduire le coefficient d'échange interne. Le coefficient d'échange global est donné par :

$$UA_{tot,0} = \frac{1}{\frac{1}{UA_{int,0}} + \frac{1}{UA_{ext,0}}} \tag{3.70}$$

La surface d'échange externe de la batterie (A_{coil}) est calculée en supposant les caractéristiques suivantes :

- Diamètre intérieur des tubes : 0,122 m
- Vitesse d'eau à l'intérieur des tubes : 2,0 m/s
- Ratio surface intérieure/extérieure : 0,07
- Efficacité globale des ailettes : 0,92
- 12 Ailettes en aluminium par pouce avec 90 % de la surface extérieure avec ailettes
- Coefficient de convection thermique : 140 W/m²/°C

Les trois coefficients d'échange $(U_{ext,0}; U_{int,0}; U_{tot,0})$ sont déduits des coefficients d'échange globaux $(UA_{ext,0}; UA_{int,0}; UA_{tot,0})$ en s'appuyant sur les caractéristiques ci-dessus, concernant la géométrie de la batterie de refroidissement.

3.8.2.2 Modèle de batterie de refroidissement : Operating Block

Le « Operating Block » prend les sorties du « Design Block » comme paramètres d'entrée et va, dans un premier temps, actualiser les coefficients d'échange en fonction des débits et températures du point de fonctionnement de chaque pas de temps. Le modèle de batterie froide du « Operating Block » a 3 modes de fonctionnement suivants en fonction des conditions d'opérations. Soit le serpentin est totalement sec, ce qui intervient dans des conditions extrêmes où l'air a un faible taux d'humidité, soit il est totalement humide, c'est-à-dire que la condensation couvre toute la surface du serpentin, soit il est partiellement sec et humide. Ce cas est le plus courant où une partie du serpentin à l'entrée de l'air reste sèche, mais à mesure que l'air refroidit, de la condensation se forme sur la partie restante. L'identification du mode de fonctionnement se fait en fonction des conditions suivantes :

- Si la température de rosée de l'air est inférieure à la température d'entrée de l'eau, le serpentin est sec.
- Si la température de rosée de l'air est supérieure à la température d'entrée de l'eau, le serpentin est complètement humide.
- Si la température de rosée de l'air est inférieure à la température de surface à l'entrée du serpentin, alors le serpentin est partiellement humide, car il y a un risque que la température de l'air descende sous son point de rosée, entraînant la condensation sur la partie finale du serpentin.

3.8.2.2.1 Serpentin complètement sec

Si le serpentin est complètement sec, la puissance thermique totale échangée est uniquement sensible et l'humidité relative de l'air reste constante. La température de l'air en sortie de batterie froide est calculée comme suit :

$$T_{air,out} = T_{air,in} - \frac{\dot{Q}_{coil}}{\dot{m}_{air} c_{p,air}} \tag{3.71}$$

3.8.2.2.2 Serpentin complètement humide

Si le serpentin est complètement humide, il est nécessaire de prendre en compte le transfert de chaleur sensible et latent. On calcule donc d'abord l'enthalpie de l'air sortant :

$$h_{air,out} = h_{air,in} - \frac{\dot{Q}_{coil}}{\dot{m}_{air}} \tag{3.72}$$

Ensuite, on détermine la température de l'air sortant de la batterie froide. Si la température de la condensation est inférieure à la température de rosée, alors la température de l'air en sortie est donnée par l'expression suivante :

$$T_{air,out} = T_{air,in} - (T_{air,in} - T_{Condensation}) * \eta_{coil} \tag{3.73}$$

$$\eta_{coil} = 1 - \exp\left(-\frac{UA_{ext}}{c_{p,air}}\right) \tag{3.74}$$

Si la température de la condensation est supérieure à celle de son point de rosée, alors l'humidité relative de l'air à la sortie est la même qu'en entrée. On peut donc déduire la température de sortie de l'air grâce au diagramme de l'air humide à partir de son enthalpie ($h_{air,out}$) et son humidité ($w_{air,out} = w_{air,in}$).

3.8.2.2.3 Serpentin partiellement sec et humide

Si le serpentin est partiellement sec et humide, alors le coefficient d'échange global du serpentin dépend du coefficient d'échange global de la partie sèche ($UA_{dry,tot}$) et de celui de la partie humide ($UA_{wet,tot}$). Pour résoudre le problème, on utilise le fait que les conditions de sortie de la partie sèche du serpentin sont égales aux conditions d'entrée de la partie humide. La fraction de surface humide du serpentin et la température de l'eau à l'interface des parties sèche et humide seront d'abord estimées par les équations suivantes afin d'actualiser ces coefficients d'échange :

$$f_{wet} = \frac{T_{rosée} - T_{eau,in}}{T_{eau,out} - T_{eau,in}} \tag{3.75}$$

$$T_{eau,interface} = T_{eau,in} + f_{wet}(T_{eau,out} - T_{eau,in}) \quad (3.76)$$

Enfin les coefficients d'échange globaux des parties sèche et humide sont recalculées comme suit :

$$UA_{dry,tot} = \frac{A_{dry}}{\frac{1}{U_{int}} + \frac{1}{U_{dry,ext}}} \quad (3.77)$$

$$UA_{wet,tot} = \frac{A_{wet}}{\frac{1}{U_{int}} + \frac{1}{U_{wet,ext}}} \quad (3.78)$$

Le terme U_{int} vient du « Design Block », tandis que les termes $U_{dry,ext}$ et $U_{wet,ext}$ sont déduits respectivement du mode de fonctionnement complètement sec et complètement humide. Les surfaces A_{dry} et A_{wet} sont déduites de la surface totale A_{coil} définie dans le « Design Coil » et de la fraction f_{wet} :

$$A_{dry} = A_{coil} - A_{wet} \quad (3.79)$$

$$A_{wet} = f_{wet} A_{coil} \quad (3.80)$$

Pour finir, on recalcule précisément la fraction de surface humide du serpentin. Pour cela, il est nécessaire d'itérer entre les parties sèches et humides afin de garantir la température de l'eau en sortie de la partie sèche et égale à celle de l'entrée de la partie humide. Cela revient à remplir la condition suivante :

$$T_{eau,interface} - T_{eau,out} = T_{eau,in} - T_{eau,interface} \quad (3.81)$$

Les calculs du « Operating Block » sont répétés à chaque pas de temps pour actualiser le mode de fonctionnement de la batterie de refroidissement, ses coefficients d'échange, ainsi que la température et l'humidité relative de l'air en sortie de celle-ci. Cela permet de modéliser précisément le comportement de la batterie froide en fonction des sollicitations thermique fluctuantes du bâtiment.

3.8.2.3 Modèle de ventilo-convecteur

Le ventilo-convecteur associé à la batterie de refroidissement est à débit variable, une estimation du rendement de celui-ci est effectuée en se basant sur son point de fonctionnement nominal.

$$\eta_{fan} = \frac{\dot{V}_{fan,nom} * \Delta P_{fan}}{\dot{W}_{fan,nom}} \tag{3.82}$$

où $\dot{V}_{fan,nom}, \Delta P_{fan}, \dot{W}_{fan,nom}, \eta_{fan}$ sont respectivement le débit volumique, la différence de pression, la puissance électrique nominal et le rendement total. Les ventilo-convecteurs étant à vitesse variable, on définit PLR_{fan} comme le ratio entre le débit massique requis et le débit nominal d'air.

$$PLR_{fan} = \frac{\dot{V}_{air}}{\dot{V}_{fan,nom}} \tag{3.83}$$

Ce ratio permet de déterminer la puissance électrique consommée par le ventilateur par rapport à la puissance nominale via un polynôme du 4ème degré, dont les coefficients c_1, c_2, c_3, c_4, c_5 sont donnés par la littérature ou par des essais expérimentaux. Dans notre cas, faute d'informations sur les ventilo-convecteurs du SWAC de Tetiaroa, les valeurs données par COMNET ont été prises et sont disponibles en annexe A1 [119].

$$FFLP_{fan} = c_1 + c_2 PLR_{fan} + c_3 PLR_{fan}^2 + c_4 PLR_{fan}^3 + c_5 PLR_{fan}^4 \tag{3.84}$$

$$\dot{W}_{fan,élec} = FFLP_{fan} * \dot{m}_{fan,nom} * \frac{\Delta P_{fan}}{\rho_{air} \eta_{fan}} \tag{3.85}$$

La puissance mécanique fournie par le ventilo-convecteur, notée $\dot{W}_{fan,shaft}$, est partiellement transmise à l'air sous forme de chaleur ($\dot{Q}_{fan}$) selon la fraction $f_{motor,air}$.

$$\dot{W}_{fan,shaft} = \eta_{fan} \dot{W}_{fan,élec} \tag{3.86}$$

$$\dot{Q}_{fan} = \dot{W}_{fan,shaft} + \left(\dot{W}_{fan,élec} - \dot{W}_{fan,shaft}\right) * f_{motor,air} \tag{3.87}$$

Le fluide est réchauffé par cet apport en chaleur, son enthalpie en est modifiée de h_{in} à h_{out} selon la relation suivante :

$$h_{out} = h_{in} + \frac{\dot{Q}_{fan}}{\dot{m}_{air}} \tag{3.88}$$

La température en sortie du ventilo-convecteur en est déduite en fonction de l'enthalpie h_{out} et de l'humidité relative de l'air qui est considérée égale à celle de l'air en entrée.

3.9 Modélisation complète sous EnergyPlus

EnergyPlus est un logiciel de Simulation Thermique Dynamique (STD) développé par le Département de l'Énergie des États-Unis qui est largement utilisé pour évaluer la performance énergétique des bâtiments. Il permet de modéliser la consommation d'énergie pour le chauffage, la ventilation et la climatisation (HVAC). Successeur des logiciels BLAST et DOE-2, son principal intérêt est de décrire les bâtiments et les systèmes HVAC dans un seul environnement de simulation.

EnergyPlus dispose d'une API Python qui permet l'intégration de scripts personnalisés définis par l'utilisateur et qui peuvent être déclenchés à différents points de la simulation. Ces points étant les mêmes que ceux définis par l'Energy Management System (EMS) d'EnergyPlus.

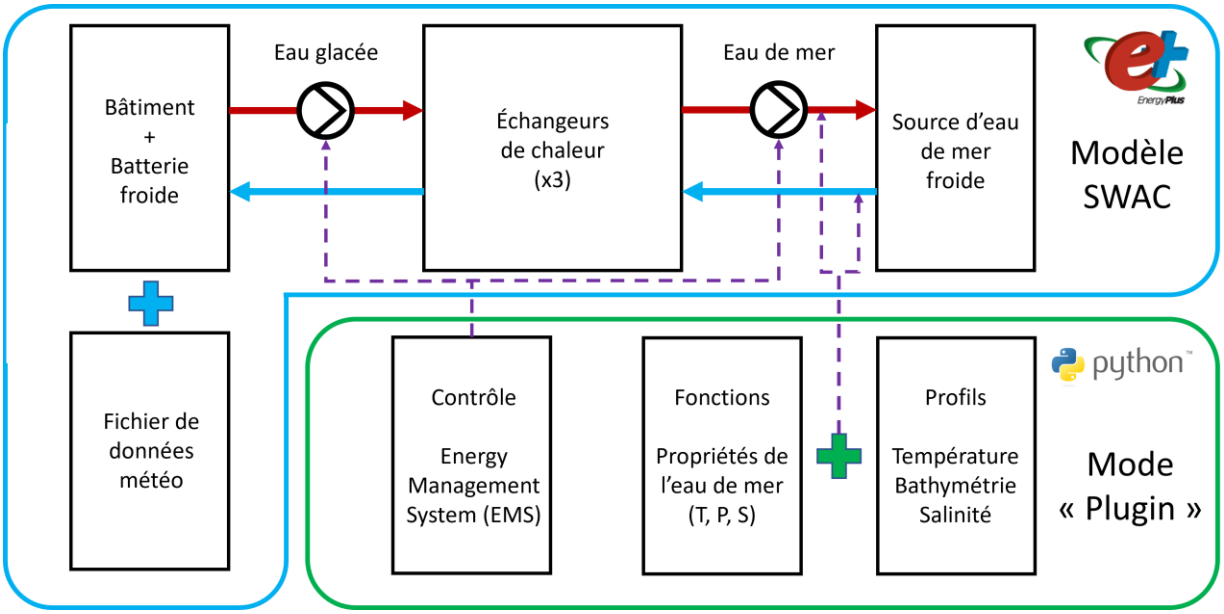


Figure 49 : Diagramme de blocs du modèle SWAC

Le diagramme de blocs du modèle numérique SWAC est représenté dans la Figure 49. Le bloc bleu représente les modèles intégrés d'EnergyPlus utilisés, et le bloc vert représente les fonctionnalités supplémentaires des plugins, et leur impact sur la simulation en cours avec des flèches violettes. Ces plugins python décrivent les pertes thermiques le long de la boucle primaire, les pertes de charges de la boucle primaire et secondaire ainsi que le contrôle du débit secondaire. Les pompes, échangeurs de chaleur eau de mer/eau glacée, les pertes thermiques du réseau de distribution, l'échangeur eau glacée/air, la boucle de distribution d'air, ainsi que le bâtiment sont décrits par l'utilisateur dans EnergyPlus.

EnergyPlus permet aussi de dimensionner automatiquement les composants à l'interface entre le réseau de distribution de froid et le bâtiment via sa fonction « autosize ». Cela permet de toujours avoir une surface d'échange et un débit d'air adéquat au niveau de la cassette de diffusion du bâtiment. Le bâtiment peut être modélisé et visualisé grâce au logiciel SketchUp et son plugin OpenStudio, permettant d'exporter des fichiers vers EnergyPlus et vice-versa. Ce plugin permet aussi entre autres de lancer des simulations directement depuis SketchUp. Une représentation simplifiée d'un bungalow de l'hôtel The Brando a été réalisé pour simuler les besoins frigorifiques (Figure 50).

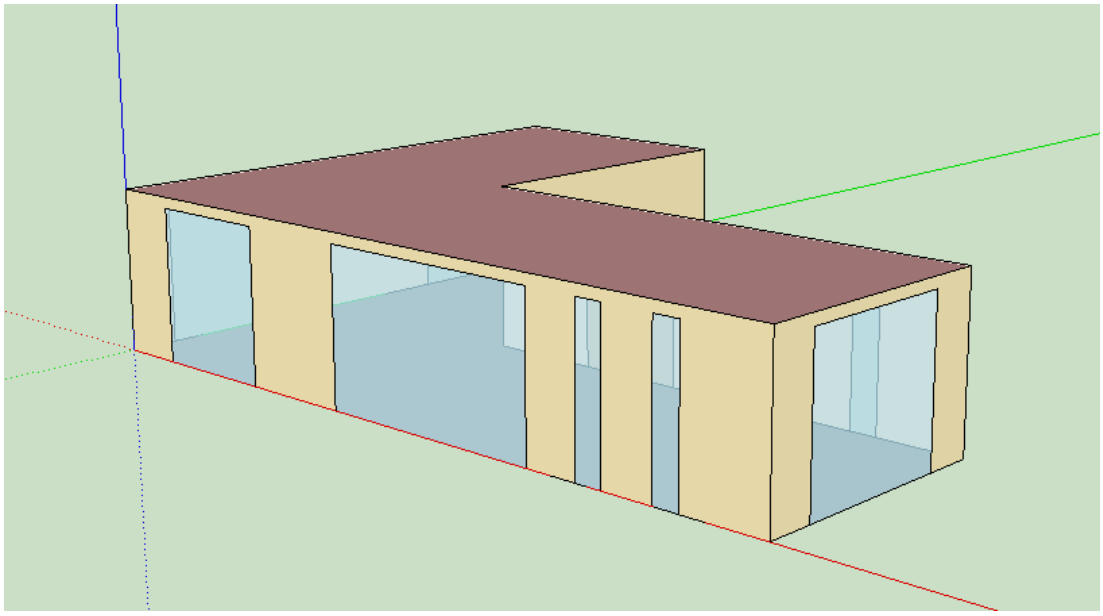


Figure 50 : Représentation simplifié du bâtiment sous SketchUp

Un multiplicateur a été appliqué à la zone thermique dans lequel ce bâtiment est définie afin de se rapprocher de la surface climatisée de 7000 m² de l'hôtel réel, soit l'équivalent de 70 bungalows (Figure 51). La puissance frigorifique maximale du bâtiment est d'environ 1 MWf, tout comme le profil de charge qui sera utilisé pour la validation expérimentale.

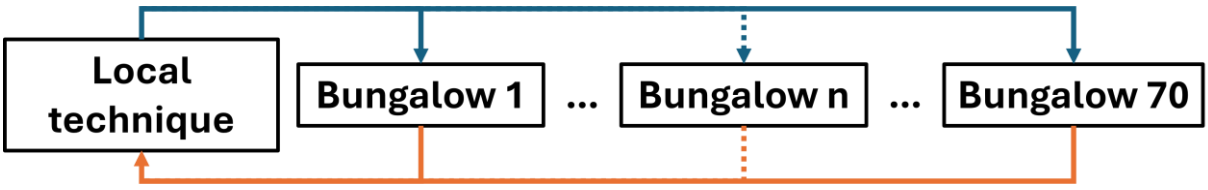


Figure 51 : Schéma du réseau de distribution de froid pour 70 bungalows simulés

Le pas de temps de calcul du modèle de système dans EnergyPlus est fixé à une minute, celui du modèle de bâtiment à deux minutes. Les données météorologiques sont quant à elles au pas horaire, avec interpolation pour les pas de temps à la minute. Dans le cas du modèle découplé (sans bâtiment), le besoin froid est lui aussi donné au pas horaire.

3.10 Simulations et éléments de validation expérimentale

Le modèle numérique sera validé à l'aide des mesures de températures, de débits et de puissances électriques collectées sur l'installation SWAC de Tetiaroa. Pour se faire, on utilisera la version du modèle découplé, c'est-à-dire celle sans bâtiment et fichier météorologique. L'objectif étant de valider expérimentalement le modèle SWAC et non celui du bâtiment. Le modèle de bâtiment de EnergyPlus étant considéré déjà validé par la communauté scientifique. Les charges thermiques du bâtiment seront donc renseignées en entrée du modèle sous la forme d'un profil sur un mois. La séquence de décembre 2021 a été choisie pour des raisons pratiques car elle ne présente aucune perte de données. Les données de mesures et les résultats de la simulation sont tous les deux au pas horaire. Les besoins en froid varient entre 600 kW et 1 MW (Figure 52), ce qui représente un peu moins de la moitié de la puissance nominale du SWAC. L'installation fonctionne donc avec une seule pompe au lieu de deux. Il faut noter que la période de mesure n'inclut aucune séquence de fonctionnement à deux pompes, donc seul le fonctionnement à une pompe peut être validé.

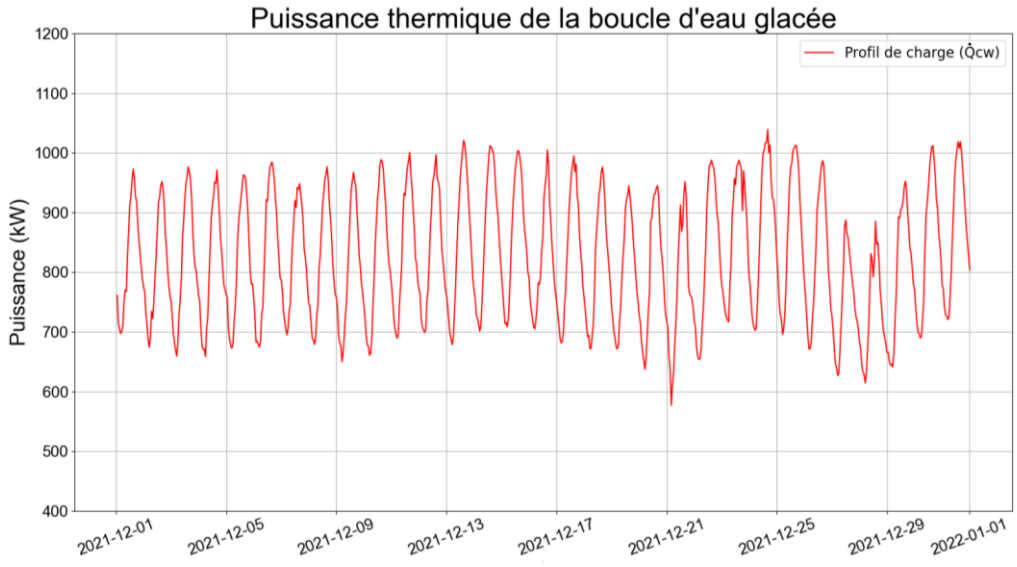


Figure 52 : Évolution des charges thermiques durant le mois de décembre 2021

Les résultats de simulation du modèle numérique seront représentés graphiquement avec leurs résidus respectifs. Le résidu, noté r_i, est défini comme la différence entre la mesure y_i et sa valeur correspondante estimée par le modèle $\hat{y}_i$.

$$r_i = y_i - \hat{y}_i \tag{3.89}$$

La validité du modèle sera évaluée en comparant les résidus aux incertitudes des grandeurs mesurées afin de vérifier que les prédictions du modèle restent dans une plage de précision acceptable et ainsi, que le modèle représente correctement le comportement du système.

La prédiction du modèle est considérée comme valide si le résidu reste inférieur à l'incertitude de mesure, représentée par une bande sur les figures suivantes. Les valeurs simulées sont indiquées par des lignes pleines, tandis que les valeurs mesurées sont représentées par des lignes pointillées.

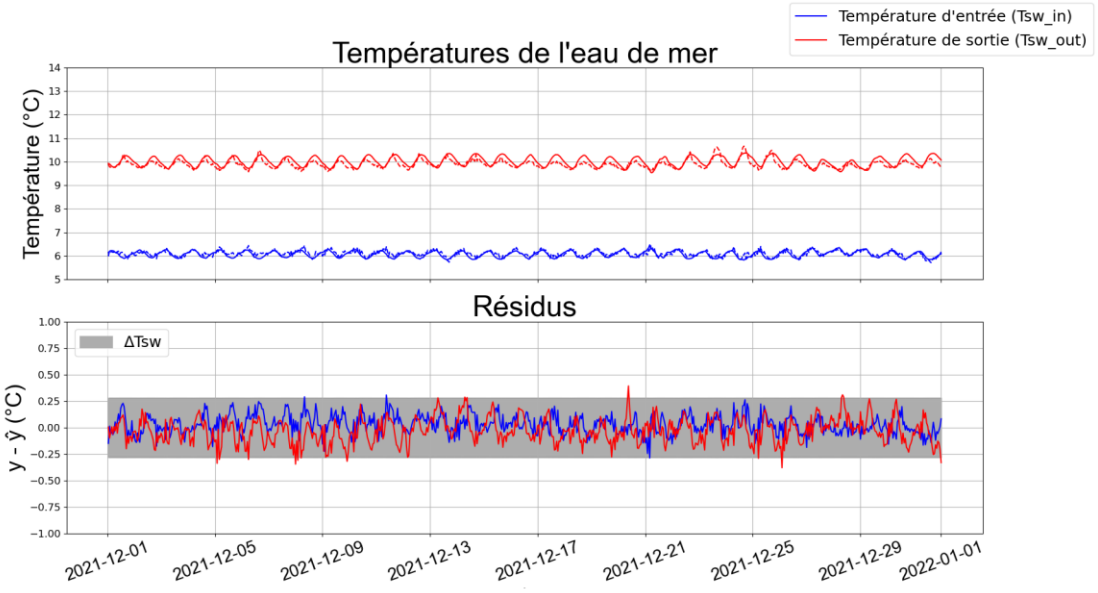


Figure 53 : Modélisation des températures de l'eau de mer avec leurs résidus et incertitudes de mesure

La Figure 53 montre que les températures de l'eau de mer fluctuent de manière journalière autour de 6°C à l'entrée et de 10°C à la sortie. Leurs incertitudes sont toutes deux représentées par la bande grise, correspondant à une incertitude relative de ± 0,1 % et environ ± 0,28°C. Les deux résidus restent principalement à l'intérieur de la plage des incertitudes du capteur de température.

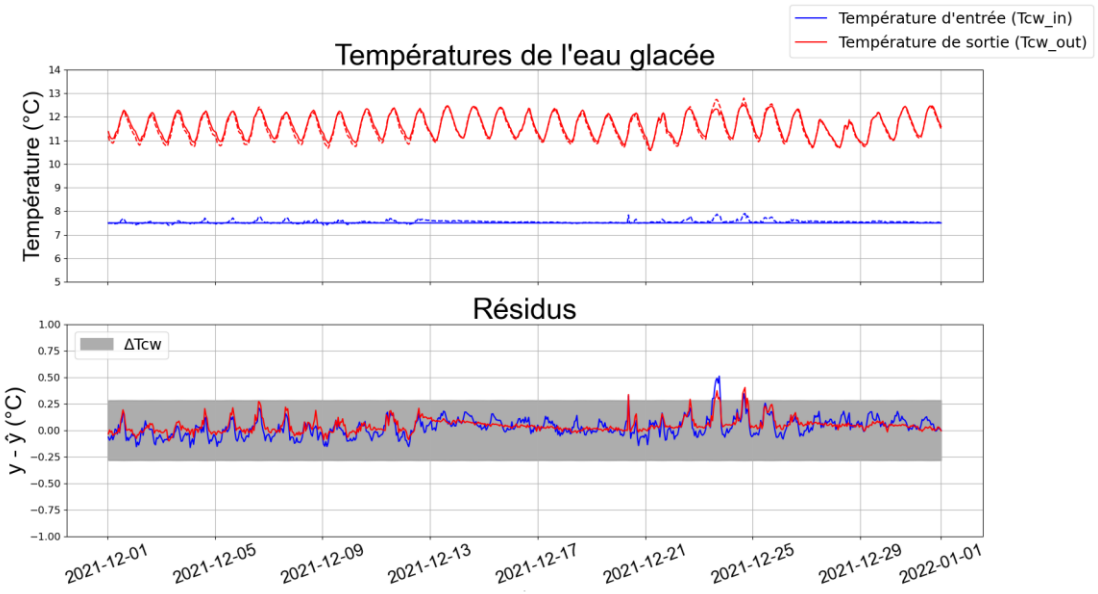


Figure 54 : Modélisation des températures de l'eau glacée avec leurs résidus et incertitudes de mesure

Sur la Figure 54, on observe que la température d'entrée de l'eau glacée est un point de consigne de température constante ajusté à 7,5°C. La température de sortie oscille entre 11°C et 12,5°C. Les résidus pour les températures du circuit d'eau glacée restent également à l'intérieur de la bande d'incertitude de ± 0,28°C, sauf pour le 23 décembre. Cette déviation a été causée par une intervention manuelle de l'opérateur sur l'installation, et qui n'a donc pas pu être prise en compte par le modèle.

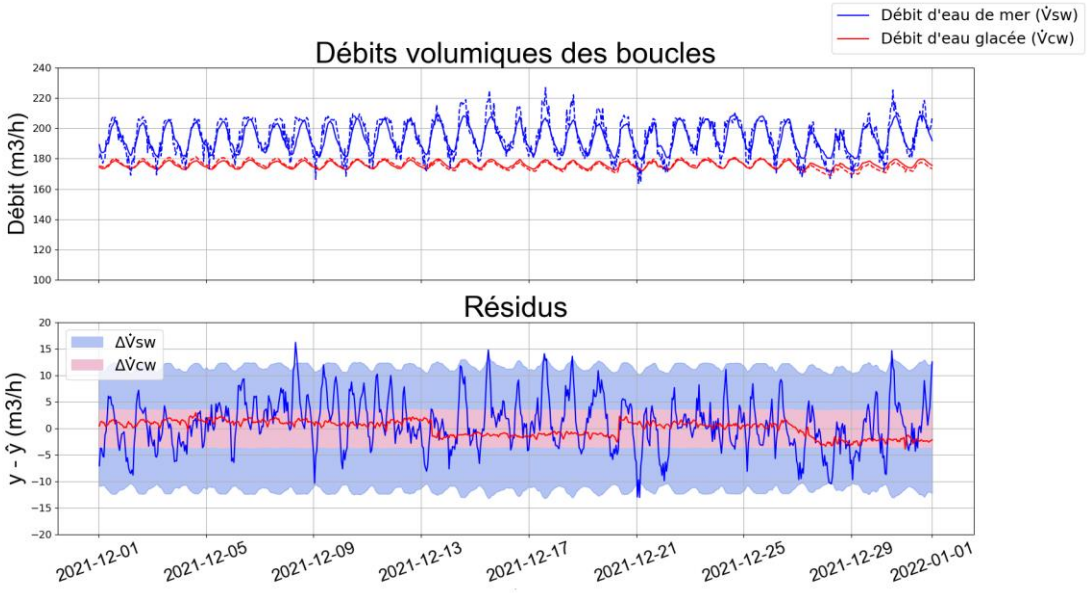


Figure 55 : Modélisation des débits des boucles avec leurs résidus et incertitudes de mesure

Le débit d'eau de chaque boucle représentée ci-dessus (Figure 55), accompagné de sa bande d'incertitude, suit les mêmes fluctuations que le profil de charge, avec une moyenne de 194 m³/h pour la boucle primaire et 176 m³/h pour la boucle secondaire. Leurs incertitudes relatives respectives sont de ± 6 % (en raison d'un placement peu optimal du débitmètre décrit dans le chapitre 2) et ± 2 %, soit environ ± 11,7 m³/h et ± 3,5 m³/h.

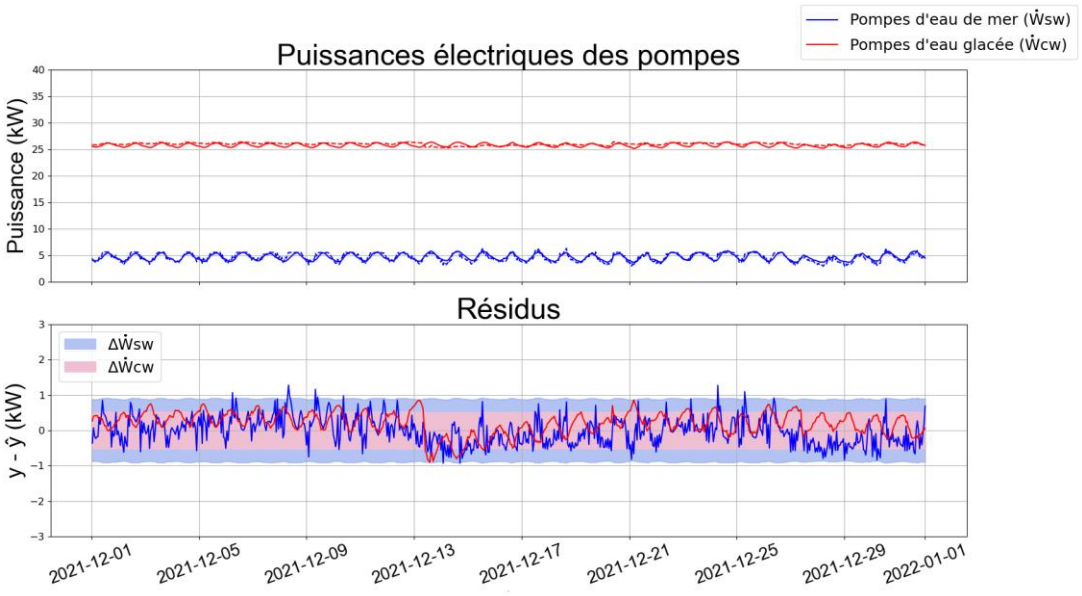


Figure 56 : Modélisation des puissances électriques des pompes avec leurs résidus et incertitudes de mesure

Les consommations électriques des pompes, représentées sur la Figure 56 présentent une incertitude relative de ± 2 %. Cependant, la boucle primaire de l'installation SWAC comprend une pompe à vide d'une puissance nominale de 1,6 kW qui n'est pas instrumentée, mais qui ne fonctionne que rarement. Le fonctionnement de cette pompe est donc inconnu, il introduit ainsi une erreur aléatoire supplémentaire sur la puissance primaire de ± 0,8 kW. L'incertitude est d'environ ± 0,9 kW pour les pompes d'eau de mer et de ± 0,52 kW pour les pompes d'eau glacée. De petites déviations peuvent également se produire car l'installation comprend, pour chaque boucle, 3 pompes en parallèle fonctionnant en alternance chaque semaine. Le modèle numérique, quant à lui, suppose que ces pompes sont parfaitement identiques.

Les résidus des grandeurs mesurées sur l'installation SWAC de Tetiaroa sont en grande majorité compris dans leur bande d'incertitude sur la période de fonctionnement étudiée. Le modèle numérique est donc validé expérimentalement.

3.11 Conclusion

Ce chapitre aborde la modélisation numérique d'une installation Sea Water Air Conditioning (SWAC) dans le logiciel de Simulation Thermique Dynamique des bâtiments EnergyPlus, en co-simulation avec Python. Le modèle développé doit être capable de représenter avec précision le comportement d'une installation SWAC dans sa globalité, en fonction des paramètres de conception, d'opération et des conditions extérieures. La description complète du modèle est structurée selon les blocs suivants : la boucle primaire, les pompes, les propriétés thermodynamiques de l'eau de mer, les échangeurs de chaleur, le réseau de distribution, le contrôle des débits et le besoin frigorifique.

Deux types de modèles ont été élaborés et sont décrits dans ce chapitre :

- Modèle découplé ou « modèle avec profil de charge » : Ce modèle simule le système SWAC complet sans couplage avec le bâtiment. La charge thermique du bâtiment est intégrée via un fichier de charge en entrée, rendant le calcul plus rapide. C'est le modèle utilisé pour la validation expérimentale.
- Modèle couplé ou « modèle avec bâtiment » : Ce modèle intègre un modèle de bâtiment couplé au système SWAC, incluant les pertes thermiques du réseau de distribution. Il sera utilisé pour simuler des variantes de conception et de fonctionnement, tout en permettant d'observer leurs impacts sur les conditions intérieures du bâtiment.

Le modèle numérique du système SWAC a été validé grâce aux mesures de températures, de débits et de puissances électriques présentées dans le chapitre 2. Un profil de charge d'une durée d'un mois issu du fonctionnement du SWAC de Tetiaroa en décembre 2021 a été choisi pour cette validation. Les simulations ont démontré que les prédictions du modèle étaient bien en accord avec les données mesurées, avec des résidus majoritairement inférieurs à leurs incertitudes de mesure associées. Les températures des boucles primaire et secondaire, ainsi que leurs débits et les puissances électriques des pompes, ont été modélisés avec précision, validant ainsi la fiabilité du modèle pour représenter le comportement du système SWAC dans les conditions observées. Cet outil de modélisation va nous permettre d'étudier le comportement de l'installation, dans le but d'optimiser ses performances, en identifiant l'impact de chacun des paramètres sur celle-ci. Il offrira également la possibilité d'explorer diverses variantes de conception et d'exploitation afin d'améliorer l'efficacité du système. Le chapitre suivant fait état de ce travail.

Chapitre 4

Étude de sensibilité paramétrique et optimisation énergétique du SWAC

4.1 Introduction

L'élaboration d'un modèle numérique de SWAC validé expérimentalement permet la réalisation d'analyses de sensibilité paramétrique, dont l'objectif final est l'optimisation en fonction de divers critères. Dans notre cas, ces analyses de sensibilité permettent d'identifier et de quantifier l'impact des différents paramètres de conception et d'opération sur la performance énergétique, et le confort thermique dans les bâtiments. Une fois ces paramètres critiques identifiés, des stratégies d'optimisation peuvent être mises en œuvre afin d'identifier la combinaison de paramètres optimale qui maximise la performance globale du système SWAC tout en assurant le confort thermique au sein du bâtiment.

Pour cette étude, les paramètres pris en compte sont liés au système de climatisation. La liste des paramètres considérés inclut :

- Les régimes de températures des boucles, avec le puisage d'eau de mer et la différence de température du réseau de distribution d'eau glacée :

$$T_{source}\ ;\ \Delta T_{CW}$$

- Les propriétés physiques des matériaux des conduites primaires et secondaires, telles que la conductivité thermique, la masse volumique et la chaleur massique :

$$\lambda_{SW}\ ;\lambda_{CW}\ ;\rho_{CW}\ ;c_{p_{CW}}$$

- Les caractéristiques nominales des pompes primaires et secondaires, incluant leurs débits, leurs hauteurs manométriques et leurs puissances électriques :

$$\dot{V}_{SW}\ ;\dot{V}_{CW}\ ;\Delta H_{SW}\ ;\Delta H_{CW}\ ;\dot{W}_{SW}\ ;\dot{W}_{CW}$$

- Les caractéristiques nominales des échangeurs de chaleur, avec le coefficient d'échange global, le débit et les pertes de charges des deux côtés :

$$UA_{HEX}\ ;\dot{V}_{SW,échangeur}\ ;\dot{V}_{CW,échangeur}\ ;\Delta P_{SW,échangeur}\ ;\Delta P_{CW,échangeur}$$

- Les dimensions des conduites primaires et secondaires, telles que les diamètres intérieurs et le diamètre extérieur ou l'épaisseur :

$$D_{int,SW}\ ;D_{ext,SW}\ ;D_{int,CW}\ ;e_{CW}$$

- La température de consigne du bâtiment : $T_{building}$

Le bâtiment est modélisé à l'aide d'EnergyPlus en mode "autosize", c'est-à-dire que la surface d'échange de la batterie de refroidissement ainsi que le débit nominal d'air fourni par le ventilo-convecteur s'adaptent en fonction de la configuration de SWAC testée. En d'autres termes, le système de diffusion du froid dans le bâtiment est toujours correctement conçu par rapport au SWAC auquel il est couplé. Pour chaque configuration, le modèle est simulé pour une période

d'une semaine, à un pas de temps de 6 mn, auquel on rajoute une simulation de dimensionnement sur une journée effectuée au préalable. Le contrôle idéal du débit secondaire a été sélectionné pour les simulations de ce chapitre. Les fonctions objectifs de cette optimisation sont le COP global, les pertes thermiques du réseau de froid, le COP primaire, ainsi que la proportion d'heures où la température de consigne n'est pas atteinte dans le bâtiment, désignée par « Heures non satisfaites » ou « Unmet Hours ». Il est important de minimiser les pertes thermiques le long de la boucle d'eau glacée afin d'éviter que le bâtiment ne soit surdimensionné pour compenser ces pertes. La démarche de l'analyse de sensibilité/optimisation est illustrée dans la Figure 57 :

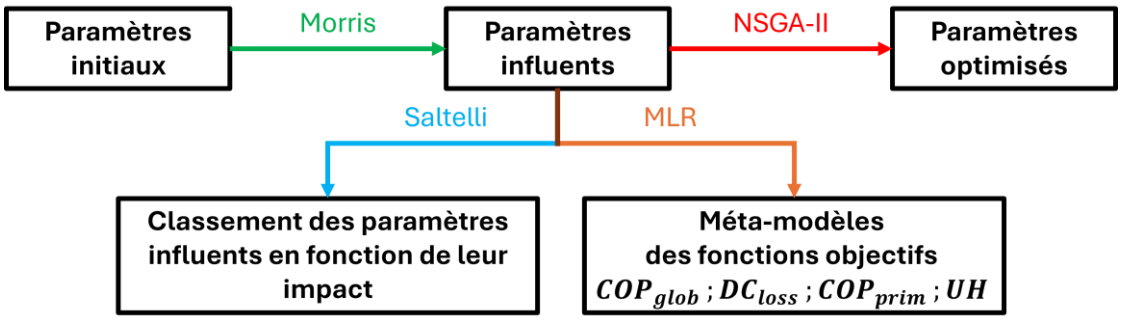


Figure 57 : Schéma du processus d'analyse de sensibilité et d'optimisation du modèle numérique

Dans un premier temps, la méthode de Morris sera utilisée pour effectuer un screening des paramètres, c'est-à-dire une analyse permettant d'identifier les paramètres les plus influents, à moindre coût. Bien que cette méthode permette de mesurer les effets individuels (ordre 1), elle ne permet pas de classer les interactions entre les paramètres (effets d'ordre 2) [120].

La méthode de Saltelli sera donc ensuite employée pour l'analyse de sensibilité globale. Elle permet d'évaluer l'importance relative des paramètres influents en estimant les indices de Sobol, des indices de sensibilité basés sur les variances relatives. Ces indices quantifient l'effet de chaque paramètre individuel et les interactions entre les paramètres sur la variance de la sortie du modèle [121]. Un méta-modèle sous la forme d'une régression linéaire multiple (MLR) pour chaque fonction objectif sera obtenu en fonction des paramètres jugés influents après le screening.

Enfin, une optimisation sera réalisée par l'algorithme génétique NSGA-II (Non-dominated Sorting Genetic Algorithm II). L'utilisation de ce type d'algorithme évolutionnaire est une approche standard pour la résolution de problèmes multi-objectifs permettant de déterminer un ensemble de solutions optimales en identifiant le front de Pareto ou une approximation de celui-ci [122].

Ces 3 analyses seront effectuées grâce à l'outil jEPlus et son extension jEPlus+EA, présentés dans la section suivante.

4.2 Présentation de l'environnement jEPlus et jEPlus+EA

JEPlus est un outil de simulation paramétrique pour EnergyPlus et TRNSYS développé par le Dr Yi Zhang [123], il propose une interface graphique pour les analyses de sensibilité locale. La Figure 58 illustre le processus d'analyse paramétrique avec jEPlus. À gauche, le projet jEPlus est configuré avec des modèles, des fichiers météorologiques et des scripts. Ces éléments génèrent des cas de simulation, qui sont exécutés avec le moteur d'EnergyPlus. Les sorties de simulation sont ensuite collectées et analysées pour obtenir des indices de performance et des métriques définies par l'utilisateur. Les résultats paramétriques finaux sont exportés sous forme de fichiers CSV.

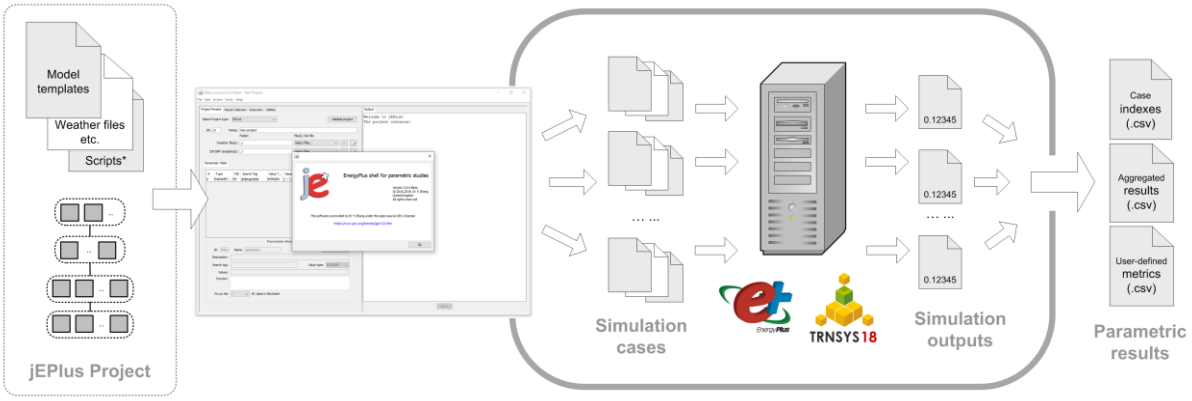


Figure 58 : Illustration de l'outil de simulation paramétrique jEPlus

JEPlus+EA est une extension de jEPlus pour l'analyse de sensibilité globale et l'optimisation multi-objectif, elle intègre la régression linéaire multiple (MLR), les méthodes de Morris et Sobol ainsi que l'algorithme d'optimisation NSGA-II. Elle repose sur le moteur d'optimisation en ligne JEA dans le cadre de la plateforme de services Web ENSIMS (Figure 59).

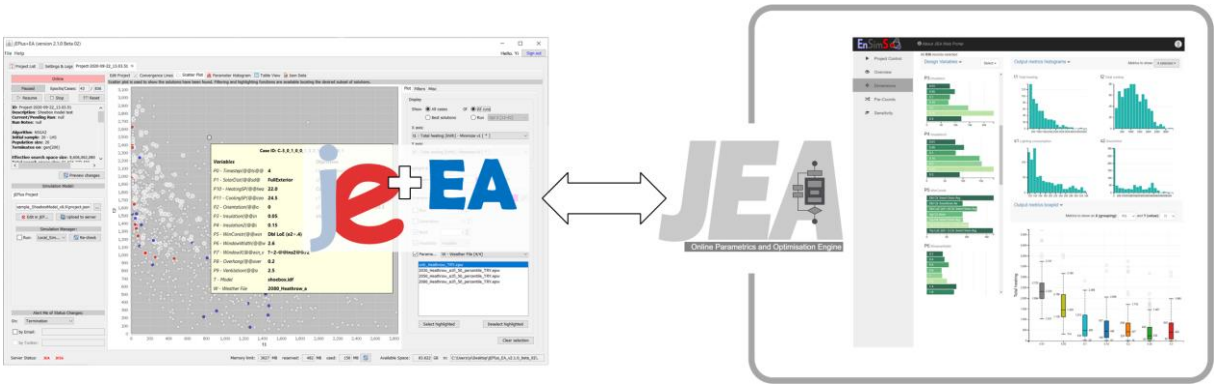


Figure 59 : Illustration de l'outil d'analyse de sensibilité et d'optimisation jEPlus+EA

4.3 Étude de sensibilité paramétrique

4.3.1 Méthode de Morris : Screening

La méthode de Morris est une technique d'analyse de sensibilité couramment utilisé pour identifier les paramètres influents avec un nombre modéré de simulations. C'est une méthode dite One Factor At a Time (OFAT), c'est-à-dire qu'un seul paramètre est modifié entre chaque simulation. La méthode commence par échantillonner un ensemble de valeurs de départ dans les plages définies de valeurs possibles pour toutes les variables d'entrée et par calculer le résultat du modèle correspondant. La deuxième étape consiste à modifier les valeurs d'une variable (toutes les autres entrées restant à leurs valeurs de départ) et à calculer les variations résultantes dans la sortie du modèle par rapport à la première exécution. Ensuite, les valeurs d'une autre variable sont modifiées (la variable précédente est maintenue à sa valeur modifiée, tandis que toutes les autres restent à leurs valeurs de départ) et les variations dans la sortie du modèle sont à nouveau calculées par rapport à la deuxième exécution. Ce processus se poursuit jusqu'à ce que toutes les variables d'entrée aient été modifiées. Cette procédure est répétée, chaque fois avec un ensemble différent de valeurs de départ. Le nombre de simulations à effectuer est donné par l'équation ci-dessous :

$$n_{Morris} = (k + 1) * r \tag{4.1}$$

où k est le nombre de paramètres du modèle et r est le nombre de trajectoires, c'est-à-dire le nombre de séquences d'expériences où un seul paramètre est modifié à chaque étape.

Dans notre étude, nous avons fixé le nombre de trajectoires à 20, conformément à l'approche usuelle suggérée par Campolongo et al. [124]. Sachant que le modèle dispose de 22 paramètres, il faut donc effectuer 460 simulations pour le screening initial. La sensibilité de chaque paramètre sera évaluée par les indices de sensibilité μ^* et σ qui représentent respectivement l'effet élémentaire moyen et son écart-type. Un effet élémentaire moyen indique que le paramètre exerce une influence notable sur la sortie du modèle, indépendamment des interactions avec les autres paramètres. L'écart-type, quant à lui, ne mesure pas directement ces interactions mais reflète plutôt la variabilité de l'effet d'un paramètre. Un écart-type élevé suggère que l'impact du paramètre varie selon sa valeur, ce qui peut indiquer une sensibilité à d'autres paramètres. À l'inverse, un faible écart-type indique que l'effet du paramètre est relativement stable, quelles que soient les valeurs des autres paramètres. Pour approfondir l'analyse des interactions entre les paramètres, nous utiliserons la méthode de Saltelli pour calculer les indices de Sobol, qui permettent de quantifier ces effets d'interaction. Cette méthode sera détaillée dans la section suivante.

Les variations de paramètres effectués pour le screening sont les suivantes :

- La température de puisage varie de 5 à 12°C (8 possibilités)
- La différence de température du réseau secondaire varie de 4 à 8°C (5 possibilités)
- La température de consigne dans le bâtiment varie de 24 à 27°C (4 possibilités)
- Les propriétés physiques des matériaux varient de ± 30 % (7 possibilités)
- Les caractéristiques nominales des pompes varient de ± 5 % (3 possibilités)
- Le coefficient d'échange global des échangeurs varie de 100 à 400 kW.K (7 possibilités)
- Les autres caractéristiques nominales des échangeurs varient de ± 30 % (7 possibilités)
- L'épaisseur d'isolant varient de 1 à 4 cm (7 possibilités)
- Les autres dimensions des conduites varient de ± 30 % (7 possibilités)

Les résultats du screening sont présentés ci-dessous sous la forme d'un diagramme de dispersion à gauche et d'un diagramme en barres à droite du μ^* et σ pour les fonctions objectifs suivantes : COP global (COP_{glob}) ; Pertes thermiques du réseau secondaire (DC_{loss}) ; COP primaire (COP_{prim}) ; Heures non satisfaites ou Unmet Hours (UH).

4.3.1.1 Influence sur le COP global

On considère qu'un paramètre est influent sur le COP global lorsque la valeur de μ^* augmente d'une unité (Figure 60). Les paramètres les plus influents sont la température de puisage, le régime de température secondaire et le coefficient d'échange global de l'échangeur. Les caractéristiques nominales des pompes ainsi que l'épaisseur de la conduite secondaire et la température de consigne viennent ensuite, ce qui fait au total 11 paramètres retenus sur les 22 initiaux.

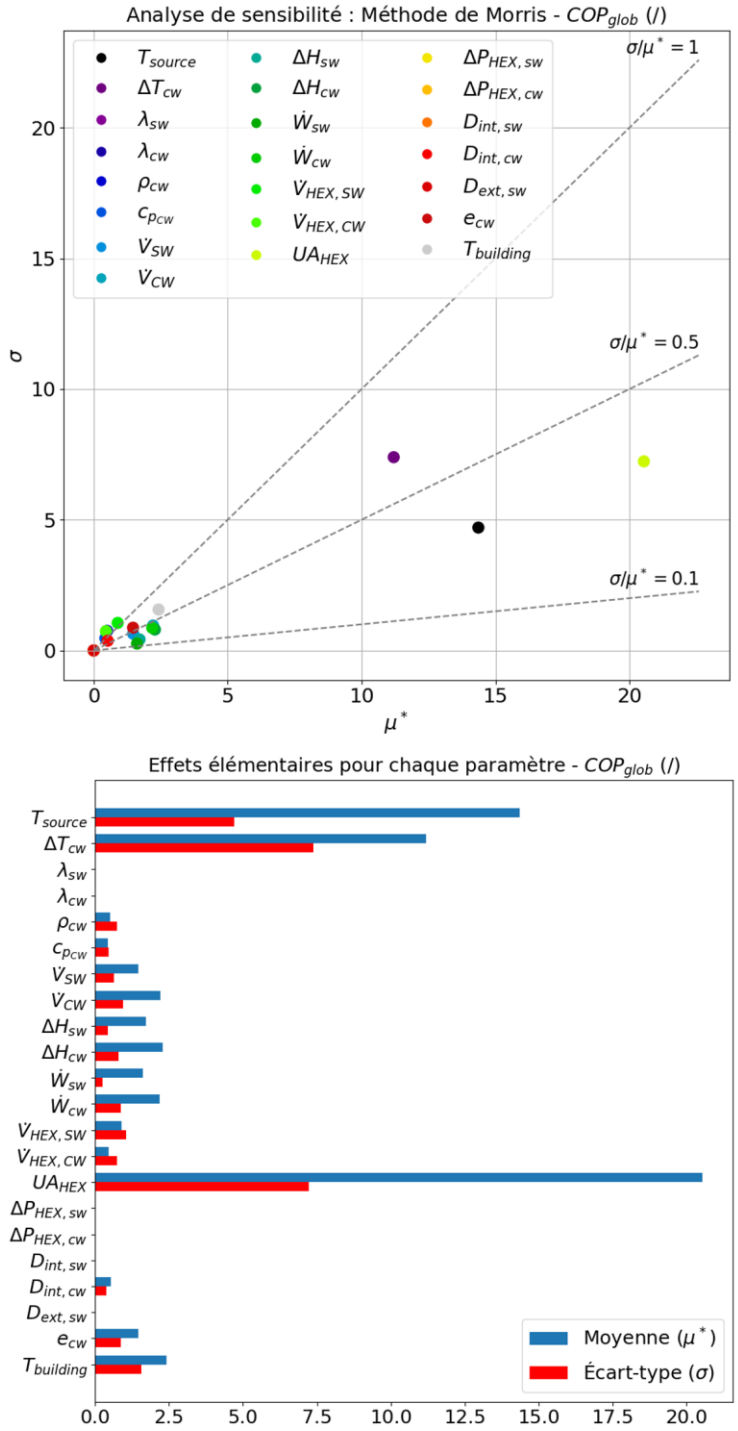


Figure 60 : Analyse de sensibilité des paramètres affectant le COP global en utilisant la méthode de Morris

4.3.1.2 Influence sur les pertes thermiques du réseau secondaire

Les pertes thermiques du réseau de secondaire sont impactées principalement par l'écart de température aux bornes de celui-ci (Figure 61). La température de la source d'eau de mer, la consigne dans le bâtiment ainsi que les dimensions des conduites de la boucle secondaire interviennent dans une moindre de mesure.

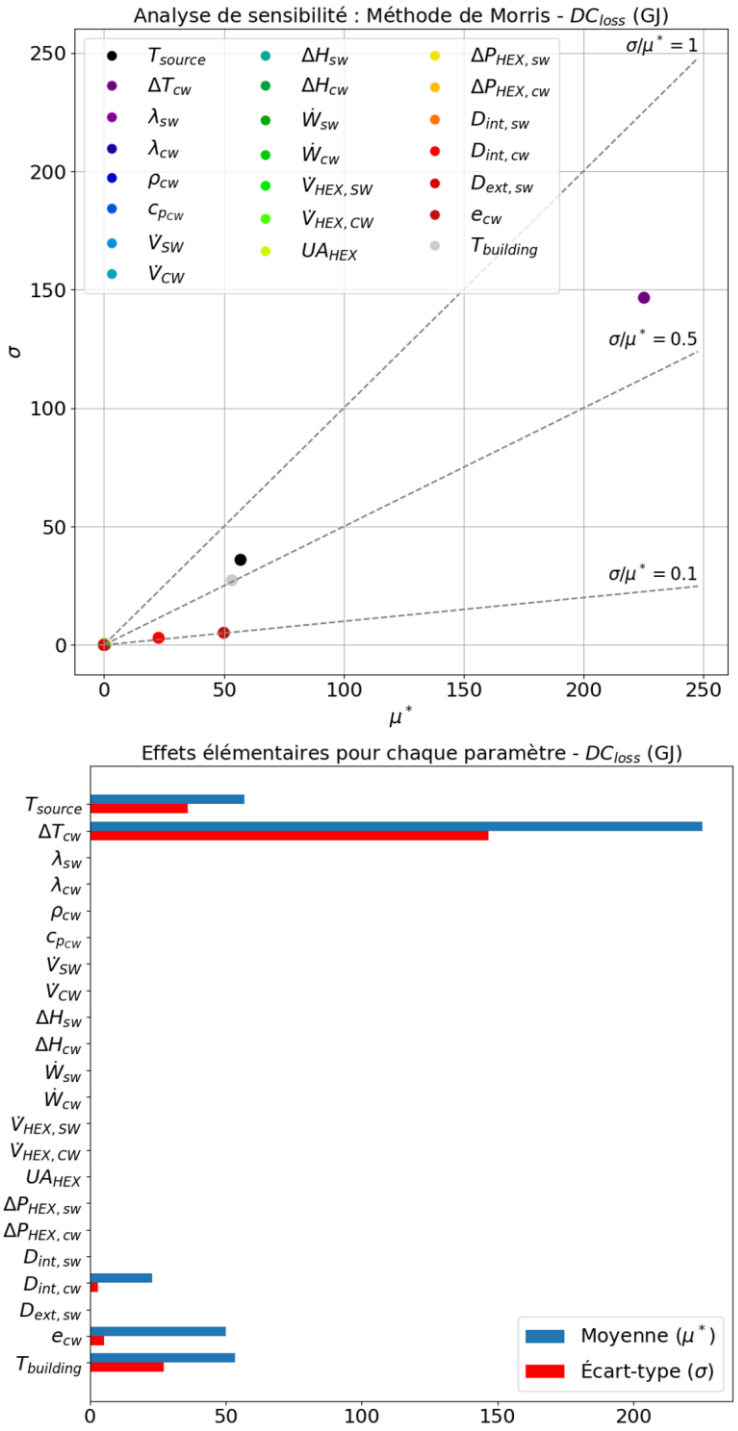


Figure 61 : Analyse de sensibilité des paramètres affectant les pertes thermiques du réseau secondaire en utilisant la méthode de Morris

4.3.1.3 Influence sur le COP primaire

La sensibilité des paramètres du COP primaire, représentée sur la Figure 62, est identique à celle du COP global exceptée pour les caractéristiques des pompes secondaires, ce qui est attendu puisque le terme lié aux pompes secondaires n'est pas présent dans le calcul de celui-ci.

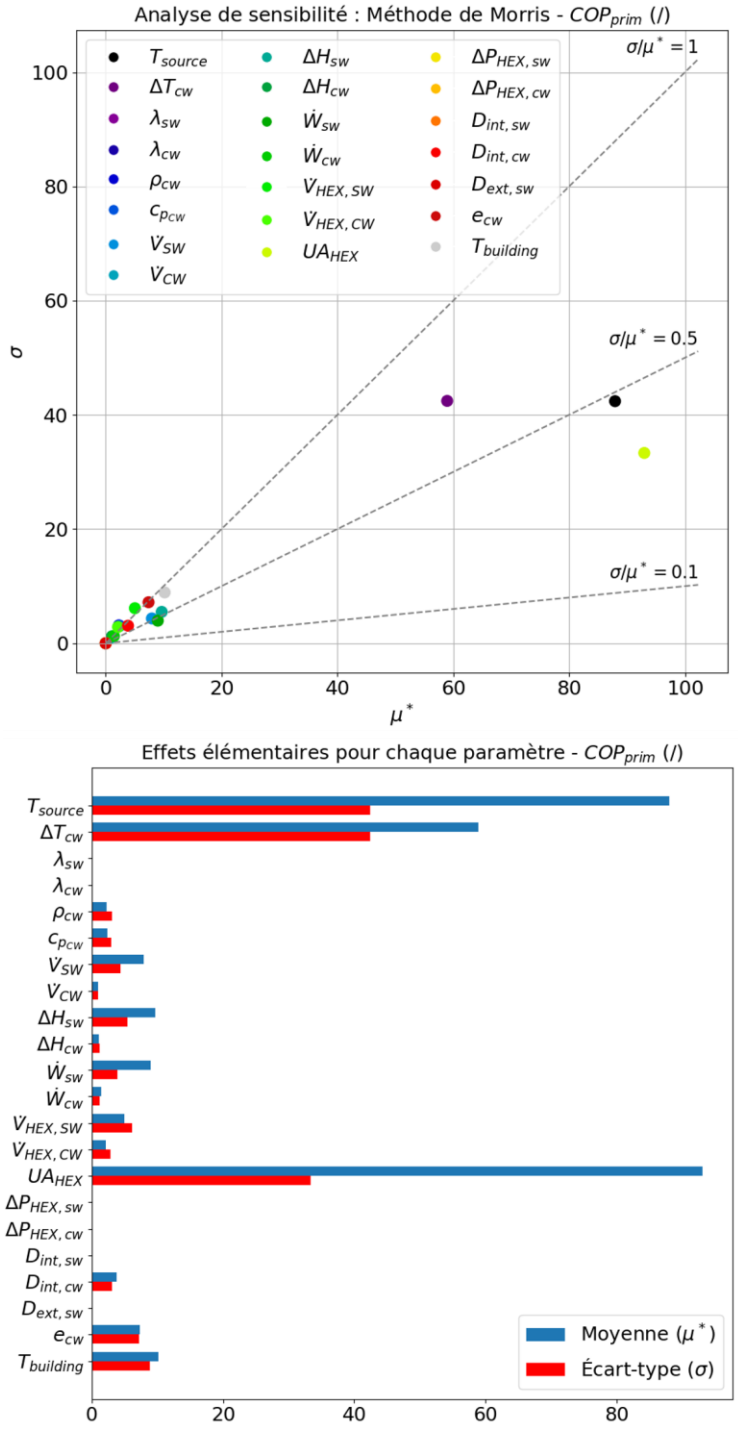


Figure 62 : Analyse de sensibilité des paramètres affectant le COP primaire en utilisant la méthode de Morris

4.3.1.4 Influence sur la proportion d'Unmet Hours

Enfin, la Figure 63 montre les effets des paramètres sur la proportion d'heures pendant lesquelles la consigne n'est pas atteinte dans le bâtiment.

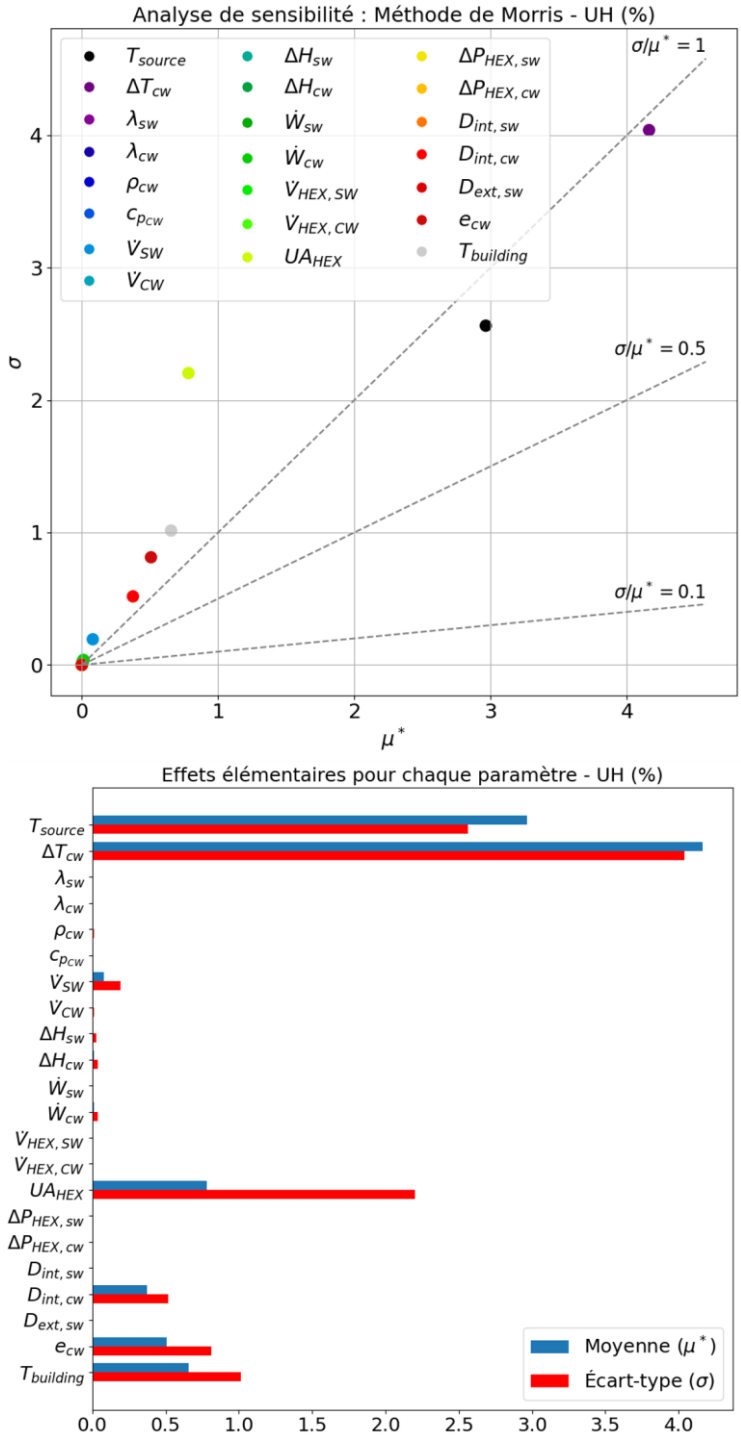


Figure 63 : Analyse de sensibilité des paramètres affectant la proportion d'Unmet Hours en utilisant la méthode de Morris

La température de puisage (T_{source}), la différence de température du réseau secondaire (ΔT_{CW}) et le coefficient global des échangeurs de chaleur (UA_{HEX}) sont les 3 paramètres les plus influents sur notre critère de confort thermique, étant donné leur impact direct sur la quantité

de froid produite par l'installation SWAC. Le diamètre extérieur et l'épaisseur des conduites secondaires ont également un impact, car ils influencent les pertes thermiques du réseau secondaire, et donc la quantité d'énergie frigorifique disponible au niveau de la batterie de refroidissement pour climatiser le bâtiment.

La liste des paramètres influents est donc composée de 12 paramètres, dont la moitié est liée aux pompes primaires et secondaires. Les paramètres ci-dessous sont influents car ils interviennent directement dans l'expression du rendement de leurs pompes respectives (Tableau 10) :

Tableau 10 : Liste des paramètres influents liés aux pompes

Débits nominaux des pompes primaires et secondaires	$\dot{V}_{SW}$; $\dot{V}_{CW}$
Hauteurs manométriques nominales des pompes primaires et secondaires	ΔH_{SW} ; ΔH_{CW}
Puissances électriques nominales des pompes primaires et secondaires	$\dot{W}_{SW}$; $\dot{W}_{CW}$

L'optimum de ces paramètres correspond à un rendement des pompes de 100 %, ce qui minimise les consommations électriques des pompes et maximise le COP. Comme l'optimum de ces 6 paramètres est déjà connu, ils ne seront pas retenus pour la suite des analyses afin de réduire le coût calculatoire élevé.

Les 6 paramètres influents finalement sélectionnés pour l'analyse de sensibilité par la méthode de Saltelli et l'optimisation sont donc les suivants (Tableau 11) :

Tableau 11 : Liste des paramètres influents sélectionnés

Température de puisage	T_{source}
Différence de température du réseau secondaire	ΔT_{CW}
Coefficient d'échange global des échangeurs de chaleur	UA_{HEX}
Diamètre intérieur des conduites secondaires	$D_{int,CW}$
Épaisseur des conduites secondaires	e_{CW}
Température de consigne dans le bâtiment	$T_{building}$

4.3.2 Méthode de Saltelli : Classement des paramètres

La méthode de Saltelli est une méthode d'analyse de sensibilité globale basée sur la décomposition de la variance. Elle permet de calculer des indices de sensibilités, appelés indices de Sobol, qui sont des indicateurs de la contribution de chaque paramètre à la variance totale d'une fonction objectif. La méthode de Saltelli est une extension de la méthode de Sobol avec des schémas d'échantillonnage plus efficace améliorant la précision et réduisant les coûts de calcul. Le nombre de simulations à effectuer est donné par l'équation ci-dessous :

$$n_{Saltelli} = (k + 2) * r \tag{4.2}$$

Notre nombre de paramètres après « screening » est désormais de 6, le nombre de trajectoire sera fixé à 1000 car souvent cité comme suffisant et raisonnable pour une estimation robuste des indices de Sobol. Il faut donc effectuer 8000 simulations pour classer les paramètres par ordre d'influence. Les impacts des paramètres seront mesurés par le biais de deux indices : l'indice de Sobol du premier ordre (S_i) et d'ordre total (S_T). L'indice S_i quantifie la contribution directe d'un paramètre X_i à la variance totale du modèle, en isolant son effet individuel. Il est calculé comme suit :

$$S_i = \frac{Var(E[Y|X_i])}{Var(Y)} \tag{4.3}$$

Où le numérateur est la variance de la sortie du modèle due uniquement au paramètre X_i, et le dénominateur est la variance totale de la sortie du modèle. L'indice S_T prend en compte l'effet direct d'un paramètre X_i et toutes ses interactions avec les autres paramètres du modèle et est donné par :

$$S_T = 1 - \frac{Var(E[Y|X_{\sim i}])}{Var(Y)} \tag{4.4}$$

Où le numérateur représente cette fois la variance du modèle lorsque tous les paramètres sauf X_i sont fixés. S_T mesure donc la part de variance non expliquée lorsque X_i est exclu, soit son impact global seul ou en interaction avec d'autres paramètres. Les indices de Sobol présentés dans la suite de cette section sont associés à des barres d'erreur qui caractérisent l'incertitude introduite par l'échantillonnage et qui dépend du nombre de simulations. L'erreur standard (SE) et son intervalle de confiance à 95 % ($IC_{95\%}$) d'un indice S sont définis ci-dessous :

$$SE(S) = \frac{\sigma(S)}{\sqrt{n_{Saltelli}}} \tag{4.5}$$

$$IC_{95\%}(S) = S \pm 1{,}96 * SE(S) \tag{4.6}$$

Les résultats du classement des paramètres par ordre d'influence sont présentés ci-dessous sous la forme d'un diagramme en barres représentant S_i en bleu et S_T en rouge pour chacune des fonctions objectifs.

4.3.2.1 Influence sur le COP global

Le paramètre le plus influent sur le COP global est, de loin, le coefficient d'échange global des échangeurs de chaleur que ça soit de manière indépendante ou en interactions avec un S_i et un S_T respectivement de 0,90 et 0,91 (Figure 64). Les températures exercent une influence très faible avec des indices du premier ordre de l'ordre de 0,01 à 0,1.

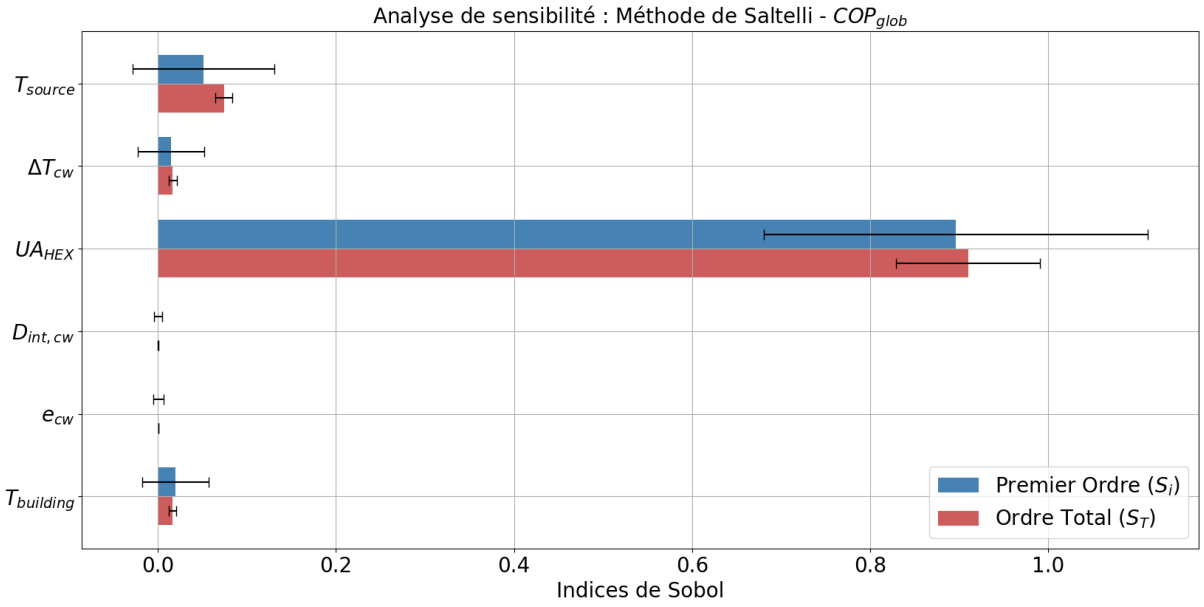


Figure 64 : Analyse de sensibilité des paramètres influents sur le COP par la méthode de Saltelli

4.3.2.2 Influence sur les pertes thermiques du réseau secondaire

Les pertes thermiques du secondaire sont majoritairement influencées par l'écart de température de la boucle secondaire (Figure 65), ainsi que par la température de consigne du bâtiment et l'épaisseur de l'isolant du réseau de distribution. La température de puisage a également un impact, en interaction avec d'autres paramètres, ce qui est logique puisqu'elle est liée aux autres températures de fonctionnement. Les intervalles de confiance sont assez larges, ce qui suggère qu'une augmentation du nombre de simulations serait nécessaire ici.

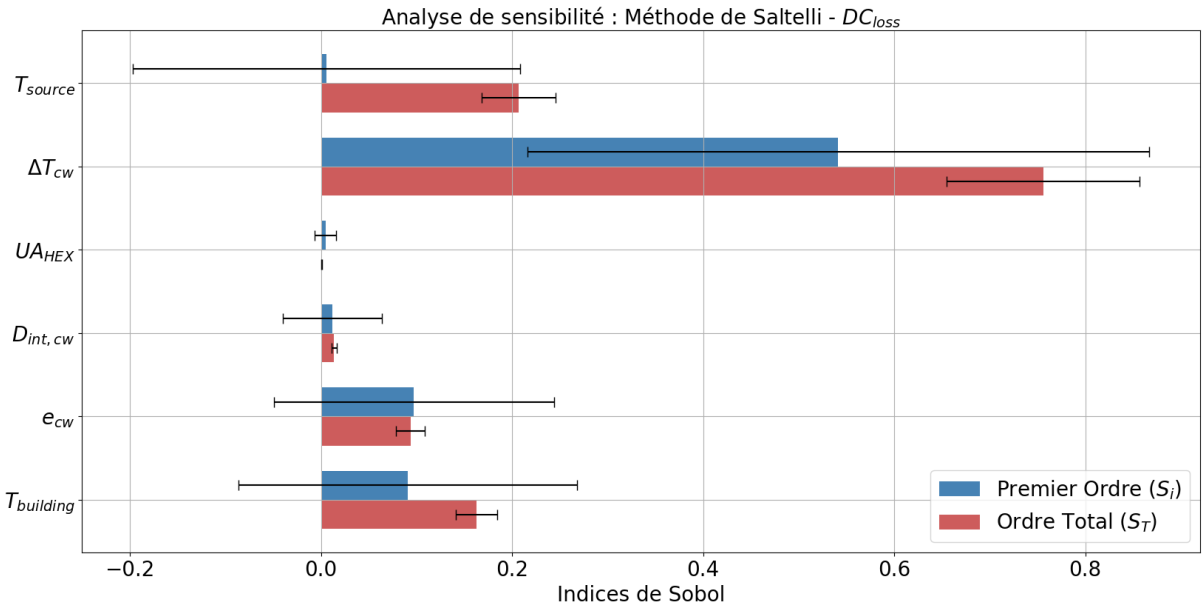


Figure 65 : Analyse de sensibilité des paramètres influents sur les pertes thermiques du réseau secondaire par la méthode de Saltelli

4.3.2.3 Influence sur le COP primaire

Le COP primaire est lui influencé par les mêmes paramètres que le COP global (Figure 67), et dans le même ordre, ce qui est, là aussi, logique puisque les variables liées aux pompes primaires et secondaires ont été exclues pour réduire le coût calculatoire, ne laissant que l'énergie frigorifique, présente dans le calcul des deux COP, susceptible d'affecter les résultats.

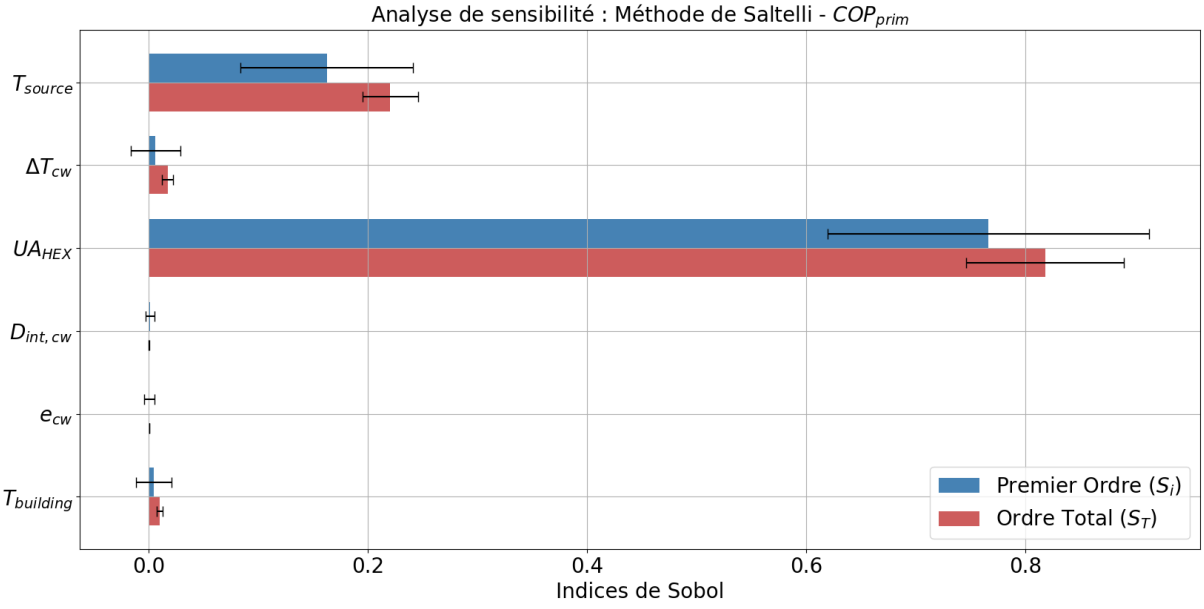


Figure 66 : Analyse de sensibilité des paramètres influents sur le COP primaire par la méthode de Saltelli

4.3.2.4 Influence sur la proportion d'Unmet Hours

Enfin, pour l'influence sur les « Unmet Hours » illustrée par la Figure 67, le régime de température secondaire, la température de puisage, ainsi que la température de consigne sont les paramètres les plus impactants sur le confort thermique dans le bâtiment, principalement en raison de leurs interactions. C'est la combinaison de ces trois paramètres qui permet de maintenir des conditions de confort dans la pièce climatisée.

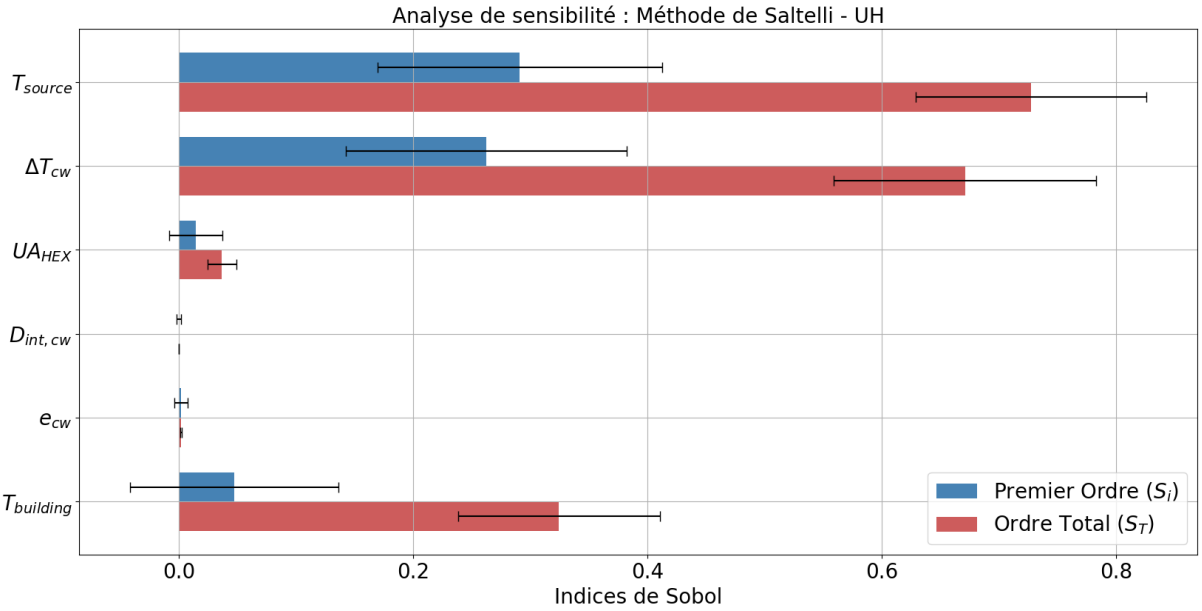


Figure 67 : Analyse de sensibilité des paramètres influents sur la proportion d'Unmet Hours par la méthode de Saltelli

Pour conclure, l'analyse de sensibilité selon la méthode de Saltelli révèle que le coefficient d'échange global des échangeurs exerce une influence majeure sur les COP, tandis que les pertes thermiques du réseau secondaire et le confort thermique dans le bâtiment dépendent principalement des trois paramètres de température : la température de puisage, la différence de température du réseau secondaire et la température de consigne dans le bâtiment.

4.3.3 Régression linéaire multiple (MLR)

La régression linéaire multiple (MLR) s'intègre comme une approche complémentaire à l'analyse de sensibilité de Saltelli. Ce méthode statistique permet d'établir une relation linéaire entre les variables d'entrée et la sortie d'un modèle complexe en considérant chaque variable comme indépendante des autres. Dans notre cas, la MLR sera utilisée pour approximer le comportement du modèle complet par un méta-modèle pour chaque fonction objectif. Le méta-modèle est formulé sous la forme suivante :

$$Y = B_0 + B_1X_1 + B_2X_2 + \cdots + B_kX_k \tag{4.7}$$

Avec :

- Y est la sortie à modéliser
- $X_1, X_2, \dots, X_k$ sont les paramètres issus du screening, k vaut donc 6 dans notre cas
- B_0 est l'ordonnée à l'origine du modèle linéaire
- $B_1, B_2, \dots, B_k$ sont les coefficients de régression associés à chaque paramètre, ils représentent leur impact global sur la fonction objectif, sans distinction entre son effet direct ou en interaction avec les autres paramètres, contrairement aux indices de Sobol.

La p_{value} de chaque coefficient sera calculée afin de s'assurer de leur significativité statistique. Elle nous indique quelle est la probabilité que le coefficient de régression estimé B_i soit éloigné de zéro par hasard, sans qu'il n'ait d'influence réelle sur la variable de sortie Y. Si la p_{value} est inférieure à un seuil généralement fixé à 0,05, cela indique que B_i est statistiquement significatif. Autrement dit, il est très peu probable que la relation entre le paramètre X_i et la sortie Y soit due au hasard, et donc que X_i a un effet significatif sur Y. En revanche, si la p_{value} est supérieure à 0,05, cela suggère que le paramètre X_i n'a pas d'impact significatif sur la sortie modélisée. Pour estimer la p_{value}, on calcule d'abord la statistique t_i en fonction du coefficient B_i et de son erreur standard comme suit :

$$t_i = \frac{B_i}{SE(B_i)} \tag{4.8}$$

La statistique calculée pour chaque coefficient va être comparé à une statistique de test T_i suivant une distribution t de Student avec $n - k - 1$ degrés de liberté où n est la taille de l'échantillon et k le nombre de paramètres. C'est cette comparaison qui donne la p_{value} selon l'expression suivante :

$$p_{value} = 2 * P(T_i > |t_i|) \tag{4.9}$$

Les coefficients de régression standardisés β_i pour chaque paramètre et pour chaque fonction objectif sont présentés dans les figures suivantes, en plus des coefficients B_i du méta-modèle donnés dans son équation. La corrélation entre le méta-modèle et le modèle complet est aussi indiquée sur les figures. Les valeurs des paramètres dans l'expression des méta-modèles sont données dans les unités suivantes :

Tableau 12 : Unité des paramètres dans l'expression des méta-modèles

Paramètres	**Unité**
$\boldsymbol{T_{source}}$; $\boldsymbol{\Delta T_{CW}}$; $\boldsymbol{T_{building}}$	Degré Celsius (°C)
$\boldsymbol{D_{int,CW}}$; $\boldsymbol{e_{CW}}$	Mètre (m)
$\boldsymbol{UA_{HEX}}$	Watt par Kelvin ($\mathrm{W.K^{-1}}$)

L'intérêt d'un méta-modèle réside dans sa capacité à estimer la valeur d'une fonction objectif par une relation simple avec un nombre limité de variables, et donc à très faible coût calculatoire. Si ce méta-modèle présente une bonne corrélation avec le modèle complet, il peut permettre une implémentation facile dans d'autres modèles, en évitant la manipulation et le couplage du modèle complet. Par exemple, intégrer un méta-modèle pour estimer le COP global d'un SWAC dans le cadre de simulations à plus grande échelle, comme la modélisation d'un réseau électrique insulaire sur une année, est bien plus simple à mettre en œuvre qu'un couplage avec le modèle complet.

4.3.3.1 Méta-modèle du COP global

Le méta-modèle du COP global montre une bonne corrélation d'environ 83 % avec le modèle complet. Comme illustré dans la Figure 68, le COP global dépend de tous les paramètres, à l'exception du diamètre intérieur et de l'épaisseur de la conduite secondaire. Les p_{value} associées à chaque paramètre ne sont pas représentées, mais elles sont largement inférieures à 0,05, sauf le diamètre intérieur des conduites secondaires, qui est donc exclu du méta-modèle. Son expression est la suivante :

$$COP_{glob} = -15{,}64 + 1{,}138 * T_{source} - 0{,}6745 * \Delta T_{CW} + 1{,}039.10^{-4} * UA_{HEX} + 20{,}35 * e_{CW} + 0{,}8670 * T_{building} \quad (4.10)$$

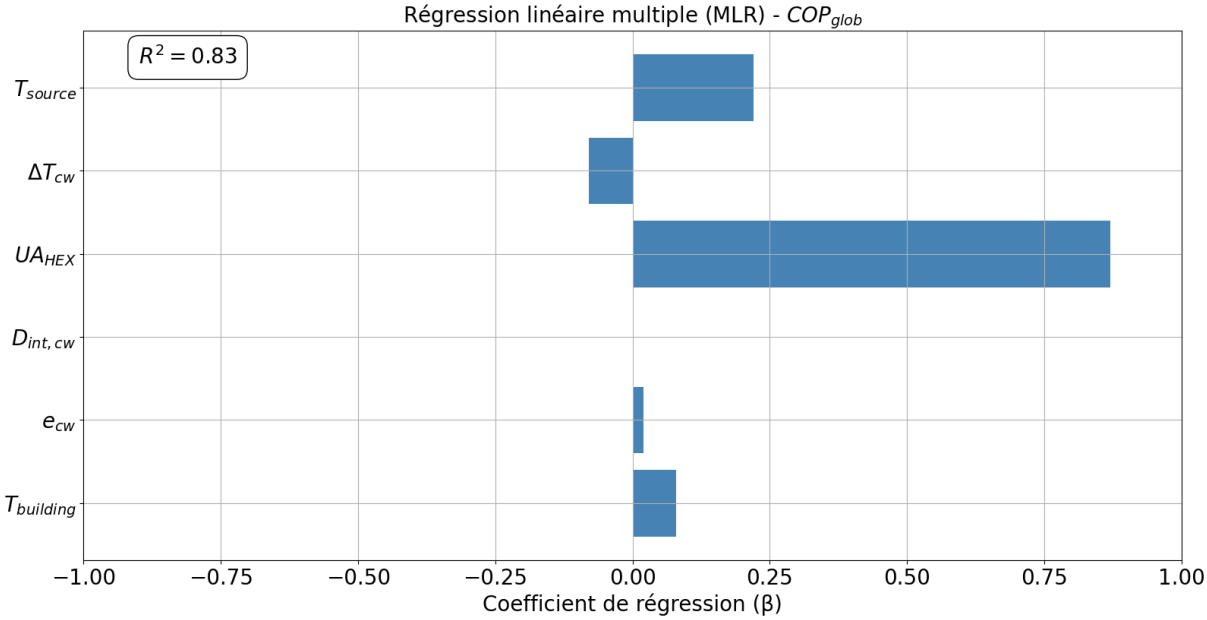


Figure 68 : Coefficients de régression du méta-modèle du COP global

4.3.3.2 Méta-modèle des pertes thermiques du réseau secondaire

Les pertes thermiques du réseau secondaire sont significativement influencées par le régime de température secondaire, la consigne dans le bâtiment et les dimensions des conduites secondaires (Figure 69), avec des p_{value} très proches de zéro. L'équation obtenue est la suivante, bien que moins corrélée que celle du COP global, avec seulement 60 % :

$$DC_{loss} = -124{,}2 + 10{,}79 * \Delta T_{CW} + 62{,}92 * D_{int,CW} - 674{,}5 * e_{CW} + 7{,}433 * T_{building} \quad (4.11)$$

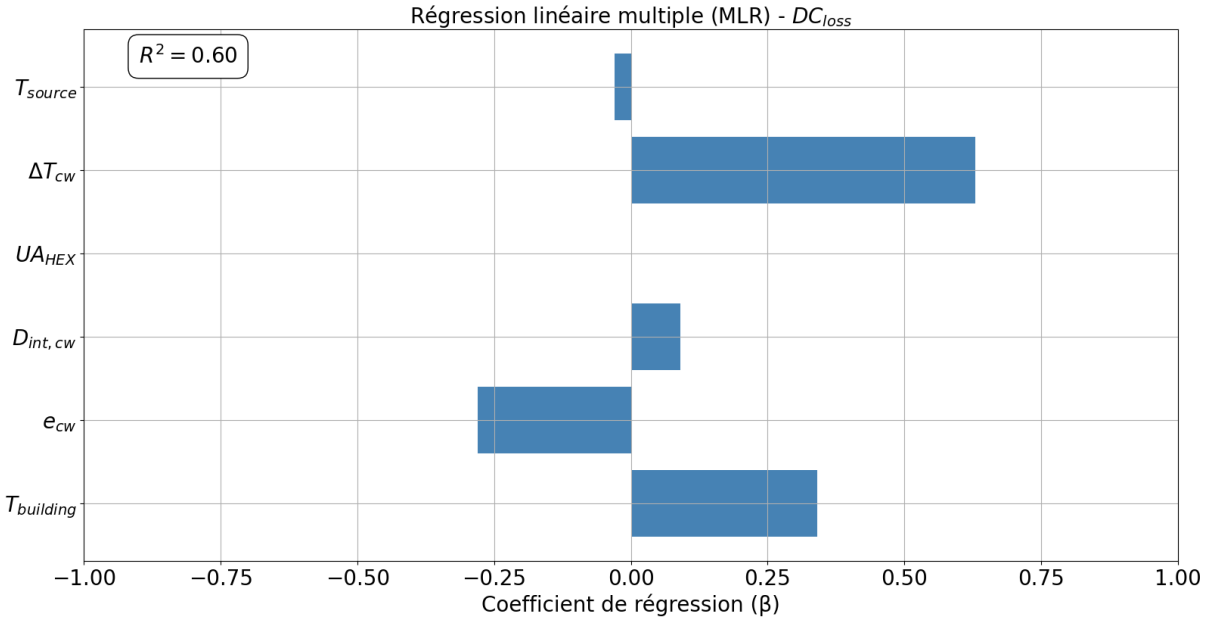


Figure 69 : Coefficients de régression du méta-modèle des pertes thermiques secondaires

4.3.3.3 Méta-modèle du COP primaire

Les impacts sur le COP primaire, représentés en Figure 70, montrent des résultats similaires à ceux du COP global, avec un effet encore moins significatif des conduites secondaires, ce qui est logique puisque le secondaire est exclu du calcul du COP primaire. La corrélation est légèrement supérieure ($R^2 = 92$ %). L'équation ci-dessous :

$$COP_{prim} = -223{,}3 + 14{,}12 * T_{source} - 4{,}51 * \Delta T_{CW} + 7{,}039.10^{-4} * UA_{HEX} + 3{,}413 * T_{building} \quad (4.12)$$

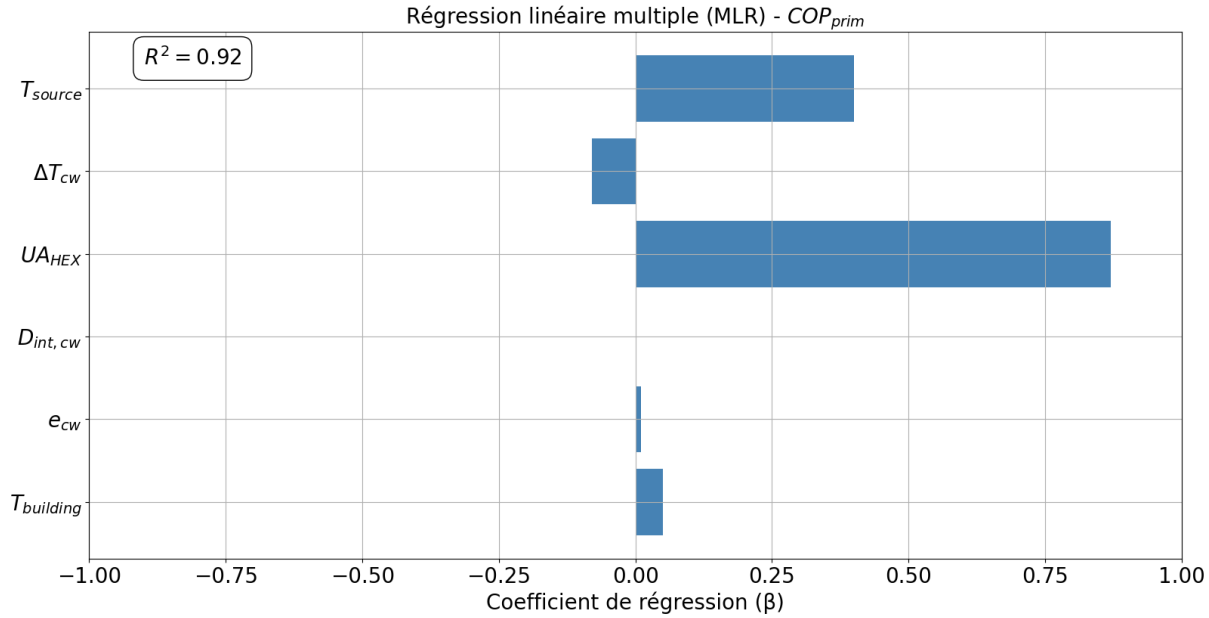


Figure 70 : Coefficients de régression du méta-modèle du COP primaire

4.3.3.4 Méta-modèle de la proportion d'Unmet Hours

Enfin, pour la proportion d'heures non-satisfaites représentée en Figure 71, le méta-modèle montre une faible corrélation de 44 % avec le modèle complet. Cela s'explique par les fortes interactions entre les paramètres dans ce cas, comme démontré par les indices de Sobol calculés dans la section précédente. Le confort thermique au sein du bâtiment ne peut pas être estimé avec précision par une approche linéaire telle que celle-ci. Malgré cela, l'équation obtenue par la méthode MLR est la suivante :

$$UH\ (\%) = 13{,}3 + 1{,}311 * T_{source} + 2{,}121 * \Delta T_{CW} \\ -4{,}897.10^{-6} * UA_{HEX} - 34{,}27 * e_{CW} - 1{,}164 * T_{building} \quad (4.13)$$

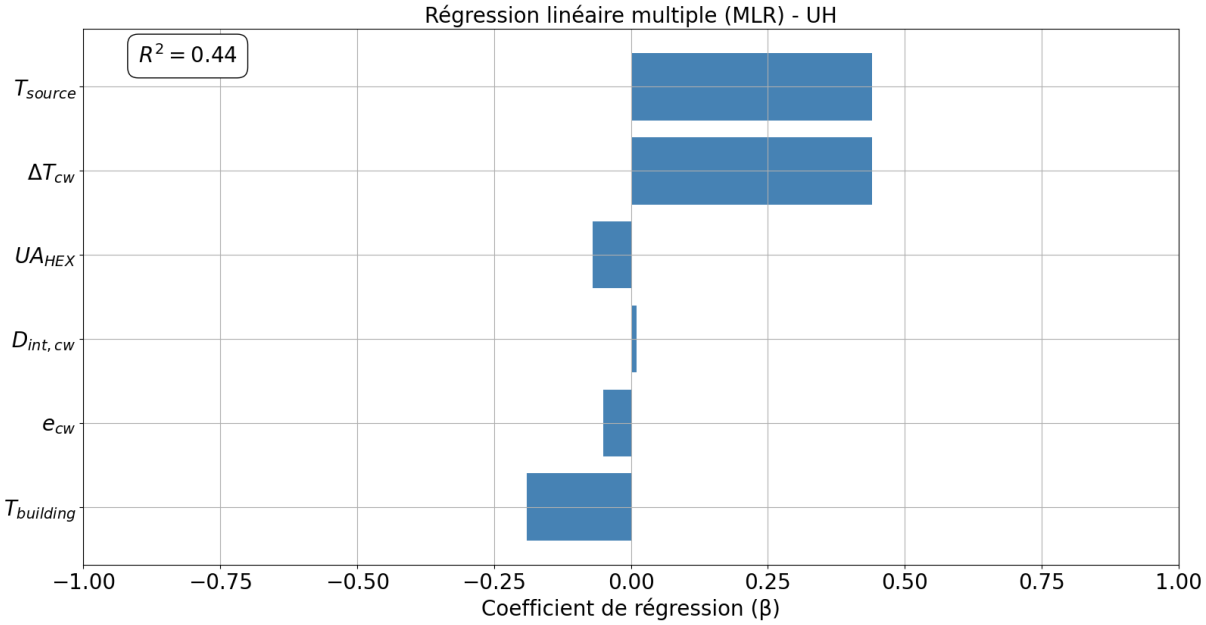


Figure 71 : Coefficients de régression du méta-modèle de la proportion d'Unmet Hours

En conclusion, les méta-modèles obtenus pour le COP global et le COP primaire offrent une bonne représentation du modèle numérique, avec des corrélations élevées, respectivement de 83 % et 92 %. On peut donc utiliser ces méta-modèles pour estimer correctement les indicateurs de performance du SWAC, tant que les paramètres restent dans la plage de variations étudiée, sans devoir recourir au modèle complet. En revanche, les méta-modèles des pertes thermiques du réseau secondaire et de la proportion d'Unmet Hours montrent des corrélations beaucoup plus faibles. Il est donc nécessaire de se tourner vers le modèle complet pour obtenir des estimations fiables de ces pertes et du confort thermique au sein du bâtiment.

4.4 Optimisation énergétique

4.4.1 Non-dominated Sorting Genetic Algorithm II (NSGA-II)

L'optimisation des paramètres du modèle SWAC vise à maximiser son efficacité énergétique tout en minimisant l'inconfort thermique dans le bâtiment climatisé. Les pertes thermiques du réseau secondaire sont également minimisées pour ne pas induire un surdimensionnement dans le bâtiment pour compenser ces pertes. Pour cela, nous utiliserons l'algorithme génétique d'optimisation NSGA-II ou Non-dominated Sorting Genetic Algorithm II [122].

NSGA-II est un algorithme évolutionnaire multi-objectifs couramment utilisé pour résoudre des problèmes d'optimisation où plusieurs objectifs sont en conflit. Il vise à un ensemble de solutions optimales, dites de Pareto, où aucune solution ne peut être améliorée par rapport à un objectif sans en détériorer un autre.

Le processus d'optimisation d'un algorithme génétique, illustré dans le schéma de la Figure 72, suit les étapes ci-dessous :

- Étape 1 : D'abord, une population initiale est générée aléatoirement où chaque individu de cette population est une solution possible définie sous la forme d'un vecteur de paramètre.
- Étape 2 : Chaque solution est ensuite évaluée par rapport aux fonctions objectifs du problème d'optimisation et se voit attribuer un score qui reflète sa performance.
- Étape 3 : Ensuite, un processus de sélection intervient pour permettant de trier les solutions qui seront utilisées pour générer la génération suivante. Il existe plusieurs méthodes de sélection, comme la méthode du tournoi qui consiste à sélectionner des sous-groupes au sein de la population de manière aléatoire et de sélectionner la solution performante pour chacun de ses sous-groupes.
- Étape 4 : Les solutions sélectionnées vont subir deux types d'opérations génétiques, le croisement et la mutation. Le croisement consiste à combiner des paires de solutions pour qu'elles échangent une partie de leurs paramètres pour créer de nouvelles solutions. La mutation consiste à effectuer de légères modifications aléatoires aux solutions de notre population.
- Enfin, l'algorithme vérifie si un critère d'arrêt a été atteint, comme un nombre de générations ou de solutions maximum, ou bien une convergence des solutions vers une performance optimale. Sinon, le processus reprend à l'étape 2 d'évaluation avec la population générée après les croisements et mutations.

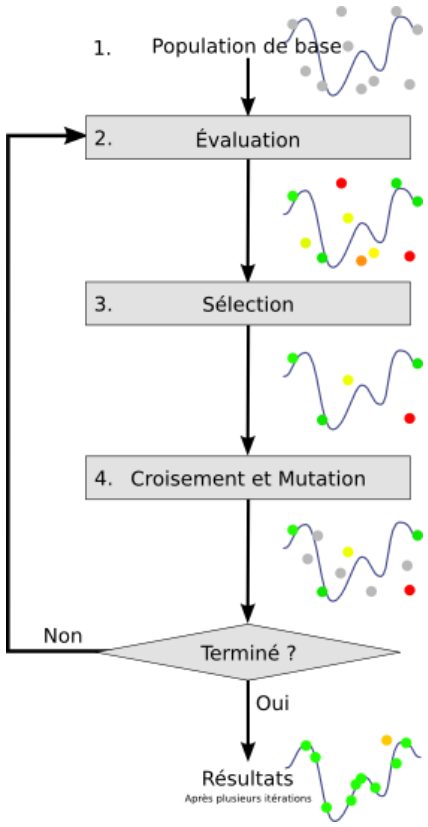


Figure 72 : Schéma de principe d'optimisation par algorithme génétique [125]

La particularité de NSGA réside dans la manière dont les solutions sont sélectionnées lors de l'étape 3. L'algorithme classe les solutions selon leur degré de non-domination par rapport aux autres. Une solution A est dominée par une solution B si B est meilleure qu'A sur au moins un objectif sans être pire sur les autres, ce qui signifie que B constitue un meilleur compromis que A. Les solutions qui ne sont dominées par aucune autre constituent le premier front de Pareto, un ensemble de compromis optimaux. Une fois ce premier front identifié, les solutions qui le composent sont temporairement exclues pour permettre l'évaluation du reste de la population. Le processus est ensuite répété pour classer les autres solutions dans des fronts successifs. Chaque nouveau front est constitué des solutions qui ne sont dominées que par celles des fronts précédents. Pour garantir la diversité, les solutions non dominées sont ensuite classées en fonction de la densité de leur voisinage. Les solutions situées dans des zones moins densément peuplées sont privilégiées, afin de maintenir une bonne répartition sur l'ensemble du front de Pareto [126]. NSGA-II apporte une amélioration par rapport à NSGA en introduisant la notion d'élitisme, permettant de conserver les meilleures solutions non-dominées d'une génération à l'autre. Il utilise aussi une méthode par distance d'encombrement pour s'assurer de la bonne répartition des solutions sur le front de Pareto. Contrairement à NSGA, qui n'utilise pas de sélection par tournoi, NSGA-II effectue une sélection par tournoi binaire. Dans ce processus, deux solutions sont comparées en fonction de leur non-domination, et si elles appartiennent au même front, elles sont départagées selon leur distance d'encombrement [122].

Dans notre cas, la taille de la population initiale et le nombre de solutions par génération ont été fixés à 12 pour des raisons pratiques, car la puissance de calcul disponible permettait de réaliser simultanément 12 simulations. Les taux de croisement et de mutation ont été respectivement fixés à 100 % et 20 %. Ce choix repose sur la recommandation d'utiliser un taux de croisement élevé et un taux de mutation faible dans une première approche pour de petites populations (de l'ordre d'une dizaine d'individus), puis de réduire progressivement le taux de croisement et d'augmenter le taux de mutation si nécessaire [127]. Enfin, le critère d'arrêt a été fixé arbitrairement à 200 générations, et l'évolution du nombre de nouvelles solutions sur le front de Pareto au fil des itérations sera examinée pour vérifier la convergence.

L'ensemble des solutions explorées pendant le processus d'optimisation est représenté dans la Figure 73 ci-dessous :

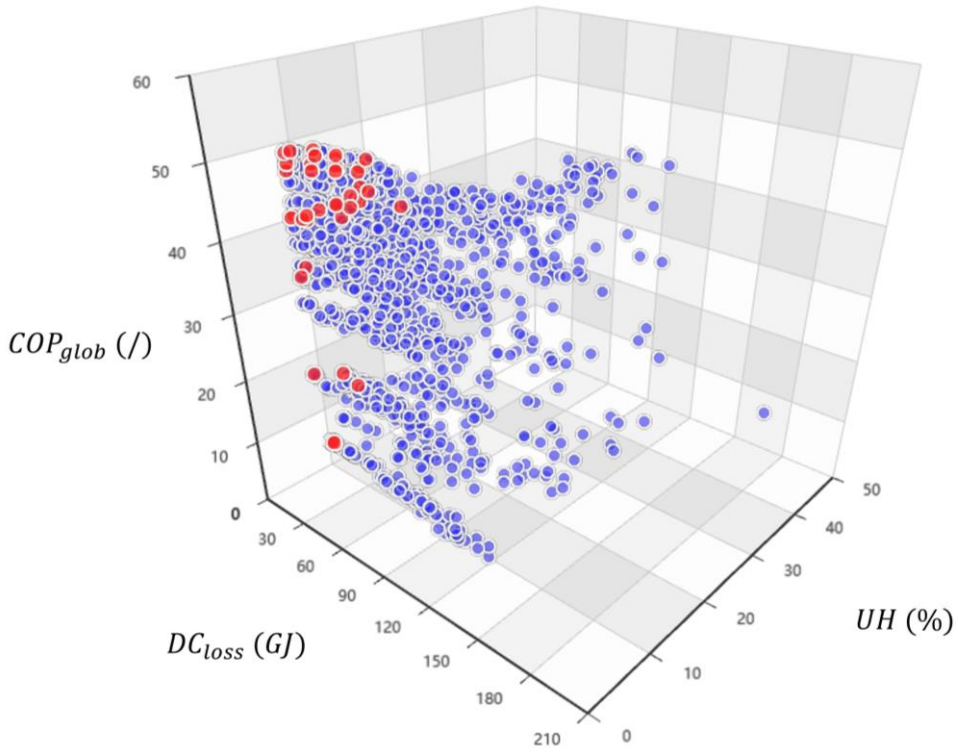


Figure 73 : Représentation 3D des solutions en fonction du COP global, des pertes thermiques secondaires et de la proportion d'Unmet Hours (Les points rouges représentent les solutions du front de Pareto)

La figure représente les solutions selon 3 axes : le COP global, les pertes thermiques du réseau secondaire et le pourcentage d'Unmet Hours. Le COP primaire a été écarté de l'analyse car on veut comparer le SWAC à toutes les technologies de climatisation, y compris les systèmes unitaires. Les points rouges sur cette figure correspondent aux solutions du front de Pareto, c'est-à-dire les solutions optimales qui offrent un compromis entre les différents objectifs sans être dominées par les autres solutions.

Pour choisir la solution optimale au sein du front de Pareto, on sélectionne d'abord le plan $UH = 0$ %, c'est-à-dire l'ensemble des solutions pour lesquelles le confort thermique dans le bâtiment est assuré. Ces solutions sont représentées sur la Figure 74 :

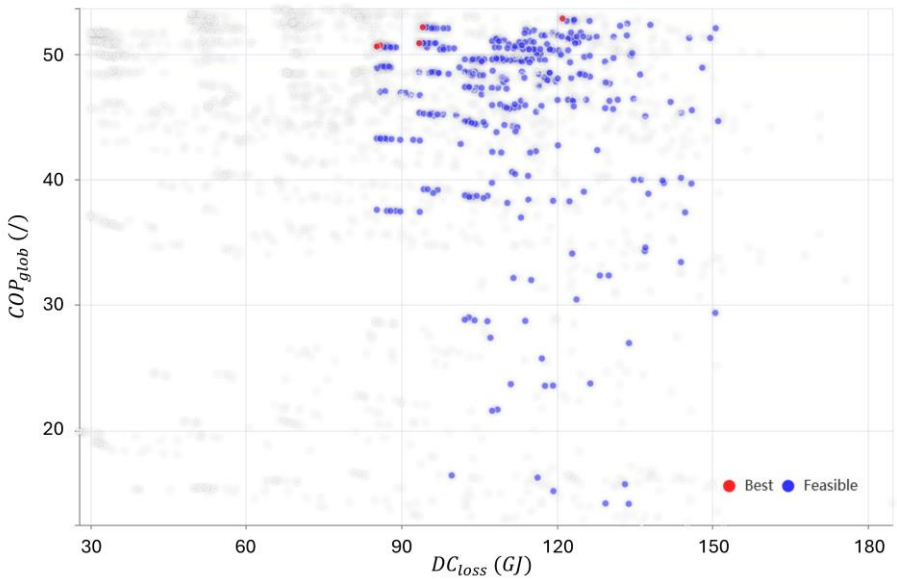


Figure 74 : Représentation 2D des solutions pour UH = 0 % en fonction du COP global et des pertes thermiques secondaires (Les points rouges représentent les solutions du front de Pareto)

Les solutions restantes sur le front de Pareto, représentées en rouge sur le graphique, sont au nombre de 5, toutes avec un COP global supérieur à 50. En comparant ces solutions, on observe que celle ayant un COP global d'environ 52,9 fonctionne avec un régime de température secondaire de 5°C, contre 4°C pour les autres solutions (Figure 75). Pour cette raison, elle nécessite un débit d'air et une surface de batterie de refroidissement plus faibles que les autres (0,72 m³/s et 20,3 m²). Cette solution sera donc privilégiée par rapport aux autres, et sera simulée dans la section suivante.

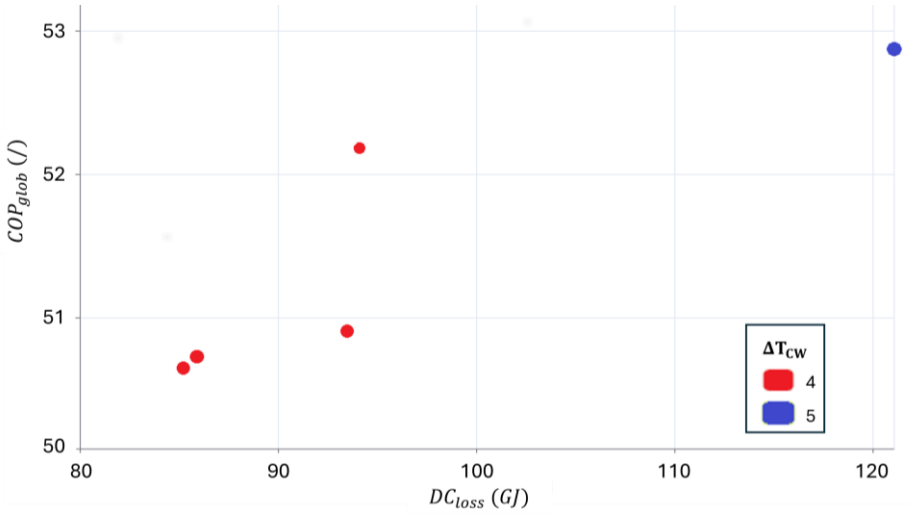


Figure 75 : Représentation 2D des solutions du front de Pareto pour UH = 0 % en fonction du COP global, des pertes thermiques secondaires et de leur écart de température secondaire

L'évolution du nombre de nouvelles solutions de Pareto au fil des itérations est représentée dans la figure ci-dessous. Ces lignes de convergences nous permettent d'identifier si l'algorithme converge vers une solution optimale ou s'il continue d'explorer l'espace des solutions.

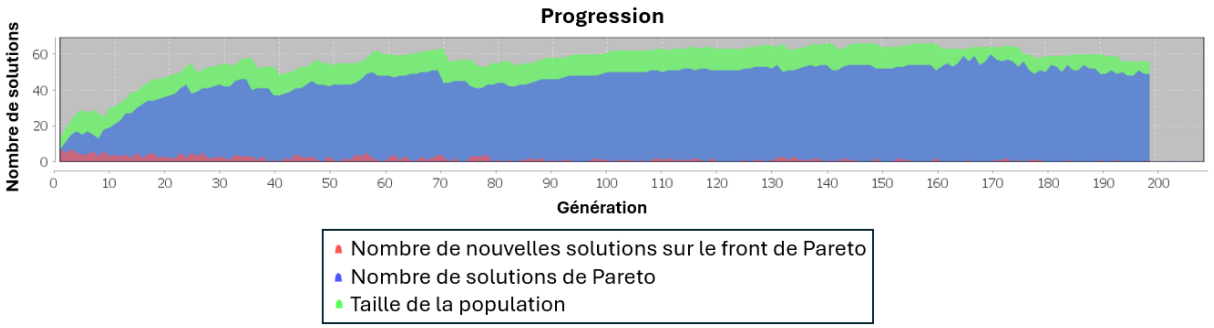


Figure 76 : Évolution du nombre de solutions de Pareto et de la population au fil des générations

La Figure 76 nous montre que durant les premières générations, le nombre de nouvelles solutions sur le front de Pareto est élevée, entre 8 et 12 pour 12 nouveaux individus à chaque génération. Ce nombre diminue progressivement à partir de la génération 80, puis on observe une réduction encore plus marquée sur la fin de l'optimisation entre les générations 180 et 200. Un zoom de cette zone du graphique est représenté sur la Figure 77.

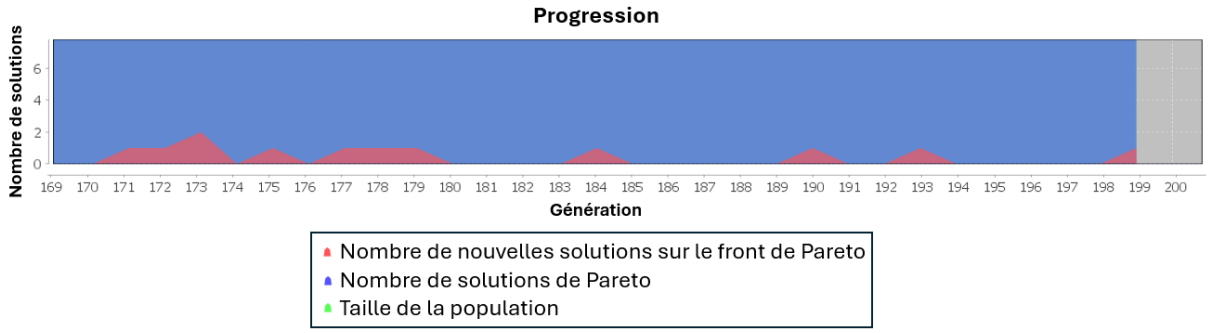


Figure 77 : Évolution du nombre de solutions de Pareto et de la population en fin de processus d'optimisation

Le nombre de nouvelles solutions sur le front de Pareto se stabilise entre 0 et 2 nouvelles solutions par itération. Ce ralentissement suggère que l'algorithme a atteint un plateau où la majorité des solutions générées ne sont pas une amélioration des solutions déjà présentes sur le front de Pareto, justifiant l'arrêt des itérations.

Pour améliorer l'exploration de l'espace des solutions, il serait judicieux d'augmenter le nombre de solutions générées par génération au-delà de 12. Il serait également pertinent d'expérimenter avec différents taux de croisement et de mutation. Ces ajustements pourraient être facilités par une augmentation de la puissance de calcul disponible.

4.4.2 Simulation de la configuration optimisée

Les valeurs des paramètres de la solution optimisée sélectionnée, visant à améliorer la conception de l'installation de Tetiaroa, sont présentées dans le Tableau 13, accompagnées de leurs valeurs initiales avant optimisation. On remarque que dans la solution optimisée, le SWAC puise de l'eau de mer à 8°C au lieu de 5°C. Cette variation permet de réduire la longueur de la conduite de puisage, entraînant ainsi une diminution de la consommation des pompes primaires. Le coefficient d'échange global des échangeurs a été augmenté à 400 kW.K, ce qui permet de transférer davantage de froid de la boucle primaire à la boucle secondaire. Les dimensions des conduites secondaires ont également été ajustées, avec une réduction du diamètre intérieur à 0,1218 m, et une augmentation de l'épaisseur de l'isolant de 10 cm, passant ainsi à 0,035 m. Enfin, la température de consigne dans le bâtiment, initialement fixée à 19°C, a été modifiée à 26°C, une valeur plus adaptée et raisonnable pour une consigne de climatisation.

Tableau 13 : Comparaison des paramètres entre l'installation de Tetiaroa et la solution optimisée

Paramètres	Installation de Tetiaroa	Solution optimisée
Température de puisage	5°C	8°C
Différence de température du réseau secondaire	5°C	5°C
Coefficient d'échange global des échangeurs de chaleur	186 $kW.K^{-1}$	400 $kW.K^{-1}$
Diamètre intérieur des conduites secondaires	0,174 m	0,1218 m
Épaisseur des conduites secondaires	0,025 m	0,035 m
Température de consigne dans le bâtiment	19°C	26°C

Le fonctionnement de cette configuration est illustré en présentant les résultats de simulation au pas horaire sur une période allant du 1er au 10 décembre. À l'instar de l'étude expérimentale, les températures, débits, puissances thermiques, puissances électriques ainsi que les deux COP primaire et global seront présentés. Les différences de pression dans chaque boucle, ainsi que les conditions de température et d'humidité à l'intérieur et à l'extérieur du bâtiment, seront également représentées.

Les températures de la boucle primaire sont représentées sur la Figure 78. Le point de puisage est désormais à 8°C au lieu de 5°C, entraînant une température de 9,5°C à 10°C à l'entrée de l'échangeur. L'eau de mer en sortie de l'échangeur oscille entre 13°C et 14,5°C, puis est rejetée dans la mer avec une augmentation de 0,5°C.

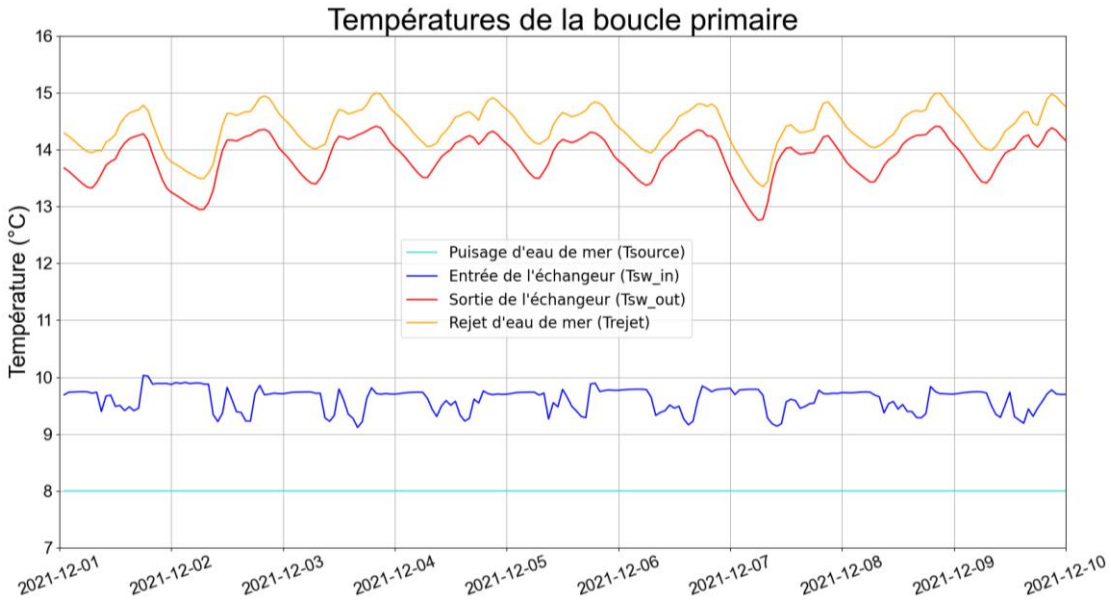


Figure 78 : Évolution des températures dans la boucle primaire de la solution optimisée

Le régime de température de la boucle de distribution (Figure 79) présente toujours un écart d'environ 5°C entre le départ et le retour de l'eau glacée. Cependant, ce régime est désormais de 10/15°C au lieu de 7/12°C, en raison du point de puisage moins profond dans cette configuration. La température de retour de l'eau glacée oscille avec une amplitude d'environ 1°C en fonction des variations de besoin frigorifique.

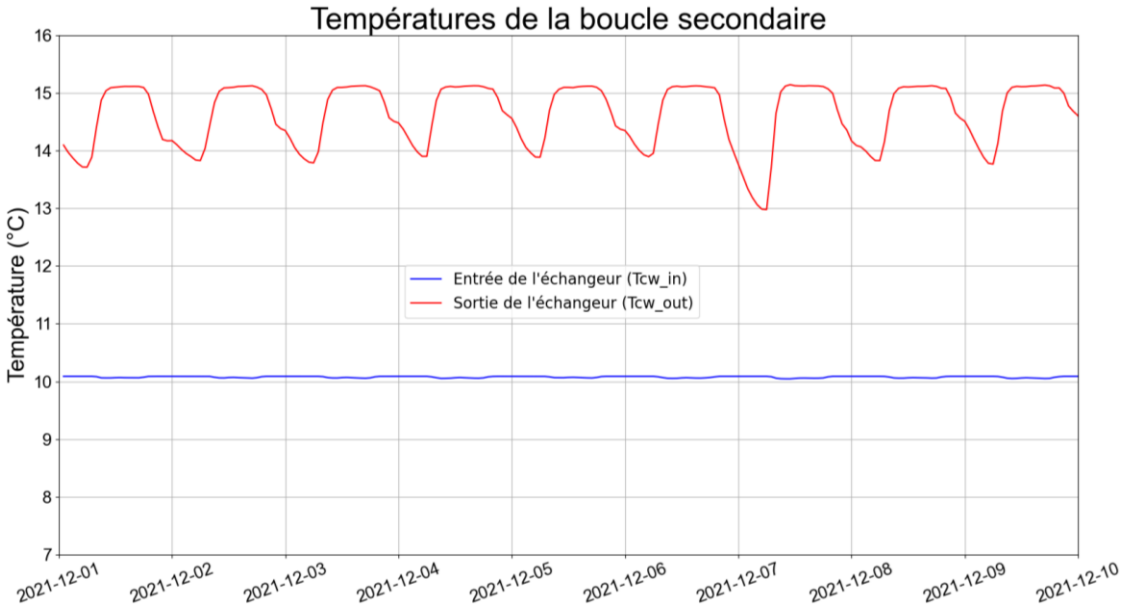


Figure 79 : Évolution des températures dans la boucle secondaire de la solution optimisée

La Figure 80 représente les débits volumiques des boucles. On observe que le débit primaire est toujours supérieur au débit secondaire, ce qui fait partie des bonnes pratiques de pilotage des réseaux de froid identifiées par Jangsten pour maximiser leur performance [128]. Pendant les périodes de nuit, lorsque le besoin du bâtiment est faible, les débits des pompes sont constants à leur valeur minimum (environ la moitié de leur débit nominal).

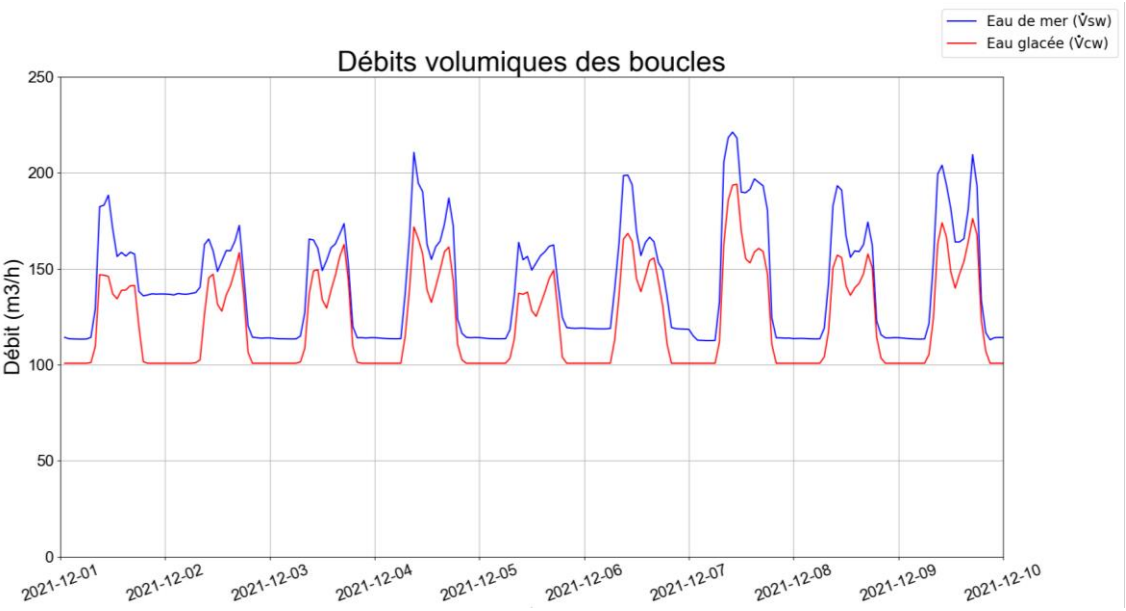


Figure 80 : Évolution des débits des boucles de la solution optimisée

Les puissances thermiques primaire, secondaire, échangeurs et bâtiment sont représentées dans la Figure 81. Elles correspondent respectivement à la puissance thermique mesurée aux bornes de l'échangeur côté primaire, à celle mesurée aux bornes de l'échangeur côté secondaire, au froid transféré d'une boucle à l'autre à travers l'échangeur, ainsi qu'à la puissance frigorifique diffusée dans le bâtiment.

On remarque que le bilan 1er principe est respecté, car en moyenne, on a :

$$\dot{Q}_{SW} > \dot{Q}_{HEX} > \dot{Q}_{CW} > \dot{Q}_{coil} \tag{4.14}$$

Le besoin frigorifique oscille de manière journalière entre 400 et 1200 kW, ce qui est du même ordre de grandeur que le besoin frigorifique mesuré sur l'installation de Tetiaroa.

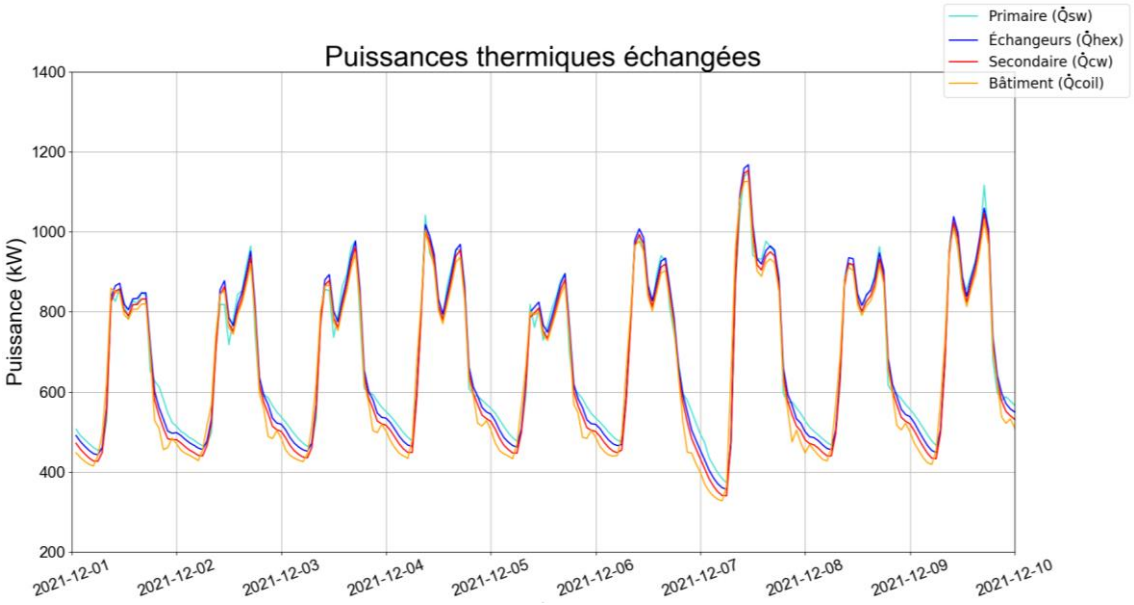


Figure 81 : Évolution des puissances thermiques échangées de la solution optimisée

Les puissances électriques des pompes (Figure 82) suivent une tendance similaire à celle de leurs débits respectifs. Les consommations électriques sont considérablement réduites par rapport à celles du SWAC de Tetiaroa. En effet, d'après les deux années de mesures présentées dans le chapitre 2, la consommation électrique de la boucle primaire variait entre 4 et 7 kW, tandis que celle de la boucle secondaire restait constante en fonction de la consigne fixée par l'opérateur, soit 35 kW, 27 kW ou 18 kW, pour des besoins frigorifiques compris entre 600 et 800 kW.

Dans la solution optimisée, la consommation électrique du primaire varie désormais entre 1 et 5 kW, tandis que celle du secondaire se situe entre 4 et 25 kW maximum, tout en répondant à des besoins frigorifiques plus importants et variables, allant de 400 à 1200 kW. Ce gain est attribué à l'optimisation des paramètres ainsi qu'à une régulation optimale, basée sur les besoins frigorifiques, utilisant un variateur de fréquence électrique plutôt qu'une vanne de régulation.

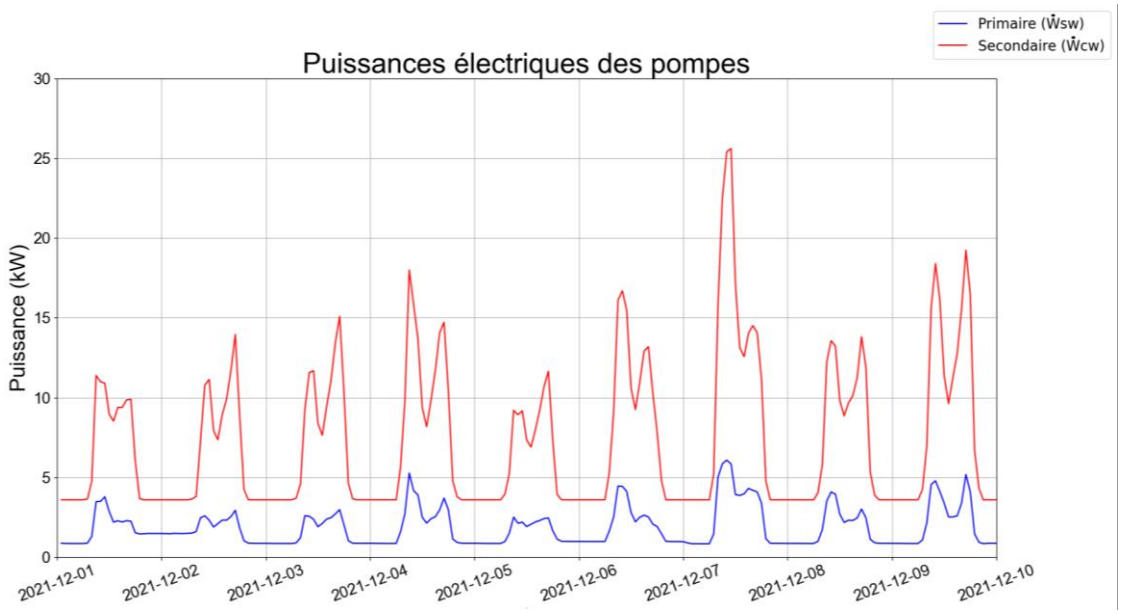


Figure 82 : Évolution des puissances électriques de la solution optimisée

Les différences de pression dans chaque boucle, non mesurées sur l'installation réelle, sont illustrées par la Figure 83. Naturellement, leurs évolutions sont similaires à celles des débits des pompes primaires et secondaires. Côté primaire, les différences de pression oscillent entre 20 et 50 kPa, contre 100 et 370 kPa pour le côté secondaire. Les pertes de charge primaires sont réduites par rapport à celles de Tetiaroa grâce au raccourcissement de la conduite de puisage. Les pertes de charge secondaires sont nettement plus faibles et varient avec le débit, car il est régulé par variation de fréquence de la pompe et non par une vanne, qui augmente la perte de charge.

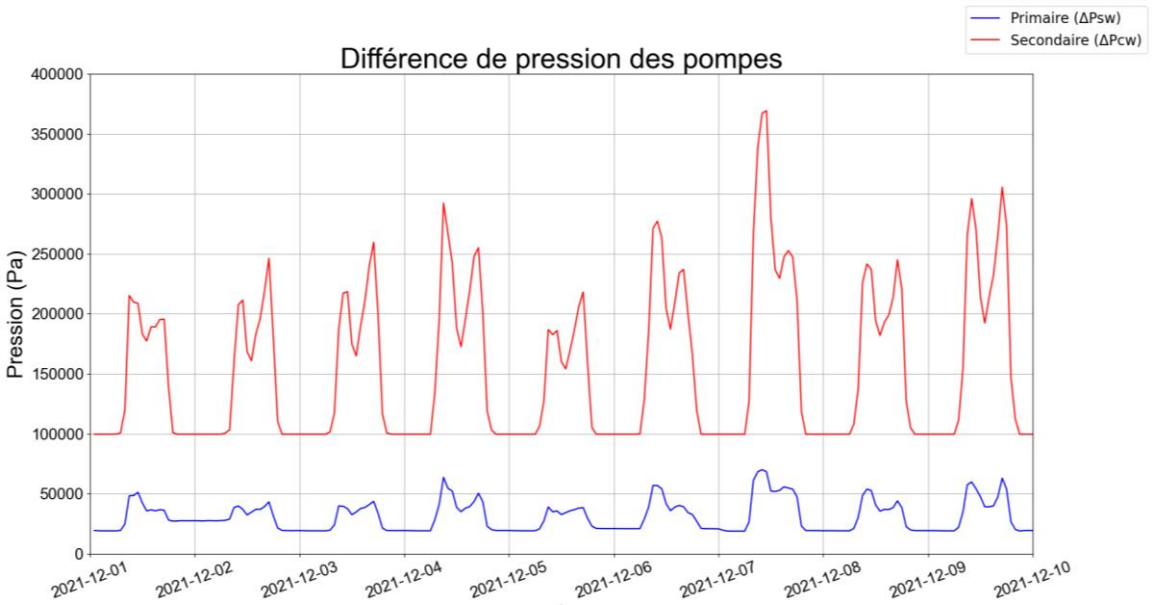


Figure 83 : Évolution des différences de pression des pompes de la solution optimisée

Les COP primaire et global de l'installation, représentés dans la Figure 84, augmentent de façon significative par rapport au cas de Tetiaroa, grâce à l'optimisation de la régulation et des paramètres de fonctionnement. Dans l'étude expérimentale présentée au chapitre 2, le COP primaire variait entre 100 et 200, tandis que le COP global se situait entre 15 et 38. Les SCOP mesurés étaient de 141 pour le primaire et de 24,2 pour le global.

Avec l'optimisation, les performances sont nettement améliorées. Le COP primaire varie désormais entre 200 et 670, et le COP global oscille entre 36 et 127. En moyenne, le COP primaire atteint environ 422 et le COP global 85,6, soit près de trois fois plus que leurs SCOP respectifs de l'étude expérimentale, ce qui illustre une amélioration significative des performances.

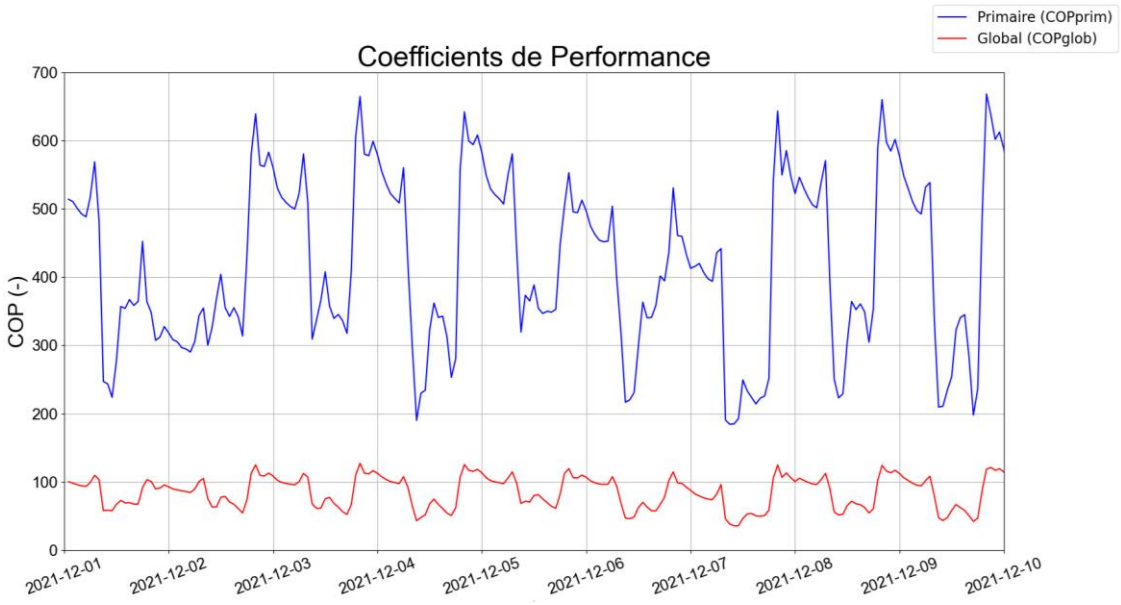


Figure 84 : Évolution des COP primaire et global de la solution optimisée

En plus de ces critères de performances, les conditions de température et d'humidité intérieures et extérieures au bâtiment sont comparées dans les deux figures suivantes.

Les températures du bâtiment sont illustrées sur la Figure 85. On observe que la consigne de température de 26°C à l'intérieur du bâtiment est respectée sur toute la période, à l'exception d'une légère dérive, inférieure à 1°C, durant la journée du 7 décembre, en raison d'une augmentation rapide du besoin visible sur la Figure 81. Cette dérive n'est ni assez élevée, ni assez étendue dans le temps, pour être considérée comme une heure non satisfaite. La température extérieure oscille entre un minimum de 25°C pendant la nuit et un maximum de 31,5°C en milieu de journée.

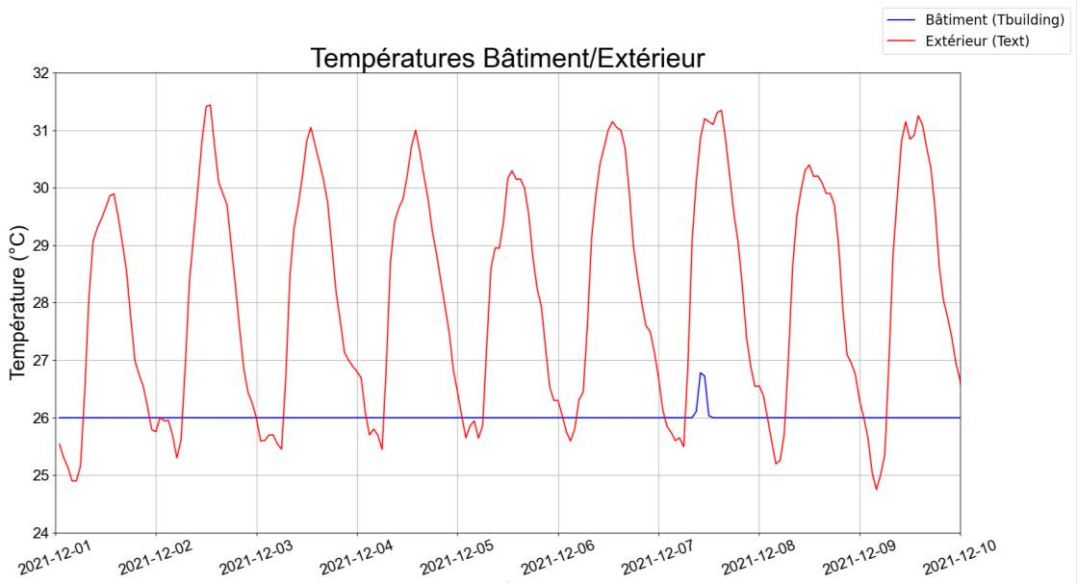


Figure 85 : Évolution des températures intérieure et extérieure du bâtiment de la solution optimisée

Enfin, les humidités relatives sont représentées sur la Figure 86 pour la période étudiée. Le taux d'humidité à l'extérieur du bâtiment varie entre 65 % et un peu plus de 85 %. À l'intérieur, l'humidité oscille entre 90 % la nuit et 50 % le jour, ce qui démontre la capacité de déshumidification dans le bâtiment de la solution optimisée. Il est important de rappeler qu'en raison du changement de la température de puisage, passée de 5°C à 8°C, la climatisation se fait désormais avec une source moins froide, et donc que le régime de température secondaire a été relevé à 10/15°C au lieu de 7/12°C. L'enjeu était de s'assurer que ce nouveau régime de température permettrait toujours d'assurer une déshumidification efficace. L'absence de contrôle direct de l'humidité, la consigne étant uniquement basée sur la température, explique les pics observés durant la nuit, lorsque le besoin en froid est faible. Malgré cela, les résultats confirment que la déshumidification est bien assurée avec ce nouveau régime de température.

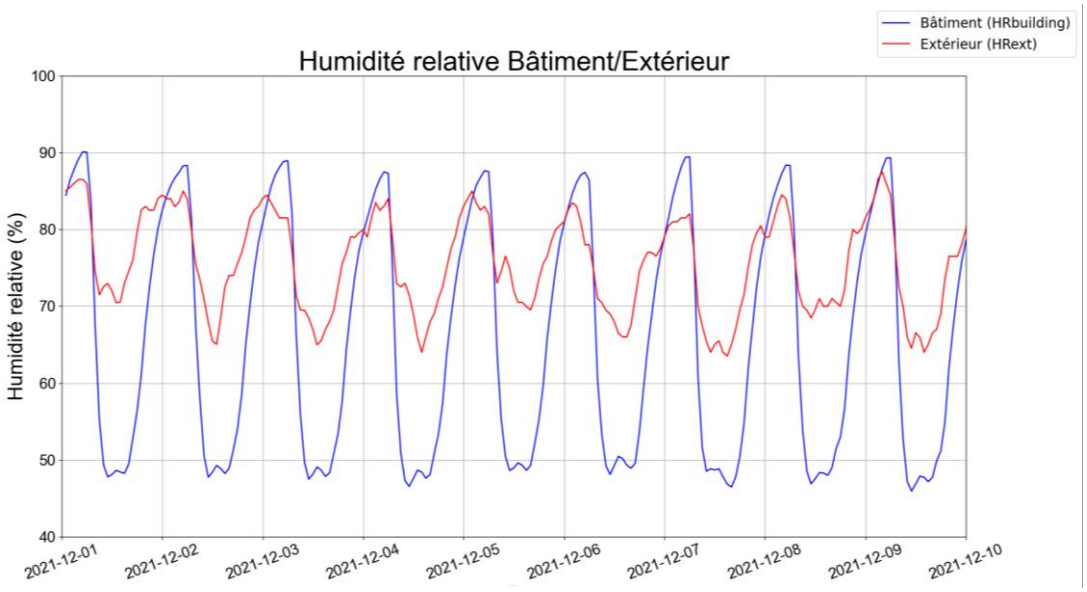


Figure 86 : Évolution des humidités relatives intérieure et extérieure du bâtiment de la solution optimisée

4.5 Conclusion

Ce chapitre a porté sur l'étude de sensibilité paramétrique et l'optimisation énergétique du système SWAC, en se concentrant sur des critères de performance énergétique et de confort thermique du bâtiment. Les fonctions objectives définies sont : le COP global (COP_{glob}), les pertes thermiques du réseau secondaire (DC_{loss}), le COP primaire (COP_{prim}) et la proportion d'heures pendant lesquelles la température de consigne dans le bâtiment n'est pas satisfaite (UH ou Unmet Hours). Les paramètres liés au système de climatisation influant sur ces fonctions objectifs sont les paramètres liés aux régimes de températures, aux propriétés des matériaux des conduites, aux caractéristiques des pompes et des échangeurs, ainsi qu'aux dimensions des conduites et à la température de consigne du bâtiment.

La méthode Morris a été utilisée pour effectuer un screening initial à faible coût calculatoire, permettant d'identifier les paramètres les plus influents, mais sans mesurer leur impact avec précision. Parmi les 12 paramètres influents identifiés, 6 étaient liés aux pompes et ont été exclus des analyses ultérieures afin de réduire le temps de calcul. Leur optimum, correspondant à un rendement de 100 %, étant déjà connu, il n'était pas nécessaire de les inclure. Les 6 paramètres retenus pour l'analyse de sensibilité et l'optimisation sont la température de puisage, l'écart de température du réseau secondaire, le coefficient d'échange global des échangeurs, le diamètre et l'épaisseur des conduites secondaires, ainsi que la température de consigne au sein du bâtiment.

La méthode de Saltelli a ensuite permis de quantifier précisément l'influence de chaque paramètre, qu'elle soit individuelle ou en interaction avec les autres, sur les sorties du modèle, via le calcul des indices de Sobol, basés sur les variances. Les résultats ont montré que le coefficient d'échange global des échangeurs exerce une influence déterminante sur les COP, tandis que les pertes thermiques et le confort thermique dépendent essentiellement de trois paramètres : la température de puisage, la différence de température du réseau secondaire et la température de consigne dans le bâtiment.

Grâce au grand nombre de simulations réalisées avec la méthode de Saltelli, des méta-modèles pour chaque fonction objectif ont été obtenus par régression linéaire multiple (MLR). Les méta-modèles du COP primaire et global ont montré une bonne corrélation, respectivement de 92 % et 83 %, avec le modèle complet. Cependant, pour les pertes thermiques secondaire et le taux d'Unmet Hours, la corrélation était beaucoup plus faible (60 % et 44 %), en raison des fortes interactions entre les paramètres, confirmant que cette approche linéaire est inadaptée à l'évaluation précise du comportement du réseau de distribution et du confort thermique au sein

du bâtiment. Ces méta-modèles présentent l'avantage de pouvoir évaluer une fonction objectif de façon simplifiée avec un nombre limité de variables et sans nécessiter de ressources de calcul intensives. Lorsqu'ils sont en bonne correspondance avec le modèle complet, ils permettent une intégration facile dans d'autres modèles et peuvent servir d'outil d'aide à la décision.

Enfin, une optimisation via l'algorithme NSGA-II a été réalisée pour maximiser le COP global tout en garantissant le confort thermique du bâtiment. La solution optimale identifiée sur le front de Pareto correspond à une température de puisage de 8°C, un écart de température du réseau secondaire de 5°C, un coefficient d'échange des échangeurs de 400 kW.K, un diamètre intérieur des conduites secondaires de 0,1218 m, une épaisseur de 0,035 m et une température de consigne de 26°C. Cette solution a été présentée pour analyser son fonctionnement.

La solution optimisée a montré une nette augmentation des COP primaire et global. Avant l'optimisation, le COP primaire oscillait entre 100 et 200, tandis que le COP global se situait entre 15 et 38, avec des SCOP respectifs de 141 pour le primaire et de 24,2 pour le global. Grâce à l'optimisation de la régulation et des paramètres de fonctionnement, le COP primaire atteint désormais des valeurs comprises entre 200 et 670, tandis que le COP global varie entre 36 et 127. En moyenne, les COP primaire et global sont de 422 et 85,6, soit près de trois fois plus élevés que les SCOP mesurés dans l'étude expérimentale, illustrant le gain significatif en termes de performance. Concernant les conditions intérieures du bâtiment, la température de consigne de 26°C a été globalement maintenue, et le système a assuré efficacement la déshumidification.

Dans la continuité de cette démarche visant à proposer des solutions plus réalistes et mieux adaptées aux contraintes, il est essentiel de considérer la faisabilité technique de ces systèmes. Pour que les solutions optimisées puissent être appliquées dans le monde réel, il est indispensable de vérifier l'accessibilité de l'eau de mer profonde à l'échelle mondiale. Le chapitre suivant aborde cette problématique en identifiant les zones géographiques où la technologie SWAC pourrait être déployée de manière viable.

Chapitre 5

Évaluation de l'accessibilité mondiale de l'eau de mer profonde pour le procédé SWAC

5.1 Introduction

Comme évoqué précédemment, la majeure partie du coût d'une installation SWAC est liée à la conduite de puisage. Elle peut devenir très coûteuse en fonction de la bathymétrie de la zone. Cette corrélation étroite entre bathymétrie et coût du système SWAC est l'une des raisons pour laquelle cette technologie reste rare en dehors de la Polynésie française. Le point de puisage à 5°C, visé pour les installations opérant en Polynésie, a été initialement sélectionné pour correspondre au régime de température classique d'un réseau de distribution d'eau glacée, qui est de 7°C au départ et 12°C au retour. Cependant, ce régime de température n'est pas forcément adapté au SWAC, ni strictement nécessaire pour garantir le confort thermique.

Actuellement, la majorité des concepteurs fixe le régime de température de l'eau glacée à 7/12°C. Il semble intéressant de reconsidérer ce régime de température d'eau glacée et de l'augmenter pour la technologie SWAC. Pour les systèmes conventionnels à compression de vapeur, élever le régime de température de l'eau glacée permettrait aussi des économies d'énergie, car le compresseur serait plus efficace à une température d'évaporation plus élevée, réduisant le taux de compression. Une étude préliminaire dans des climats tempérés a estimé une réduction de 26 % de la consommation électrique pour un système conventionnel fonctionnant sur le régime de 12°C/16°C par rapport au régime de 6°C/12°C [129]. Cette question est encore plus critique dans les régions tropicales humides comme Tahiti ou La Réunion. En 2008, le laboratoire PIMENT a installé un système de refroidissement par absorption solaire capable de refroidir plusieurs salles de classe à l'Université de La Réunion [130,131]. Le dimensionnement de cette installation est basé sur un régime de température de l'eau glacée de 11°C/17°C (correspondant à une température moyenne de la batterie froide de 14°C) et permet de refroidir les pièces à une température minimale de 24°C à 60 % d'humidité relative. Ainsi, avec le régime de 11/17°C, cette installation atteint facilement des consignes de température de l'air entre 26°C et 28°C. En suivant l'approche de confort adaptatif de l'ASHRAE, la température de consigne du bâtiment est fixée à un minimum de 26°C, et peut atteindre jusqu'à 28°C en utilisant un brasseur d'air [132]. Cette approche suggère que les occupants d'un bâtiment peuvent tolérer des températures intérieures plus élevées, tant qu'elles se situent dans une plage de confort liée aux conditions extérieures et au taux d'humidité. Cela renforce l'idée que maintenir une température intérieure inférieure à 26°C n'est pas nécessaire pour garantir le confort thermique, mais représente plutôt une dépense énergétique excessive. L'article R241-30 du Code de l'Énergie, en vigueur en France, précise également que, dans les locaux équipés de systèmes de refroidissement, ces derniers ne doivent être activés que lorsque la température intérieure dépasse 26°C [133].

Dans ce contexte, ce travail analyse la possibilité d'élever le point de puisage à 9°C et 12°C, et d'ajuster la plage de température du District Cooling (DC) à un régime plus élevé. Le régime de température pourrait être augmenté au maximum jusqu'à 14/22°C, ce type de réseau de froid est qualifié de High Temperature District Cooling (HTDC) [134]. En effet, pour atteindre une consigne de 26°C dans le bâtiment, avec un air soufflé à 19°C, on pourrait envisager une température d'eau glacée à 14°C et donc une température de puisage de 12°C maximum. Cette modification du point de puisage pourrait être une solution pour réduire considérablement le coût de l'installation SWAC en raccourcissant la conduite de puisage à une longueur raisonnable. Le bénéfice serait aussi d'élargir l'application de la technologie SWAC à des emplacements auparavant inadaptés. Ces deux objectifs contribuent à une adoption plus large de la technologie à travers le monde.

L'augmentation de la température de la boucle secondaire du SWAC doit néanmoins permettre la déshumidification de l'air afin de maintenir une humidité relative intérieure acceptable, notamment pour les climats tropicaux. Il faut noter qu'un régime de 14/22°C peut très souvent assurer la déshumidification lorsque cela est nécessaire. En effet, si on prend l'exemple du climat de la Polynésie française, la température du point de rosée de l'air extérieur est supérieure à 22°C plus de 78 % du temps, permettant ainsi la condensation de la vapeur d'eau. Cependant, l'élévation du point de puisage pourrait le rendre plus sensible à des variations de température saisonnières ou interannuelles, causées par des phénomènes tel que El Niño Southern Oscillation (ENSO) [135–138]. Pour cette raison, l'impact de l'ENSO sera pris en compte dans ce travail pour le point de puisage à 12°C.

Une évaluation du potentiel du SWAC avec des estimations de coûts a déjà été réalisée par Hunt [26]. Les données sur la température de l'océan, la bathymétrie et la température de l'air en surface ont été analysées à l'échelle mondiale. L'étude a estimé la longueur de conduite nécessaire pour accéder à l'eau de mer à 5°C ou moins depuis la côte. Cette estimation a été combinée avec une demande projetée de besoins en climatisation, en considérant une conception de SWAC dimensionnée pour le refroidissement de l'air de 30°C à 20°C. La longueur de la conduite résultante et le besoin frigorifique ont ensuite été utilisés pour estimer approximativement les coûts associés aux projets SWAC dans le monde entier. L'étude a conclu qu'il existe un fort potentiel pour la mise en œuvre du SWAC dans les îles intertropicales comme les Caraïbes, et dans certaines régions continentales comme la côte ouest du Mexique, la Colombie et le nord-est du Brésil.

L’étude présentée dans ce chapitre introduit diverses innovations par rapport à cette précédente évaluation du potentiel SWAC. Premièrement, elle explore le potentiel du SWAC pour différentes températures de puisage. Le jeu de données de températures de l'eau de mer qui a été utilisé offre une résolution plus fine de 1/12° contre 1° pour l’étude précédente. Cette meilleure résolution est primordiale pour pouvoir observer correctement les changements de température du point de puisage. D’une part, compte tenu des limitations techniques rencontrées dans le projet SWAC de Tahiti, la distance maximale viable pour la conduite de puisage est fixée à 15 km au lieu de 30 km. Cette contrainte sur la longueur de conduite fournit une estimation plus réaliste du potentiel du SWAC. D’autre part, au lieu de se baser uniquement sur la température ambiante de l'air, l'étude utilise l'indice de confort thermique UTCI pour identifier les zones propices à la mise en œuvre du SWAC en termes de besoins en climatisation. Enfin, les données de coût utilisées dans cette étude sont dérivées des dépenses réelles de la dernière installation SWAC mise en service à Tahiti, plutôt que de s'appuyer sur des estimations de coût issues d'une étude de préfaisabilité, comme cela a été vu dans l'état de l'art existant.

5.2 Méthodologie

5.2.1 Jeux de données d'entrée

Dans cette étude, les trois ensembles de données suivants seront utilisés pour identifier les zones de faisabilité des SWAC : la Carte Bathymétrique Générale des Océans (GEBCO), la Réanalyse Globale de la Physique des Océans (GLORYS) et le jeu de données d'indices de confort ERA5-Heat. Tous fournissent des données régulières sous forme de grilles de latitude-longitude avec une couverture globale horizontale.

Le jeu de données GEBCO 2021 (Figure 87) fournit des informations sur l'élévation mondiale en mètres sur une grille de 30 secondes d'arc, équivalente à 930 mètres (près de l'équateur), donc les spécificités très localisées ne seront pas prises en compte [139]. Le profil bathymétrique est extrait perpendiculairement à la côte, sur la base de l'hypothèse simplificatrice selon laquelle la conduite SWAC sera posé perpendiculairement à la côte. Cependant, cela peut ne pas toujours être le cas, car l'alignement réel de la conduite peut varier en raison de contraintes techniques ou environnementales.

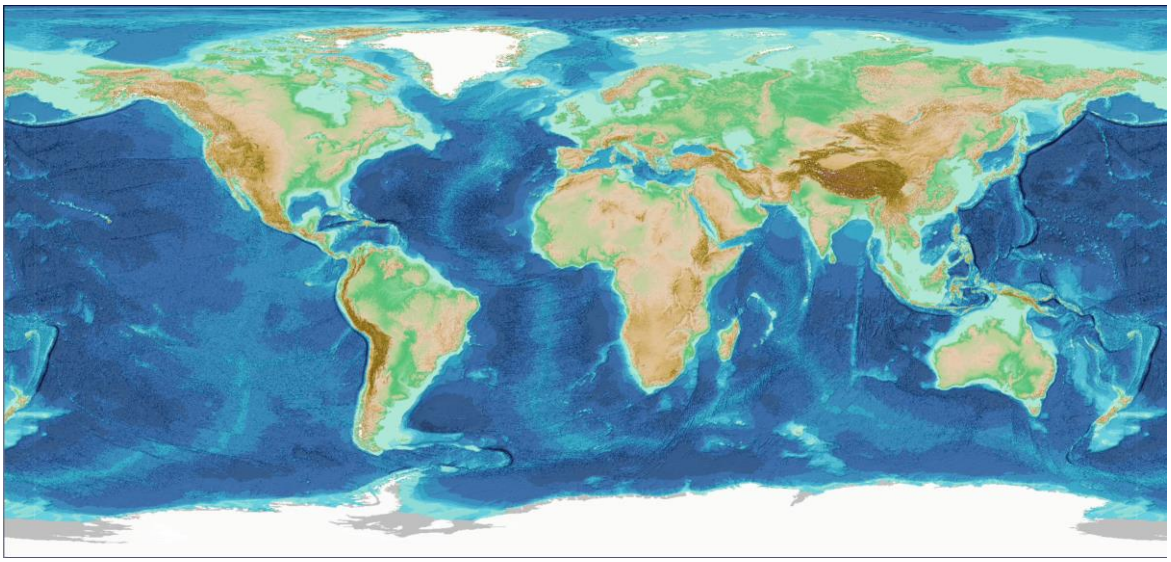


Figure 87 : Jeu de données GEBCO 2021

Le jeu de données GLORYS (Figure 88) a une résolution horizontale de 1/12°, correspondant à une taille de grille d'environ 9,3 km (près de l'équateur), avec 50 niveaux de profondeur standard [140]. Pour l'évaluation du potentiel SWAC, une climatologie couvrant la période de 2000 à 2020 est calculée. De plus, l'influence de l'ENSO sur la source de température sera estimée en calculant la moyenne DJF (décembre, janvier, février), séparément pour tous les événements El Niño et La Niña au cours de la période de 20 ans.

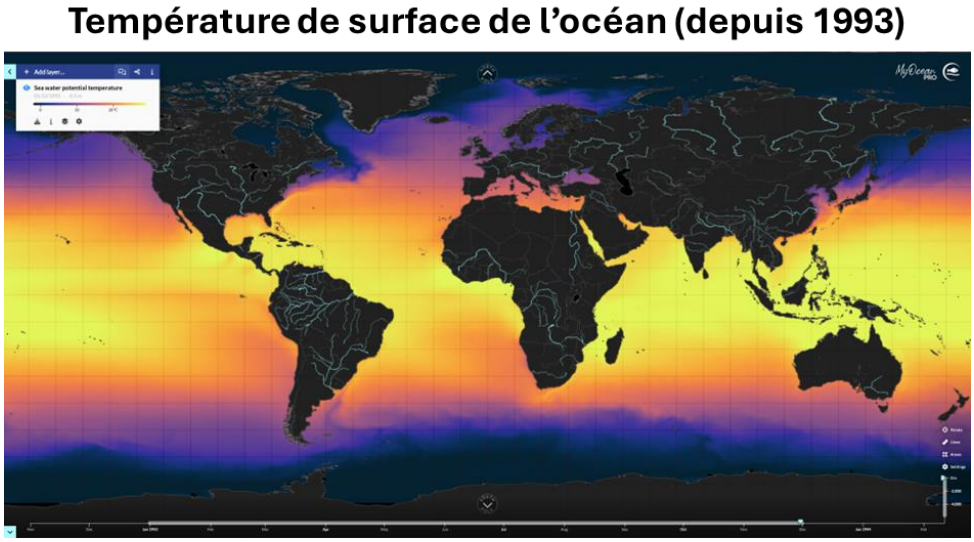


Figure 88 : Exemple de jeu de données Glorys pour la température moyenne de surface de l'océan depuis 1993

Le jeu de données ERA5 Heat (Figure 89) sera utilisé pour mettre en évidence les endroits où il y a des besoins en climatisation [141]. Les données ont une résolution horizontale de 0,25°, environ 28 km (près de l'équateur), et une couverture temporelle allant de janvier 1940 à aujourd'hui, au pas de temps horaire. Cette base couvre l'ensemble du globe sauf l'Antarctique (90N-60S, 180W-180E) et comprend deux variables principales : la température radiante moyenne (MRT) et l'indice climatique thermique universel (UTCI). La MRT prend en compte les radiations solaires directes, diffuses et réfléchies (en fonction de l'angle d'élévation solaire), ainsi que les radiations thermiques descendantes (de l'atmosphère) et ascendantes (du sol) [141]. L'UTCI est un paramètre de biométéorologique décrivant la réponse physiologique humaine à son environnement thermique en combinant la température, l'humidité, la vitesse du vent et la radiation thermique [142].

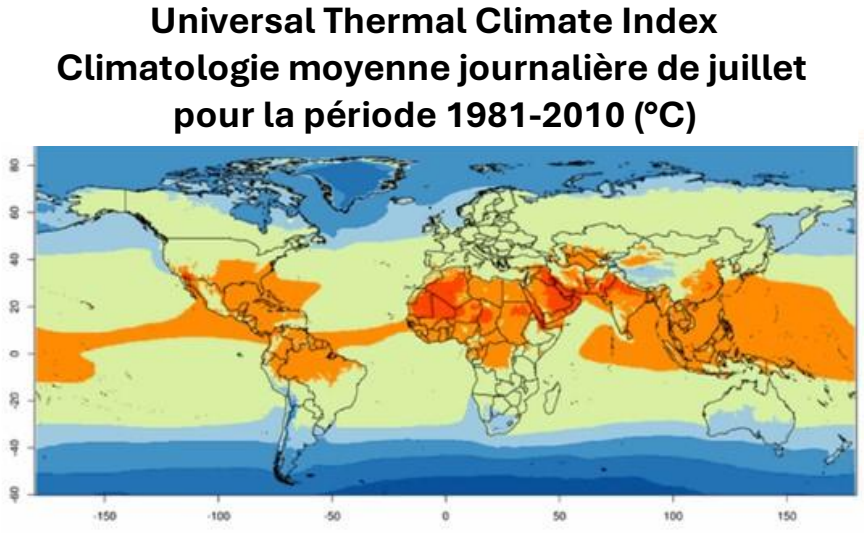


Figure 89 : Exemple de jeu de données ERA5-Heat pour la moyenne journalière de juillet du UTCI pour la période de 1981 à 2010

Le stress thermique est défini selon les 10 catégories représentées en Figure 90. Une heure avec un UTCI supérieur à 26 sera donc considérée comme exposée au stress thermique. Un taux de stress thermique est calculé pour 2022, comme le rapport entre le nombre d'heures d'exposition au stress thermique et le nombre total d'heures dans l'année. Un taux de stress thermique de plus de 50 % correspond aux zones ayant un climat tropical, cela signifie qu'une personne à l'extérieur est exposée au stress thermique la moitié de l'année. Un climat tempéré correspond plutôt à un taux de stress thermique de moins de 20 %.

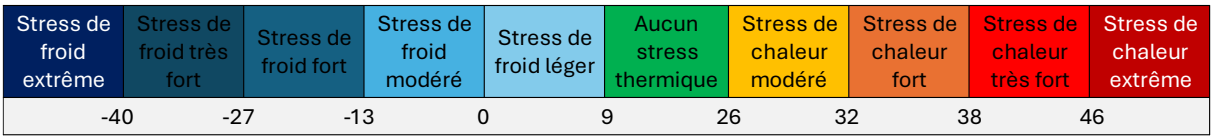


Figure 90 : Catégories de stress thermique selon l'UTCI

Le Tableau 14 résume les ensembles de données utilisés, leurs résolutions respectives et leurs objectifs.

Tableau 14 : Jeux de données d'entrée pour l'estimation du potentiel SWAC

Jeu de données	Résolution	Objectif
General Bathymetric Chart of the Ocean (GEBCO)	1/120° ≈ 930 m Niveau d'élévation	Estime une longueur de conduite SWAC pour différentes profondeurs à un point de côte donné
Global Ocean Physics Reanalysis (GLORYS)	1/12° ≈ 9,3 km 50 niveaux verticaux standards	Donne la correspondance entre les profondeurs et la température de l'eau de mer ciblée
ERA5-HEAT	1/4° ≈ 28 km Niveau en surface	Met en évidence les zones où la climatisation est nécessaire pour assurer le confort thermique

5.2.2 Évaluation de longueur de conduite de puisage

La longueur d'une conduite de puisage SWAC pour une zone côtière sera estimée en combinant les jeux de données de bathymétrie et de température de l'eau de mer présentés précédemment, comme illustré dans la Figure 91.

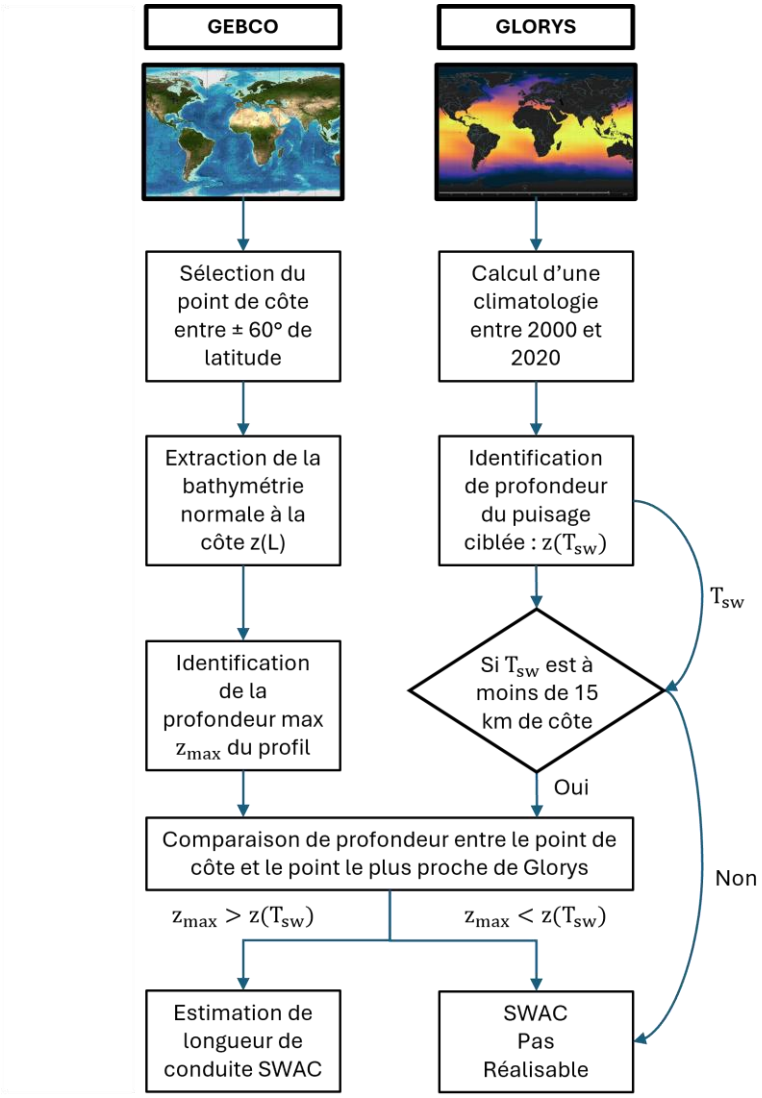


Figure 91 : Diagramme d'approximation de la longueur du pipeline

Une fois le point de puisage le plus proche identifié dans un rayon de 15 km autour du point de côte sélectionné, sa profondeur est comparée à la profondeur maximale du profil bathymétrique pour vérifier son accessibilité. Si le point de puisage de l'eau de mer est plus profond que la profondeur maximale du profil bathymétrique, alors une installation SWAC est considérée comme non réalisable pour cet emplacement. Sinon, la longueur de conduite est estimée en fonction de la profondeur et de la distance par rapport à la côte.

5.2.3 Évaluation des coûts

L'évaluation des coûts de la conduite estimée est basée sur les coûts observés pour le SWAC du CHPF. Le coût total du projet SWAC de Tahiti s'élevait à 34,7 millions de dollars, taxes comprises, soit 29,7 millions de dollars, hors taxes. Les coûts ont été convertis de l'euro au dollar en utilisant le taux de change moyen pour 2022 (1 EUR = 1,12 USD). Ce coût inclut les travaux sur le réseau de distribution, qui ne seront pas considérés comme un coût lié à l'installation SWAC. Par conséquent, le coût total pour le SWAC seul est d'environ 26,9 millions de dollars, hors taxes, les travaux de construction maritime représentant environ 75 % de cet investissement, soit 20,3 millions de dollars. Une évaluation simplifiée des coûts du SWAC peut être effectuée avec la longueur de conduite comme seule variable indépendante :

$$TC_{SWAC} = PC * L + FC \tag{5.1}$$

Les coûts fixes (FC) comprennent les études d'ingénierie, les travaux de génie civil et de procédé, ainsi que divers autres coûts, s'élevant à 6,55 millions de dollars. Le coût de la conduite (PC) correspond au coût approximatif d'un mètre de conduite installée, qui est de 5 359 $/m. Cette estimation de coût est valable pour des longueurs de conduite ne dépassant pas 10 km, en raison du changement de méthodes d'installation mentionné précédemment. Cependant, cette approche linéaire du coût est simplifiée car le coût réel d'un mètre de conduite a tendance à augmenter pour des longueurs plus élevées. Le diamètre de la conduite n'est pas considéré comme une variable, malgré son impact sur le coût. Par conséquent, cette estimation du coût total (TC) est destinée à des installations SWAC d'une puissance de quelques mégawatts froid, car elle devient moins précise avec des caractéristiques de conduites très différentes de celles installées à Tahiti (longueur de 3 800 m et diamètre intérieur de 710 mm). On suppose donc que cette estimation est valable pour une gamme de puissances frigorifiques comprise entre 1 et 10 MWf. Les données de coût sont résumées dans le Tableau 15 :

Tableau 15 : Données de coût de l'installation SWAC de Tahiti

Coût	Total	SWAC seul (TC)	Pipeline (PC*L)	Mètre de pipeline (PC)	Fixe (FC)
Taxes inclues	$ 34,7 millions	$ 30,4 millions	$ 23,0 millions	$ 6056/m	$ 7,40 millions
Taxes exclues	$ 29,7 millions	$ 26,9 millions	$ 20,3 millions	$ 5359/m	$ 6,55 millions

Cette analyse simplifiée peut, cependant, servir d'approximation préliminaire des économies obtenues en modifiant la température du point de puisage de 5°C à 9°C ou 12°C. Les coûts du SWAC du CHPF ont été privilégiés par rapport à ceux du SWAC de Tetiaroa, car ceux-ci sont considérés moins représentatifs du reste du monde du fait de sa situation particulière en termes d'isolement.

5.3 Analyse des résultats : Potentiel mondial du système SWAC

5.3.1 Cartographie mondiale

Pour évaluer le potentiel du système SWAC, trois cartes mondiales sont présentées. La première, illustrée par la Figure 92, considère la conception classique du SWAC avec une température de puisage de 5°C, tandis que les deux autres cartes, dans la Figure 93 et Figure 94, considère une conception alternative avec une source de température plus élevée respectivement de 9°C et 12°C. Les trois cartes affichent les longueurs estimées des conduites de puisage par des points colorés, basées sur cinq intervalles définis comme suit : de 0 à 2,5 km en bleu ; de 2,5 à 5 km en vert ; de 5 à 7,5 km en jaune ; de 7,5 à 10 km en orange ; de 10 à 15 km en rouge. L'ensemble des cartes des puisages entre 5 et 15°C avec un pas de 0,5°C sont disponibles en annexe A2.

Le taux de stress thermique pour l'année 2022 est représenté sur les cartes par un dégradé de couleurs. Le taux de stress thermique correspond à la proportion d'heures tout au long de l'année qui présentent un stress thermique selon l'UTCI. Cette métrique vise à mettre en évidence les régions plus susceptibles d'avoir des besoins importants en climatisation tout au long de l'année en raison de leurs conditions climatiques. Cependant, un taux de stress thermique plus faible n'indique pas nécessairement un emplacement non pertinent pour le SWAC car, par exemple, il existe plusieurs installations Lake Source Cooling dans des climats tempérés pour répondre à des besoins de climatisation de bâtiments tertiaires pendant l'été.

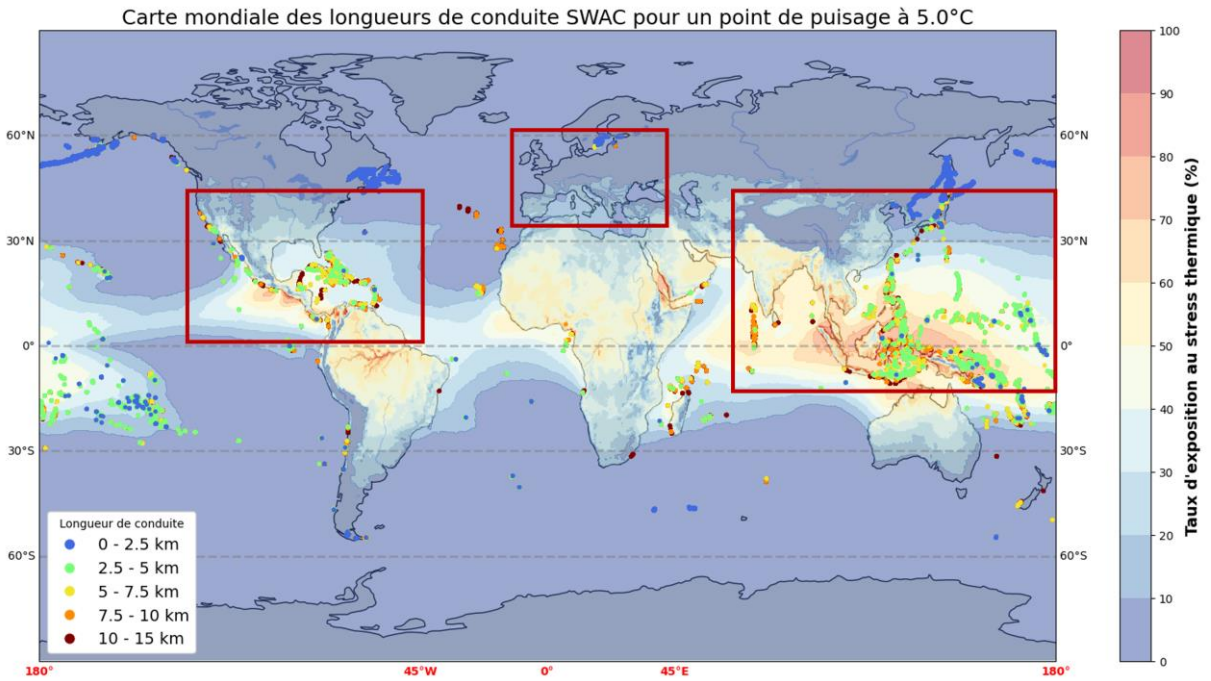


Figure 92 : Potentiel mondial du SWAC pour un puisage à 5°C

La carte mondiale révèle que les zones les plus prometteuses pour la technologie SWAC (points bleus dans les zones de stress thermique supérieur à 40 %) se trouvent dans des régions spécifiques, principalement dans la zone intertropicale comme la côte ouest des États-Unis, le Mexique, les pays d'Amérique centrale, les Caraïbes, Hawaï et la Polynésie française. La région orientale, comprenant le Japon, la Corée du Sud, Taïwan et les Philippines, montre également un potentiel pour la mise en œuvre du SWAC. Cependant, il est à noter qu'il y a relativement peu d'emplacements très favorables (points bleus) pour la configuration traditionnelle du SWAC dans ces régions, avec des longueurs de conduite généralement autour de 5 km.

Les zones favorables au SWAC ont été représentées indépendamment de leurs conditions climatiques actuelles, car certaines régions qui ne connaissent actuellement pas de stress thermique pourraient l'être à l'avenir. En considérant toutes les zones, nous anticipons les changements climatiques éventuels qui pourraient rendre certaines régions plus propices au SWAC.

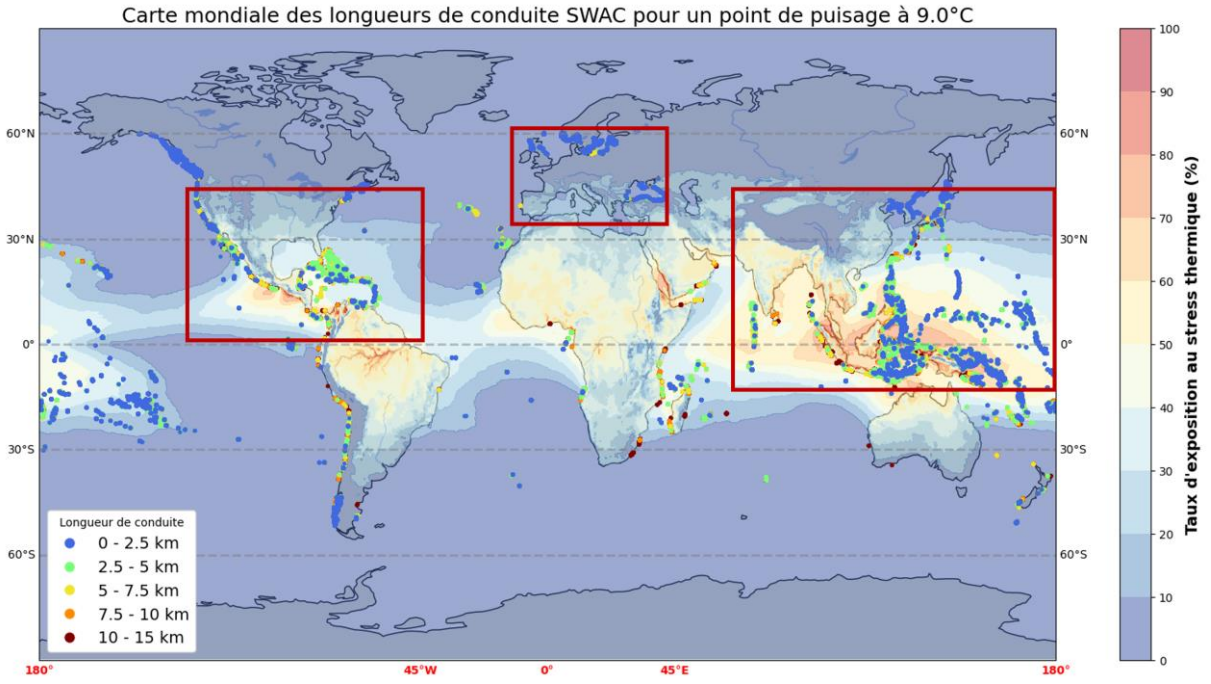


Figure 93 : Potentiel mondial du SWAC pour un puisage à 9°C

Le relevage du point de puisage à 9°C permet principalement de multiplier les points de côte éligibles dans les zones déjà propices au SWAC à 5°C, et de raccourcir significativement leurs longueurs de conduite associées. Les 3 zones bénéficiant le plus de cette variante du puisage sont dans la bande intertropicale avec l'Amérique du Nord, l'Asie de l'Est et l'Océanie.

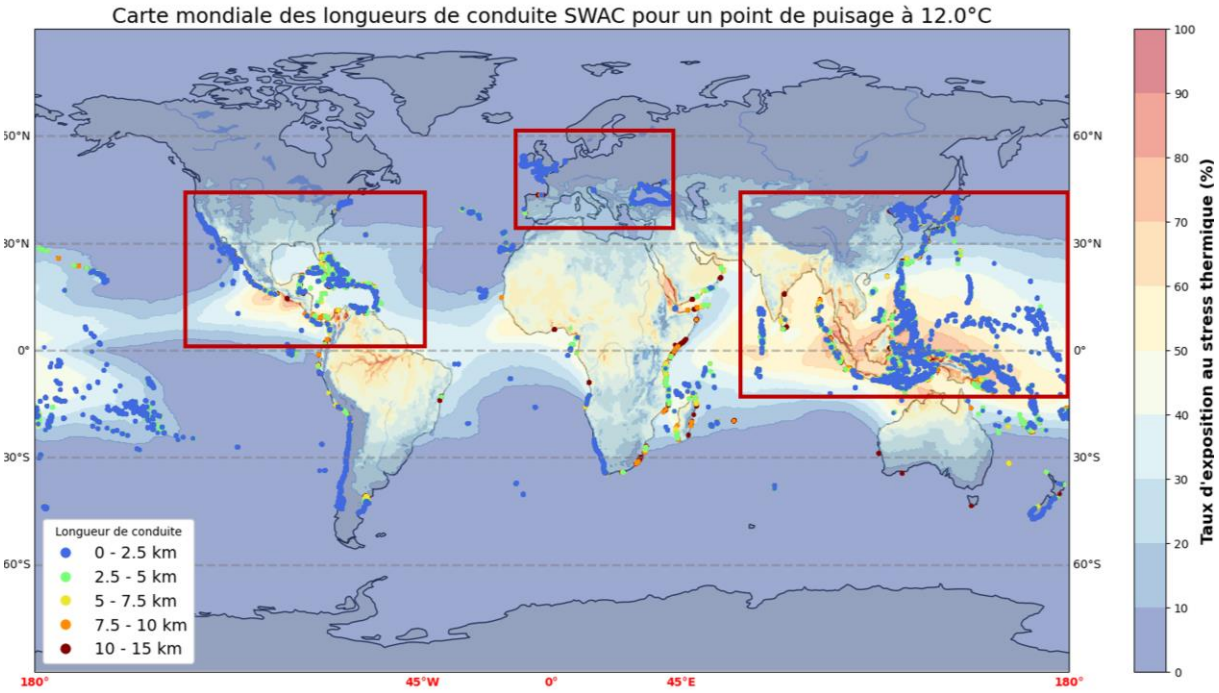


Figure 94 : Potentiel mondial du SWAC pour un puisage à 12°C

Une température de puisage de 12 °C ouvre des opportunités pour étendre encore la technologie dans plusieurs nouvelles régions. Celles-ci incluent des pays tels que le Chili et l'Argentine en Amérique du Sud, l'Afrique du Sud, Oman au Moyen-Orient, ainsi que certaines zones en Europe, comme le Portugal et le Royaume-Uni. La Nouvelle-Zélande devient également une candidate potentielle pour la mise en œuvre du SWAC. Les deux principales régions d'intérêt, l'Amérique du Nord et l'Asie orientale, qui avaient été identifiées précédemment pour une température de puisage de 5 °C, restent significatives. Cependant, il y a une différence notable dans les longueurs estimées des conduites, qui sont maintenant encore plus courtes que pour le puisage à 9°C. Il existe ainsi de nombreux emplacements avec des longueurs comprises entre 0 et 2,5 km, qui étaient largement absents avec la conception typique du SWAC à 5°C. Le nombre de points de côte éligibles en Asie de l'Est et en Europe augmente considérablement lorsque la température passe de 9°C à 12°C, par rapport à l'Amérique du Nord.

5.3.2 Cartographie par régions

Pour évaluer plus précisément la diminution de la longueur de conduite entre le puisage à 9°C et à 12°C, il est nécessaire de zoomer sur les zones « Amérique du Nord » et « Asie de l'Est », mais aussi sur la zone Europe. Ceci en raison de la demande croissante de climatisation dans cette zone et du potentiel d'exploitation du SWAC apporté par une température de puisage à 12°C. Toutes les cartes par régions pour tous les puisages entre 5 et 15°C sont également disponibles en annexe A2. La longueur de conduite de puisage est désormais représentée par un dégradé de couleur continu plutôt que par des intervalles discrets comme sur les cartes du monde.

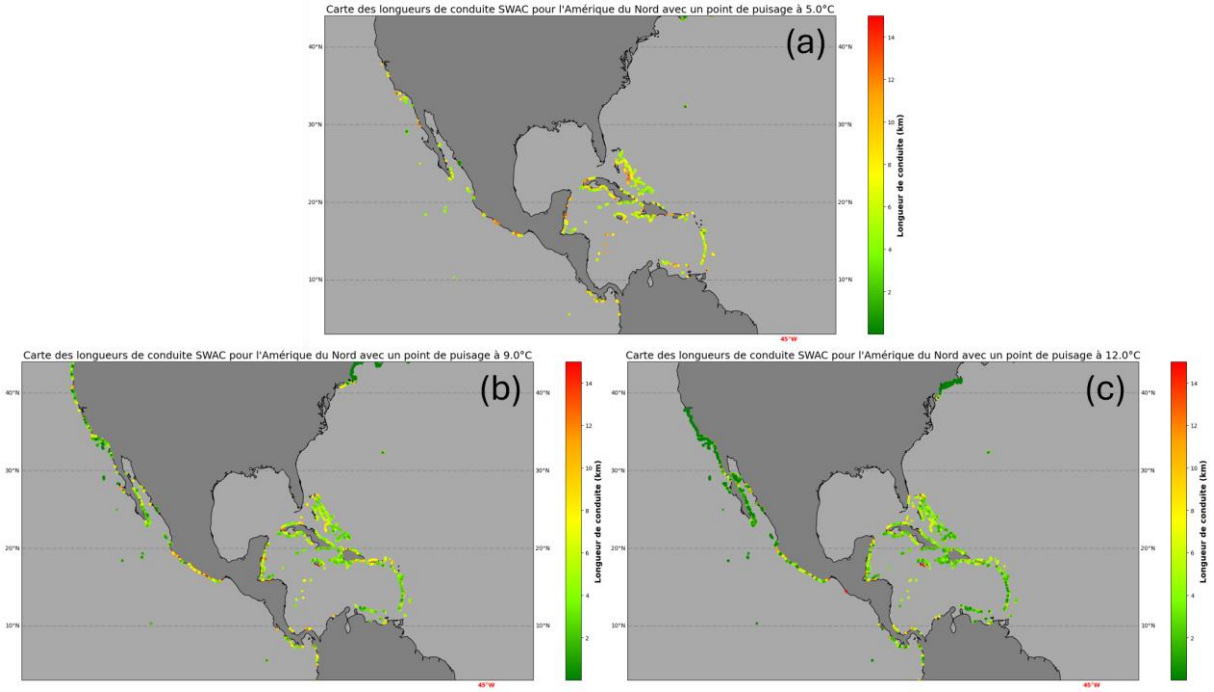


Figure 95 : Potentiel du SWAC en Amérique du Nord pour un puisage à 5°C (a), 9°C (b) et 12°C (c)

Selon les trois cartes de la Figure 95, l'élévation du point de puisage augmente considérablement le nombre de points de côte éligibles pour le SWAC qui passe de 37 549 pour 5°C, à 116 588 pour 9°C et 136 427 pour 12°C, surtout le long de la côte ouest et nord-est des États-Unis et du Mexique. La région des Caraïbes est éligible pour les trois températures de puisage mais connaît une réduction significative de la longueur de conduite pour le cas à 12 °C. Le point de puisage à 9°C semble particulièrement intéressant pour la zone des Caraïbes avec des longueurs de conduite en majorité entre 4 et 6 km, ce qui se rapprochent du cas des installations SWAC de Polynésie française. Le point de puisage à 12°C semble bien adapté à la côte ouest des États-Unis et du Mexique au vu du nombre de points éligibles et des faibles longueurs de conduite qui leur sont associés.

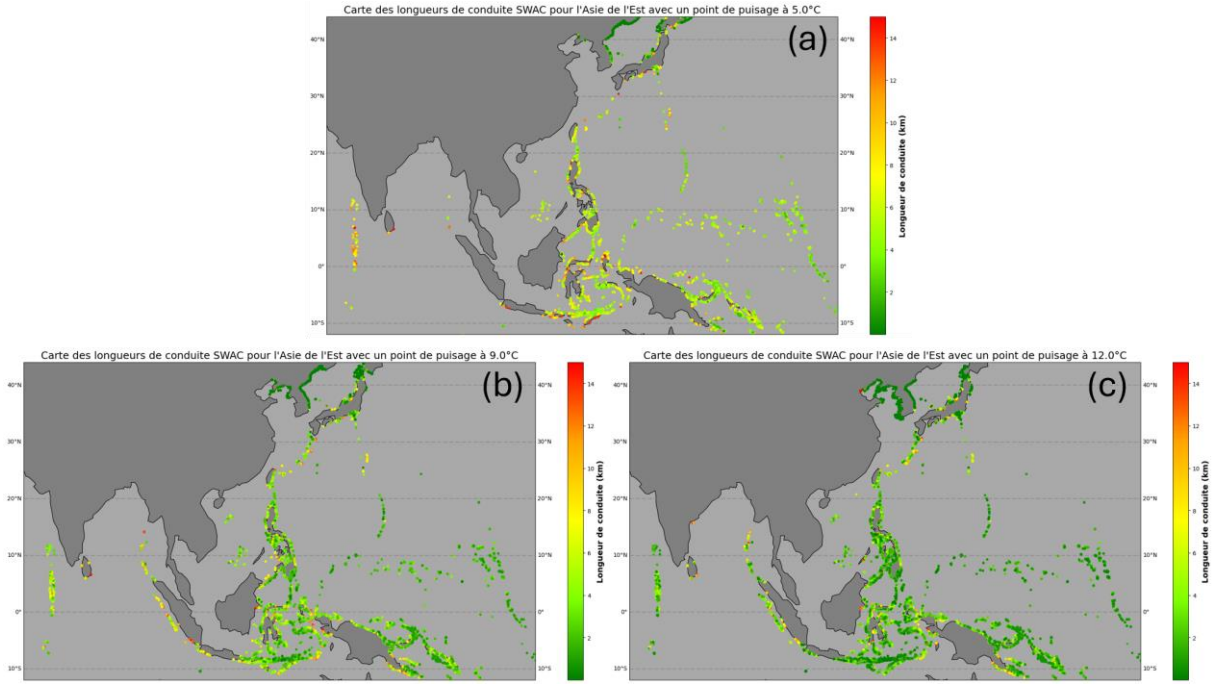


Figure 96 : Potentiel du SWAC en Asie de l'Est pour un puisage à 5°C (a), 9°C (b) et 12°C (c)

La Figure 96 montre le potentiel du SWAC en Asie, démontrant qu'une température de puisage de 9°C ou 12 °C augmente le nombre de points côtiers disponibles pour le SWAC (de 127 974 à 230 866 puis 320 601), dans le sud du Japon, l'ouest de la Corée du Sud, la Malaisie, l'Indonésie et les Philippines. Le raccourcissement de la conduite de puisage est significatif dès le puisage à 9°C.

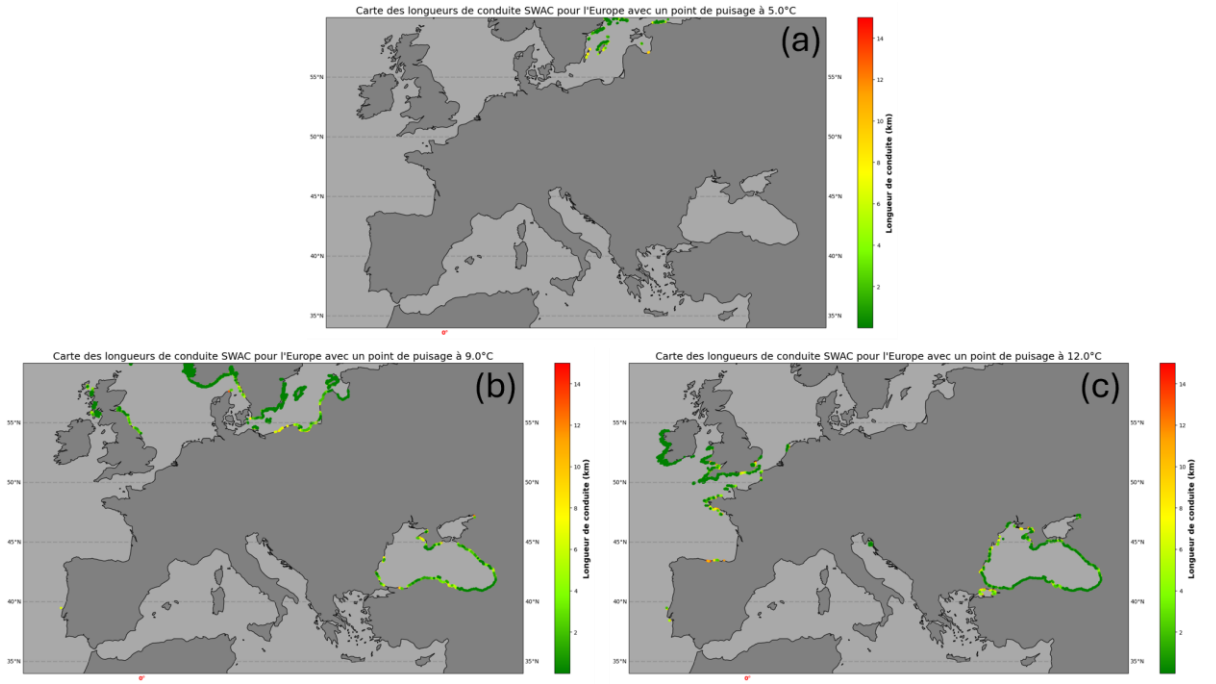


Figure 97 : Potentiel du SWAC en Europe pour un puisage à 5°C (a), 9°C (b) et 12°C (c)

Pour l'Europe (Figure 97), le potentiel de la technologie est très limité pour un puisage à 5°C, sauf pour la Finlande et la Suède, tandis qu'un puisage à 12 °C étend la technologie au sud du Royaume-Uni, en Irlande, en Roumanie, en Bulgarie, au nord-est de la France, et à quelques endroits au nord de l'Espagne. Le point de puisage à 9°C a également peu d'intérêt puisque la technologie n'est exploitable qu'au nord du Royaume-Uni, au sud de la Norvège et de la Suède, ainsi que la zone au niveau de la Pologne, l'Estonie, la Lettonie et Lituanie. Le nombre d'emplacements disponibles en Europe passe de 14 985 à 95 710, puis à 55 313. Le puisage à 9°C présente le plus de points, mais ceux-ci se trouvent dans des zones peu intéressantes pour le SWAC. Étant donné la température de la Méditerranée, les systèmes conventionnels assistés par l'eau de mer seraient plus pertinents avec des puisages entre 13 et 15°C comme on le voit dans les cartes de la Figure 98. Les nombres d'emplacements pour chaque zone définie et chaque intervalle sont résumés dans le Tableau 16.

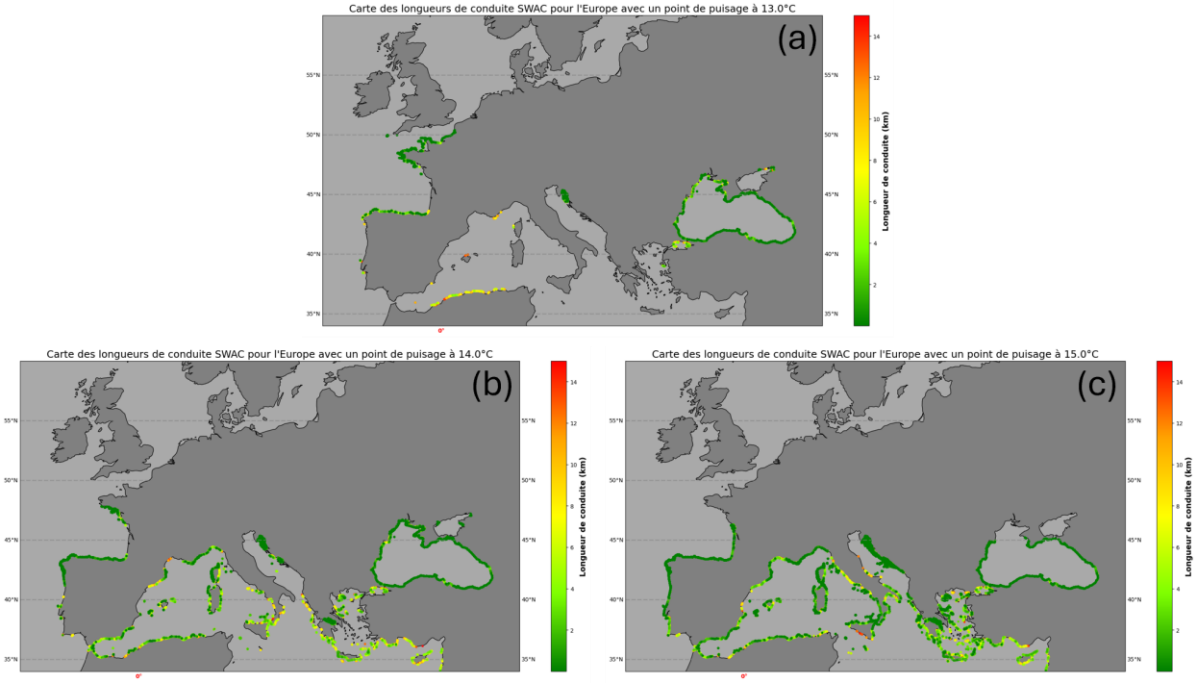


Figure 98 : Potentiel du SWAC en Europe pour un puisage à 13°C (a), 14°C (b) et 15°C (c)

La région Amérique du Nord présentée en Figure 95 montre une expansion du nombre d'emplacements côtiers adaptés au déploiement du SWAC de 310,5 % avec le puisage relevé à 9°C et 363,3 % pour 12°C. De plus, les points côtiers disponibles, pour les deux scénarios, bénéficient d'une réduction significative de la longueur de conduite, avec une diminution moyenne de 3,0 à 3,9 km. Cette réduction se traduit par des économies financières substantielles, s'élevant entre 16 et 21 millions de dollars en fonction du puisage sélectionné. Les points de couleur vert clair devraient donc avoir un coût d'installation similaire à ceux des systèmes SWAC de Tahiti.

Tableau 16 : Nombre d'emplacements classés par zones et longueurs pour différentes températures de puisage

Longueur	Puisage	Amérique du Nord	Asie de l'Est	Europe
0 – 2,5 km	**5°C**	376	12913	5617
	9°C	33619	39536	62551
	12°C	36081	83700	36399
2,5 – 5 km	**5°C**	1922	14952	2976
	9°C	18125	64474	15006
	12°C	25522	96206	8323
5 – 7,5 km	**5°C**	8732	35160	2914
	9°C	21153	48511	11381
	12°C	29068	52717	5555
7,5 – 10 km	**5°C**	10152	29772	1498
	9°C	19311	37680	3463
	12°C	20029	44548	2194
10 – 15 km	**5°C**	16367	35177	1980
	9°C	24380	40665	3309
	12°C	25727	43430	2842
Total	**5°C**	37549	127974	14985
	9°C	116588	230866	95710
	12°C	136427	320601	55313

Dans la région asiatique (Figure 96), le potentiel du SWAC augmente de 180,4 % à 250,5 %, selon la température de puisage. La réduction moyenne des longueurs de conduites est d'environ 3,3 km pour un puisage à 9°C et de 4,4 km pour un puisage à 12°C, générant ainsi des économies estimées de respectivement 18 et 24 millions de dollars.

Le Tableau 17 présentent les valeurs de ces indicateurs pour les trois régions étudiées. En Europe, le nombre de points augmente à mesure qu'on augmente la température du puisage, mais dans des zones différentes, ce qui empêche de calculer un raccourcissement des conduites. Le nuage de points côtiers se déplace vers le sud au fur et à mesure que la température de puisage augmente.

Tableau 17 : Impact de la variation de la température de puisage sur le potentiel SWAC

Zone	Puisage	Taux d'augmentation d'éligibilité des points de côte	Réduction moyenne de la conduite de puisage (Écart-type)	Économies réalisées sur la conduite de puisage
Amérique du Nord	**5 à 9°C**	310,5 %	3,0 km (σ = 1,9 km)	$ 16 millions
	5 à 12°C	363,3 %	3,9 km (σ = 2,3 km)	$ 21 millions
Asie de l'Est	**5 à 9°C**	180,4 %	3,3 km (σ = 2,0 km)	$ 18 millions
	5 à 12°C	250,5 %	4,4 km (σ = 2,2 km)	$ 24 millions
Europe	**5 à 9°C**	638,7 %	Peu de points communs	Peu de points communs
	5 à 12°C	369,1 %	Pas de points communs	Pas de points communs

La viabilité du projet SWAC dépend fortement de la demande en climatisation de l'emplacement ciblé et de sa distance par rapport à la côte. Lorsque la longueur de conduite approche les 10 km, équivalant à un coût estimé d'environ 60,1 millions de dollars (hors taxes), la demande en froid doit être substantielle (de l'ordre de 10 MWf) pour justifier le coût d'investissement élevé. Pour les conduites allant de 10 à 15 km, les informations de coût de l'installation de Tahiti sont insuffisantes pour fournir une approximation satisfaisante du coût d'installation.

5.3.3 Impact du phénomène ENSO sur le point de puisage relevé

ENSO (El Niño-Southern Oscillation) est un phénomène climatique naturel qui se caractérise par des variations périodiques de la température des eaux de surface de l'océan Pacifique équatorial, et par des changements dans la circulation atmosphérique. ENSO se compose de deux phases principales : El Niño, où les eaux du Pacifique deviennent anormalement chaudes, et La Niña, où elles sont plus froides que la normale. Ces phénomènes influencent les conditions climatiques mondiales.

On considère l'impact de l'oscillation El Niño–Southern Oscillation (ENSO), d'abord pour El Niño, puis pour La Niña, sur le point de puisage sélectionné à 12°C. En effet, selon Roemmich [135], les variations importantes de température dans les différentes couches de l'océan masquent les changements plus subtils de température sur la colonne d'eau. L'océan perd de la chaleur lorsque la couche de surface est anormalement chaude, et en absorbe lorsque cette couche est plus froide. On peut supposer que cet effet est négligeable à une profondeur de 1000 m, correspondant au puisage d'un SWAC à 5°C. Cependant, il doit être pris en considération pour le point de puisage à 12°C afin d'assurer la fiabilité et la performance du système.

L'anomalie de température correspond à la différence entre la température normale d'un point de puisage et la température observée pendant un événement El Niño ou La Niña. Elle est calculée en faisant la différence entre la climatologie et la moyenne DJF (décembre-janvier-février) des événements El Niño ou La Niña pendant la période climatologique (Figure 99). En analysant les anomalies de température, nous pouvons évaluer la déviation par rapport aux conditions climatiques normales pendant les événements ENSO, et évaluer les effets potentiels sur le point de puisage sélectionné.

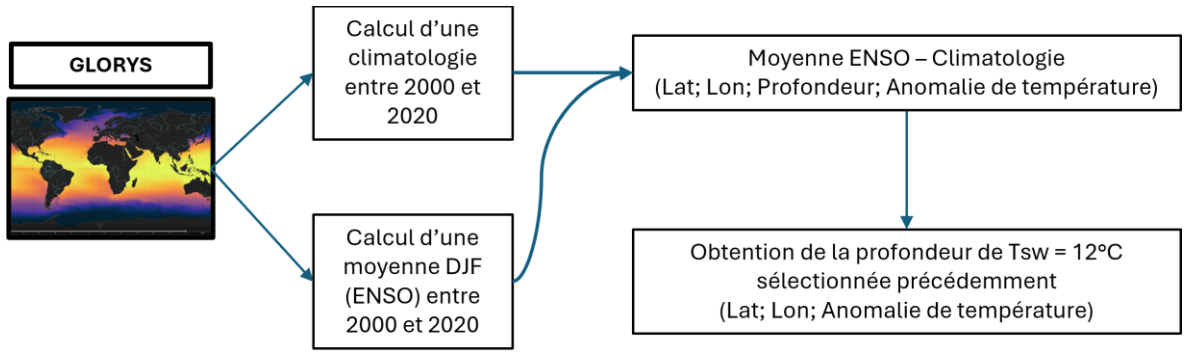


Figure 99 : Diagramme d'approximation de l'anomalie de température de puisage

D’après les mesures de l'installation SWAC de Tetiaroa, la perte de froid le long de la conduite primaire entraîne une augmentation de la température de l’eau de mer de l’ordre de 1°C à l'entrée de l'échangeur de chaleur. Enfin, il y a une augmentation de 1°C supplémentaire entre l’eau de mer à l’entrée de l’échangeur et l’eau glacée en sortie. Jangsten [134] indique que la température d'alimentation du District Cooling peut atteindre 16°C ou plus lorsque la déshumidification est gérée par un système de traitement d’air séparé. La tolérance maximale pour une anomalie de température est donc fixée à +2°C, car c'est à ce niveau que la température de puisage atteint celle du départ de l'eau glacée dans le réseau de distribution. On peut supposer qu'une anomalie de +2°C ne compromettra pas le fonctionnement du système, étant donné son caractère temporaire et le fait que les installations de climatisation sont systématiquement surdimensionnées par rapport aux besoins frigorifiques. Les anomalies de température de puisage pour 12°C sont représentées sur les cartes suivantes.

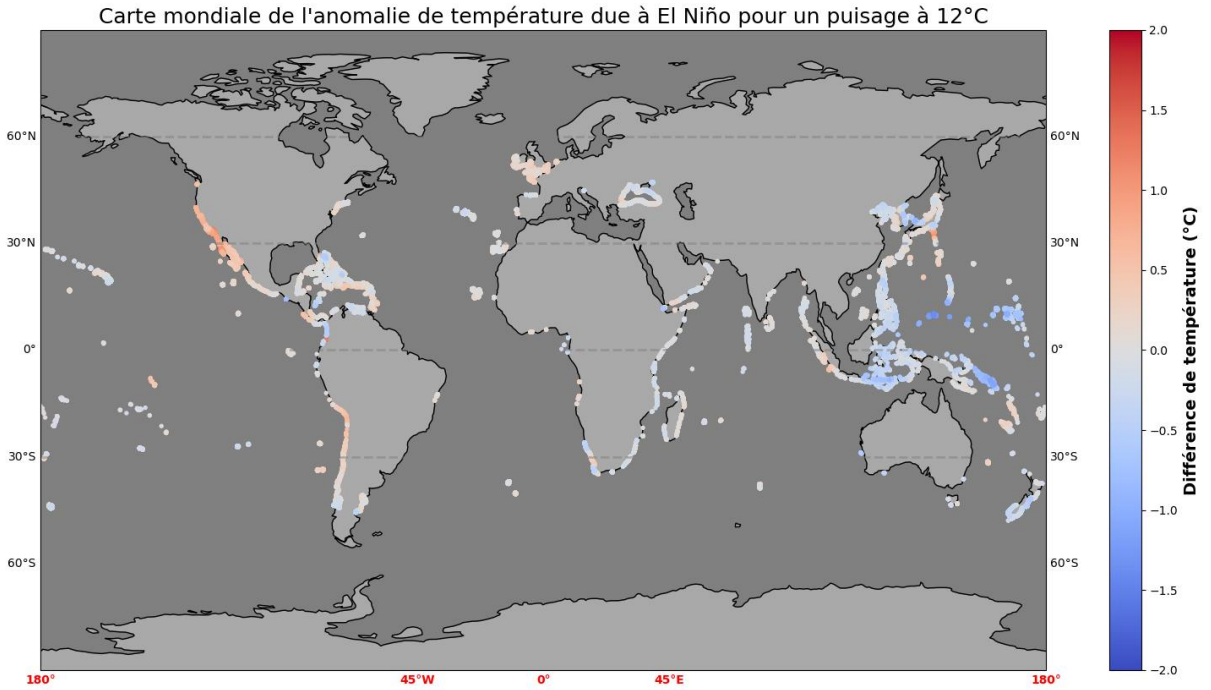


Figure 100 : Anomalie de température pendant El Niño pour le puisage à 12°C

Selon la carte de la Figure 100, les variations de température restent généralement dans la fourchette du demi-degré Celsius (positif ou négatif), ce qui est acceptable pour le fonctionnement du SWAC. Seule la côte ouest de l'Amérique du Nord (États-Unis et Mexique) présente des variations de température d'environ 1 à 1,5°C, ainsi qu'une petite zone d'îles au sud du Japon. Les anomalies maximales de température dans le monde sont de -1,39°C à +1,63°C, ce qui se situe dans la limite tolérable de 2°C présentée au paragraphe précédent pour assurer le bon fonctionnement du système SWAC pendant les événements El Niño.

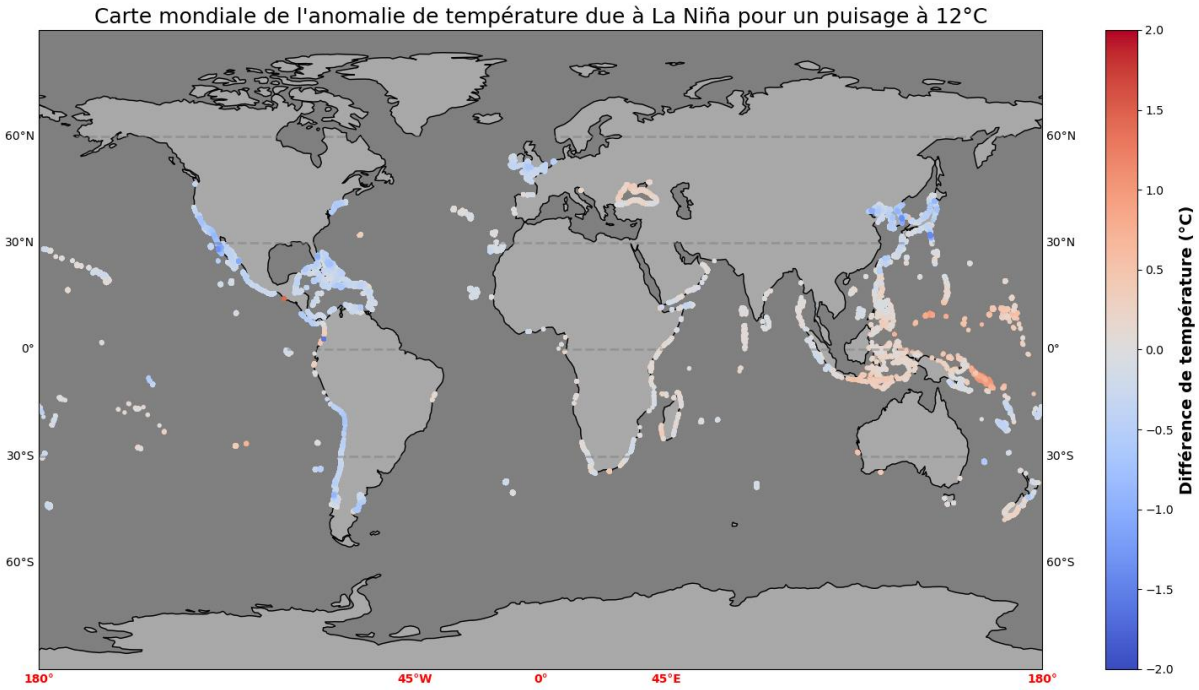


Figure 101 : Anomalie de température pendant La Niña pour le puisage à 12°C

En ce qui concerne les événements La Niña (Figure 101), les extrêmes des variations de température sont de la même ampleur que pour El Niño, allant de -1,41°C à +1,72°C. Ainsi, l'impact sur la variation de la source de température sur les points sélectionnés reste acceptable, avec des écarts de 0,5°C à 1°C. Les seules exceptions concernent une zone relativement petite au sud des Philippines et à l'est de la Papouasie-Nouvelle-Guinée, qui connaissent des variations de température d'environ 1,5°C. Dans l'ensemble, les effets de La Niña sur le point de puisage sélectionné restent dans des limites tolérables, assurant la pertinence et l'efficacité opérationnelle du système SWAC pendant les événements La Niña également.

En conclusion, l'ENSO exerce une influence relativement faible sur la température de puisage à 12°C, et donc n'empêche pas le bon fonctionnement du système SWAC, malgré l'augmentation de la température du point de puisage. L'impact de l'ENSO sur le point de puisage le moins profond du SWAC est résumé dans le Tableau 18.

Tableau 18 : Impact du phénomène ENSO sur la température de la source du SWAC

ENSO	Minimum	Maximum	Zone concernée
El Niño	-1,39°C	1,63°C	Côte ouest de l'Amérique du Nord (USA, Mexico)
La Niña	-1,41°C	1,72°C	Est de la Papouasie-Nouvelle-Guinée et sud des Philippines

5.4 Conclusion

L'objectif de cette partie était d'évaluer l'impact de l'augmentation de la température de puisage sur la conduite d'un système SWAC pour 5°C, 9°C et 12°C. Elle évalue le potentiel global du SWAC en estimant les longueurs de conduite nécessaires pour accéder au point de puisage sélectionné pour chaque point de côte. Les résultats sont représentés sous forme de cartographie à l'échelle mondiale, montrant les longueurs estimées des conduites avec des zooms sur les régions d'intérêt du globe.

Les longueurs de conduite ont été estimées à partir de données bathymétriques et de données de température océanique. Les zones à fort besoin en climatisation ont été déterminées grâce à l'indice UTCI donné par ERA-5 Heat. Les coûts associés à ces conduites de puisage ont été calculés en se basant sur l'installation SWAC de Tahiti.

Les zones favorables au SWAC avec une température de puisage de 5°C se situent principalement dans la zone intertropicale, telles que la côte ouest des États-Unis, le Mexique, les pays d'Amérique centrale, les Caraïbes, Hawaï, Taïwan, la Polynésie française, la Malaisie, l'Indonésie et les Philippines. Le Japon et la Corée du Sud montrent également un grand potentiel. En relevant le point de puisage du SWAC à une température de 9°C, on réduit déjà le coût d'investissement par rapport à un puisage à 5°C, tout en limitant l'augmentation des surfaces d'échangeurs dans le bâtiment par rapport à un puisage à 12°C. Un puisage à 9°C réduit d'environ 3 km les conduites estimées dans les zones de la bande intertropicale déjà éligibles pour le SWAC classique. Un point de puisage à 12°C étend le potentiel du SWAC à de nouvelles régions, incluant le Chili, l'Argentine, le sud de l'Afrique, Oman, le Portugal, le Royaume-Uni et la Nouvelle-Zélande.

Trois zones principales d'intérêt sont identifiées : l'Amérique du Nord, l'Asie de l'Est et l'Europe. Cette étude quantifie l'impact du changement de température de puisage en calculant deux indicateurs : le taux d'augmentation des points côtiers éligibles et la réduction de la longueur moyenne. Ces indicateurs démontrent l'expansion des points côtiers éligibles pour le SWAC et les économies de coûts réalisées en adoptant un puisage relevé. La zone de l'Amérique du Nord montre un taux d'augmentation des points côtiers entre 310,5 % et 363,3 %, avec une réduction moyenne de la longueur de 3,0 à 3,9 km et donc une économie de coûts entre 16 et 21 millions de dollars. La région de l'Asie de l'Est connaît un taux d'augmentation des points côtiers de 180,4 % à 242,7 %, avec une réduction moyenne de la longueur de 3,3 km à 4,4 km et donc une économie de coûts de 18 à 24 millions de dollars. L'Europe présente un taux d'augmentation de 638,7 % pour 9°C et de 378,9 % pour 12°C, mais celle-ci ne dispose que de très peu de points communs entre 5 et 9°C et aucun entre 5 et 12°C. Une réduction de longueur ne peut donc pas

être calculée pour cette zone en raison de l'absence de points partagés. La zone Europe semble plus propice à l'utilisation de systèmes conventionnels assistés par l'eau de mer qu'à du SWAC tel qu'on le connait en Polynésie française.

On considère l'influence des événements ENSO sur le point de puisage à 12°C. Les résultats montrent que les variations de température pendant les événements ENSO restent généralement dans des limites acceptables pour le fonctionnement du SWAC, avec des variations moyennes de température entre 0,5°C et 1°C.

Il est important de souligner que le travail présenté ne considère que les conditions climatiques actuelles. Cependant, des travaux supplémentaires devraient s'orienter vers l'exploration de l'impact du climat futur sur le potentiel du SWAC pour deux aspects. Premièrement, dans un contexte de changement climatique, certaines régions devraient être plus exposées au stress thermique par rapport au climat actuel, rendant la technologie SWAC pertinente dans plus de zones. Deuxièmement, l'intensification des événements ENSO pourrait avoir un impact plus significatif sur la température de puisage sélectionnée.

En résumé, l'étude met en évidence le potentiel de la technologie SWAC dans diverses régions du monde. Un puisage d'eau de mer à des températures de 9 et 12°C ouvre des opportunités dans de nouvelles zones. Dans ce cas, la réduction de la longueur de conduite primaire conduit à des économies financières significatives. La grande stabilité de la source d'eau de mer demeure un avantage clé de la technologie SWAC, même avec un point de puisage moins profond.

Conclusion générale et perspectives

L’objectif de ce travail était d'explorer le potentiel de la climatisation par eau de mer (SWAC) comme une alternative efficace aux systèmes de climatisation conventionnels à compression de vapeur, applicables aux zones côtières. Le premier chapitre, consacré à l'état de l’art, a révélé un manque de données expérimentales permettant d’évaluer précisément les performances réelles du SWAC et de valider les modèles numériques existants. Ce déficit de connaissances, combiné à des coûts d'investissement élevés, explique en partie l'absence de déploiements significatifs en dehors de la Polynésie française. De plus, les études sur les variantes de fonctionnement et l’optimisation du SWAC sont rares dans la littérature, avec des modèles souvent linéaires ou simplifiés sans validation expérimentale. Les variantes étudiées, bien que jugées intéressantes pour l’amélioration des performances du SWAC, augmente le coût d’investissement déjà dissuasif de la technologie. L'intégration du SWAC avec d'autres systèmes énergétiques est également peu étudiée, bien qu’étant identifié comme un enjeu fort pour le développement de la technologie, au même titre que l’élaboration de modèles moins simplifiés.

Face à ce constat, cette thèse a abordé l’étude de la technologie SWAC sous trois angles :

- Approche expérimentale : L’analyse de l’installation de Tetiaroa a permis de mesurer les performances du SWAC sur une longue période, en conditions réelles, tout en apportant des éléments de validation pour le modèle numérique développé.

- Approche par modélisation : Un modèle numérique a été élaboré pour simuler le comportement de l'installation en fonction de divers paramètres. Une fois validé, ce modèle a permis de réaliser des analyses de sensibilité afin d'identifier les paramètres influant sur la performance énergétique et le confort thermique au sein du bâtiment. Puis d'optimiser ces paramètres pour maximiser la performance à confort égal.

- Approche du potentiel global : Une cartographie mondiale a été réalisée pour identifier les zones géographiques propices au déploiement du SWAC, en fonction de l'accessibilité à l'eau de mer profonde.

L’étude expérimentale de l’installation SWAC de Tetiaroa a fourni une compréhension complète de son fonctionnement sur deux ans de données. Il en ressort que la consommation électrique de la boucle secondaire est le principal poste de consommation du système. Le débit, régulé par une vanne de pression, varie peu, et la température de retour de l'eau glacée, plus froide que prévu, révèle un débit trop élevé par rapport à la demande. Malgré ces ajustements nécessaires, l’installation de Tetiaroa affiche des performances impressionnantes, avec un

coefficient de performance saisonnier global de 24,2, soit environ 7 fois plus performant qu'un système de climatisation conventionnel, permettant ainsi de réduire les émissions de CO_2 dans les mêmes proportions. Cependant, le coût actualisé de l'énergie froide pour le SWAC de Tetiaroa est de 298,0 $/MWh, soit 2,7 fois supérieur à celui estimé avec les valeurs nominales (110,6 $/MWh), soulignant l'importance des mesures dans l'évaluation précise des performances économiques de la technologie. En comparaison, le SWAC de l'hôpital du CHPF affiche un coût actualisé de 128 $/MWh, inférieur à celui de Tetiaroa et à celui des anciens systèmes de climatisation de l'hôpital (164,6 $/MWh).

La modélisation numérique du SWAC a été réalisée sous EnergyPlus en cosimulation avec Python, sous la forme deux modèles distincts. Le premier, découplé du bâtiment, repose sur un profil de charge frigorifique, et a servi à la validation expérimentale en comparant les résultats simulés aux données mesurées sur un mois de fonctionnement. Le second modèle intègre un couplage effectif avec le bâtiment, permettant de prendre en compte les interactions système/bâtiment de manière dynamique, bien que, dans le cas du SWAC, ce couplage reste relativement faible, car ses performances sont moins influencées par les conditions intérieures du bâtiment que les systèmes à compression de vapeur.

Le modèle couplé, incluant une régulation idéale du débit secondaire pour préserver les bénéfices des configurations testées, a été utilisé pour l'analyse de sensibilité paramétrique et l'optimisation énergétique. La liste des paramètres liés au système de climatisation a été soumise à un screening par la méthode de Morris afin d'identifier les paramètres les plus influents sur nos fonctions objectifs. L'effet des six paramètres retenus a été quantifié par une analyse de sensibilité à l'aide de la méthode de Saltelli, permettant de calculer les indices de Sobol, indicateurs de l'effet individuel et des interactions entre chaque paramètre pour chaque fonction objectif. Des méta-modèles ont également été déduits, à partir du grand nombre de simulations réalisées, par régression linéaire multiple. Ils montrent de bonnes corrélations pour le COP primaire et global, mais sont moins adaptés à l'évaluation du comportement fortement non-linéaire du réseau de distribution et du bâtiment. L'intérêt de ces méta-modèles réside dans leur capacité à estimer une fonction objectif de manière simple avec un nombre réduit de variables, tout en minimisant le coût calculatoire. Lorsqu'ils sont bien corrélés au modèle complet, ils permettent une intégration simplifiée dans d'autres modèles, évitant ainsi la manipulation, le couplage, et le temps de calcul associés au modèle complet.

L’optimisation des paramètres a permis d'identifier une solution présentant une amélioration significative des performances du SWAC. Avant optimisation, le SCOP primaire était de 141 et le SCOP global de 24,2 pour l’installation de Tetiaroa. Après optimisation, le COP primaire a atteint une valeur moyenne de 422, tandis que le COP global est passé à 85,6, soit près de trois fois plus que les SCOP observés lors de l’étude expérimentale. Ces gains ont été obtenus tout en maintenant la température de consigne et en assurant une déshumidification efficace au sein du bâtiment.

Enfin, le potentiel global du SWAC a été évalué pour différentes températures de puisage (5°C, 9°C et 12°C) en estimant les longueurs de conduites nécessaires pour chaque point de côte. Les zones intertropicales sont favorables dès 5°C, tandis que les points de puisage moins profonds étendent le potentiel à de nouvelles régions, incluant l’Europe et l’Amérique du Sud, tout en réduisant de manière significative la longueur des conduites dans les zones déjà éligibles au SWAC à 5°C. Le puisage à 9°C offre un compromis intéressant, en réduisant le coût d’investissement tout en limitant l’augmentation des surfaces d’échangeurs requises pour une source moins froide. Bien que l’Europe soit moins favorable au SWAC classique, elle pourrait largement bénéficier de systèmes conventionnels assistés par l’eau de mer. Enfin, si l'on se base sur les événements ENSO passés, la variabilité saisonnière des points de puisage moins profond reste dans des limites acceptables pour le fonctionnement du SWAC. Cependant, cette stabilité pourrait être remise en question par une éventuelle intensification de ces phénomènes due au changement climatique.

Les résultats obtenus dans la cadre de cette thèse ouvrent de nombreuses perspectives de recherche pour approfondir l’étude du SWAC sur divers aspects :

- La première perspective concerne la réalisation d'une étude expérimentale approfondie de l'installation SWAC du Centre Hospitalier de Polynésie Française (CHPF). Cette installation présente un intérêt particulier, car le CHPF a fonctionné pendant dix ans avec des groupes d'eau glacée conventionnels avant de passer au système SWAC. Cela offre une opportunité unique de comparer directement les performances des deux technologies dans des conditions d'exploitation identiques sur la base de données expérimentales pour chacune d'elles. Cette comparaison permettrait d'évaluer encore plus précisément les avantages réels du SWAC par rapport aux systèmes conventionnels.

- Une deuxième perspective clé consiste à élargir l'optimisation du SWAC en prenant en compte les aspects économiques. Jusqu'à présent, l'optimisation s'est principalement focalisée sur les aspects énergétiques du système. Or, il est essentiel d'inclure la dimension économique pour garantir la viabilité des solutions proposées. L'intégration des coûts permettrait d'adopter une approche technico-économique, garantissant à la fois l'efficacité et la rentabilité de la configuration du SWAC sélectionnée à l'issu de l'optimisation.

- Une autre perspective importante réside dans le potentiel d'hybridation de la technologie SWAC avec d'autres systèmes, tels que le stockage de froid sensible ou latent, ou encore des groupes froid conventionnels refroidis par eau de mer. Ces couplages seraient particulièrement intéressants pour les bâtiments tertiaires, où les besoins en climatisation varient considérablement entre le jour et la nuit. De plus, l'hybridation du SWAC avec une pompe à chaleur pourrait s'avérer bénéfique pour les bâtiments côtiers situés en climat tempéré, comme en Europe, où le potentiel a déjà été identifié par la cartographie. Enfin, le couplage du SWAC avec d'autres systèmes énergétiques, tels que l'ETM, permettrait de maximiser l'exploitation du potentiel de refroidissement de l'eau de mer en l'utilisant également comme source froide dans un cycle thermodynamique, tel qu'un cycle organique de Rankine, pour produire de l'électricité. Toutes ces formes d'hybridation devraient être étudiées sous l'angle technico-économique afin de déterminer leur viabilité et optimiser leur rentabilité.

Ces perspectives entrent dans le cadre du projet « OPTISWAC », financé par l'appel à projets de recherche « Énergie durable » de l'ADEME qui a débuté en 2023 dans lequel nous sommes impliqués. Ce projet exploite les données de l'installation du CHPF pour comparer les performances du SWAC et des systèmes conventionnels, tout en étudiant l'hybridation avec d'autres procédés énergétiques, et son déploiement pour d'autres configurations de territoires, de climats, de bâtiments et de besoins énergétiques.

Au-delà des perspectives abordées dans le cadre du projet « OPTISWAC », d'autres axes de recherche émergent pour approfondir l'étude du SWAC. Ces axes concernent en particulier :

- Les enjeux environnementaux et sociétaux : Il s'agira d'étudier l'impact du rejet d'eau de mer froide issus du SWAC sur les récifs coralliens, particulièrement sensibles aux variations de température, ainsi que d'évaluer l'acceptabilité sociale de cette technologie en Polynésie.

- La revalorisation du rejet d'eau de mer froide : Ces rejets présentent un fort potentiel d'application, notamment dans l'aquaculture, ce qui permettrait d'améliorer la rentabilité des systèmes SWAC en générant des co-bénéfices. Par ailleurs, le couplage du SWAC avec l'OTEC fera l'objet d'études expérimentales, explorant la production simultanée de froid et d'électricité.

- L'intégration du SWAC dans les bâtiments et quartiers : Ce point clé concerne notamment la régulation des boucles de distribution de froid. Il s'agit de définir des stratégies de contrôle optimales, telles que la commande prédictive, pour mieux répondre aux besoins variés des différents types de bâtiments.

Ces différentes thématiques seront abordées dans le cadre du projet « Multidisciplinary Approach for Energy Valorization using deep seawater » (MAEVA), financé par l'Agence Nationale de la Recherche (ANR), qui débutera en octobre 2024. Ce projet adoptera une approche multifactorielle, intégrant l'ensemble des critères environnementaux, sociaux et économiques découlant de ces axes de recherche.

Pour conclure, cette thèse s’est attachée à étudier le potentiel du SWAC en explorant la technologie selon divers aspects, avec pour objectif de démontrer ses performances remarquables et sa pertinence au-delà des frontières polynésiennes. De la qualification de ses performances de manière expérimentale, en passant par l’élaboration d’un modèle numérique détaillé permettant l’optimisation du système, jusqu’à la cartographie mondiale de son potentiel. Ces travaux constituent une avancée vers le développement de cette technologie qui, je l’espère, pourra mener à son adoption à l’échelle mondiale pour décarboner la production de froid, dans un contexte de réchauffement climatique.

Bibliographie

[1] Goetzler W, Guernsey M, Young J, Fujrman J, Abdelaziz A. The Future of Air Conditioning for Buildings. 2016. https://doi.org/10.2172/1420235.

[2] International Energy Agency (IEA). The Future of Cooling. 2018.

[3] Transition to sustainable buildings: strategies and opportunities to 2050. Paris: IEA Publ; 2013.

[4] International Energy Agency (IEA). Cooling Emissions and Policy Synthesis Report. 2020.

[5] Machard A, Bozonnet E, Salvati A, Pourabdollahtootkaboni M, Gaur A. Fichiers météorologiques de vagues de chaleur futures pour évaluer la résilience thermique des bâtiments au changement climatique 2022.

[6] IEA. Annex 80: Resilient Cooling 2024. https://annex80.iea-ebc.org/ (accessed April 30, 2024).

[7] Observatoire Polynésien de l'Energie, ADEME. Bilan Énergetique de la Polynésie Française. 2022.

[8] Bruno I, Lobo G, Covino BV, Donarelli A, Marchetti V, Panni AS, et al. Technology readiness revisited: a proposal for extending the scope of impact assessment of European public services. Proceedings of the 13th International Conference on Theory and Practice of Electronic Governance, New York, NY, USA: Association for Computing Machinery; 2020, p. 369–80. https://doi.org/10.1145/3428502.3428552.

[9] Bailey RH, Lucas F. Décarbonation, histoire et perspectives du SWAC (Sea Water Air Conditioning): Annales des Mines - Réalités industrielles 2023;Août 2023:65–8. https://doi.org/10.3917/rindu1.233.0065.

[10] Agarwal U, Jain N, Kumawat M, Agarwal U, Jain N, Kumawat M. Ocean Energy: An Endless Source of Renewable Energy. Https://ServicesIgi-GlobalCom/Resolvedoi/ResolveAspx?Doi=104018/978-1-6684-4012-4Ch006 1AD. https://www.igi-global.com/gateway/chapter/www.igi-global.com/gateway/chapter/293178 (accessed April 29, 2024).

[11] IEA. Medium-Term Renewable Energy Market Report. 2016.

[12] OTEA. Ocean Thermal Developments around the World. 2023.

[13] Sanjivy K, Marc O, Davies N, Lucas F. Energy performance assessment of Sea Water Air Conditioning (SWAC) as a solution toward net zero carbon emissions: A case study in French Polynesia. Energy Reports 2023;9:437–46. https://doi.org/10.1016/j.egyr.2022.11.201.

[14] Makai Ocean Engineering, Inc. Sea Water Air Conditioning. Makai Ocean Engineering n.d. https://www.makai.com/sea-water-air-conditioning/ (accessed July 13, 2021).

[15] Kim H-J, Lee H-S, Jung Y-K, Oh W-Y. Performance and applicability of new material heat exchanger to substitute titanium 2016.

[16] Liu Y, Zhuang Z, Zhou Y, Zhao S, Wang D, Liu H. Heat transfer performance analysis of seawater heat exchange pipelines in deep seawater closed cooling air conditioning system. Applied Thermal Engineering 2022;212:118582. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118582.

[17] Hernández-Romero IM, Nápoles-Rivera F, Mukherjee R, Serna-González M, El-Halwagi MM. Optimal design of air-conditioning systems using deep seawater. Clean Techn Environ Policy 2018;20:639–54. https://doi.org/10.1007/s10098-018-1493-7.

[18] Hernández-Romero IM, Fuentes-Cortés LF, Mukherjee R, El-Halwagi MM, Serna-González M, Nápoles-Rivera F. Multi-scenario model for optimal design of seawater air-conditioning systems under demand uncertainty. Journal of Cleaner Production 2019;238:117863. https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2019.117863.

[19] Hunt JD, Zakeri B, Nascimento A, Garnier B, Pereira MG, Bellezoni RA, et al. High velocity seawater air-conditioning with thermal energy storage and its operation with intermittent renewable energies. Energy Efficiency 2020;13:1825–40. https://doi.org/10.1007/s12053-020-09905-0.

[20] Hunt JD, Nascimento A, Zakeri B, Barbosa PSF, Costalonga L. Seawater air-conditioning and ammonia district cooling: A solution for warm coastal regions. Energy 2022;254:124359. https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.124359.
[21] Eggimann S, Vivian J, Chen R, Orehounig K, Patt A, Fiorentini M. The potential of lake-source district heating and cooling for European buildings. Energy Conversion and Management 2023;283:116914. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2023.116914.
[22] Zhen L, Lin DM, Shu HW, Jiang S, Zhu YX. District cooling and heating with seawater as heat source and sink in Dalian, China. Renewable Energy 2007;32:2603–16. https://doi.org/10.1016/j.renene.2006.12.015.
[23] Zheng W, Ye T, You S, Zhang H. The thermal performance of seawater-source heat pump systems in areas of severe cold during winter. Energy Conversion and Management 2015;90:166–74. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.10.050.
[24] Hu Z, Wan Y, Zhang C, Chen Y. Compression-assisted absorption refrigeration using ocean thermal energy. Renewable Energy 2022;186:755–68. https://doi.org/10.1016/j.renene.2022.01.036.
[25] Galea M, Sant T. Coupling of an offshore wind-driven deep sea water pump to an air cycle machine for large-scale cooling applications. Renewable Energy 2016;88:288–306. https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.11.008.
[26] Hunt JD, Byers E, Sánchez AS. Technical potential and cost estimates for seawater air conditioning. Energy 2019;166:979–88. https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.10.146.
[27] Traversat G. Public spaces in French Polynesia. 2016.
[28] Sanjivy K, Marc O, Lucas F. Sea Water Air Conditioning (SWAC): A Resilient and Sustainable Cooling Solution for hot and humid climates - Energy Performance and Numerical Modeling, 2023.
[29] Viquerat P-A. Utilisation des réseaux d'eau lacustre profonde pour la climatisation et le chauffage des bâtiments; bilan énergétique et impacts environnementaux: Etude de cas: le projet GLN (Genève-Lac-Nations) à Genève. Université de Genève, 2012. https://doi.org/10.13097/ARCHIVE-OUVERTE/UNIGE:23016.
[30] Rulff D. LCA of Deep Lake Water Cooling in Toronto. 2010.
[31] Willms I. Toronto is home to the world's largest lake-powered cooling system. Here's how it works. Washington Post 2021. https://www.washingtonpost.com/climate-solutions/interactive/2021/toronto-deep-latke-water-cooling-raptors/ (accessed August 26, 2024).
[32] Cornell University. Can you cool a particle accelerator using only lake water? 2023. https://www.youtube.com/watch?v=5ZdIYg3aErs (accessed August 26, 2024).
[33] Adams J. Cayuga Lake (New York) Water Quality Monitoring Data Related to the Cornell Lake Source Cooling Facility, 1998-2009 2010.
[34] Sydney Opera House. Steensen Varming n.d. https://www.steensenvarming.com/ourprojects/sydney-opera-house/ (accessed August 26, 2024).
[35] ENGIE, RATP. Fraîcheur de Paris 2024. https://www.fraicheurdeparis.fr/reseau-de-froid-urbain (accessed August 26, 2024).
[36] ENGIE, RATP. Fraîcheur de Paris 2022. https://www.fraicheurdeparis.fr/ (accessed October 14, 2023).
[37] ENGIE. Thassalia : Inauguration de la première centrale française de géothermie marine 2016. https://www.engie.com/journalistes/communiques-de-presse/thassalia (accessed October 14, 2023).
[38] ENGIE. Thassalia - Marseille 2016. https://www.rezomee.fr/thassalia/rezomee (accessed August 27, 2024).
[39] ADEME. Thassalia : réseau de chaud et de froid à Marseille - La librairie ADEME 2021. https://librairie.ademe.fr/energies-renouvelables-reseaux-et-stockage/4514-thassalia-reseau-de-chaud-et-de-froid-a-marseille-13.html (accessed August 27, 2024).

[40] Makai Ocean Engineering. A pre-feasibility study for deep seawater air conditioning systems in the Caribbean. 2015.
[41] Airaro, Luseo. Etude de faisabilité d'un système de climatisation par eau de mer des profondeurs (SWAC) pour la zone urbaine de Papeete sur l'île de Tahiti. 2020.
[42] Heat Load, Cooling Load, Psychrometric Calculator - CAMEL+. ACADS-BSG n.d. https://www.acadsbsg.com.au/camel-plus/ (accessed September 25, 2024).
[43] Ahmed MR. Feasibility Study & Design of a Seawater Air-Conditioning System for USP Tuvalu Campus. 2018.
[44] Sea water air conditioning (SWAC) at Naval Base Guam. 2015.
[45] Arias-Gaviria J. Adoption of sea water air conditioning (SWAC) in the Caribbean: Individual vs regional effects. Journal of Cleaner Production 2019;227:280–91. https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2019.04.155.
[46] Arias-Gaviria J, Osorio AF, Arango-Aramburo S. Estimating the practical potential for deep ocean water extraction in the Caribbean. Renewable Energy 2020;150:307–19. https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.12.083.
[47] Mahous L, Delencre G. Scénarios Energies renouvelables répondant aux besoins énergétiques de Mayotte à l'horizon 2030. 2011.
[48] Von Herzen B, Theuretzbacher T, Newman J, Webber M, Zhu C, Katz J, et al. A feasibility study of an integrated air conditioning, desalination and marine permaculture system in Oman, 2017.
[49] Porak DN, Van Zwieten JH, Rauchenstein LT. Florida's Sea Water Cooling resource: An updated assessment. 2012 Oceans, Hampton Roads, VA: IEEE; 2012, p. 1–10. https://doi.org/10.1109/OCEANS.2012.6404966.
[50] Porak DN, VanZwieten JH, Wiles B. An Analysis of Florida's Sea Water Cooling Resource. Mar Technol Soc j 2013;47:226–39. https://doi.org/10.4031/MTSJ.47.4.6.
[51] Elsafty AF, Saeid LA. Sea Water Air Conditioning [SWAC]: A Cost Effective Alternative. A F 2009.
[52] Elahee K, Jugoo S. Ocean Thermal Energy for Air-conditioning: Case Study of a Green Data Center. Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects 2013;35:679–84. https://doi.org/10.1080/15567036.2010.504941.
[53] Projet SWACool : Potentiel de réduction de la demande de climatisation en climat tropical et optimisation du raccordement des bâtiments à un réseau de froid vertueux. 2020.
[54] Kuyuk AF, Ghoreishi-Madiseh SA, Hassani FP, Sasmito AP, Amiri L, Templeton J. Performance and economic assessment of large-scale deep-lake cooling systems: A Canadian example. Energy Procedia 2019;158:43–8. https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.01.033.
[55] Youn YJ, Im YH. Assessment of the feasibility for hybrid seawater district cooling model under variable seawater temperature condition: Case study in South Korea. Renewable Energy 2023;218:119311. https://doi.org/10.1016/j.renene.2023.119311.
[56] Dijoux A. Influence du fluide du travail, de la technologie des échangeurs et du pilotage dynamique d'un cycle ORC sur l'intérêt et les performances d'un système de conversion d'Energie Thermique des Mers. 2020.
[57] Aresti L, Christodoulides P, Michailides C, Onoufriou T. Reviewing the energy, environment, and economy prospects of Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) systems. Sustainable Energy Technologies and Assessments 2023;60:103459. https://doi.org/10.1016/j.seta.2023.103459.
[58] National Oceanic and Atmospheric Administration, National Ocean Service, Office of Ocean and Coastal Resource Management, Coastal Response Research Center, University of New Hampshire. Technical Readiness of OTEC. 2009.
[59] Yasunaga T, Noguchi T, Morisaki T, Ikegami Y. Basic Heat Exchanger Performance Evaluation Method on OTEC. JMSE 2018;6:32. https://doi.org/10.3390/jmse6020032.
[60] Samsuri N, Sazali N, Jamaludin AS, Razali MNM. Techno-economic efficiencies and environmental criteria of Ocean Thermal Energy Conversion closed Rankine cycle using

different working fluids. IOP Conf Ser: Mater Sci Eng 2021;1062:012042. https://doi.org/10.1088/1757-899X/1062/1/012042.
[61] Samsuri N, Shaikh Salim SAZ, Musa MN, Mat Ali MS. Modelling performance of Ocean Thermal Energy Conversion cycle according to different working fluids. Jurnal Teknologi 2016;78. https://doi.org/10.11113/.v78.8741.
[62] Abbas SM, Alhassany HDS, Vera D, Jurado F. Review of enhancement for ocean thermal energy conversion system. Journal of Ocean Engineering and Science 2023;8:533–45. https://doi.org/10.1016/j.joes.2022.03.008.
[63] Liu W, Xu X, Chen F, Liu Y, Li S, Liu L, et al. A review of research on the closed thermodynamic cycles of ocean thermal energy conversion. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2020;119:109581. https://doi.org/10.1016/j.rser.2019.109581.
[64] Ikegami Y, Yasunaga T, Morisaki T. Ocean Thermal Energy Conversion Using Double-Stage Rankine Cycle. JMSE 2018;6:21. https://doi.org/10.3390/jmse6010021.
[65] Bharathan D. Staging Rankine Cycles Using Ammonia for OTEC Power Production. 2011. https://doi.org/10.2172/1010862.
[66] Rizea SE. Optimization Of Ocean Thermal Energy Conversion Power Plants. 2012.
[67] Yoon J-I, Son C-H, Baek S-M, Ye BH, Kim H-J, Lee H-S. Performance characteristics of a high-efficiency R717 OTEC power cycle. Applied Thermal Engineering 2014;72:304–8. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.05.103.
[68] Lee H-S, Yoon J-I, Son C-H, Ha S-J, Seol S-H, Ye BH, et al. Efficiency enhancement of the ocean thermal energy conversion system with a vapor–vapor ejector. Advances in Mechanical Engineering 2015;7:168781401557103. https://doi.org/10.1177/1687814015571036.
[69] Bernardoni C, Binotti M, Giostri A. Techno-economic analysis of closed OTEC cycles for power generation. Renewable Energy 2019;132:1018–33. https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.08.007.
[70] Mohd Idrus NH, Musa MN, Yahya WJ, Ithnin AM. Geo-Ocean Thermal Energy Conversion (GeOTEC) power cycle/plant. Renewable Energy 2017;111:372–80. https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.03.086.
[71] My A, Othman N, Sarip S, Ikegami Y, Tambi Chik MA, Othman N, et al. Simulation study on enhancing hydrogen production in an Ocean Thermal Energy (OTEC) system utilizing a solar collector. Jurnal Teknologi 2015;77. https://doi.org/10.11113/jt.v77.4145.
[72] Okinawa Prefecture Department of Labor Commerce and Industry. Okinawa OTEC Demonstration Facility 2023. http://otecokinawa.com/en/ (accessed October 14, 2023).
[73] Whiting J, Ricardo Castillo C, Weers J, Peterson K, Peplinski W, Ruehl K, et al. Knowledge Management for the Marine Energy Industry: PRIMRE. In: Pedro García Márquez F, Vinicio Sánchez Loja R, editors. From Theory of Knowledge Management to Practice, IntechOpen; 2023. https://doi.org/10.5772/intechopen.1002355.
[74] Korea Research Institute of Ships & Ocean Engineering (KRISO), Korea Institute of Ocean Science and Technology (KIOST). 20kW OTEC pilot plant public demonstration in South Korea 2014. http://otecnews.org/regional/pacific/20kw-otec-pilot-plant-public-demonstration-south-korea/ (accessed July 9, 2021).
[75] Lee H-S, Lee S-W, Kim H-J, Jung Y-K. Performance Characteristics of 20kW Ocean Thermal Energy Conversion Pilot Plant, American Society of Mechanical Engineers Digital Collection; 2015. https://doi.org/10.1115/ES2015-49768.
[76] Vega L, Martin B. Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) Economics. 2024.
[77] Langer J, Infante Ferreira C, Quist J. Is bigger always better? Designing economically feasible ocean thermal energy conversion systems using spatiotemporal resource data. Applied Energy 2022;309:118414. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2021.118414.
[78] Devis-Morales A, Montoya-Sánchez RA, Osorio AF, Otero-Díaz LJ. Ocean thermal energy resources in Colombia. Renewable Energy 2014;66:759–69. https://doi.org/10.1016/j.renene.2014.01.010.

[79] Negara RB, Koto J. Potential of 100 kW of Ocean Thermal Energy Conversion in Karangkelong, Sulawesi Utara, Indonesia. International Journal of Environmental Research 2012.
[80] ARER. Note d'opportunités pour l'utilisation de l'énergie thermique des mers et la valorisation de l'eau froide profonde au port. 2008.
[81] VanZwieten JH, Rauchenstein LT, Lee L. An assessment of Florida's ocean thermal energy conversion (OTEC) resource. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2017;75:683–91. https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.11.043.
[82] Garduño-Ruiz EP, Silva R, Rodríguez-Cueto Y, García-Huante A, Olmedo-González J, Martínez ML, et al. Criteria for Optimal Site Selection for Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) Plants in Mexico. Energies 2021;14:2121. https://doi.org/10.3390/en14082121.
[83] Bordbar A, Georgoulas K, Dai YM, Michele S, Roberts F, Carter N, et al. Waterbodies thermal energy based systems interactions with marine environment — A review. Energy Reports 2023;9:5269–86. https://doi.org/10.1016/j.egyr.2023.04.352.
[84] Giraud M. Evaluation de l'impact potentiel d'un upwelling artificiel lié au fonctionnement d'une centrale à énergie thermique des mers sur le phytoplancton. 2016.
[85] Giraud M, Garçon V, De La Broise D, L'Helguen S, Sudre J, Boye M. Potential effects of deep seawater discharge by an Ocean Thermal Energy Conversion plant on the marine microorganisms in oligotrophic waters. Science of The Total Environment 2019;693:133491. https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2019.07.297.
[86] Giraud M, Boye M, Garçon V, Donval A, De La Broise D. Simulation of an artificial upwelling using immersed in situ phytoplankton microcosms. Journal of Experimental Marine Biology and Ecology 2016;475:80–8. https://doi.org/10.1016/j.jembe.2015.11.006.
[87] Avery, W.H., Wu, C. Renewable Energy from the Ocean: A Guide to OTEC. Oxford University Press. 1994.
[88] National Oceanic and Atmospheric Administration, National Ocean Service, Office of Ocean and Coastal Resource Management, Coastal Response Research Center, University of New Hampshire. Ocean Thermal Energy Conversion: Assessing Potential Physical, Chemical and Biological Impacts and Risks 2010.
[89] Griffith GP, Fulton EA, Richardson AJ. Effects of fishing and acidification-related benthic mortality on the southeast Australian marine ecosystem. Global Change Biology 2011;17:3058–74. https://doi.org/10.1111/j.1365-2486.2011.02453.x.
[90] Webb P. Introduction to Oceanography. 2019.
[91] Jung H, Hwang J. Feasibility study of a combined Ocean Thermal Energy Conversion method in South Korea. Energy 2014;75:443–52. https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.07.096.
[92] Rivera G, Felix A, Mendoza E. A Review on Environmental and Social Impacts of Thermal Gradient and Tidal Currents Energy Conversion and Application to the Case of Chiapas, Mexico. IJERPH 2020;17:7791. https://doi.org/10.3390/ijerph17217791.
[93] Lilley J, Konan DE, Lerner DT. Cool as a (sea) cucumber? Exploring public attitudes toward seawater air conditioning in Hawai'i. Energy Research & Social Science 2015;8:173–83. https://doi.org/10.1016/j.erss.2015.05.005.
[94] Arias-Gaviria J, Larsen ER, Arango-Aramburo S. Understanding the future of Seawater Air Conditioning in the Caribbean: A simulation approach. Utilities Policy 2018;53:73–83. https://doi.org/10.1016/j.jup.2018.06.008.
[95] Hernández-Romero IM, Fuentes-Cortés LF, Nápoles-Rivera F. Conditions accommodating a dominant stakeholder in the design of renewable air conditioning systems for tourism complexes. Energy 2019;172:808–22. https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.02.019.
[96] Ayaz M, Namazi MA, Din MAU, Ershath MIM, Mansour A, Aggoune el-HM. Sustainable seawater desalination: Current status, environmental implications and future expectations. Desalination 2022;540:116022. https://doi.org/10.1016/j.desal.2022.116022.

[97] Okampo EJ, Nwulu N. Optimisation of renewable energy powered reverse osmosis desalination systems: A state-of-the-art review. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2021;140:110712. https://doi.org/10.1016/j.rser.2021.110712.
[98] Hunt JD, Weber NDAB, Zakeri B, Diaby AT, Byrne P, Filho WL, et al. Deep seawater cooling and desalination: Combining seawater air conditioning and desalination. Sustainable Cities and Society 2021;74:103257. https://doi.org/10.1016/j.scs.2021.103257.
[99] Hernández-Romero IM, Zavala VM, Flores-Tlacuahuac A, Nápoles-Rivera F, Fuentes-Cortés LF, Esquivel-Patiño GG. Multi-objective optimization of an open-cycle, ocean thermal energy conversion system with desalinization. Chemical Engineering and Processing - Process Intensification 2022;179:109091. https://doi.org/10.1016/j.cep.2022.109091.
[100] Ma Q, Zheng Y, Lu H, Li J, Wang S, Wang C, et al. A Novel Ocean Thermal Energy Driven System for Sustainable Power and Fresh Water Supply. Membranes 2022;12:160. https://doi.org/10.3390/membranes12020160.
[101] Zhou S, Liu X, Zhang K, Yue Q, Bian Y, Shen S. Evaluation of a novel ammonia-water based combined cooling, desalination and power system based on thermodynamic and exergoeconomic analyses. Energy Conversion and Management 2021;239:114176. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114176.
[102] Hoseinzadeh S, Assareh E, Riaz A, Lee M, Astiaso Garcia D. Ocean thermal energy conversion (OTEC) system driven with solar-wind energy and thermoelectric based on thermo-economic analysis using multi-objective optimization technique. Energy Reports 2023;10:2982–3000. https://doi.org/10.1016/j.egyr.2023.09.131.
[103] Takahashi MM, Ikeya T. Ocean fertilization using deep ocean water. Deep Ocean Water Research 2003.
[104] Liu CCK. Ocean thermal energy conversion and open ocean mariculture: The prospect of Mainland-Taiwan collaborative research and development. Sustainable Environment Research 2018;28:267–73. https://doi.org/10.1016/j.serj.2018.06.002.
[105] Ching Chen W, Chen YS, Chou HN. Strategic Review on Developing Salmon Aquaculture with Deep Ocean Water: A Case Study of Nan'ao Deep Ocean Water Park in Yilan County, Taiwan. Fish Aquac J 2018;09. https://doi.org/10.4172/2150-3508.1000252.
[106] Osorio AF, Arias-Gaviria J, Devis-Morales A, Acevedo D, Velasquez HI, Arango-Aramburo S. Beyond electricity: The potential of ocean thermal energy and ocean technology ecoparks in small tropical islands. Energy Policy 2016;98:713–24. https://doi.org/10.1016/j.enpol.2016.05.008.
[107] Laurent V, Maamaatuaiahutapu K. Atlas climatologique de la Polynésie française 2019.
[108] Institute of Building Research & Innovation, Holzer P, Abhishek G, Arens E, Attia S, Corrado V, et al. International Energy Agency - Resilient Cooling of Buildings - Key Performance Indicators Report (Annex 80). Institute of Building Research & Innovation; 2024. https://doi.org/10.52776/RHET5776.
[109] Sharqawy MH, Lienhard JH, Zubair SM. Thermophysical properties of seawater: a review of existing correlations and data. Desalination and Water Treatment 2010;16:354–80. https://doi.org/10.5004/dwt.2010.1079.
[110] Nayar KG, Sharqawy MH, Banchik LD, Lienhard V JH. Thermophysical properties of seawater: A review and new correlations that include pressure dependence. Desalination 2016;390:1–24. https://doi.org/10.1016/j.desal.2016.02.024.
[111] Incropera FP, DeWitt DP, Bergman TL, Lavine AS, editors. Fundamentals of heat and mass transfer. 6. ed. Hoboken, NJ: Wiley; 2007.
[112] Ray D. Lazard's Levelized Cost of Energy Analysis—Version 13.0 2020.
[113] McKEON BJ, Zagarola MV, Smits AJ. A new friction factor relationship for fully developed pipe flow. Journal of Fluid Mechanics 2005;538:429–43. https://doi.org/10.1017/S0022112005005501.
[114] Lienhard JH, Lienhard JH. A heat transfer textbook. 3rd ed. Cambridge, Mass: Phlogiston Press; 2001.

[115] Hanby VI, Wright JA, Fletcher DW, Jones DNT. Modeling the Dynamic Response of Conduits. HVAC&R Research 2002;8:1–12. https://doi.org/10.1080/10789669.2002.10391287.
[116] U.S. Department of Energy. EnergyPlus™ Version 9.5.0 Documentation - Engineering Reference 2021.
[117] Piechowski M. Heat and mass transfer model of a Ground Heat Exchanger: theoretical development. Int J Energy Res 1999;23:571–88. https://doi.org/10.1002/(SICI)1099-114X(19990610)23:7<571::AID-ER462>3.0.CO;2-6.
[118] Elmahdy AH, Mitalas GP. A simple model for cooling and dehumidifying coils for use in calculating energy requirements for buildings n.d.
[119] COMNET. Appendix H - Equipment Curves. COMNET n.d. https://www.comnet.org/appendix-h-equipment-curves (accessed September 13, 2024).
[120] Morris MD. Factorial Sampling Plans for Preliminary Computational Experiments. Technometrics 1991;33:161. https://doi.org/10.2307/1269043.
[121] Saltelli A, Annoni P, Azzini I, Campolongo F, Ratto M, Tarantola S. Variance based sensitivity analysis of model output. Design and estimator for the total sensitivity index. Computer Physics Communications 2010;181:259–70. https://doi.org/10.1016/j.cpc.2009.09.018.
[122] Deb K, Pratap A, Agarwal S, Meyarivan T. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II. IEEE Trans Evol Computat 2002;6:182–97. https://doi.org/10.1109/4235.996017.
[123] Zhang Y. JEA, An Interactive Optimisation Engine for Building Energy Performance Simulation, 2017. https://doi.org/10.26868/25222708.2017.607.
[124] Campolongo F, Cariboni J, Saltelli A. An effective screening design for sensitivity analysis of large models. Environmental Modelling & Software 2007;22:1509–18. https://doi.org/10.1016/j.envsoft.2006.10.004.
[125] Algorithme génétique. Wikipédia 2024.
[126] Srinivas N, Deb K. Muiltiobjective Optimization Using Nondominated Sorting in Genetic Algorithms. Evolutionary Computation 1994;2:221–48. https://doi.org/10.1162/evco.1994.2.3.221.
[127] Hassanat A, Almohammadi K, Alkafaween E, Abunawas E, Hammouri A, Prasath VBS. Choosing Mutation and Crossover Ratios for Genetic Algorithms—A Review with a New Dynamic Approach. Information 2019;10:390. https://doi.org/10.3390/info10120390.
[128] Jangsten M. District Cooling – Towards Improved Substation Performance. 2022.
[129] Comparer deux régimes de température d'eau glacée pour un ventilo-convecteur. Energie Plus Le Site 2007. https://energieplus-lesite.be/evaluer/climatisation5/comparer-deux-regimes-de-temperature-d-eau-glacee-pour-un-ventilo-convecteur/ (accessed October 22, 2023).
[130] Marc O, Lucas F, Sinama F, Monceyron E. Experimental investigation of a solar cooling absorption system operating without any backup system under tropical climate. Energy and Buildings 2010;42:774–82. https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.12.006.
[131] Praene JP, Marc O, Lucas F, Miranville F. Simulation and experimental investigation of solar absorption cooling system in Reunion Island. Applied Energy 2011;88:831–9. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.09.016.
[132] ASHRAE. Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy. 2021.
[133] Légifrance. Article R241-30 - Code de l'énergie 2016. https://www.legifrance.gouv.fr/codes/article_lc/LEGIARTI000031748177 (accessed September 29, 2024).
[134] Jangsten M, Filipsson P, Lindholm T, Dalenbäck J-O. High Temperature District Cooling: Challenges and Possibilities Based on an Existing District Cooling System and its Connected Buildings. Energy 2020;199:117407. https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117407.

[135] Roemmich D, Gilson J. The global ocean imprint of ENSO. Geophys Res Lett 2011;38:n/a-n/a. https://doi.org/10.1029/2011GL047992.
[136] Wen C, Kumar A, Xue Y, McPhaden MJ. Changes in Tropical Pacific Thermocline Depth and Their Relationship to ENSO after 1999. Journal of Climate 2014;27:7230–49. https://doi.org/10.1175/JCLI-D-13-00518.1.
[137] Xu K, Zhu C, He J. Linkage between the dominant modes in Pacific subsurface ocean temperature and the two type ENSO events. Chin Sci Bull 2012;57:3491–6. https://doi.org/10.1007/s11434-012-5173-4.
[138] Yang G, Liu L, Zhao X, Li Y, Duan Y, Liu B, et al. Impacts of Different Types of ENSO Events on Thermocline Variability in the Southern Tropical Indian Ocean. Geophysical Research Letters 2019;46:6775–85. https://doi.org/10.1029/2019GL082818.
[139] GEBCO Bathymetric Compilation Group. The GEBCO_2021 Grid - a continuous terrain model of the global oceans and land 2021. https://doi.org/10.5285/c6612cbe-50b3-0cff-e053-6c86abc09f8f.
[140] E.U. Copernicus Marine Service Information. Global Ocean Physics Reanalysis 2022. https://doi.org/10.48670/moi-00021.
[141] Di Napoli C, Barnard C, Prudhomme C, Cloke HL, Pappenberger F. ERA5-HEAT: A global gridded historical dataset of human thermal comfort indices from climate reanalysis. Geoscience Data Journal 2021;8:2–10. https://doi.org/10.1002/gdj3.102.
[142] Bröde P, Fiala D, Błażejczyk K, Holmér I, Jendritzky G, Kampmann B, et al. Deriving the operational procedure for the Universal Thermal Climate Index (UTCI). Int J Biometeorol 2012;56:481–94. https://doi.org/10.1007/s00484-011-0454-1.

Table des figures

Figure 1 : Échelle des niveaux de maturité technologique (TRL) 15
Figure 2 : Principe de fonctionnement d'une installation SWAC [13] 20
Figure 3 : Schéma d'une pompe à chaleur à eau de mer de type HCHE (adapté de [23]) 24
Figure 4 : Schéma d'une pompe à chaleur à eau de mer de type BWIS (adapté de [23]) 25
Figure 5 : Schéma des cycles de réfrigération par absorption ammoniaque-eau assistés par compression « haute pression » et « basse pression » (adapté de [24]) 26
Figure 6 : Carte des installations SWAC opérationnelles (fond de carte adapté de [27]) 28
Figure 7 : Schéma de principe d'un cycle fermé, ouvert et hybride d'une installation OTEC [56] 37
Figure 8 : Schéma de principe du Cycle de Kalina (adapté de [63]) 42
Figure 9 : Schéma de principe du cycle de Uehara (adapté de [63]) 43
Figure 10 : Schéma de principe du cycle de Guo Hai (adapté de [63]) 43
Figure 11 : Schéma de principe du cycle de Rankine à double étage (adapté de [64]) 44
Figure 12 : Installations OTEC fonctionnelles de Hawaï (à gauche) et d'Okinawa (à droite) [73] 47
Figure 13 : Installation OTEC pilote de Goseong en Corée du Sud [75] 48
Figure 14 : Schéma de l'installation SWAC de Tetiaroa 61
Figure 15 : Tranchée du lagon vue du ciel (a) et installation des conduites de Tetiaroa (b) 62
Figure 16 : Échangeur de chaleur à plaques 62
Figure 17 : Pompe centrifuge primaire (a) et secondaire (b) 63
Figure 18 : Plan de masse de la boucle d'eau glacée de l'hôtel "The Brando" 64
Figure 19 : Villa à trois chambres 64
Figure 20 : Schéma de l'instrumentation du SWAC de Tetiaroa 65
Figure 21 : Vue générale de l'écran de supervision 66
Figure 22 : Vue de la boucle secondaire de l'écran de supervision 66
Figure 23 : Loi de commande des pompes primaires 67
Figure 24 : Schéma de principe de la régulation du réseau secondaire 67
Figure 25 : Évolution des températures côté eau de mer 70
Figure 26 : Évolution des températures côté eau glacée 71
Figure 27 : Évolution des débits d'eau de mer et d'eau glacée 72
Figure 28 : Évolution des puissances thermiques primaire et secondaire 72
Figure 29 : Évolution des puissances électriques des pompes 73
Figure 30 : Évolution des COP primaire et global 74
Figure 31 : Évolution des rendements des échangeurs de chaleur 75
Figure 32 : Évolution des températures côté eau de mer et eau glacée sur 2 ans 76
Figure 33 : Évolution des débits d'eau de mer et d'eau glacée sur 2 ans 77
Figure 34 : Évolution des puissances thermiques du SWAC sur 2 ans 77
Figure 35 : Évolution des puissances électriques du SWAC sur 2 ans 78
Figure 36 : Évolution des COP primaire et global sur 2 ans 78
Figure 37 : Évolution des rendements des échangeurs de chaleur sur 2 ans 79
Figure 38 : Intervalles de performances pour différentes technologies de climatisation [2] 81

Figure 39 : Schéma de principe du modèle d'une installation SWAC 88
Figure 40 : Schéma comparatif des modèles découplé et couplé pour la modélisation du système SWAC 89
Figure 41 : Représentation du modèle thermique de la boucle primaire 93
Figure 42 : Schéma équivalent du réseau fluidique primaire 94
Figure 43 : Schéma de principe de l'échangeur contre-courant 97
Figure 44 : Section discrète du modèle de conduite 98
Figure 45 : Discrétisation du sol autour de la conduite (adaptée de Engineering Reference [116]) 100
Figure 46 : Schéma équivalent du réseau fluidique secondaire 101
Figure 47 : Schéma simplifié de la batterie de refroidissement 105
Figure 48 : Schéma de principe du modèle de batterie de refroidissement 105
Figure 49 : Diagramme de blocs du modèle SWAC 111
Figure 50 : Représentation simplifié du bâtiment sous SketchUp 112
Figure 51 : Schéma du réseau de distribution de froid pour 70 bungalows simulés 112
Figure 52 : Évolution des charges thermiques durant le mois de décembre 2021 113
Figure 53 : Modélisation des températures de l'eau de mer avec leurs résidus et incertitudes de mesure 114
Figure 54 : Modélisation des températures de l'eau glacée avec leurs résidus et incertitudes de mesure 114
Figure 55 : Modélisation des débits des boucles avec leurs résidus et incertitudes de mesure 115
Figure 56 : Modélisation des puissances électriques des pompes avec leurs résidus et incertitudes de mesure . 116
Figure 57 : Schéma du processus d'analyse de sensibilité et d'optimisation du modèle numérique 120
Figure 58 : Illustration de l'outil de simulation paramétrique jEPlus 121
Figure 59 : Illustration de l'outil d'analyse de sensibilité et d'optimisation jEPlus+EA 121
Figure 60 : Analyse de sensibilité des paramètres affectant le COP global en utilisant la méthode de Morris... 124
Figure 61 : Analyse de sensibilité des paramètres affectant les pertes thermiques du réseau secondaire en utilisant la méthode de Morris 125
Figure 62 : Analyse de sensibilité des paramètres affectant le COP primaire en utilisant la méthode de Morris 126
Figure 63 : Analyse de sensibilité des paramètres affectant la proportion d'Unmet Hours en utilisant la méthode de Morris 127
Figure 64 : Analyse de sensibilité des paramètres influents sur le COP par la méthode de Saltelli 130
Figure 65 : Analyse de sensibilité des paramètres influents sur les pertes thermiques du réseau secondaire par la méthode de Saltelli 131
Figure 66 : Analyse de sensibilité des paramètres influents sur le COP primaire par la méthode de Saltelli 131
Figure 67 : Analyse de sensibilité des paramètres influents sur la proportion d'Unmet Hours par la méthode de Saltelli 132
Figure 68 : Coefficients de régression du méta-modèle du COP global 135
Figure 69 : Coefficients de régression du méta-modèle des pertes thermiques secondaires 136
Figure 70 : Coefficients de régression du méta-modèle du COP primaire 136
Figure 71 : Coefficients de régression du méta-modèle de la proportion d'Unmet Hours 137
Figure 72 : Schéma de principe d'optimisation par algorithme génétique [125] 139
Figure 73 : Représentation 3D des solutions en fonction du COP global, des pertes thermiques secondaires et de la proportion d'Unmet Hours (Les points rouges représentent les solutions du front de Pareto) 140
Figure 74 : Représentation 2D des solutions pour UH = 0 % en fonction du COP global et des pertes thermiques secondaires (Les points rouges représentent les solutions du front de Pareto) 141
Figure 75 : Représentation 2D des solutions du front de Pareto pour UH = 0 % en fonction du COP global, des pertes thermiques secondaires et de leur écart de température secondaire 141

Figure 76 : Évolution du nombre de solutions de Pareto et de la population au fil des générations 142
Figure 77 : Évolution du nombre de solutions de Pareto et de la population en fin de processus d'optimisation 142
Figure 78 : Évolution des températures dans la boucle primaire de la solution optimisée 144
Figure 79 : Évolution des températures dans la boucle secondaire de la solution optimisée 145
Figure 80 : Évolution des débits des boucles de la solution optimisée 145
Figure 81 : Évolution des puissances thermiques échangées de la solution optimisée 146
Figure 82 : Évolution des puissances électriques de la solution optimisée 147
Figure 83 : Évolution des différences de pression des pompes de la solution optimisée 147
Figure 84 : Évolution des COP primaire et global de la solution optimisée 148
Figure 85 : Évolution des températures intérieure et extérieure du bâtiment de la solution optimisée 149
Figure 86 : Évolution des humidités relatives intérieure et extérieure du bâtiment de la solution optimisée 149
Figure 87 : Jeu de données GEBCO 2021 156
Figure 88 : Exemple de jeu de données Glorys pour la température moyenne de surface de l'océan depuis 1993 157
Figure 89 : Exemple de jeu de données ERA5-Heat pour la moyenne journalière de juillet du UTCI pour la période de 1981 à 2010 157
Figure 90 : Catégories de stress thermique selon l'UTCI 158
Figure 91 : Diagramme d'approximation de la longueur du pipeline 159
Figure 92 : Potentiel mondial du SWAC pour un puisage à 5°C 161
Figure 93 : Potentiel mondial du SWAC pour un puisage à 9°C 162
Figure 94 : Potentiel mondial du SWAC pour un puisage à 12°C 163
Figure 95 : Potentiel du SWAC en Amérique du Nord pour un puisage à 5°C (a), 9°C (b) et 12°C (c) 164
Figure 96 : Potentiel du SWAC en Asie de l'Est pour un puisage à 5°C (a), 9°C (b) et 12°C (c) 165
Figure 97 : Potentiel du SWAC en Europe pour un puisage à 5°C (a), 9°C (b) et 12°C (c) 165
Figure 98 : Potentiel du SWAC en Europe pour un puisage à 13°C (a), 14°C (b) et 15°C (c) 166
Figure 99 : Diagramme d'approximation de l'anomalie de température de puisage 169
Figure 100 : Anomalie de température pendant El Niño pour le puisage à 12°C 170
Figure 101 : Anomalie de température pendant La Niña pour le puisage à 12°C 171

Table des tableaux

Tableau 1 : Caractéristiques des installations SWAC de Polynésie française [28] 29

Tableau 2 : Tableau récapitulatif des caractéristiques techniques et économiques des projets SWAC dans les Caraïbes et en Polynésie française [40,41] 33

Tableau 3 : Incertitudes de l'instrumentation de Tetiaroa 65

Tableau 4 : Moyenne des variables de fonctionnement et performance énergétique du SWAC de Tetiaroa 80

Tableau 5 : Tableau récapitulatif des coûts du SWAC de Tetiaroa 82

Tableau 6 : Tableau récapitulatif des coûts du SWAC de Tahiti 84

Tableau 7 : Valeurs typiques du SCOP et facteur d'émission moyen pour différents systèmes de climatisation . 85

Tableau 8 : Validité et incertitude des propriétés thermodynamiques de l'eau de mer 96

Tableau 9 : Coefficients des équations de transfert thermique du réseau de distribution 99

Tableau 10 : Liste des paramètres influents liés aux pompes 128

Tableau 11 : Liste des paramètres influents sélectionnés 128

Tableau 12 : Unité des paramètres dans l'expression des méta-modèles 134

Tableau 13 : Comparaison des paramètres entre l'installation de Tetiaroa et la solution optimisée 143

Tableau 14 : Jeux de données d'entrée pour l'estimation du potentiel SWAC 158

Tableau 15 : Données de coût de l'installation SWAC de Tahiti 160

Tableau 16 : Nombre d'emplacements classés par zones et longueurs pour différentes températures de puisage 167

Tableau 17 : Impact de la variation de la température de puisage sur le potentiel SWAC 168

Tableau 18 : Impact du phénomène ENSO sur la température de la source du SWAC 171

Annexes

Liste des annexes:

A1 Propriétés thermodynamiques de l'eau de mer et autres coefficients

A2 Cartographie du potentiel SWAC pour chaque température de puisage

A1 Propriétés thermodynamiques de l'eau de mer et autres coefficients

A1.1 Coefficients des propriétés de l'eau de mer

a_1	9.9992293295 * 10 ** (2)
a_2	2.0341179217 * 10 ** (-2)
a_3	-6.1624591598 * 10 ** (-3)
a_4	2.2614664708 * 10 ** (-5)
a_5	-4.6570659168 * 10 ** (-8)
b_1	8.0200240891 * 10 ** (2)
b_2	-2.0005183488 * 10 ** (0)
b_3	1.6771024982 * 10 ** (-2)
b_4	-3.0600536746 * 10 ** (-5)
b_5	-1.6132224742 * 10 ** (-5)
$A_1(S)$	5.328 - 9.76 * 10 ** (-2) * S + 4.04 * 10 ** (-4) * (S) ** 2
$A_2(S)$	-6.913 * 10 ** (-3) + 7.351 * 10 ** (-4) * (S) - 3.15 * 10 ** (-6) * (S) ** 2
$A_3(S)$	9.6 * 10 ** (-6) - 1.927 * 10 ** (-6) * (S) + 8.23 * 10 ** (-9) * (S) ** 2
$A_4(S)$	2.5 * 10 ** (-9) + 1.666 * 10 ** (-9) * (S) - 7.125 * 10 ** (-12) * (S) ** 2
$B_1(S)$	log(240 + 0.0002 * S) / log(10)
$B_2(T,S)$	(343.5 + 0.037 * S) / (T + 273.15)
$B_3(T,S)$	(T + 273.15) / (647.3 + .03 * S)

c_1	0.15700386464
c_2	64.99262005
c_3	-91.296496657
c_4	0.000042844324477
c_5	1.540913604
c_6	0.019981117208
c_7	-0.000095203865864
c_8	7.9739318223
c_9	-0.075614568881
c_{10}	0.00047237011074

A1.2 Coefficients des pompes

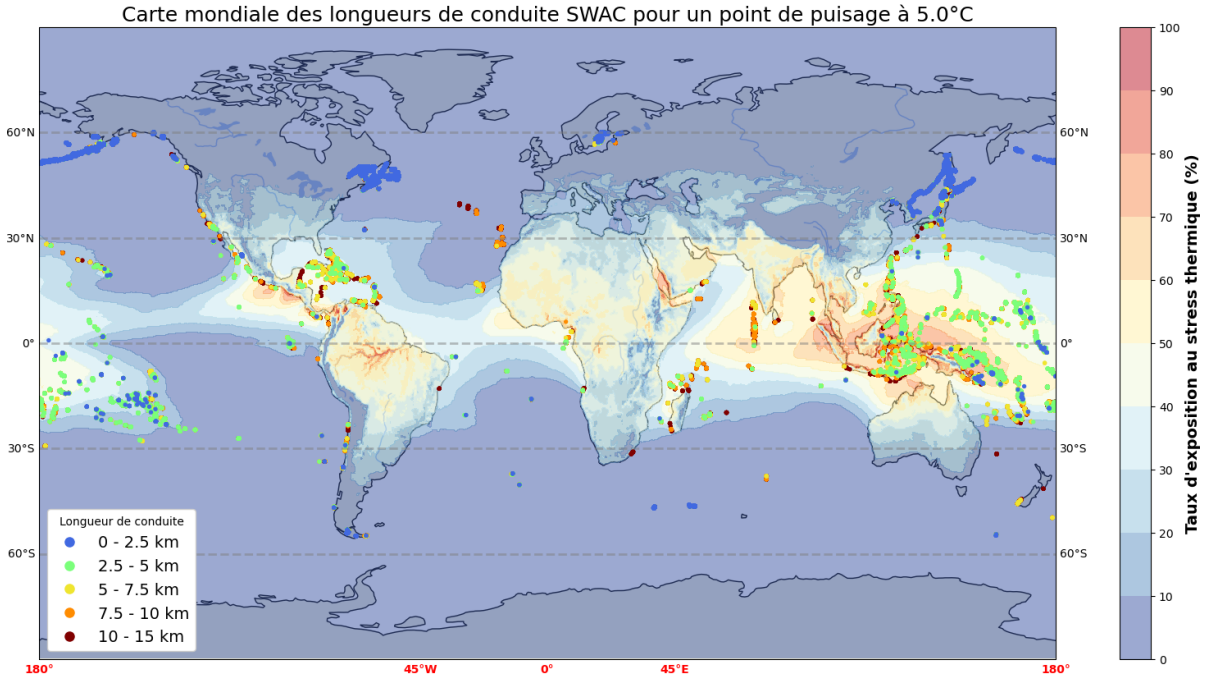
Coefficients	Primaire	Secondaire
C_1	0.6647	0.4429
C_2	0.4575	0.5582
C_3	-0.1796	0.1013
C_4	0.0576	-0.1017

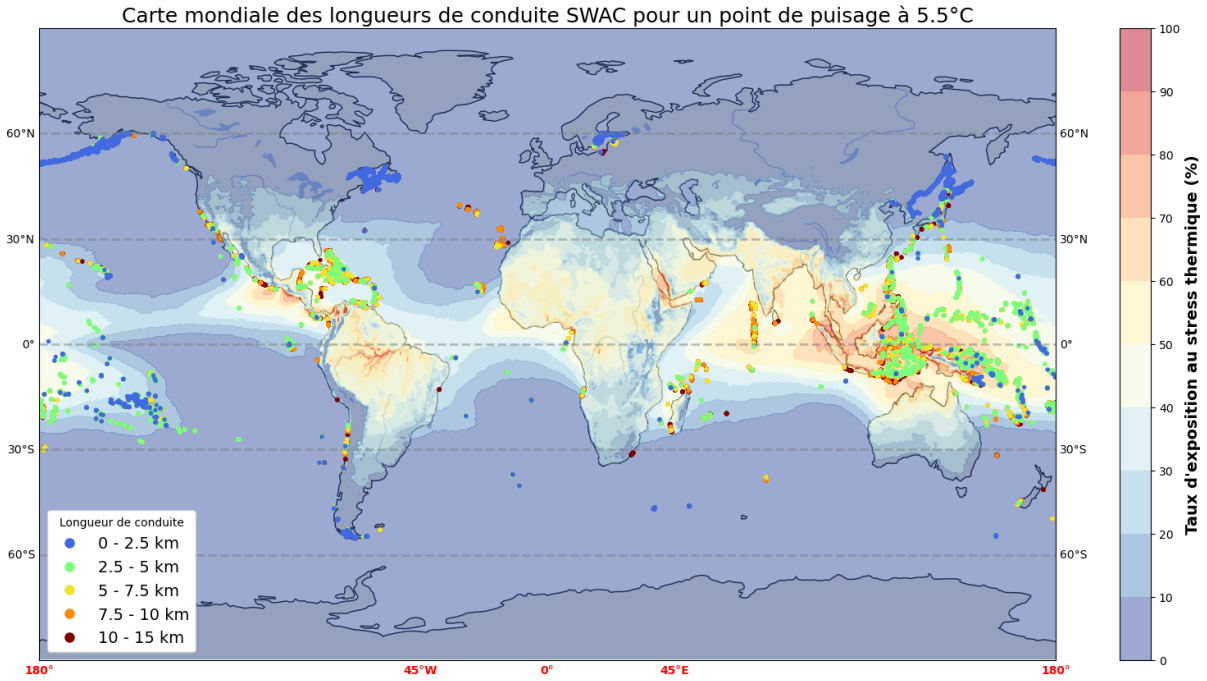
A1.3 Coefficients des ventilo-convecteurs

c_1	0.0278
c_2	0.0266
c_3	-0.0871
c_4	1.0309
c_5	0

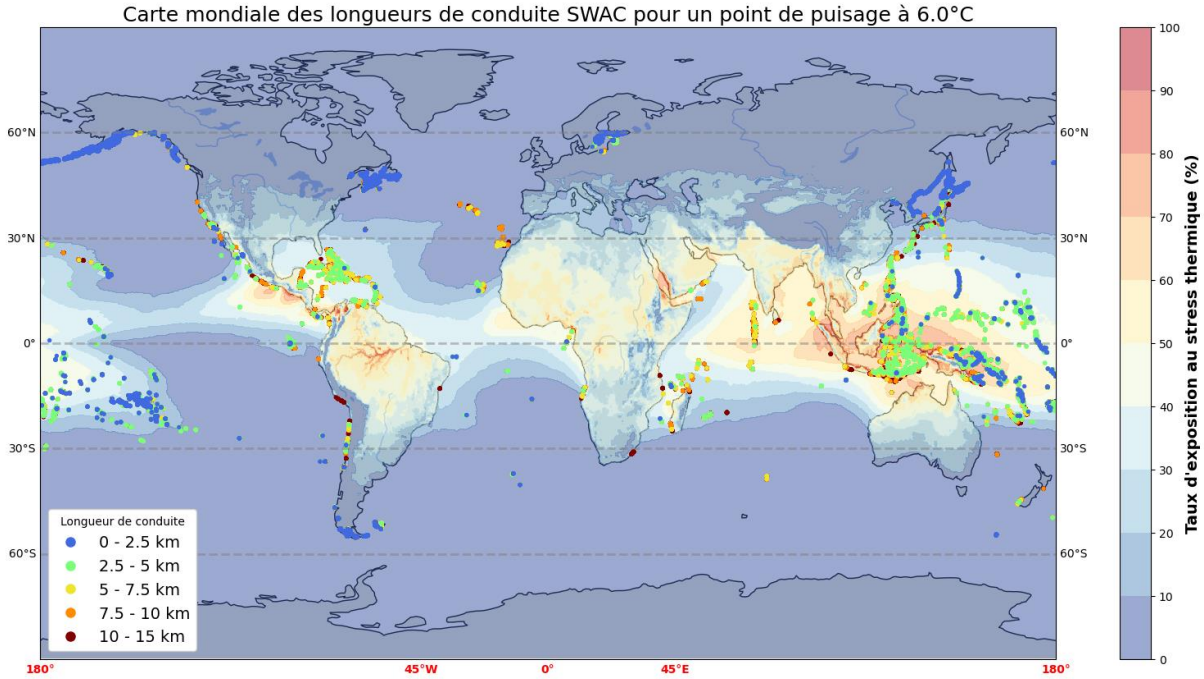
A2 Cartographie du potentiel SWAC pour chaque température de puisage

A2.1 Cartographie mondiale

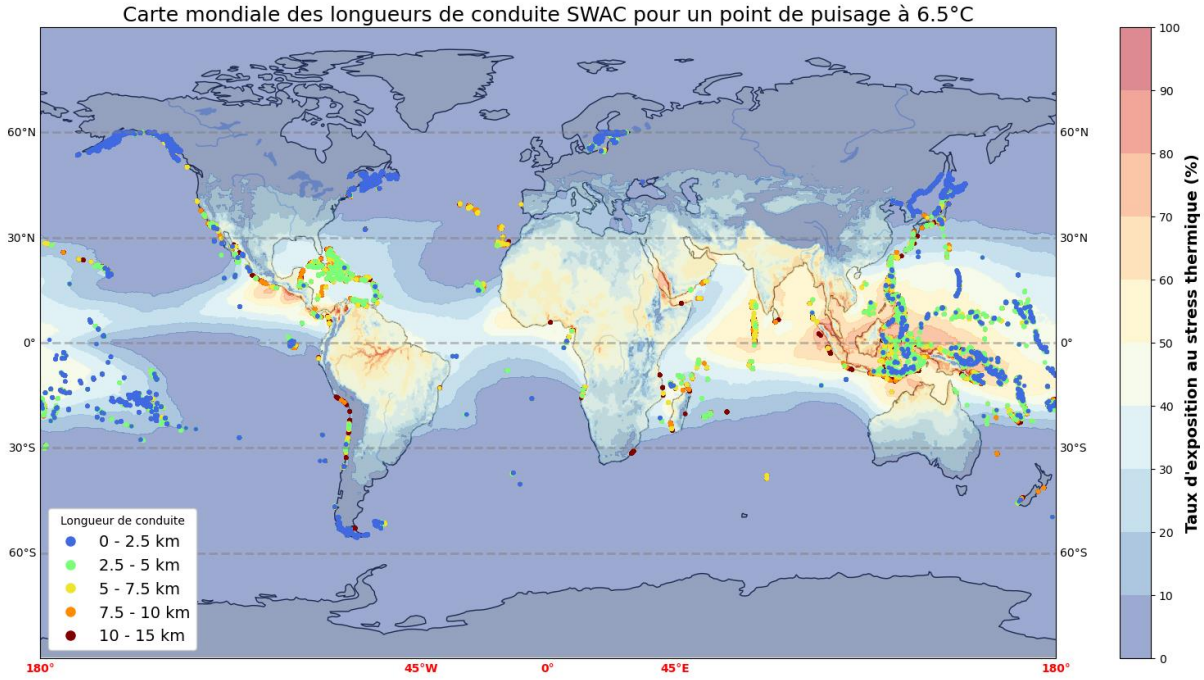




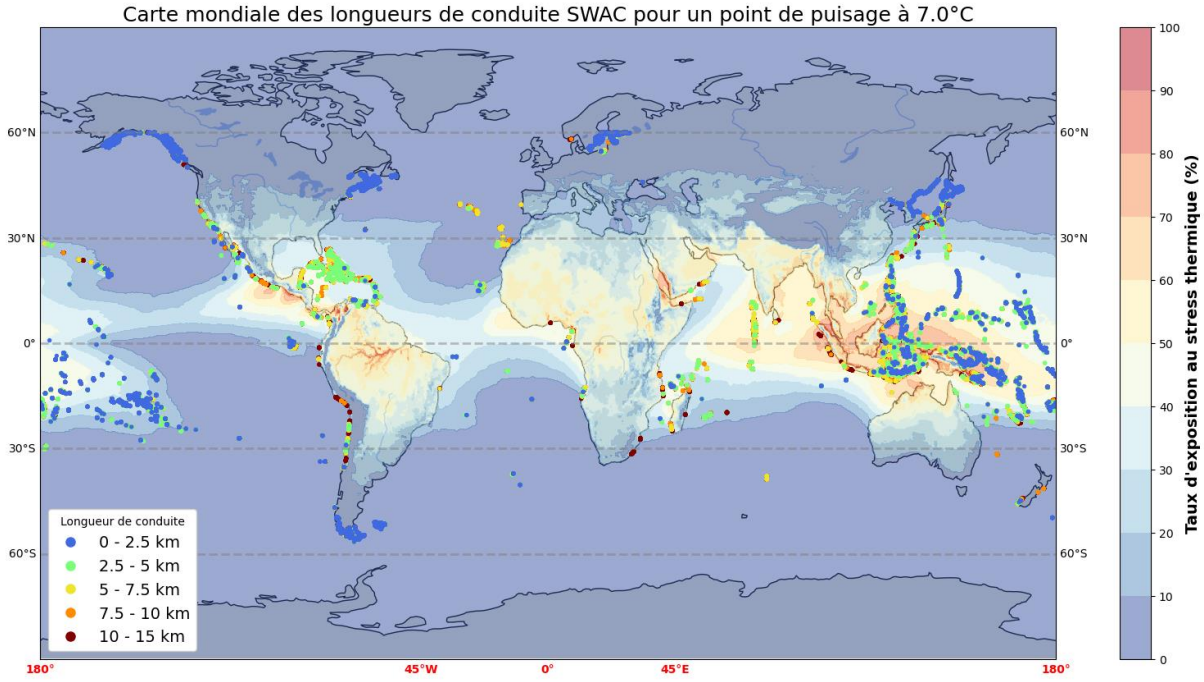
Carte mondiale des longueurs de conduite SWAC pour un point de puisage à 6.0°C



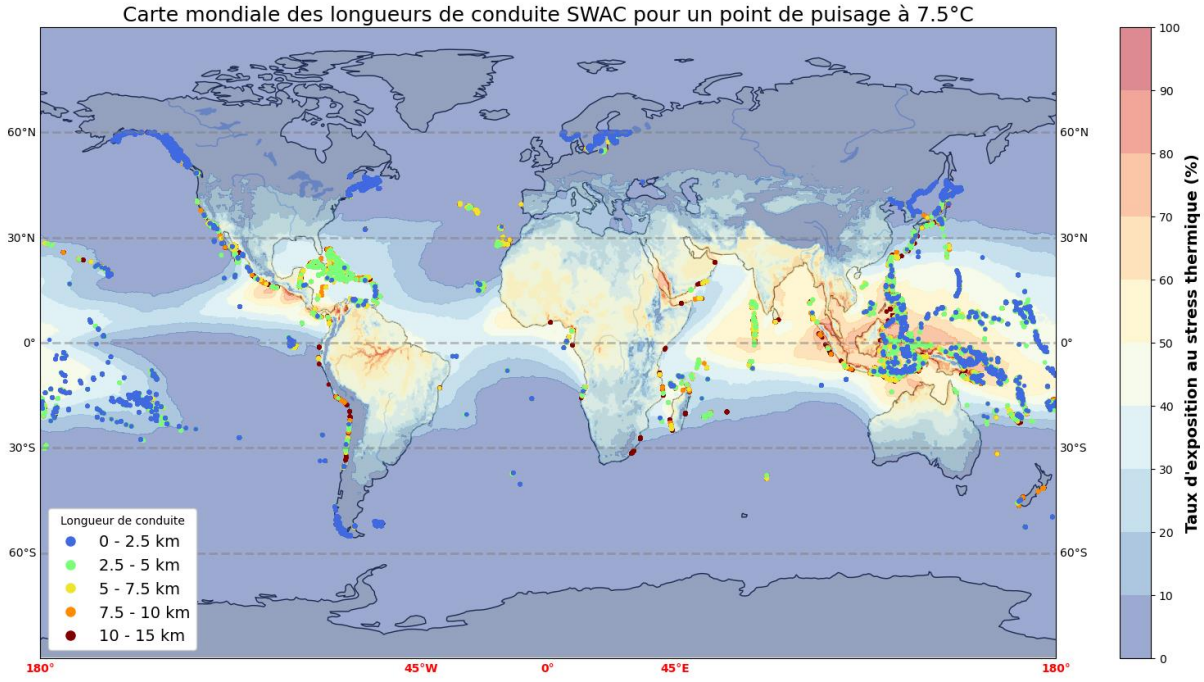
Carte mondiale des longueurs de conduite SWAC pour un point de puisage à 6.5°C



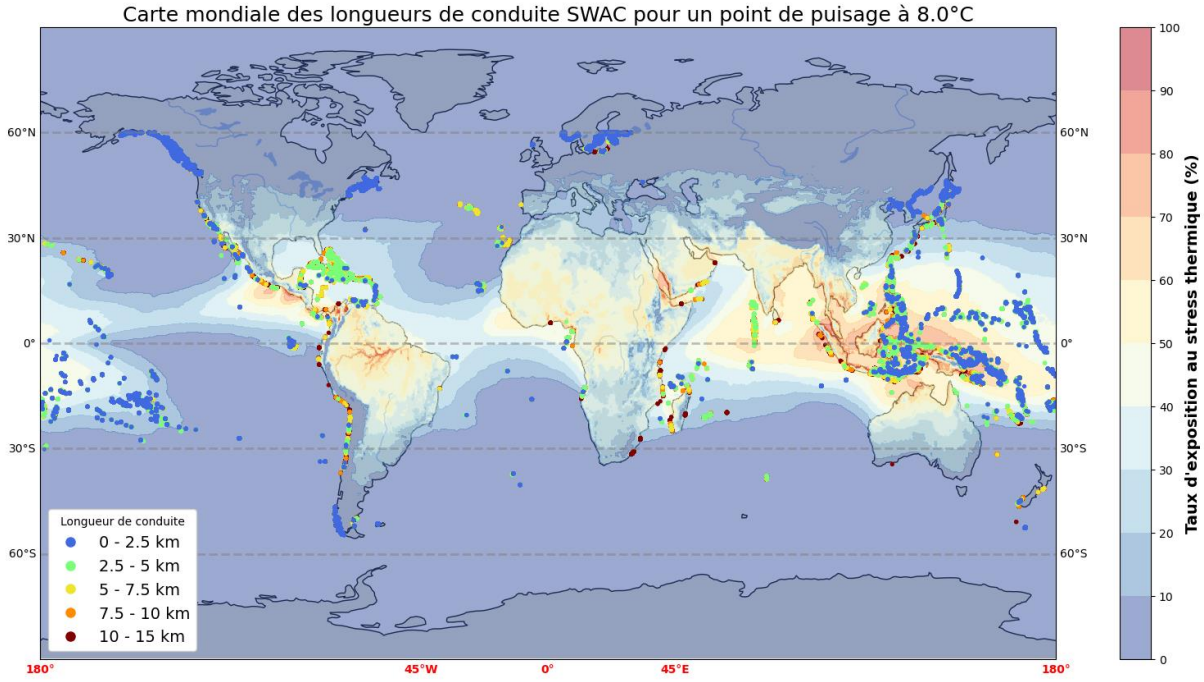
Carte mondiale des longueurs de conduite SWAC pour un point de puisage à 7.0°C



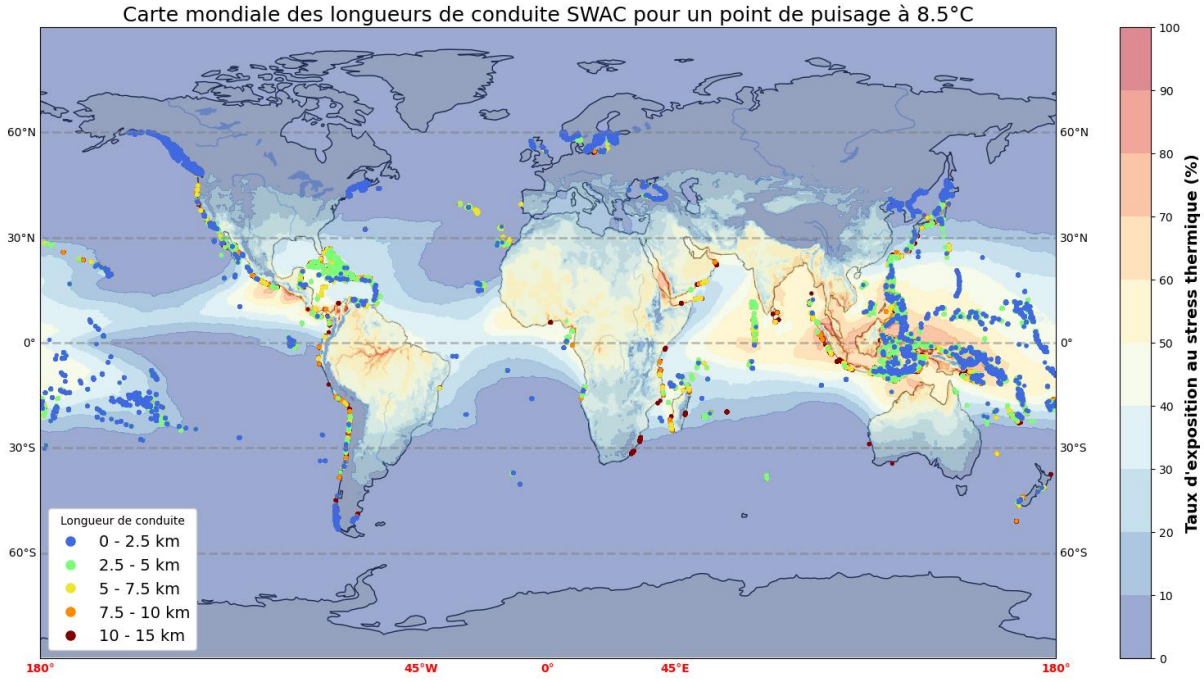
Carte mondiale des longueurs de conduite SWAC pour un point de puisage à 7.5°C



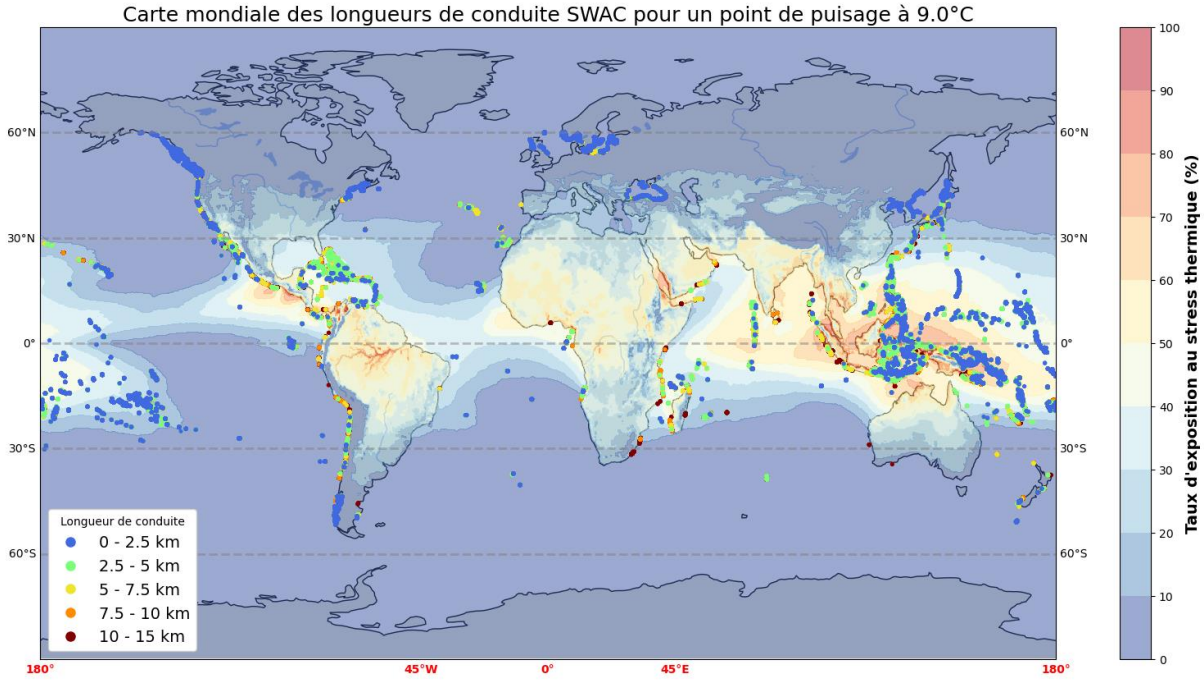
Carte mondiale des longueurs de conduite SWAC pour un point de puisage à 8.0°C



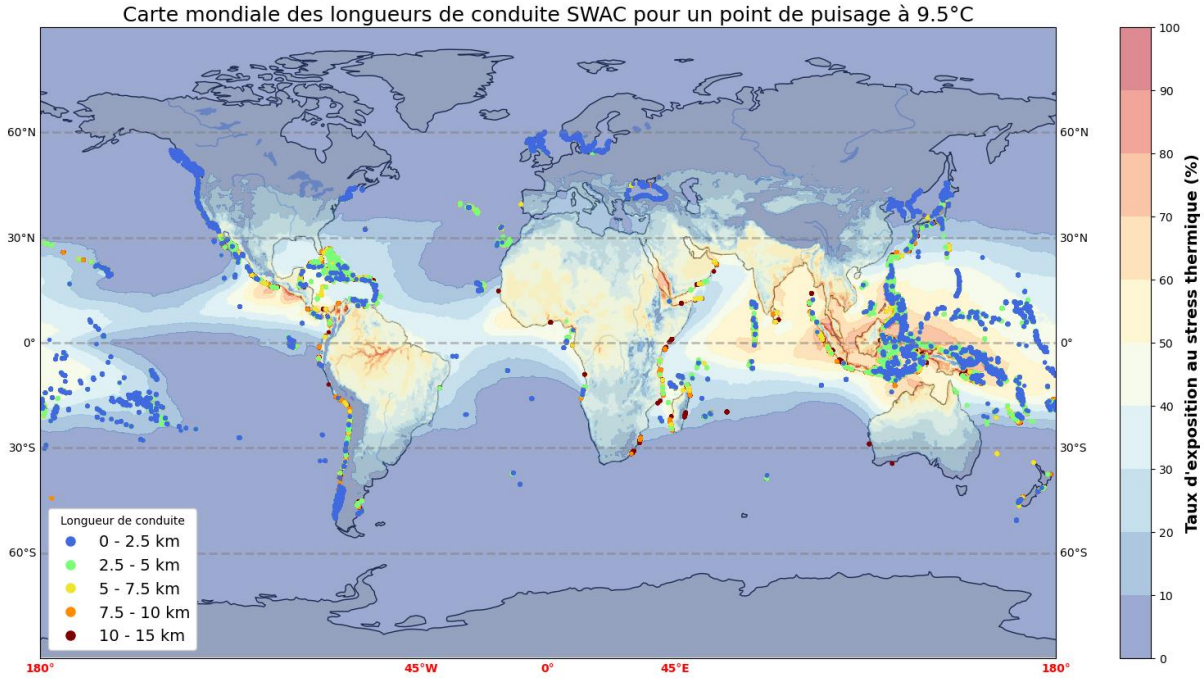
Carte mondiale des longueurs de conduite SWAC pour un point de puisage à 8.5°C



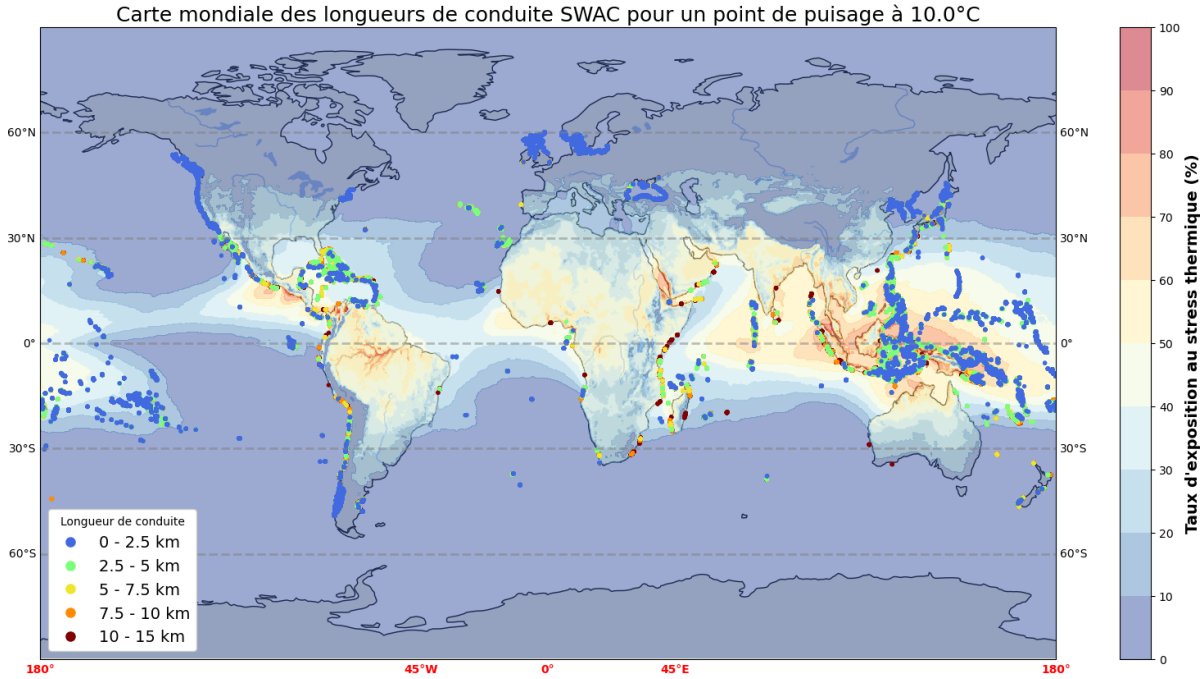
Carte mondiale des longueurs de conduite SWAC pour un point de puisage à 9.0°C



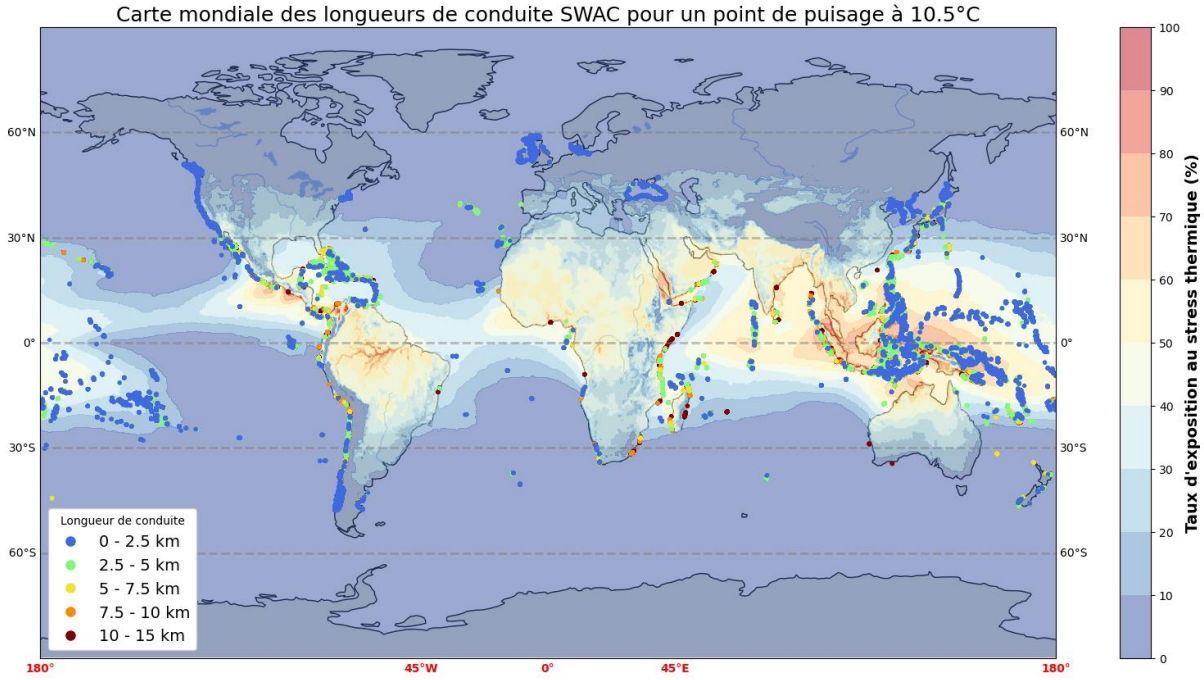
Carte mondiale des longueurs de conduite SWAC pour un point de puisage à 9.5°C



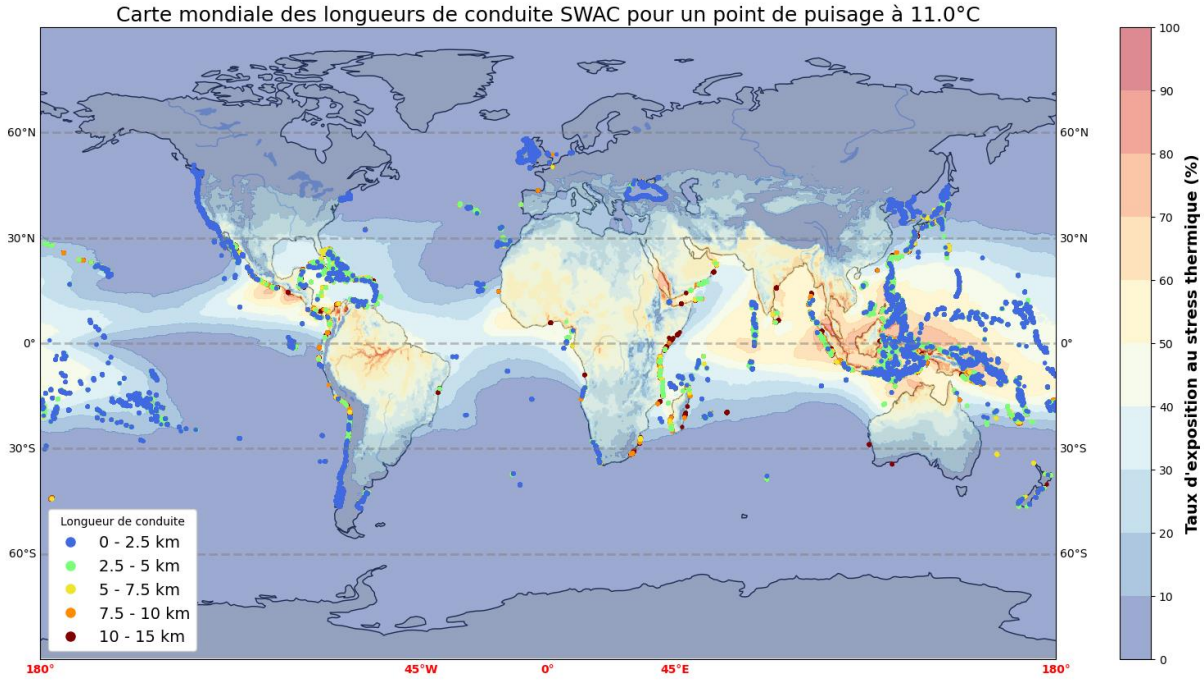
Carte mondiale des longueurs de conduite SWAC pour un point de puisage à 10.0°C



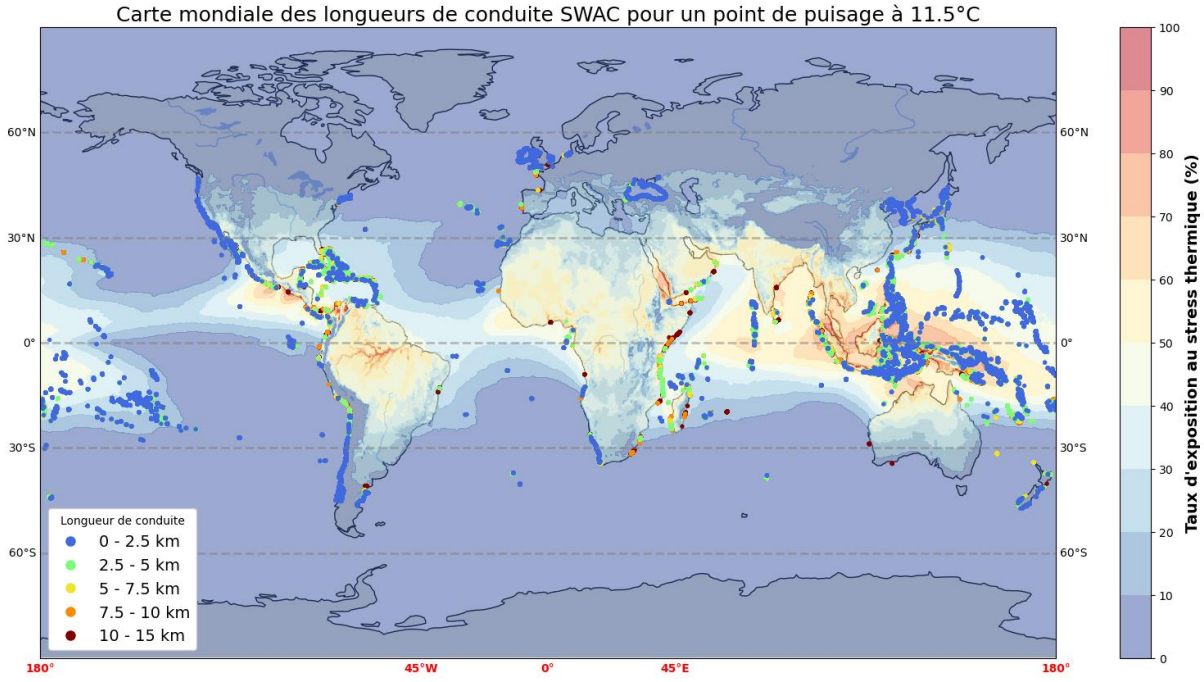
Carte mondiale des longueurs de conduite SWAC pour un point de puisage à 10.5°C



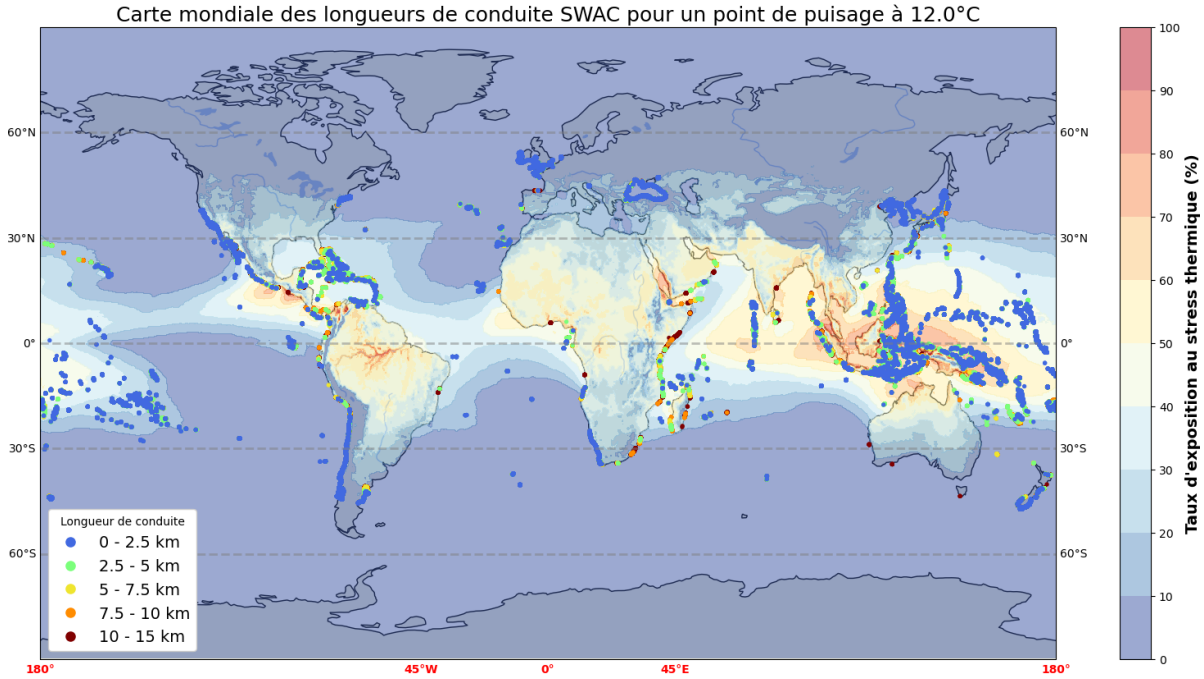
Carte mondiale des longueurs de conduite SWAC pour un point de puisage à 11.0°C



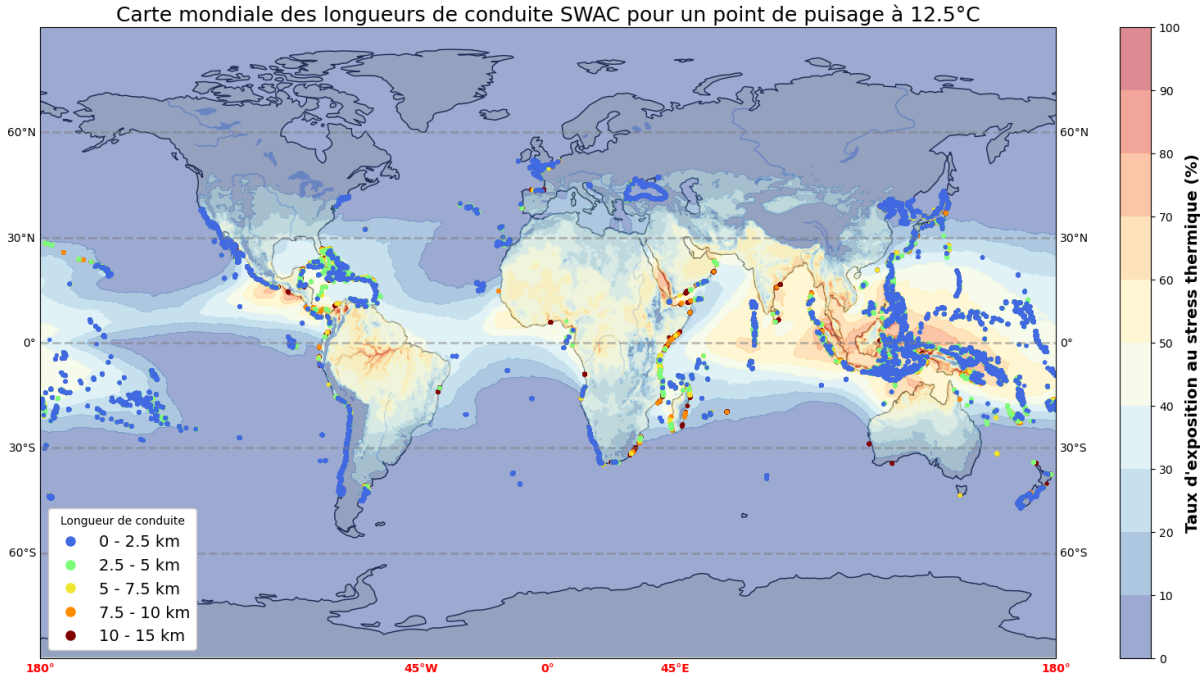
Carte mondiale des longueurs de conduite SWAC pour un point de puisage à 11.5°C



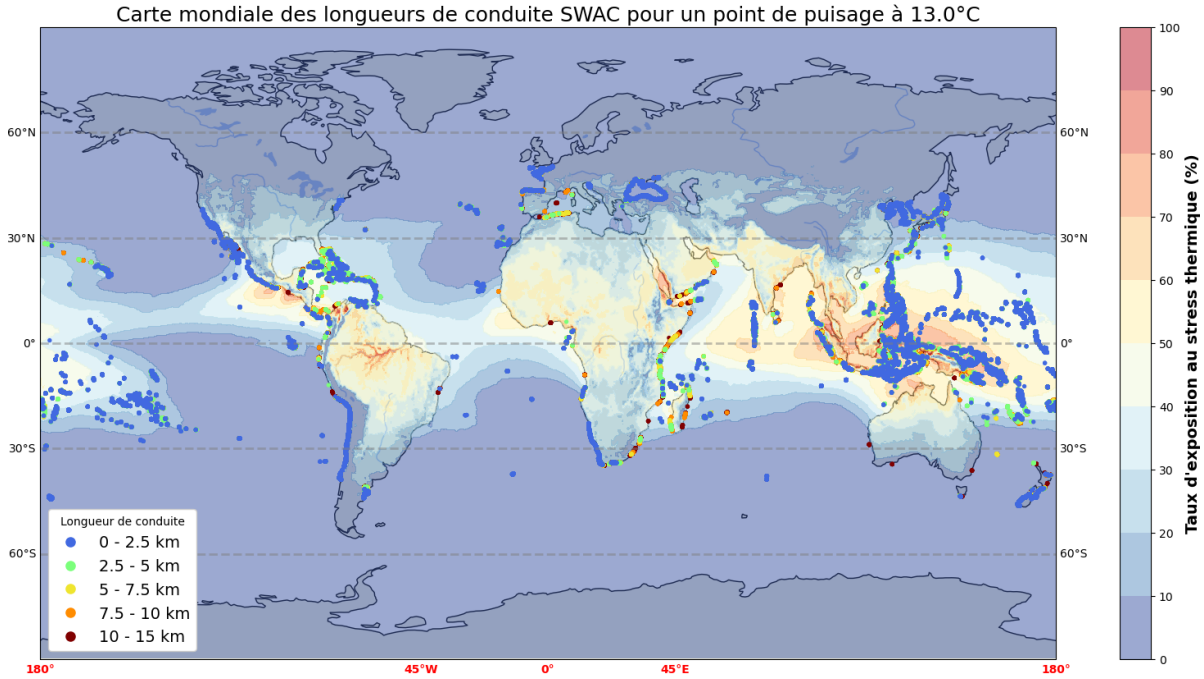
Carte mondiale des longueurs de conduite SWAC pour un point de puisage à 12.0°C



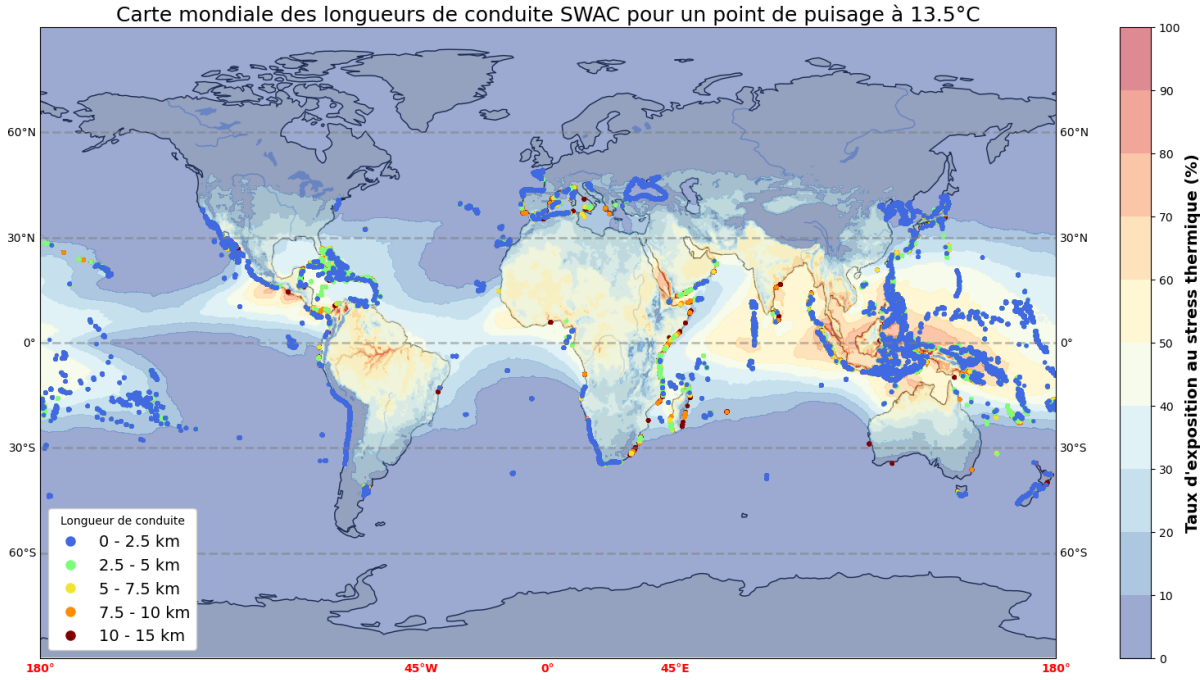
Carte mondiale des longueurs de conduite SWAC pour un point de puisage à 12.5°C



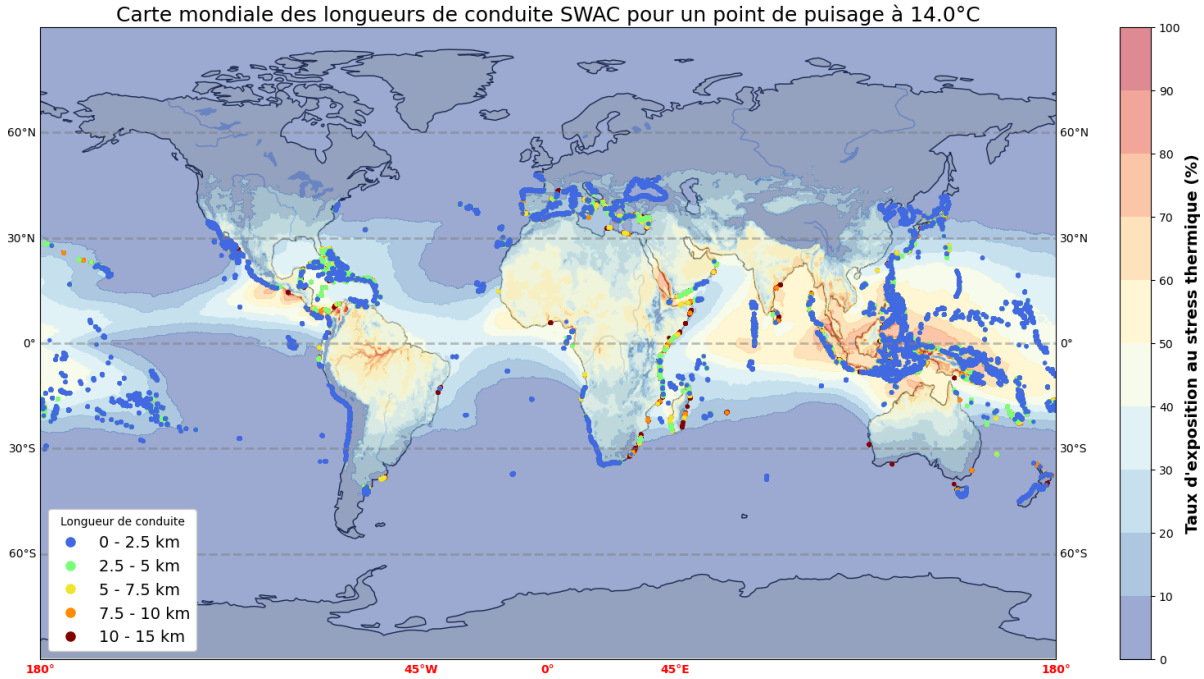
Carte mondiale des longueurs de conduite SWAC pour un point de puisage à 13.0°C



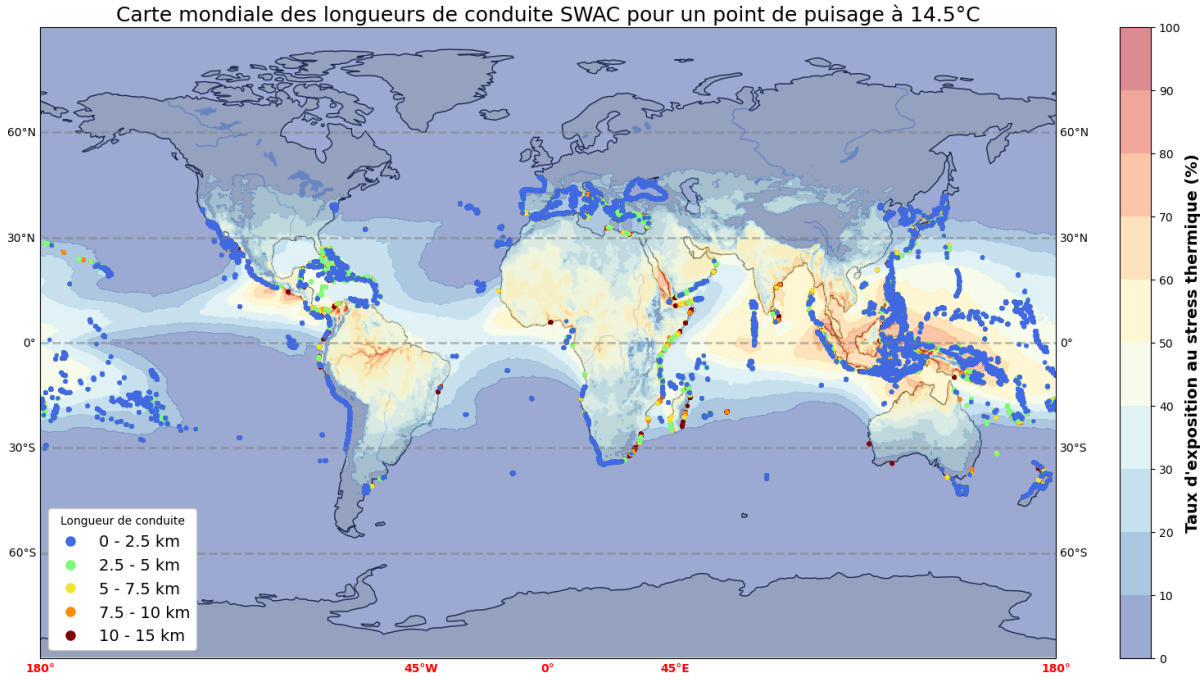
Carte mondiale des longueurs de conduite SWAC pour un point de puisage à 13.5°C

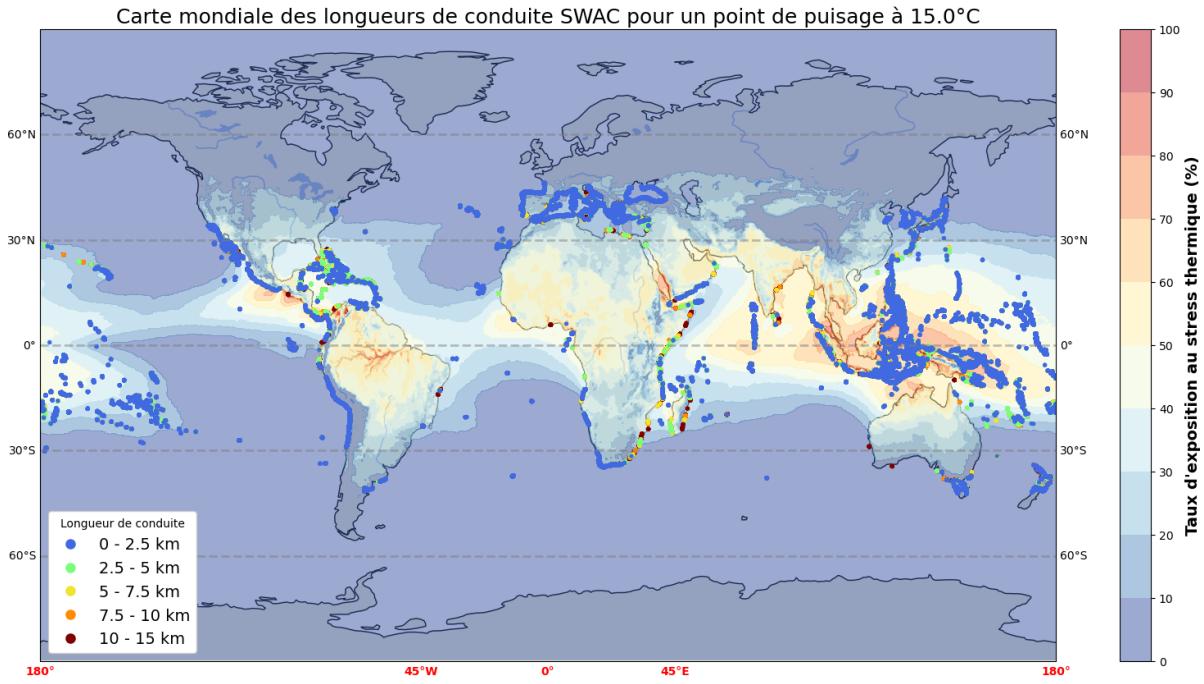


Carte mondiale des longueurs de conduite SWAC pour un point de puisage à 14.0°C



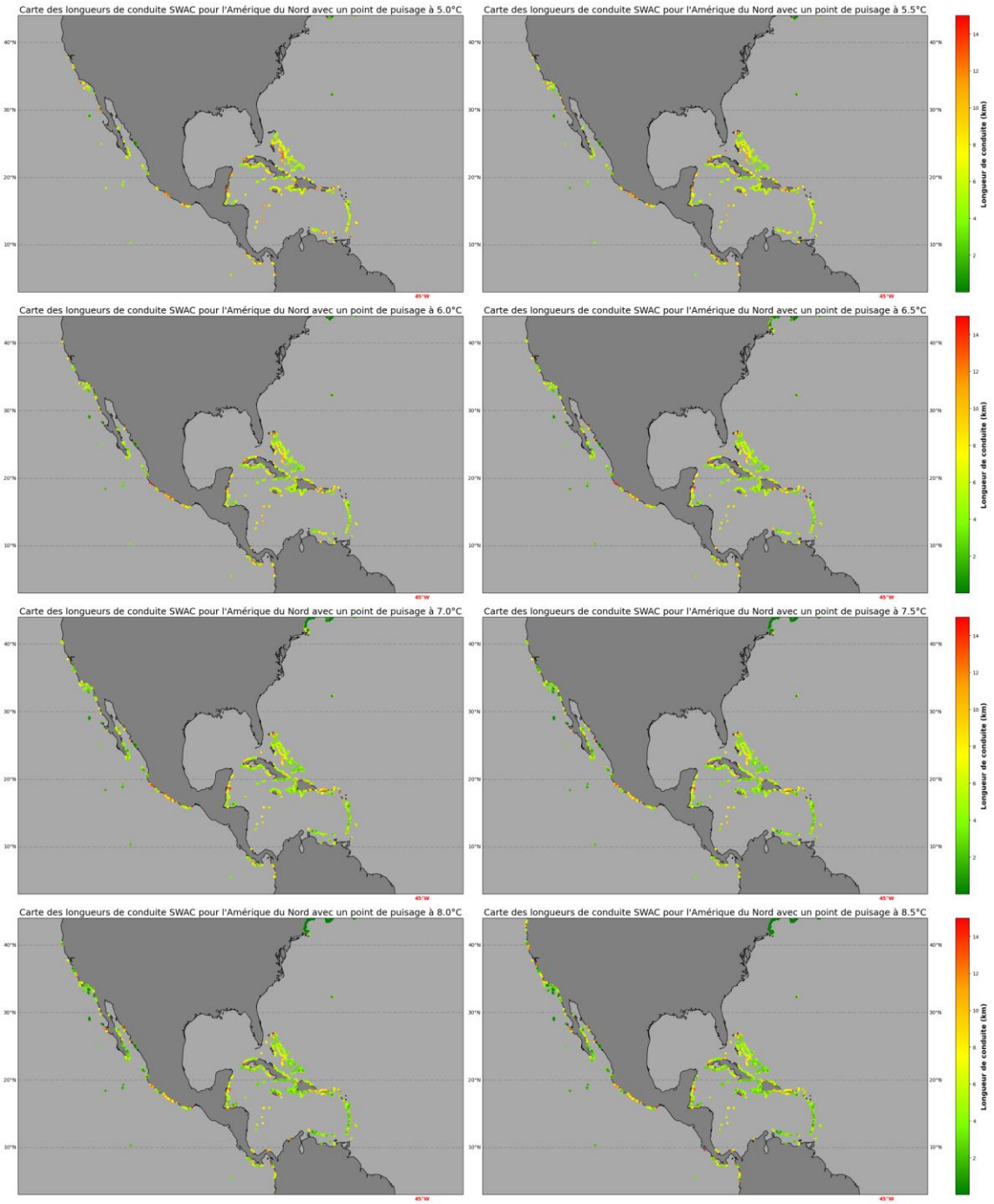
Carte mondiale des longueurs de conduite SWAC pour un point de puisage à 14.5°C

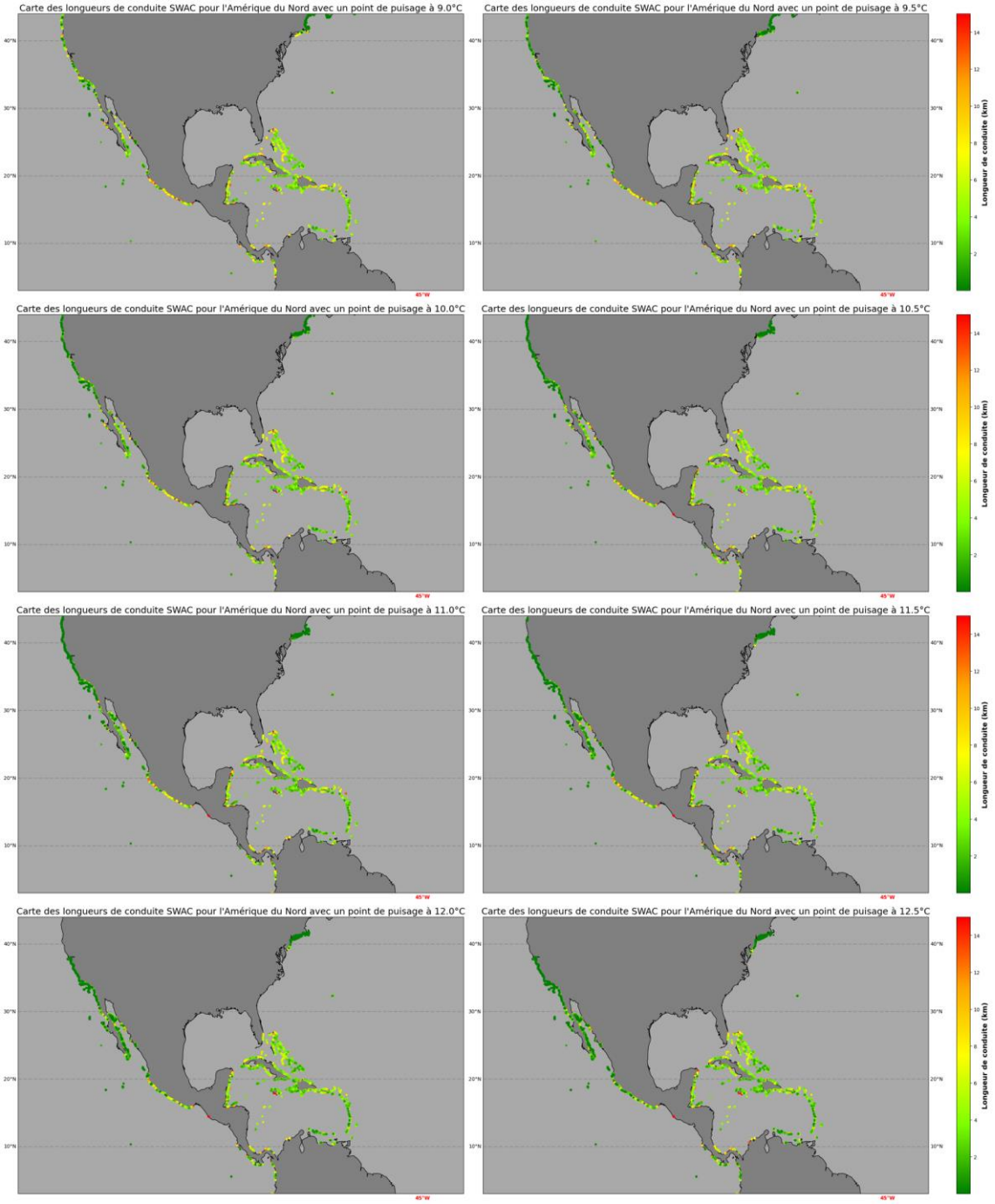


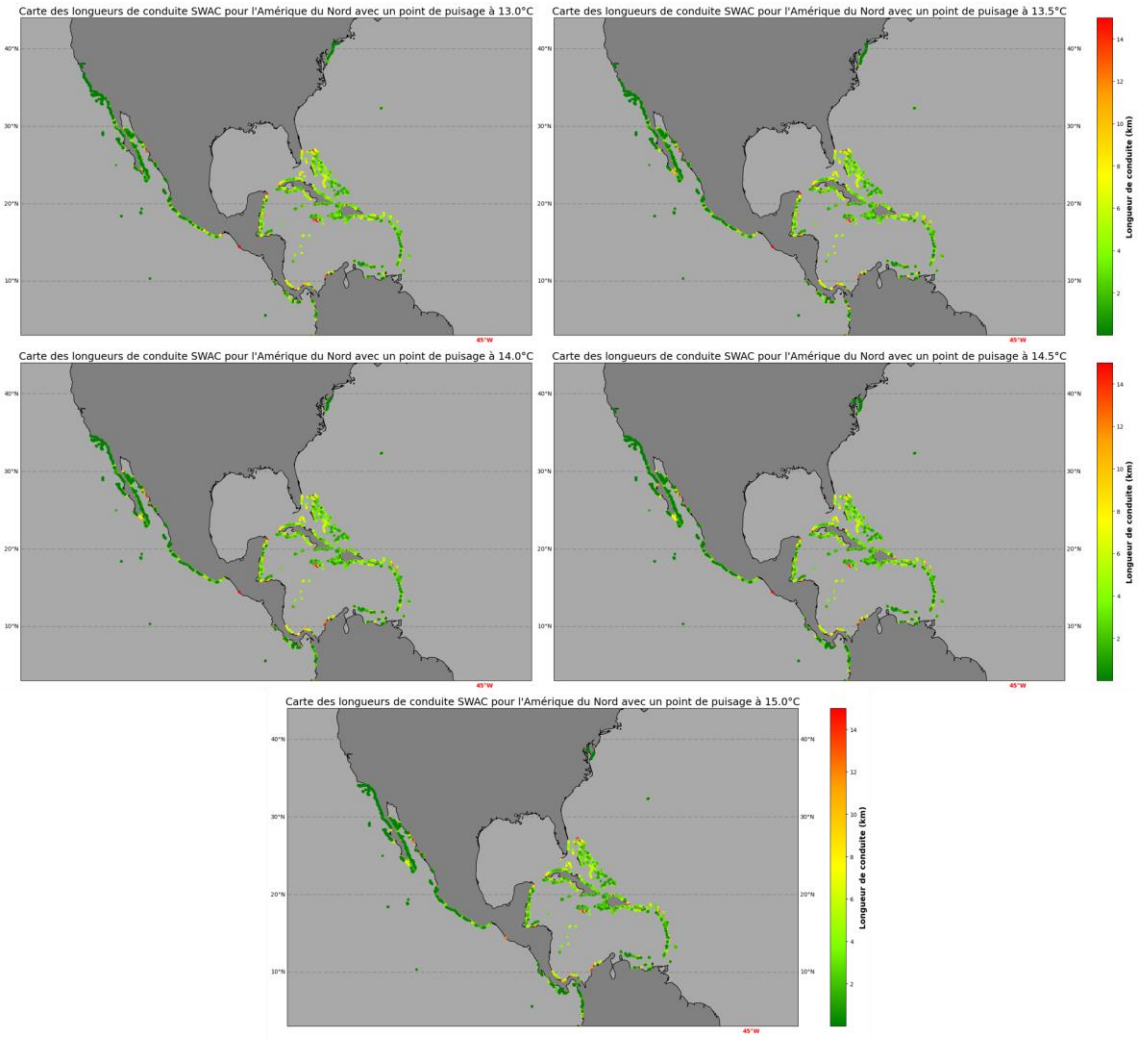

Carte mondiale des longueurs de conduite SWAC pour un point de puisage à 15.0°C
60°N
30°N
0°
30°S
60°S
180°
45°W
0°
45°E
180°
Longueur de conduite
0 - 2.5 km
2.5 - 5 km
5 - 7.5 km
7.5 - 10 km
10 - 15 km
Taux d'exposition au stress thermique (%)
100
90
80
70
60
50
40
30
20
10
0

A2.2 Cartographie par régions

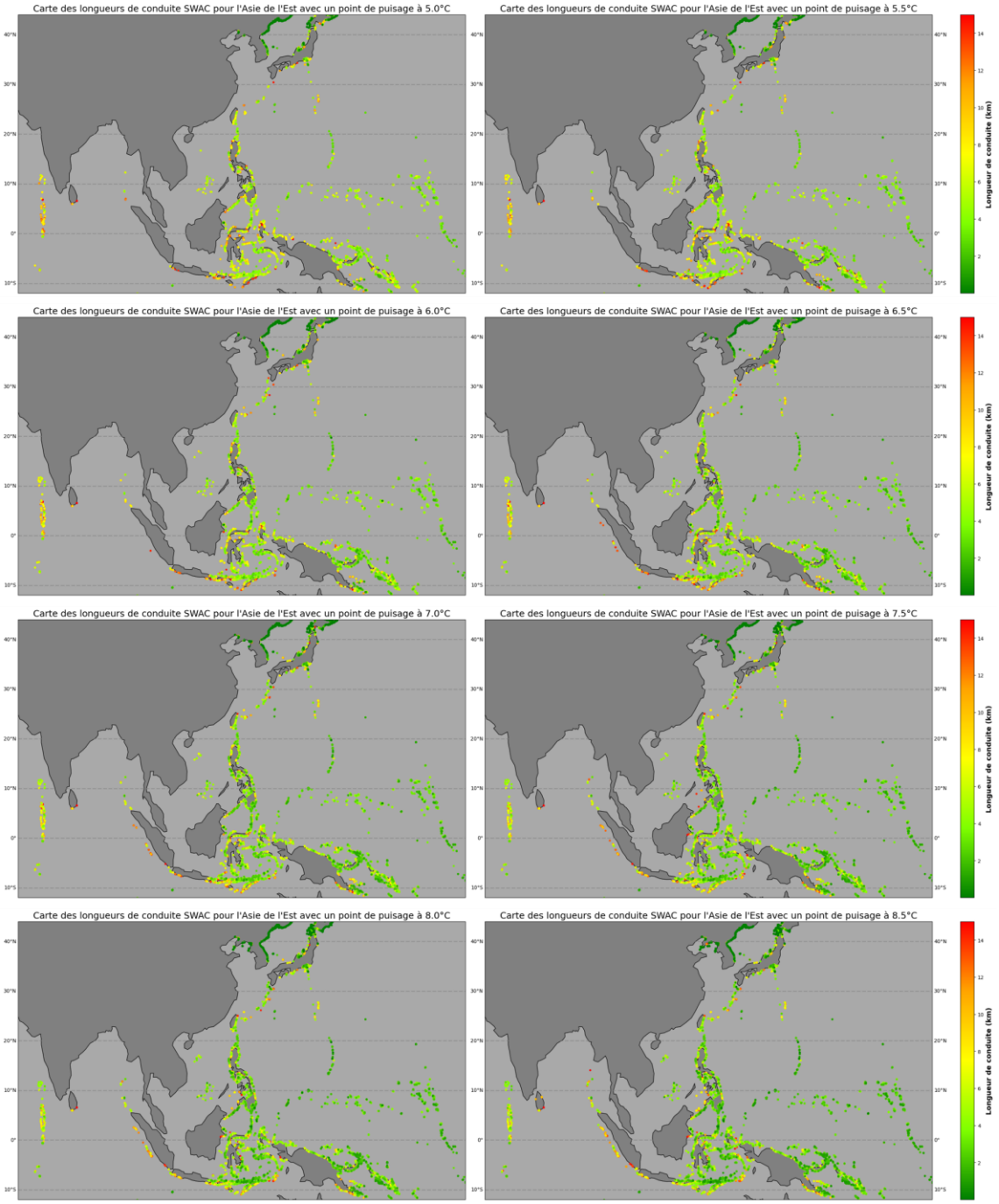
A2.2.1 Région « Amérique du Nord »

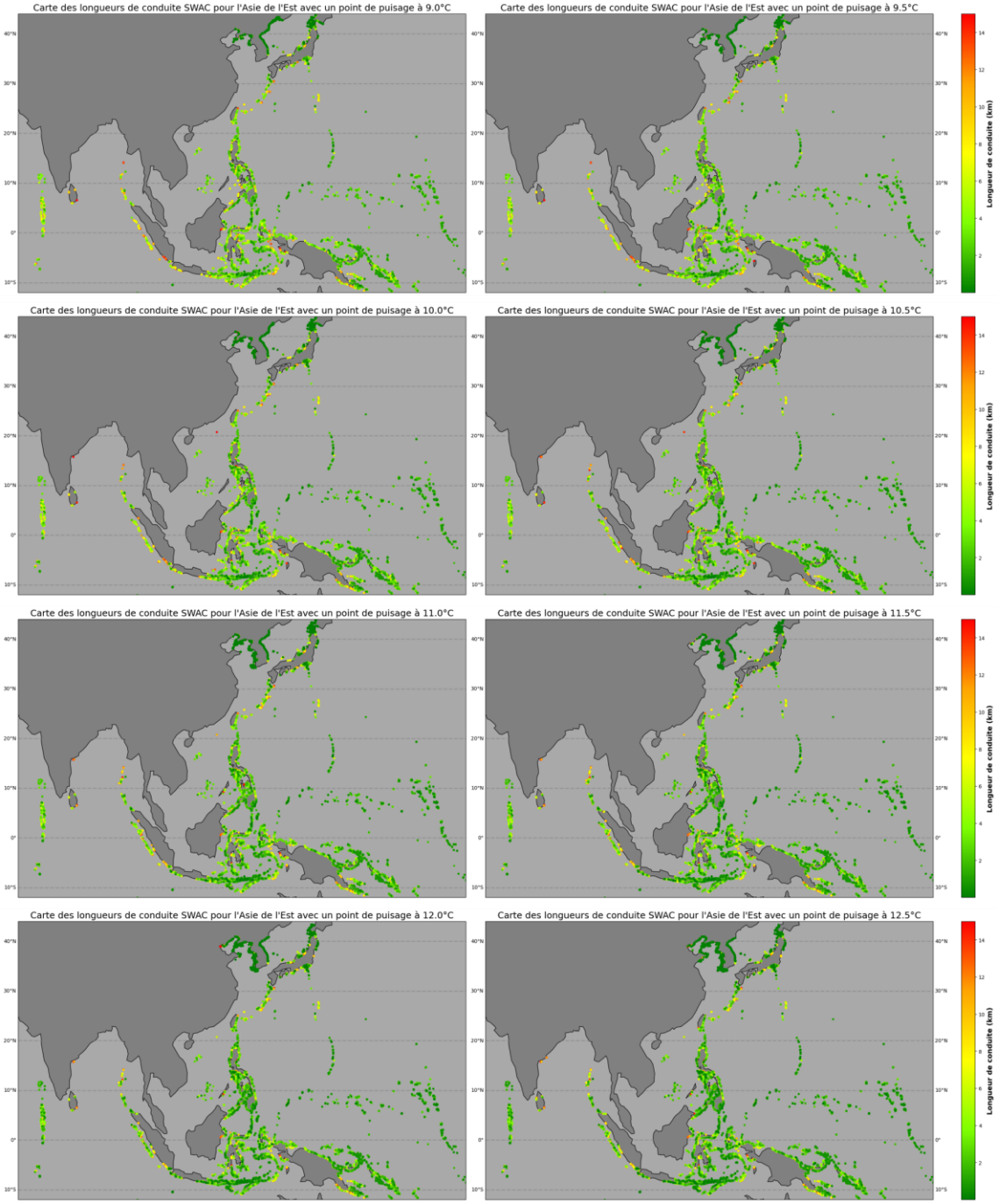


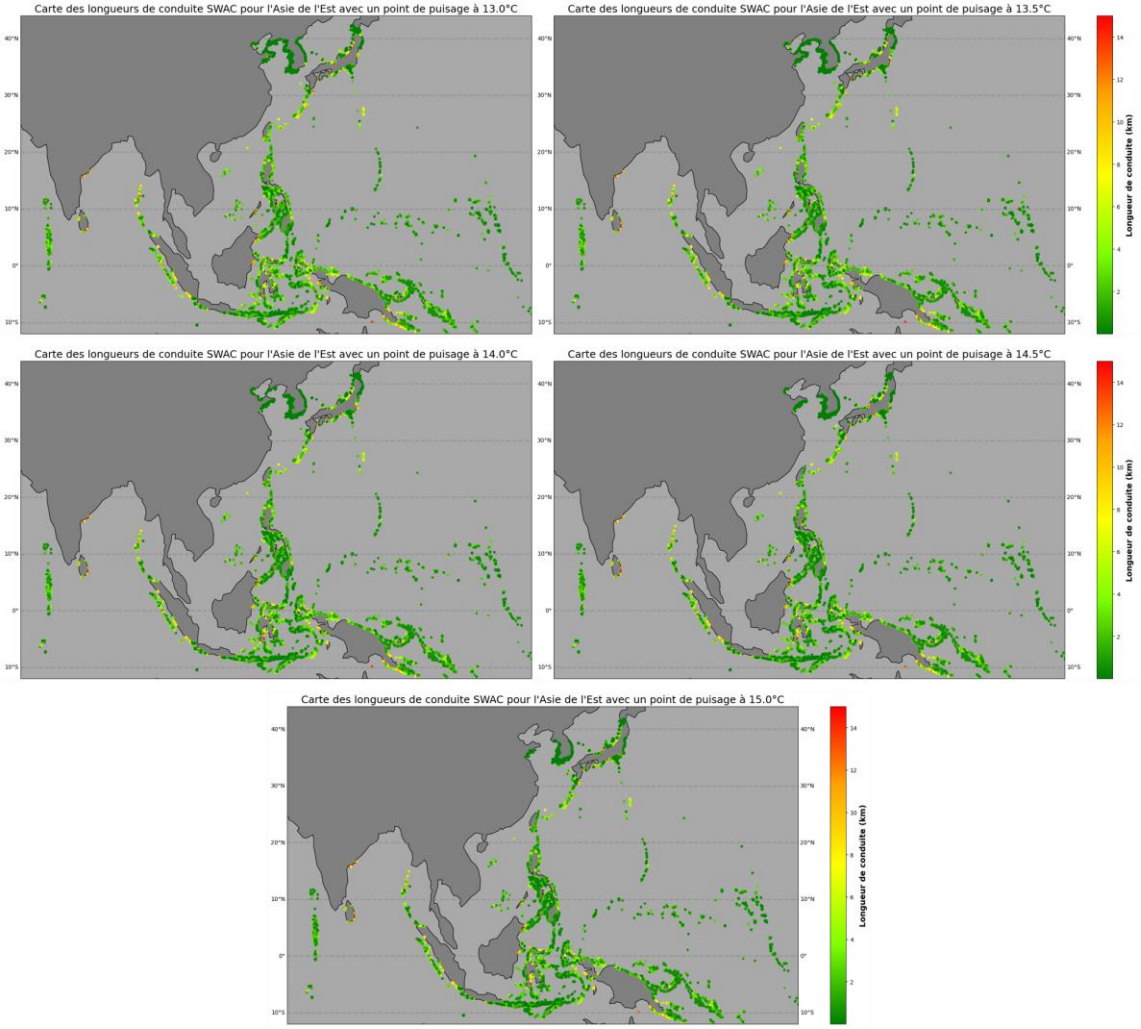

Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Amérique du Nord avec un point de puisage à 9.0°C
Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Amérique du Nord avec un point de puisage à 9.5°C
Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Amérique du Nord avec un point de puisage à 10.0°C
Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Amérique du Nord avec un point de puisage à 10.5°C
Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Amérique du Nord avec un point de puisage à 11.0°C
Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Amérique du Nord avec un point de puisage à 11.5°C
Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Amérique du Nord avec un point de puisage à 12.0°C
Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Amérique du Nord avec un point de puisage à 12.5°C
Longueur de conduite (km)


Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Amérique du Nord avec un point de puisage à 13.0°C
Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Amérique du Nord avec un point de puisage à 13.5°C
Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Amérique du Nord avec un point de puisage à 14.0°C
Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Amérique du Nord avec un point de puisage à 14.5°C
Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Amérique du Nord avec un point de puisage à 15.0°C
Longueur de conduite (km)
40°N
30°N
20°N
10°N
45°W

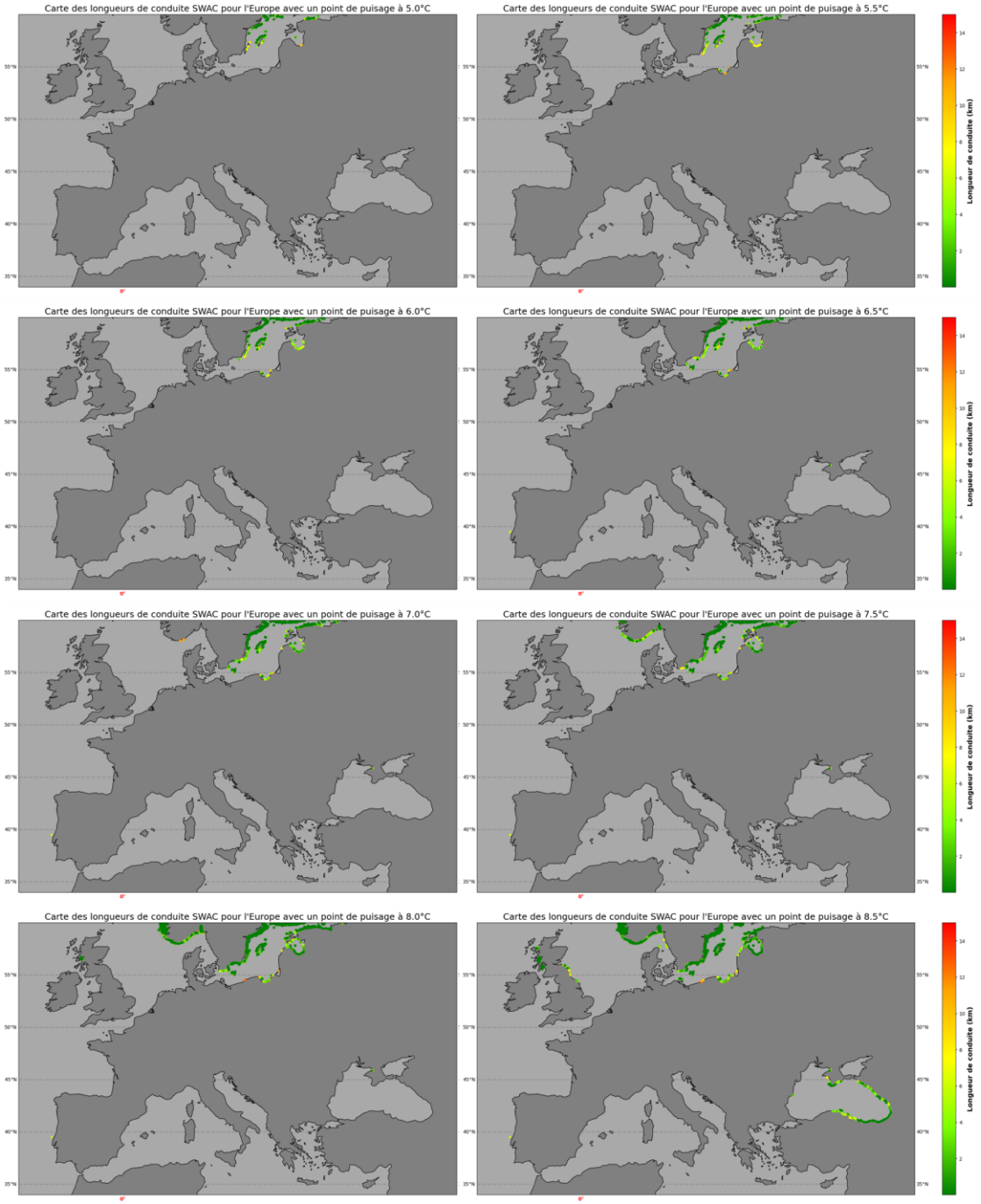
A2.2.2 Région « Asie de l'Est »

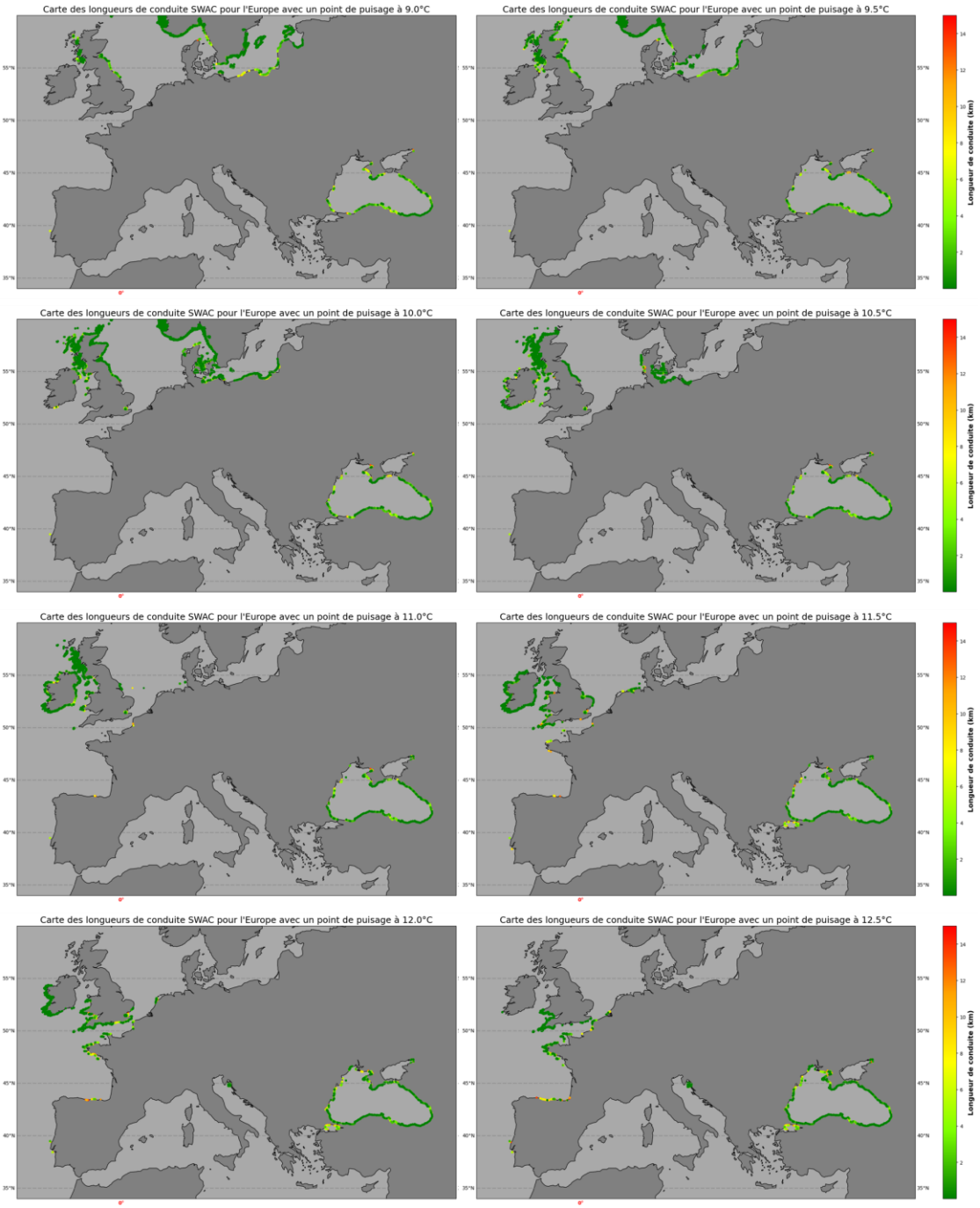


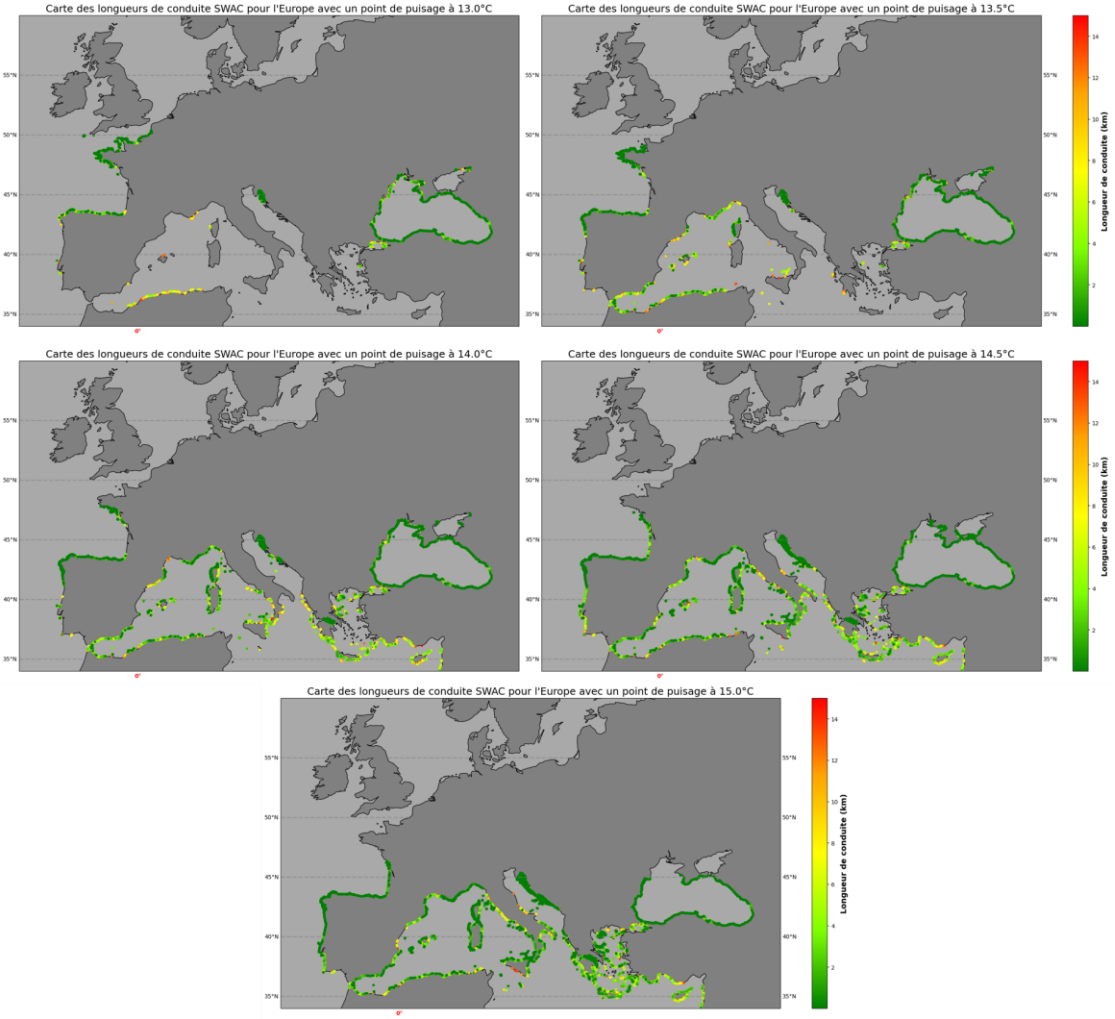

Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Asie de l'Est avec un point de puisage à 9.0°C
Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Asie de l'Est avec un point de puisage à 9.5°C
Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Asie de l'Est avec un point de puisage à 10.0°C
Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Asie de l'Est avec un point de puisage à 10.5°C
Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Asie de l'Est avec un point de puisage à 11.0°C
Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Asie de l'Est avec un point de puisage à 11.5°C
Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Asie de l'Est avec un point de puisage à 12.0°C
Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Asie de l'Est avec un point de puisage à 12.5°C
Longueur de conduite (km)


Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Asie de l'Est avec un point de puisage à 13.0°C
Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Asie de l'Est avec un point de puisage à 13.5°C
Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Asie de l'Est avec un point de puisage à 14.0°C
Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Asie de l'Est avec un point de puisage à 14.5°C
Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Asie de l'Est avec un point de puisage à 15.0°C
Longueur de conduite (km)

A2.2.3 Région « Europe »




Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Europe avec un point de puisage à 9.0°C
Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Europe avec un point de puisage à 9.5°C
Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Europe avec un point de puisage à 10.0°C
Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Europe avec un point de puisage à 10.5°C
Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Europe avec un point de puisage à 11.0°C
Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Europe avec un point de puisage à 11.5°C
Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Europe avec un point de puisage à 12.0°C
Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Europe avec un point de puisage à 12.5°C
Longueur de conduite (km)


Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Europe avec un point de puisage à 13.0°C
Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Europe avec un point de puisage à 13.5°C
Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Europe avec un point de puisage à 14.0°C
Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Europe avec un point de puisage à 14.5°C
Carte des longueurs de conduite SWAC pour l'Europe avec un point de puisage à 15.0°C
Longueur de conduite (km)

A2.3 Métriques par régions

A2.3.1 Nombre de points favorables à la technologie SWAC

Température 5,0°C :	US	Asie	Europe
0-2,5 km	376	12913	5617
2,5-5 km	1922	14952	2976
5-7,5 km	8732	35160	2914
7,5-10 km	10152	29772	1498
10-15 km	16367	35177	1980
Total	37549	127974	14985
Température 5,5°C :	US	Asie	Europe
0-2,5 km	627	15692	8255
2,5-5 km	3257	23185	4175
5-7,5 km	11749	35688	4823
7,5-10 km	11169	33590	2242
10-15 km	18605	35020	3497
Total	45407	143175	22992
Température 6,0°C :	US	Asie	Europe
0-2,5 km	1280	18433	12487
2,5-5 km	4817	29049	5727
5-7,5 km	13985	39370	6459
7,5-10 km	13017	33362	2481
10-15 km	19624	35611	3302
Total	52723	155825	30456
Température 6,5°C :	US	Asie	Europe
0-2,5 km	2732	23265	20780
2,5-5 km	8556	33324	8735
5-7,5 km	16946	46431	8959
7,5-10 km	15111	29743	2956
10-15 km	21457	38852	3433
Total	64802	171615	44863

Température 7,0°C :	US	Asie	Europe
0-2,5 km	11683	28552	32683
2,5-5 km	12634	36969	11404
5-7,5 km	19823	52099	10023
7,5-10 km	16872	28201	3038
10-15 km	22541	39973	3307
Total	83553	185794	60455
Température 7,5°C :	US	Asie	Europe
0-2,5 km	21666	33050	58717
2,5-5 km	14388	40576	16599
5-7,5 km	19390	55019	12593
7,5-10 km	16841	28977	4422
10-15 km	21464	41242	4710
Total	93749	198864	97041
Température 8,0°C :	US	Asie	Europe
0-2,5 km	28429	34142	92411
2,5-5 km	15089	46618	17413
5-7,5 km	19498	55050	12755
7,5-10 km	17239	31070	4101
10-15 km	22471	41738	5260
Total	102726	208618	131940
Température 8,5°C :	US	Asie	Europe
0-2,5 km	31062	35640	92475
2,5-5 km	16415	55690	15498
5-7,5 km	19706	51489	13062
7,5-10 km	18330	34716	4266
10-15 km	22889	41486	4764
Total	108402	219021	130065

Température 9,0°C :	US	Asie	Europe
0-2,5 km	33619	39536	62551
2,5-5 km	18125	64474	15006
5-7,5 km	21153	48511	11381
7,5-10 km	19311	37680	3463
10-15 km	24380	40665	3309
Total	116588	230866	95710
Température 9,5°C :	US	Asie	Europe
0-2,5 km	30830	41496	60034
2,5-5 km	21519	71693	14192
5-7,5 km	24100	47471	10715
7,5-10 km	19991	39680	3201
10-15 km	25556	41023	3341
Total	121996	241363	91483
Température 10,0°C :	US	Asie	Europe
0-2,5 km	19419	46667	90572
2,5-5 km	24113	77200	15178
5-7,5 km	24627	47884	11137
7,5-10 km	20317	41829	3617
10-15 km	24500	41175	3771
Total	112976	254755	124275
Température 10,5°C :	US	Asie	Europe
0-2,5 km	25342	53340	55232
2,5-5 km	24375	83067	10325
5-7,5 km	24557	48627	7842
7,5-10 km	19813	43127	2913
10-15 km	25104	41767	3008
Total	119191	269928	79320

Température 11,0°C :	US	Asie	Europe
0-2,5 km	29403	63565	42078
2,5-5 km	24600	89328	7588
5-7,5 km	26015	49117	5657
7,5-10 km	19877	44294	2066
10-15 km	24831	42478	2107
Total	124726	288782	59496
Température 11,5°C :	US	Asie	Europe
0-2,5 km	32077	73311	34510
2,5-5 km	25124	92827	7729
5-7,5 km	27340	50304	5647
7,5-10 km	19859	44597	2266
10-15 km	24789	43239	2567
Total	129189	304278	52719
Température 12,0°C :	US	Asie	Europe
0-2,5 km	36081	83700	36399
2,5-5 km	25522	96206	8323
5-7,5 km	29068	52717	5555
7,5-10 km	20029	44548	2194
10-15 km	25727	43430	2842
Total	136427	320601	55313
Température 12,5°C :	US	Asie	Europe
0-2,5 km	37978	98315	28985
2,5-5 km	26073	98443	6708
5-7,5 km	30564	54458	5196
7,5-10 km	20364	44477	2299
10-15 km	26583	44156	2987
Total	141562	339849	46175

Température 13,0°C :	US	Asie	Europe
0-2,5 km	32889	112851	32141
2,5-5 km	26910	98921	8697
5-7,5 km	30962	56348	7619
7,5-10 km	20310	43151	4550
10-15 km	25746	44261	4947
Total	136817	355532	57954
Température 13,5°C :	US	Asie	Europe
0-2,5 km	32552	125987	47118
2,5-5 km	28842	97289	14480
5-7,5 km	32555	57428	12725
7,5-10 km	20248	41834	6757
10-15 km	24637	43928	8714
Total	138834	366466	89794
Température 14,0°C :	US	Asie	Europe
0-2,5 km	35232	132110	60335
2,5-5 km	29476	95714	20737
5-7,5 km	31912	58699	21445
7,5-10 km	19948	40679	11655
10-15 km	24250	44217	13887
Total	140818	371419	128059
Température 14,5°C :	US	Asie	Europe
0-2,5 km	39767	134698	85039
2,5-5 km	30644	94030	32006
5-7,5 km	31438	59867	27208
7,5-10 km	20256	39422	15116
10-15 km	24840	44244	15532
Total	146945	372261	174901

Température 15,0°C :	US	Asie	Europe
0-2,5 km	41494	139755	110455
2,5-5 km	31916	92402	38213
5-7,5 km	31022	61481	26051
7,5-10 km	20330	38935	14947
10-15 km	25268	44242	14145
Total	150030	376815	203811

A2.3.2 Métriques

Température 5,0°C :	US	Asie	Europe
Coastline point increase rate (%)	100	100	100
Average length reduction (km)	0	0	0
Standard deviation of length reduction (km)	0	0	0
Température 5,5°C :	US	Asie	Europe
Coastline point increase rate (%)	120,9273216	111,878194	153,4334334
Average length reduction (km)	0,740582796	0,704320726	0,808008619
Standard deviation of length reduction (km)	0,925696019	0,959453513	1,749926826
Température 6,0°C :	US	Asie	Europe
Coastline point increase rate (%)	140,411196	121,7630144	203,2432432
Average length reduction (km)	1,249477472	1,249824501	1,548398055
Standard deviation of length reduction (km)	1,204935334	1,253333638	2,443076836
Température 6,5°C :	US	Asie	Europe
Coastline point increase rate (%)	172,579829	134,1014581	299,3860527
Average length reduction (km)	1,690027187	1,726201808	2,245844386
Standard deviation of length reduction (km)	1,430610696	1,496608472	2,936112182
Température 7,0°C :	US	Asie	Europe
Coastline point increase rate (%)	222,5172441	145,1810524	403,4367701
Average length reduction (km)	2,029736341	2,130255152	2,848977822
Standard deviation of length reduction (km)	1,600950784	1,687970017	3,217645549
Température 7,5°C :	US	Asie	Europe
Coastline point increase rate (%)	249,6710964	155,3940644	647,5875876
Average length reduction (km)	2,345804553	2,48734916	3,380279827
Standard deviation of length reduction (km)	1,777944154	1,83856255	3,416306435

Température 8,0°C :	US	Asie	Europe
Coastline point increase rate (%)	273,5785241	163,0159251	880,4804805
Average length reduction (km)	2,629359784	2,747590137	3,914193137
Standard deviation of length reduction (km)	1,945270904	1,872587382	3,566487252
Température 8,5°C :	US	Asie	Europe
Coastline point increase rate (%)	288,6947722	171,1449201	867,967968
Average length reduction (km)	2,821015132	3,004170177	4,635438669
Standard deviation of length reduction (km)	1,969987627	1,903648016	3,811139851
Température 9,0°C :	US	Asie	Europe
Coastline point increase rate (%)	310,4956191	180,4007064	638,705372
Average length reduction (km)	2,955758519	3,262756469	4,520331621
Standard deviation of length reduction (km)	1,925018769	1,974451109	4,106190038
Température 9,5°C :	US	Asie	Europe
Coastline point increase rate (%)	324,8981331	188,6031538	610,4971638
Average length reduction (km)	3,09534649	3,539589737	-
Standard deviation of length reduction (km)	1,938996142	2,018629402	-
Température 10,0°C :	US	Asie	Europe
Coastline point increase rate (%)	300,8761884	199,0677794	829,3293293
Average length reduction (km)	3,272341977	3,755974286	-
Standard deviation of length reduction (km)	2,011214844	2,068118177	-
Température 10,5°C :	US	Asie	Europe
Coastline point increase rate (%)	317,4278942	210,924094	529,3293293
Average length reduction (km)	3,448732934	3,923482388	-
Standard deviation of length reduction (km)	2,081363879	2,114409725	-

Température 11,0°C :	US	Asie	Europe
Coastline point increase rate (%)	332,168633	225,656774	397,037037
Average length reduction (km)	3,617947194	4,111558051	-
Standard deviation of length reduction (km)	2,158005126	2,136191451	-
Température 11,5°C :	US	Asie	Europe
Coastline point increase rate (%)	344,0544355	237,7654836	351,8118118
Average length reduction (km)	3,777507291	4,280641391	-
Standard deviation of length reduction (km)	2,225177312	2,170158506	-
Température 12,0°C :	US	Asie	Europe
Coastline point increase rate (%)	363,3305814	250,5204182	369,1224558
Average length reduction (km)	3,929592401	4,427121458	-
Standard deviation of length reduction (km)	2,29132867	2,207585964	-
Température 12,5°C :	US	Asie	Europe
Coastline point increase rate (%)	377,0060454	265,5609733	308,1414748
Average length reduction (km)	4,076470985	4,562508255	-
Standard deviation of length reduction (km)	2,357886524	2,238033404	-
Température 13,0°C :	US	Asie	Europe
Coastline point increase rate (%)	364,3692242	277,8158063	386,7467467
Average length reduction (km)	4,2170987	4,699386273	-
Standard deviation of length reduction (km)	2,414398135	2,255130832	-
Température 13,5°C :	US	Asie	Europe
Coastline point increase rate (%)	369,7408719	286,3597293	599,2258926
Average length reduction (km)	4,334183624	4,834356702	-
Standard deviation of length reduction (km)	2,449371027	2,267363721	-

Température 14,0°C :	US	Asie	Europe
Coastline point increase rate (%)	375,0246345	290,2300467	854,5812479
Average length reduction (km)	4,464550735	4,939986135	-
Standard deviation of length reduction (km)	2,500115666	2,294302016	-
Température 14,5°C :	US	Asie	Europe
Coastline point increase rate (%)	391,3419798	290,8879929	1167,173841
Average length reduction (km)	4,585754223	5,028675644	-
Standard deviation of length reduction (km)	2,541708513	2,31224594	-
Température 15,0°C :	US	Asie	Europe
Coastline point increase rate (%)	399,557911	294,4465282	1360,1001
Average length reduction (km)	4,709531107	5,127954791	-
Standard deviation of length reduction (km)	2,580759243	2,339946157	-