



Université de Constantine 3
Faculté d'Architecture et d'Urbanisme
Département d'Architecture



INTEGRATION D'UN SYSTEME DE RAFRAICHISSEMENT
PAR EVAPORATION DANS LE BATIMENT

THESE

Présentée pour l'Obtention du
Diplôme de Doctorat en Sciences
en Architecture Bioclimatique

Par
Djallel ABADA

Année Universitaire
2020-2021



Université de Constantine 3
Faculté d'Architecture et d'Urbanisme
Département d'Architecture



N° de Série :

N° d'Ordre :

INTEGRATION D'UN SYSTEME DE RAFRAICHISSEMENT
PAR EVAPORATION DANS LE BATIMENT

THESE

Présentée pour l'Obtention du
Diplôme de Doctorat en Sciences
en Architecture Bioclimatique

Par
Djallel ABADA

Devant le Jury Composé de :

Saliha ABDOU	Président	Professeur	Université Constantine 3
Djamila ROUAG	Directeur	Professeur	Université Constantine 3
Guillaume POLIDORI	Directeur	Professeur	Université de Reims Champagne Ardenne
Saïd ZID	Examineur	Professeur	Université Constantine 1
Abderahim BOUDENNE	Examineur	Professeur	Université Paris Est
Chadi MAAOUF	Examineur	MC-HDR	Université de Reims Champagne Ardenne

Année Universitaire
2020-2021

Remerciements

Avant tout, je tiens à remercier mes directeurs de thèse Djamila ROUAG SAFIDINE et Guillaume POLIDORI. Ils ont su non seulement diriger un travail riche en perspectives et enseignements mais aussi insuffler sans cesse de nouvelles idées dans mon sujet. De cette manière, ils m'ont fait profiter de leurs expertises tout en me laissant une grande autonomie. Aussi, je remercie vivement Chadi MAALOUF pour avoir co-encadré cette thèse et pour m'avoir accueilli à de nombreuses reprises au sein du laboratoire MATIM, ces séjours ont été très enrichissants en tous points de vue. Il a su m'ouvrir l'esprit sur d'autres perspectives et aussi insuffler sans cesse des idées innovatrices pour la thèse. Ses conseils m'ont apporté beaucoup sur la connaissance de l'environnement de la recherche et ont grandement contribué à valoriser et me faire apprécier mon activité. Je suis très reconnaissant envers les Professeurs Said ZID et Abderahim BOUDENNE qui ont accepté d'être les rapporteurs de cette thèse, et également de faire partie de mon jury, et le Professeure Saliha ABDOU pour avoir accepté d'être membre et présidente de mon jury. A cette occasion, j'ai pu apprécier l'attention qu'ils portent à mon travail. Je les en remercie vivement.

Ces travaux de thèse ont été réalisés dans le cadre très convivial des Laboratoires Energie et Environnement de l'Université de Constantine 3 et MATIM de l'université de Reims Champagne-Ardenne. Je tiens ici à exprimer ma reconnaissance aux membres des deux laboratoires pour l'intérêt qu'ils ont porté à mon travail, en particulier à Oualid SOTEHI, Imed Abderrahmane DJEBAILI, Amel Ferial BOUDJABI et Zoheir DERGHOUT pour nos riches entretiens autour de ce travail, ainsi qu'à Fabien BEAUMONT, George COSTANTINE et Ali ALSEID, pour leurs écoutes et leurs disponibilités au regard des contraintes rencontrées.

J'en profite également pour remercier le Comité PHC Tassili (Partenariat Hubert Curien – TASSILI) pour le soutien nécessaire à la réalisation de cette thèse.

Il me reste à remercier ceux qui m'ont entouré pendant ces quelques années. Pour n'en citer que quelques-uns (que les autres me pardonnent) merci donc à Rafik, Islam, Redjem, Malika, Nadjet, pour les nombreuses conversations amicales que nous avons eues, et pour bien d'autres choses encore.

*À ISMENE, ANIL ET AMIR,
À mes Parents.*

TABLE DES MATIERES

	Page
LISTE DES FIGURES.....	vii
LISTE DES TABLEAUX.....	xii
LISTE DES ABREVIATIONS.....	xiii
RESUME.....	xiv
AVANT-PROPOS.....	1
CHAPITRE I	
INTRODUCTION.....	3
1.1 Contexte de la recherche.....	3
1.1.1 Exigences pour un rafraîchissement durable des bâtiments.....	3
1.1.2 Efficacité énergétique des équipements de rafraîchissement.....	8
1.1.3 Technologie de rafraîchissement par évaporation.....	10
1.2 Opportunité et but de la recherche.....	13
1.3 Objectifs de la recherche.....	15
1.4 Les hypothèses.....	15
1.5 Méthodologie de travail et résultats envisagés.....	16
1.6 Structure de la thèse.....	17
CHAPITRE II	
REVUE DE LA LITTERATURE.....	18
2.1 Introduction.....	18
2.2 Concept, classification et normes d'évaluation des performances de la technologie de rafraîchissement par évaporation.....	18
2.2.1 Concept et théorie du rafraîchissement par évaporation.....	18
2.2.2 Classification de la technologie de rafraîchissement par évaporation (RE).....	20
2.2.3 Normes techniques et produits.....	33
2.3 Paramètres techniques pour l'évaluation des performances.....	35
2.4 Progrès de la Recherche et Développement et applications pratiques des technologies REI.....	37
2.4.1 Aperçu des travaux de Recherche et Développement dans le domaine Rafraîchissement par évaporation indirecte (REI).....	37
2.4.2 Progrès de la recherche dans les technologies REI.....	38
2.5 Analyse de la recherche sur le rafraîchissement du point de rosée.....	39
2.6 Les matériaux utilisés dans les ECM.....	40
2.7 Structure des ECM et configuration des systèmes REI.....	43
2.8 Analyse de la recherche sur le rafraîchissement du point de rosée.....	51
2.9 Application et évaluation socio-économique.....	54
2.10 Opportunités et potentiels dans le développement du rafraîchissement par point de rosée.....	55
2.11 Développement de la technologie REI du point de rosée.....	57
2.12 Résumé du chapitre.....	57

CHAPITRE III	
MODELISATION DU SYSTEME DE RAFRAÎCHISSEMENT PAR	
EVAPORATION DU POINT DE ROSEE.....	59
3.1 Description du système de point de rosée et de son application dans les	
bâtiments.....	59
3.1.1 Description du système.....	59
3.1.2 Application dans les bâtiments.....	60
3.2 Les différents Modèles mathématiques utilisés pour l'analyse de d'un	
l'échangeur de chaleur d'un RPE.....	60
3.2.1 La méthode de différence de température moyenne logarithmique	
(LMTD <i>Log Mean Temperature Difference</i>).....	60
3.2.2 Méthode ϵ -NTU pour les échangeurs de chaleur sensible.....	62
3.3 Modèle mathématique.....	65
3.4. Sélection de l'environnement de simulation.....	67
3.4.1 Pourquoi utiliser la Programmation Orientée Objet.....	67
3.4.2 SPARK : un environnement général pour la simulation.....	69
3.4.2.1 Présentation générale.....	69
3.4.2.2 L'histoire de SPARK.....	69
3.4.2.3 Exemple d'implémentation.....	72
3.5 Etude du potentiel de rafraîchissement du système.....	75
3.5.1 Caractéristiques du local.....	77
3.5.2 les lignes limites pour les différents modes de fonctionnement.....	77
3.5.3 Etude paramétrique pour l'humidificateur Indirect à Température	
de Rosée.....	82
3.5.3.1 effets de la longueur du canal d'air.....	83
3.5.3.2 Effet de la température de l'air d'admission.....	86
3.5.3.3 Analyse paramétrique.....	86
3.6 Application aux lignes limites.....	91
3.7 Conclusion.....	105

CHAPITRE IV	
ÉVALUATION DES PERFORMANCES DES SUBSTRATS HUMIDE ET	
CONSTRUCTION D'UN PROTOTYPE POUR LES APPLICATIONS DE	
RAFRAÎCHISSEMENT PAR EVAPORATION A POINT DE ROSEE.....	107
4.1 Conception structurelle.....	107
4.2 Sélection des matériaux.....	111
4.2.1 La plaque de transfert de chaleur et de masse.....	112
4.2.2 Les matériaux évaporatifs.....	112
4.3 Construction du prototype expérimental et test.....	123
4.4 Configuration de l'expérience.....	128
4.5 Mesures et instruments.....	131
4.6 Tests.....	134
4.7 Résultats et discussion.....	135
4.8 Conclusion.....	141

CHAPITRE V	
EXEMPLE D'APPLICATION ABREGE DU SYSTEME RPEIndTr AU	
BATIMENT.....	143
5.1 Indicateurs d'optimisation du système.....	145
5.2 Exemple d'application au bâtiment.....	146
5.2.1 Zone de Confort été pour la région de Constantine.....	148
5.2.2 Application de la stratégie de Rafraîchissement avec le système RPEInd.....	149
5.3 Hypothèses de modélisation.....	150
5.4 Résultats et discussion.....	152
5.5 Conclusion.....	165
CONCLUSION GENERALE.....	167
BIBLIOGRAPHIE.....	171
LISTE DES ANNEXES.....	179
ANNEXE A : ETAT DE L'ART	179
ANNEXE.B : DONNEES STATISTIQUES DES TEMPERATURES POUR LA REGION DE CONSTANTINE.....	197
ANNEXE C : CLASSIFICATION DE KÖPPEN-GEIGER	202
ANNEXE D : METHODE ε -NTU MODIFIEE POUR LES SYSTEMES DE RAFRAICHISSEMENT PAR EVAPORATION INDIRECT.....	206
ANNEXE E : PROPRIETES DES MATERIAUX ET COMPOSITION DES PAROIS.....	210
ANNEXE F : CONFORT THERMIQUE.....	212
ARTICLES ET PUBLICATIONS.....	217

LISTE DES FIGURES

Figure		Page
1.1	Consommation d'énergie finale pour le rafraîchissement des locaux dans les bâtiments par combustible et pays/région, 2016.....	4
1.2	Part du rafraîchissement dans l'augmentation de la demande d'électricité par pays/région, 1990-2016.....	5
1.3	Stock mondial et capacité des climatiseurs par secteur.....	6
1.4	Illustration de l'effet d'îlot de chaleur.....	7
1.5	Carte des MEPS par régions.....	9
1.6	Schéma d'un système REI à contre-courant.....	13
2.1	Différence entre chaleur latente et chaleur sensible pour l'eau.....	19
2.2	Les différentes Technologies de Rafraîchissement par Evaporation.....	21
2.3	Schéma des systèmes évaporatifs de base (a) Direct ; (b) Indirect ; (c) Indirect/Direct.....	22
2.4	Mashrabiya couplée avec une cruche poreuse remplie d'eau pour améliorer le rafraîchissement de l'air.....	23
2.5	(a) Tours à vent avec pulvérisation de brume (b) Tours à vent avec pulvérisation d'eau.....	23
2.6	Tour à vent sans pulvérisation d'eau/brume combinée avec un Qanât.....	24
2.7	schéma de principe d'un étang de toit, avec des sacs de jute flottant à la surface de l'eau.....	24
2.8	Différentes configurations de l'étang de toit.....	25
2.9	N ₂ Office Ventilation hybride naturelle.....	25
2.10	Rafraichisseur par Evaporation Direct.....	26
2.11	schéma de principe d'un système évaporatif Direct.....	26
2.12	voies de rafraîchissement par évaporation dans un diagramme psychrométrique.....	27
2.13	Fonctionnement du rafraichisseur direct par évaporation.....	28
2.14	Différents types de parois intermédiaires (Pad).....	28
2.15	schéma de principe d'un système évaporatif Indirect.....	29
2.16	schéma de principe d'un système évaporatif Indirect/Direct.....	30
2.17	Schéma d'un dispositif Indirect/Direct à deux étages.....	30
2.18	Rafraîchissement par Evaporation Indirecte à Température Humide (REITH).....	31
2.19	(a) rafraîchissement par évaporation a sous-température humide et (b) processus psychométrique.....	32
2.20	Schéma d'un RPE Indirect à contre-courant et surface de retour humide..	32
2.21	schéma en coupe d'un module d'échange de chaleur et de masse.....	33
2.22	processus de rafraîchissement par air dans l'ECM à Cycle M.....	33
2.23	Principe d'un Système REI à eau : (a) structure du rafraichisseur évaporatif indirect, (b) procédé de production d'eau froide. (1) Échangeur de chaleur à contre-courant air-eau ; (2) tour de remplissage à contre-courant air-eau ; (3) pompe à eau ; (4) ventilateur.....	40
2.24	Modèles d'écoulement de l'eau à l'intérieur d'un échangeur tubulaire REI. (a) en gouttelettes ; (b) en colonnes ; (c) en feuille liquide.....	40
2.25	Variation de l'efficacité de saturation avec le débit massique d'air pour différentes formes avec des milieux de tremble.....	42
2.26	Variation de l'efficacité de saturation avec le débit massique d'air pour une forme hexagonale avec différents milieux.....	42

2.27	(a) Configuration expérimentale du système de rafraîchissement par évaporation du point de rosée (b) Schéma de montage expérimental.....	47
2.28	(a) Configuration expérimentale du système Actif RPE Indirect à Sous-Température Humide (b) Schéma de montage.....	48
2.29	Représentation schématique du rafraichisseur par évaporation à point de rosée.....	49
2.30	(a) Schéma de la configuration du rafraichisseur et principe de fonctionnement (b) Structure du module caloduc-tube en céramique.....	49
3.1	Représentation schématique du refroidisseur de point de rosée évaporatif étudié.....	59
3.2	Bilans énergétiques globaux pour les fluides chauds et froids d'un échangeur de chaleur à deux fluides co-courants.....	60
3.3	Distributions de température pour un échangeur de chaleur à contre-courant.....	61
3.4	Profils de température dans un échangeur de chaleur sensible.....	62
3.5	Efficacité d'un échangeur de chaleur à contre-courant.....	65
3.6	Coupe transversale de l'élément de calcul.....	65
3.7	Processus de construction SPARK.....	71
3.8	Description d'un exemple de classe atomique efficacite.cc.....	73
3.9	Description de la classe macroscopique relhum.cm.....	74
3.10	Description du problème dewpointcoolereff.pr.....	75
3.11	Diagramme schématique des facteurs influençant directement (en rouge) et indirectement (en traits tirés) sur la performance de l'installation (conditions de l'air de soufflage).....	76
3.12	schéma de principe d'une installation avec un Humidificateur Indirect....	78
3.13	Partie de la ligne limite en mode de fonctionnement Indirect pour une température de soufflage de 20°C.....	79
3.14	La ligne limite en mode humidification directe pour un humidificateur d'efficacité 0,9 et pour une température de soufflage de 20 °C.....	79
3.15	La ligne limite en mode humidificateur indirect pour une efficacité de l'échangeur de 0,8 ; une efficacité de 0,9 ; un SHR=0,8 et pour une température de soufflage de 20 °C.....	80
3.16	La ligne limite en mode humidificateur indirect a température de rosée pour une efficacité 0,7 et une température de soufflage de 20 °C.....	81
3.17	Lignes limites des 3 systèmes évaporatifs (direct, indirect et à température de rosée) sous les conditions de référence. HD désigne l'Humidificateur Direct, HInd est utilisé pour l'Humidificateur Indirect et HIndTr pour l'Humidificateur Indirect à Température de Rosée.....	81
3.18	Profils de température pour les canaux sec et humide donnés par SPARK	84
3.19	Profils de températures données par Hasan dans le canal sec, la surface du mur humide et le canal humide respectivement.....	84
3.20	Teneur en humidité (g) et humidité relative (HR) dans le canal humide telles que calculées par SPARK.....	85
3.21	Résultats numériques SPARK pour différentes conditions d'air d'admission.....	86
3.22	Efficacité de rafraîchissement et température de soufflage en fonction de la longueur du canal.....	87
3.23	Efficacité de rafraîchissement et température de l'air soufflé en fonction de la température du film d'eau.....	88

3.24	Efficacité de rafraîchissement et température de l'air soufflé en fonction du Taux de l'air secondaire (retour).....	89
3.25	Evolution de la ligne limite pour humidificateur indirect à température de rosée pour différentes températures de soufflages, sous les conditions de références.....	90
3.26	comparaison des lignes limites des 3 systèmes évaporatifs direct, indirect et à température de rosée sous les conditions de références avec $T_s = 20^\circ\text{C}$, avec la ligne limite du HIndTr avec $T_s = 22^\circ\text{C}$	91
3.27	Zones climatiques en Algérie.....	92
3.28	Profil de température de Constantine en saison estivale - 24H.....	94
3.29	Profil de température de Constantine en saison estivale - jour uniquement.....	94
3.30	Profil de température de Constantine en été - Nuit uniquement.....	95
3.31	Capacité de rafraîchissement d'un canal unique pour un système RPEIndTr pour Constantine (21 Juillet).....	96
3.32	Bandes de fréquences de différence de température entre bulbe sec et point de rosée (fonctionnement 24 heures).....	97
3.33	Utilisation des lignes limites pour évaluer la faisabilité des systèmes pour Alger et Ouargla.....	98
3.34	Comparaison des 3 systèmes évaporatifs direct, indirect et à température de rosée sous les conditions de références avec $T_s = 20^\circ\text{C}$, avec la ligne limite du HIndTr avec $T_s = 22^\circ\text{C}$ pour Alger et Ouargla.....	99
3.35	Utilisation des lignes limite pour évaluer la faisabilité des systèmes pour Constantine.....	100
3.36	Comparaison des 3 systèmes évaporatifs direct, indirect et à température de rosée sous les conditions de références avec $T_s = 20^\circ\text{C}$, avec la ligne limite du HIndTr avec $T_s = 22^\circ\text{C}$ pour Constantine.....	101
3.37	Utilisation des lignes limite pour évaluer la faisabilité des systèmes pour Sétif.....	101
3.38	Comparaison des 3 systèmes évaporatifs direct, indirect et à température de rosée sous les conditions de références avec $T_s = 20^\circ\text{C}$, avec la ligne limite du HIndTr avec $T_s = 22^\circ\text{C}$ pour Sétif.....	102
3.39	Comparaison des 3 systèmes évaporatifs direct, indirect et à température de rosée sous les conditions de références avec $T_s = 20^\circ\text{C}$ (Reims, Chambéry, Carpentras et Clermont-Ferrand).....	103
3.40	Comparaison des 3 systèmes évaporatifs direct, indirect et à température de rosée sous les conditions de références avec $T_s = 20^\circ\text{C}$, avec la ligne limite du HIndTr pour $T_s = 22^\circ\text{C}$ (Reims, Chambéry, Carpentras et Clermont-Ferrand).....	104
4.1	schéma de principe du rafraichisseur évaporatif du point de rosée étudié..	107
4.2	Système de distribution et de collecte d'eau. (a) Distributeur de gouttelettes (b) Réservoir (c) Tube de distribution (d) Collecteur d'eau....	109
4.3	Composants électrique de l'installation.....	110
4.4	schéma de principe de l'ensemble plaque/substrat.....	111
4.5	Certains des matériaux testés pour former l'échangeur de chaleur/masse. (A-Fibre grossière ; B-Fibre de viscose épaisse ; C-Papier Kraft ciré ; D-Feutre géotextile en polypropylène ; E-Tissus de fibres (tissage droit) ; F-Papier Kraft).....	113
4.6	expérience sur le poids d'absorption d'eau des matériaux choisis (a) balance électronique (b) matériaux choisis (c) processus d'absorption d'eau.....	114

4.7	Capacité d'absorption d'eau par unité de surface pour les matériaux sélectionnés.....	114
4.8	schéma de principe et banc d'essai de l'expérience de montée capillaire par absorption d'eau.....	117
4.9	Thermo-Hygromètre (a) fonction Température (b) fonction Humidité.....	117
4.10	banc d'essai de détection de montée capillaire (a) observation après 10 minute (b) observation après 1 heure (c) observation après 2 heures.....	117
4.11	Hauteur capillaire des matériaux choisis en fonction du temps.....	118
4.12	Expérience de montée capillaire par absorption d'eau avec des revêtements étanches (a), formation de poches d'air (b) comparaison des mailles de la toile de jute avec les autres matériaux (c).....	120
4.13	Évolution des hauteurs d'élévation capillaire des matériaux choisis (a) pendant 120min (b) après 120min (c) après 24h00.....	121
4.14	Processus de fabrication de l'échangeur de chaleur.....	124
4.15	barre en plastique pour supporter les canaux de l'échangeur de chaleur	124
4.16	Le processus de construction du prototype.....	127
4.17	Système de test et emplacements de mesure.....	129
4.18	La photographie du prototype (a) en laboratoire (b) in situ.....	130
4.19	emplacement des capteurs.....	131
4.20	Photographies des instruments de mesure : (a) capteur de température et d'humidité ; (b) Thermocouples de type K ; (c) Enregistreur de données GRAPHTEC GL800APS ; (d) Enregistreur de données SENSIRION EK-H4 ; (e) Connexion avec l'ordinateur ; (f) Thermomètre électronique ; (g) Calibrage des thermocouples Scan Sense TC65M ; (h) Thermo-anémomètre à fil chaud Kimo VTS.....	134
4.21	(a) Teneur en humidité relative et spécifique du canal sec et canal humide (b) profils expérimentaux des températures du canal sec, canal humide et du soufflage.....	135
4.22	température de soufflage et l'humidité spécifique par rapport à la température de l'air admis.....	136
4.23	variations de température du bulbe sec d'admission, de l'entrée du canal sec, de la sortie de l'air soufflé et de l'air rejeté du canal humide avec le temps.....	137
4.24	variations des températures de l'air admis, de l'air à l'entrée du canal sec, de l'air à l'intérieur du canal sec, de l'air de sortie (soufflage) et de l'air de rejet du canal humide pendant une période d'état transitoire.....	138
4.25	Efficacité du point de rosée par rapport aux températures d'entrée, de soufflage et de Rosée.....	139
5.1	Les six facteurs influençant la consommation totale d'énergie dans les bâtiments, extrait de l'annexe 53.....	143
5.2	Fonctionnement de la STD.....	145
5.3	Le cas d'étude (Appartement type F-4).....	147
5.4	Modèle du bâtiment.....	147
5.5	Zone de confort pour une activité modéré et un habillement d'été, selon l'ASHRAE Handbook of Fundamentals Comfort Model, superposées au climat de Constantine (Climate Consultant).....	149
5.6	Zone de confort pour une activité modéré et un habillement d'été, selon l'ASHRAE Handbook of Fundamentals Comfort Model et en utilisant le système RPEInd, superposées au climat de Constantine (Climate Consultant).....	149

5.7	Schéma d'implémentation sur Trnsys.....	150
5.8	Configurations d'emploi du système (a) comme composante d'une unité centrale (b) comme composante d'une unité autonome ou split.....	152
5.9	Température extérieure pour toute la période (Juin-Juillet-Aout).....	152
5.10	Températures intérieurs pour toute la période (Juin-Juillet-Aout).....	153
5.11	Comparaison des Températures Intérieurs et extérieures pour le 21 juillet.	153
5.12	Températures intérieurs pour toute la période (Juin-Juillet-Aout) avec un débit de soufflage de 1V/h	154
5.13	Températures Intérieurs pour le 21 juillet avec un débit de soufflage de 1V/h	155
5.14	Températures intérieurs pour toute la période (Juin-Juillet-Aout) avec un débit de soufflage de 2V/h	155
5.15	Températures Intérieurs pour le 21 juillet avec un débit de soufflage de 2V/h	156
5.16	Températures intérieurs pour toute la période (Juin-Juillet-Aout) avec un débit de soufflage de 3V/h	156
5.17	Températures Intérieurs pour le 21 juillet avec un débit de soufflage de 3V/h	157
5.18	Besoins en Rafraîchissement [kWh].....	158
5.19	Besoin cumulé en Rafraîchissement (Juin-Juillet-Aout) [kWh].....	158
5.20	Besoins cumulés en rafraîchissement de l'appartement [kWh].....	159
5.21	Besoins en Rafraîchissement avec un débit de soufflage de 1V/h [kWh].....	160
5.22	Besoin cumulé en Rafraîchissement (Juin-Juillet-Aout) avec un débit de soufflage de 1V/h [kWh].....	160
5.23	Besoins total en rafraîchissement de l'appartement avec un débit de soufflage de 1V/h [kWh].....	161
5.24	Besoins en Rafraîchissement avec un débit de soufflage de 2V/h [kWh].....	162
5.25	Besoin cumulé en Rafraîchissement (Juin-Juillet-Aout) avec un débit de soufflage de 2V/h [kWh].....	162
5.26	Besoins cumulés en rafraîchissement de l'appartement avec un débit de soufflage de 2V/h [kWh].....	163
5.27	Besoins en Rafraîchissement avec un débit de soufflage de 3V/h [kWh].....	163
5.28	Besoin cumulé en Rafraîchissement (Juin-Juillet-Aout) avec un débit de soufflage de 3V/h [kWh].....	164
5.29	Besoins total en rafraîchissement de l'appartement avec un débit de soufflage de 3V/h [kWh].....	164
5.30	Réduction des besoins de l'appartement pour toute la période estivale.....	165

LISTE DES TABLEAUX

Tableau		Page
1.1	Consommation mondiale d'énergie finale pour le rafraîchissement des locaux dans les bâtiments par pays / région.....	3
1.2	Unités de climatisation et capacité de rafraîchissement par pays/région, 2016.....	6
1.3	Valeurs typiques de COP pour certains cycles de réfrigération.....	10
3.1	Procédure de solution pour échangeur de chaleur sensible et Système de rafraîchissement à évaporation indirecte utilisant la méthode ε -NTU.....	63
3.2	Relations NTU de l'échangeur de chaleur a contre – courant.....	64
3.3	valeurs de la température et de l'humidité extérieure correspondants à la ligne limite de soufflage de 20°C pour le mode indirect.....	78
3.4	Valeurs de l'humidité extérieure pour une température extérieure de 30°C, avec une température de soufflage de 20°C et pour les différents modes de fonctionnement.....	82
3.5	Paramètres de rafraîchissement et conditions climatiques utilisés.....	83
3.6	Paramètres et conditions climatiques utilisés dans les données publiées.	83
3.7	Données statistiques du bulbe sec et différence entre le bulbe sec et le point de rosée pour les villes algériennes sélectionnées (fonctionnement 24h).....	95
4.1	Paramètres techniques des composants électriques du prototype.....	111
4.2	Échantillons de matériaux pour le substrat humide.....	114
4.3	caractéristiques du Thermo-Hygromètre C846.....	117
4.4	Propriétés du matériau évaporatif.....	122
4.5	Les paramètres mesurés et les instruments correspondants.....	132
5.1	Propriétés thermiques des parois.....	148
5.2	Propriétés du vitrage.....	148
5.3	Orientation des pièces.....	151
5.4	Dimensions des locaux.....	151
5.5	Taux d'occupation des pièces.....	151

LISTE DES ABREVIATIONS

Abréviations

AA :	Air Admis
ANSI :	<i>American National Standards Institute</i>
AP :	Air Produit
ASHRAE :	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air conditioning Engineers</i>
CEN :	Comité Européen de Normalisation
CEI :	Commission Electrotechnique Internationale
CVC :	Chauffage, Ventilation et Climatisation
CFC :	Chlorofluorocarbure
CFD :	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
CLO	<i>Clothing</i>
COP :	Coefficient de Performance
CTF :	<i>Conduction Transfer Functions</i>
DPE :	<i>Dew Point Effectiveness</i>
EC :	Echangeur de Chaleur
ECM :	Echangeur de Chaleur et de Masse
EER :	<i>Energy efficiency ratio or rating</i>
ETS :	<i>Emission Trading Scheme</i>
GES :	Gaz à Effet de Serre
HVAC :	<i>Heat, Ventilation and Air-Conditionning</i>
IEA	<i>International Energy Agency</i>
ISO :	<i>International Standardization Organisation</i>
IEC :	<i>International Electrotechnical Commission</i>
LMTD :	<i>Logarithmic Mean Temperature Difference</i>
MEPS :	<i>Minimum Energy Performance Standards</i>
MFN :	Mécanique des Fluides Numérique
OCDE :	Organisation de Coopération et de Développement Economique
PEHD :	Polyéthylène Haute Densité
RED :	Rafrâchissement par Evaporation Direct
RE :	Rafrâchissement par Evaporation
REI :	Rafrâchissement par Evaporation Indirect
REID :	Rafrâchissement par Evaporation Indirect/Direct
REITH :	Rafrâchissement par Evaporation Indirect à Température Humide
REISTH :	Rafrâchissement par Evaporation Indirect a Sous-Température Humide
REIPR :	Rafrâchissement par Evaporation Indirect à Point de Rosée
REITR :	Rafrâchissement par Evaporation Indirect à Température de Rosée
RPEInd :	Rafrâchissement Par Evaporation Indirect
RPED :	Rafrâchissement Par Evaporation Direct
RPEIndTr :	Rafrâchissement Par Evaporation Indirect à Température de Rosée
SEER :	<i>Seasonal Energy Efficiency Ratio</i>
SPARK :	<i>Simulation Problem Analysis and Research Kernel</i>
STD :	Simulation Thermique Dynamique
TRNSYS	<i>Transient System Simulation Tool</i>
HMX :	<i>Heat and Mass eXchanger</i>
WAC :	<i>Water Capacity Absorption</i>
WBE :	<i>Wet Bulb Effectiveness</i>

RESUME

Avec la croissance de la population et le processus d'urbanisation effrénée qui touchent presque la totalité des centres urbains dans le monde, le besoin d'énergie pour le rafraîchissement des espaces ne cesse d'augmenter, en particulier dans les pays émergents. En rappelant que la consommation d'énergie dans les immeubles varie en moyenne entre 30 et 40 % de l'énergie primaire avec un taux important utilisé pour assurer le confort thermique aux occupants, cette recherche est orientée vers les techniques relatives aux nouvelles méthodes de rafraîchissement à moindre coût et écologiques. L'investigation théorique a dévoilé que les systèmes de rafraîchissement par évaporation indirect à point de rosée comptent parmi les plus prometteurs. Leur capacité à utiliser l'évaporation de l'eau pour absorber la chaleur afin d'abaisser la température de l'air sans ajout de l'humidité, est un principe de rafraîchissement peu énergivore et avec un minimum d'impacts sur l'environnement.

La partie pratique, a été entamée par la simulation numérique qui a révélé des résultats cohérents avec les données publiées. Ces derniers indiquent aussi que dans des conditions de conception typiques, c'est-à-dire de température sèche de 35°C et de 23,8°C de température humide, le système pourrait atteindre une efficacité du bulbe humide d'environ 112%. Sur la base de ces données et de la sélection des matériaux déterminés à partir d'un ensemble d'essais connexes, une étude expérimentale pilote sous forme d'une investigation d'un prototype du système, menée en laboratoire a permis d'anticiper en partie sur les problèmes susceptibles d'être rencontrés lors de sa mise en œuvre. Cette phase a permis de comparer certains résultats avec ceux obtenus lors des différentes simulations du système. Pendant les essais, celui-ci a prouvé qu'il avait un potentiel de rafraîchissement de l'air en faisant baisser la température de 4 à 6°C, entre l'air admis et l'air soufflé. La capacité d'évacuation de l'humidité, la diffusivité et la capacité d'évaporation du matériau utilisé comme substrat humide, peuvent fortement affecter l'efficacité et les performances de rafraîchissement du système. Une variété de matériaux (textiles) tissés à partir de différents types de fibres a été testée expérimentalement et comparée au papier Kraft (couramment utilisé comme substrat humide dans les systèmes de rafraîchissement par évaporation). Il a été constaté que la plupart des échantillons, avaient des propriétés et des qualités d'absorption et de remontée capillaire supérieures. Il a aussi été enregistré que le type de tissage et la compacité du tissu amélioreraient la remontée capillaire d'environ 160% à 355%. À partir de nos investigations, il a été conclu que le système étudié peut atteindre des efficacités plus élevées que les systèmes à évaporation indirects typiques à moindre coût. On constate que les efficacités du système dépendent en grande partie de la géométrie des canaux, du débit et de la température de l'air d'admission, de l'humidité et du rapport de l'air secondaire, mais moins de la température de l'eau d'alimentation du substrat. Pour optimiser les efficacités du système, il est suggéré 1) de réduire la hauteur du canal en la maintenant inférieure à 6mm avec une longueur de 1 à 1,4 m; 2) que le débit de l'air admis soit entre 0,9 et 1 g/s; et 3) que le rapport de l'air secondaire (retour) à celui de l'air admis soit entre 0,3 et 0,7. Il a été également conclu que le système de point de rosée convenait à la plupart des régions à climat sec, doux et chaud. Pour certaines régions à climat humide, les performances du système seraient trop faibles pour qu'il soit utilisé seul. Un pré-déshumidificateur doit être incorporé pour améliorer ses performances pour une application plus large. La puissance de rafraîchissement d'un seul élément du système à point de rosée varie en fonction de la région où il est utilisé, mais elle se situe généralement entre 1,0 et 6,52W par m³/h de débit d'air.

Une étude préliminaire suggère qu'avec des besoins en rafraîchissement pour la période estivale estimés à 1923,23 kWh on obtient des réductions de 39,14% à 77,43% proportionnellement au débit d'air. Comparé au système de rafraîchissement à compression mécanique conventionnel, le système de point de rosée a un potentiel nettement plus élevé pour économiser et réduire les factures d'énergie.

Mots clés : Evaporation Indirecte, Capacité de Rafraîchissement, Confort Thermique, Bâtiment, Efficacité Énergétique, Température, Point de rosée.

ABSTRACT

With population growth and the rapid urbanization process that affects almost all urban centers in the world, the energy need for cooling spaces continue to increase, particularly in emerging countries. Recalling that energy consumption in buildings varies on average between 30 and 40% of primary energy with a high rate used to ensure indoor thermal comfort, this research is oriented towards techniques relating to new methods of ecological cooling at lower cost.

Theoretical investigation has shown that indirect dewpoint evaporative cooling systems are among the most promising. Their ability to use the evaporation of water to absorb heat in order to lower the air temperature without adding humidity is a principle of cooling that consumes a small amount of energy with smallest negative impact upon the environment.

The practical part, was first initiated by numerical simulation that showed results in accordance with previous published data. These also indicate that under typical design conditions, i.e. 35°C dry temperature and 23.8°C wet bulb temperature, the system could achieve a wet bulb efficiency of around 112%. On the basis of such data and the selection of material samples determined from a set of correlated tests, a pilot experimental study in the form of an analysis of a trial model of the system was carried out in the MATIM laboratory. This allowed then, to anticipate partly on the problems likely to occur during its implementation. A comparison of some results with those obtained during the various numerical simulation the system, proved that it had a potential to cool the air by lowering the temperature by 4 to 6°C, between the intake air and the supply air.

The moisture wicking capacity, diffusivity and evaporation capacity of the material used as the wet substrate, can greatly affect the cooling efficiency and performance of the system. A range of materials (textiles, woven from different types of fibres) have been experimentally tested and compared to Kraft paper (commonly used as a wet substrate in evaporative cooling systems). Most of the samples were found to have properties and qualities of absorption and capillary rise superior to those of this latter. The type of weave and the compactness of the fabric have been also recorded to improve capillary rise by about 160% to 355%.

Following the here above enquiry, it was concluded that the studied system can achieve higher efficiencies at lower cost in comparison to the typical indirect evaporative systems. The efficiencies of the system were registered to depend largely on the geometry of the channels, the flow rate, the intake air temperature and the humidity and the ratio of the secondary air. Yet they are less dependent on the substrate feed water temperature.

To optimize the efficiencies of the system, it is suggested to: 1) reduce the height of the channel by keeping it less than 6mm with a length of 1 to 1.4m; 2) ensure an air flow rate intake between 0.9 and 1g/s; and 3) maintain the ratio of secondary air (return) to that of intake air is between 0.3 and 0.7. It was also concluded that the dew point system is suitable for most areas with a dry, mild and hot climate whereas for these with humid climates, the performance of the system would be too low to be used alone. In such a case, a pre-dehumidifier should be incorporated to improve its performance for a wider application. The cooling capacity of a dew point system single element varies depending on the region where it is used, but is generally between 1.0 and 6.52W per m³/h of air flow.

A preliminary study suggests that summer period cooling needs are estimated at 1923.23 kWh and reductions of 39.14% to 77.43% are attained proportionally to the air flow. Compared to the conventional mechanical compression cooling system, the dew point system has a significantly higher performance potential to reduce energy bills.

Keywords: Indirect Evaporation, Cooling Capacity, Thermal Comfort, building, Energy efficiency, Temperature, Dew point.

ملخص

مع النمو السكاني وعملية التوسع الحضري الجامح التي تؤثر تقريباً على جميع المراكز الحضرية في العالم، تستمر الحاجة إلى الطاقة لتبريد الأماكن في الازدياد، لا سيما في البلدان الناشئة. مع التنكيز بأن استهلاك الطاقة في المباني يختلف في المتوسط بين 30 و40% من مجموع الطاقة الأولية مع استخدام معدل مرتفع لضمان الراحة الحرارية لشاغليها، فإن هذا البحث موجه نحو التقنيات المتعلقة بأساليب التبريد الجديدة غير المكلفة والصديقة للبيئة.

أظهر البحث النظري أن أنظمة التبريد التبخيري غير المباشرة هي من بين أكثر الأنظمة الواعدة. قدرتها على استخدام تبخر الماء لامتناس الحرارة من أجل خفض درجة حرارة الهواء دون إضافة الرطوبة، هو مبدأ للتبريد الموفر للطاقة وبأقل تأثير على البيئة. بدأ الجزء العملي بالمحاكاة العددية التي كشفت عن نتائج متوافقة مع البيانات المنشورة. تشير هذه أيضاً إلى أنه في ظل ظروف التصميم النموذجية، أي درجة حرارة جافة تبلغ 35 درجة مئوية درجة حرارة رطوبة تبلغ 23.8 درجة مئوية، يمكن للنظام تحقيق كفاءة (فعالية) رطوبة تبلغ حوالي 112%. على أساس هذه البيانات واختيار المواد المحددة من مجموعة من الاختبارات ذات الصلة، فإن دراسة تجريبية في شكل تحقيق تجريبي لنموذج أولي للنظام، تم إجراؤها في المختبر، جعلت من الممكن توقع جزئي على المشاكل المحتملة مواجهتها أثناء تنفيذه. جعلت هذه المرحلة من الممكن مقارنة نتائج معينة مع تلك التي تم الحصول عليها خلال عمليات المحاكاة المختلفة للنظام. خلال الاختبارات، أثبتت أن لديها القدرة على تبريد الهواء عن طريق خفض درجة الحرارة بمقدار 4 إلى 6 درجات مئوية، بين الهواء الداخل والهواء الخارج (المكيف).

يمكن أن تؤثر قدرة امتصاص الرطوبة والانتشار والقدرة على التبخر للمواد المستخدمة كركيزة رطوبة بشكل كبير على كفاءة التبريد وأداء النظام. تم اختبار مجموعة متنوعة من المواد (المنسوجات) المصنوعة من أنواع مختلفة من الألياف تجريبياً ومقارنتها بورق كرافت (يشيع استخدامه كركيزة رطوبة في أنظمة التبريد التبخيري). تبين أن معظم العينات لديها خصائص وصفات الامتناس والارتفاع الشعري أعلى من تلك الموجودة في ورق الكرافت. كما تم تسجيل أن نوعية النسيج واندماج النسيج لها دور لتحسين الارتفاع الشعري بحوالي 160% إلى 355%.

من تحقيقاتنا، استنتج أن النظام المدروس يمكن أن يحقق كفاءات أعلى من أنظمة التبخير غير المباشرة النموذجية بتكلفة أقل. يمكن ملاحظة أن كفاءات النظام تعتمد بشكل كبير على هندسة القنوات، وتدفق ودرجة حرارة الهواء الداخل، والرطوبة ونسبة الهواء الثانوي، ولكن بدرجة أقل من درجة حرارة مياه تغذية الركيزة. لتحسين كفاءة النظام، يُقترح (1) تقليل ارتفاع القناة بإيقانها أقل من 6 مم وبطول من 1 إلى 1.4 متر؛ (2) أن معدل تدفق الهواء الداخل يتراوح بين 0.9 و1 غرام / ثانية؛ (3) أن نسبة الهواء الثانوي (العائد) إلى الهواء الداخل تتراوح بين 0.3 و0.7. كما خلص إلى أن نظام نقطة الندى مناسب لمعظم المناطق ذات المناخ الجاف والمعتدل والحار. بالنسبة لبعض المناطق ذات المناخات الرطبة، سيكون أداء النظام منخفضاً جداً بحيث لا يمكن استخدامه بمفرده. في هذه الحالة يجب ادماج مسبق لمزيل الرطوبة لتحسين أدائه من أجل تطبيق أوسع. تختلف قوة التبريد لعنصر واحد من نظام نقطة الندى باختلاف المنطقة التي يتم استخدامه فيها، ولكنها بشكل عام تتراوح بين 1.0 و6.52 واط لكل متر مكعب / ساعة من تدفق الهواء.

تشير دراسة أولية إلى أنه مع احتياجات التبريد لفترة الصيف المقدرة بـ 1923.23 كيلوواط ساعة، يتم الحصول على تخفيضات بنسبة 39.14% إلى 77.43% بما يتناسب مع تدفق الهواء. بالمقارنة مع نظام التبريد بالضغط الميكانيكي التقليدي، يتمتع نظام نقطة الندى بإمكانية أعلى بكثير لتوفير وخفض فواتير الطاقة.

الكلمات المفتاحية: التبخر غير المباشر، سعة التبريد، الراحة الحرارية، البناء، كفاءة الطاقة، درجة الحرارة، نقطة الندى.

AVANT - PROPOS

La croissance rapide de la consommation énergétique mondiale a soulevé de sérieuses inquiétudes quant à l'épuisement des ressources énergétiques et à l'impact environnemental du changement climatique mondial associé. De nos jours, les problèmes environnementaux se sont intensifiés et la crise énergétique est devenue une réalité. Les bâtiments modernes nécessitent d'être conçus selon des critères de respect des principes environnementaux, en recourant le moins possible aux ressources non renouvelables et en engageant le minimum de consommation énergétique. Ces principes doivent être assurés et pris en considération dès le début du processus de conception.

Selon les cas, la consommation d'énergie dans les bâtiments varie entre 30 et 40 % de l'énergie primaire utilisée globalement. Une majeure partie est utilisée pour fournir un confort thermique aux occupants. Par exemple, dans les régions à climat chaud, l'énergie utilisée pour le conditionnement d'air représente plus de 60% de la consommation totale utilisée pour tout le bâtiment. L'augmentation de l'utilisation des systèmes de climatisation dans le monde est intimement liée au relèvement des standards de vie et à l'explosion démographique. Elle résulte inévitablement en une hausse des besoins énergétiques amenant ainsi les différents pays émergents à construire de plus en plus de centrales de production d'électricité. La contrepartie est un impact négatif sur l'environnement à travers l'augmentation des rejets des gaz à effet de serre.

Le marché actuel de la climatisation est dominé par les systèmes à compression mécanique de vapeur, qui consomment beaucoup d'énergie et souffrent de mauvaises performances thermiques dans des conditions climatiques chaudes. Toutefois, il y a un regain d'intérêt pour l'utilisation des systèmes de rafraîchissement de l'air par évaporation pour le confort thermique dans les bâtiments. Cette technique n'est pas une idée nouvelle, elle a des origines plus anciennes, puisqu'on la retrouve à l'époque de l'Égypte des pharaons et de l'empire romain où on utilisait, par exemple des tissus imbibés d'eau et suspendus aux portes et fenêtres pour rafraîchir l'air intérieur quand le vent souffle à travers ces ouvertures.

On retrouve aussi le système de rafraîchissement par évaporation intégré dans l'architecture moyen-orientale et perse dans ce qu'on appelle des "tours à vent" ou des "capteurs à vent". Non seulement le rafraîchissement par évaporation a une faible émission de CO₂ mais c'est aussi une méthode économiquement réalisable pour le conditionnement de l'air des immeubles.

Dans les régions avec un climat sec et chaud, ce système peut être d'un apport positif à l'environnement et un système de rafraîchissement énergétiquement efficace. L'un des

questionnements majeurs est de proposer ou d'identifier des indicateurs susceptibles de déterminer les éléments pouvant amener à plus d'efficacité énergétique d'un Bâtiment.

Selon l'American Society of Heating, Refrigerating and Air conditioning Engineers (ASHRAE), la consommation d'énergie des systèmes de rafraîchissement par évaporation peut être réduite de 60 à 75% par rapport aux systèmes de rafraîchissement classiques. Cette amélioration dépend du dimensionnement, de l'emplacement et de l'application dans le bâtiment.

Un système de rafraîchissement de l'air par évaporation correctement conçu maintiendra la température ambiante de consigne. Les systèmes surdimensionnés augmentent considérablement la demande d'énergie au moment des heures de pointe en saison estivale ou lors de journées chaudes. Ils peuvent accroître les coûts d'énergie, réduire l'efficacité et compromettre le confort intérieur.

La façon dont l'énergie est produite, distribuée et consommée dans le monde est actuellement l'objet d'un changement fondamental de proportion quasiment sans précédent. Beaucoup de pays luttent pour améliorer leurs systèmes d'énergie dans le respect des exigences actuelles et futures en matière de sécurité énergétique, de durabilité et de croissance économique.

L'objectif de cette recherche est une contribution au débat sur la réduction de la consommation et l'efficacité énergétique des bâtiments, par l'amélioration et l'intégration des Systèmes de rafraîchissement par évaporation directe ou indirecte dans le Bâtiment.

CHAPITRE I INTRODUCTION

1.1 Contexte de la recherche

1.1.1 Exigences pour un rafraîchissement durable des bâtiments

Avec la croissance de la population et le processus d'urbanisation effrénée qui touchent presque la totalité des centres urbains dans le monde, la consommation totale d'énergie continue d'augmenter, en particulier dans les pays en développement, comme la Chine, l'Inde, la Malaisie...etc. Les graves problèmes environnementaux, tels que le réchauffement climatique, les émissions de gaz à effet de serre (GES) causés par l'utilisation intensive des énergies fossiles, sont devenus inévitables et urgents à considérer à travers le monde.

Entre 2014 et 2035, la demande mondiale d'énergie augmentera de 34% (environ 1,4% par an), et 95% de cette croissance proviendra de pays non membres de l'OCDE (Organisation de Coopération et de Développement Economiques). Si on prend l'exemple de la Chine, sa consommation d'énergie devrait augmenter d'environ 48% pendant cette période ce qui représenterait 25% de la consommation mondiale d'énergie en 2035 contre 23% en 2014 (British Petroleum, 2016).

La façon dont l'énergie est produite, distribuée et consommée dans le monde est actuellement l'objet d'un changement fondamental de proportion sans précédent. Beaucoup de pays luttent pour améliorer leurs systèmes d'énergie dans le respect des exigences actuelles et futures de la sécurité énergétique, de la durabilité et de la croissance économique (Ibrahim et al., 2014). Il existe de grandes différences dans le niveau et les tendances de l'utilisation de l'énergie pour le rafraîchissement de l'espace entre les pays et les régions, principalement en fonction du besoin sous-jacent de rafraîchissement et du niveau et du rythme du développement économique (Tableau 1.1).

Tableau 1.1. Consommation mondiale d'énergie finale pour le rafraîchissement des locaux dans les bâtiments par pays / région (OECD/IEA, 2018).

	TWh				% de l'utilisation de l'énergie finale des bâtiments en 2016
	1990	2000	2010	2016	
USA	339	448	588	616	10.6%
Union Européenne	63	100	149	152	1.2%
Japon	48	100	119	107	9.5%
Corée du Sud	4	17	34	41	8.5%
Mexique	7	16	23	37	9.8%
Chine	7	45	243	450	9.3%
Inde	6	22	49	91	3.4%
Indonésie	2	6	14	25	3.0%
Brésil	10	19	26	32	7.7%
Afrique du Sud	4	6	6	8	2.8%
Moyen Orient	26	49	97	129	9.3%
Monde	608	976	1602	2021	5.9%

Les énormes disparités dans l'accès au rafraîchissement de l'espace à travers le monde se reflètent dans les niveaux de consommation d'énergie par habitant, qui varient d'un faible niveau de 70 kilowattheures (kWh) en Inde à plus de 800 kWh au Japon et en Corée du sud et jusqu'à 1 880 kWh aux États-Unis (Figure 1.1). L'Afrique possède certaines des zones les plus chaudes de la planète, mais l'utilisation de climatiseurs est généralement inférieure à 5%. La consommation d'électricité pour le rafraîchissement n'y a représenté en moyenne que 35 kWh par personne en 2016. Même en Europe, où le climat est relativement doux, l'électricité moyenne consommée par personne pour le rafraîchissement des locaux uniquement est supérieure à l'intégralité de la consommation d'électricité par personne dans les bâtiments en Afrique, au Brésil et en Indonésie, qui ont des climats beaucoup plus chauds et des besoins de rafraîchissement bien plus importants.

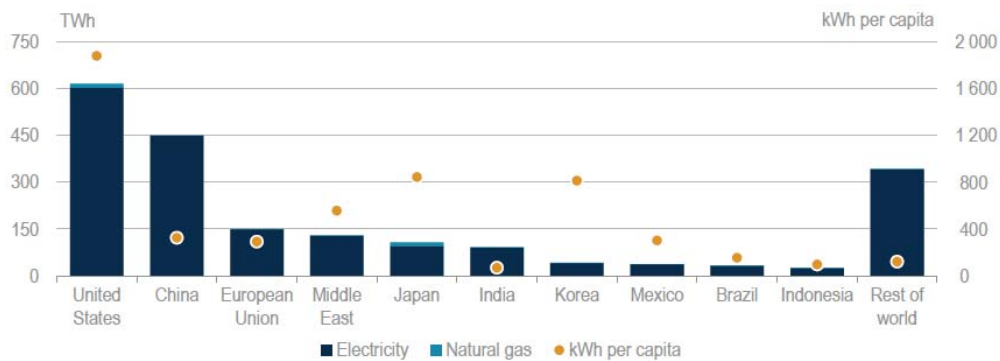


Figure 1.1. Consommation d'énergie finale pour le rafraîchissement des locaux dans les bâtiments par combustible et pays/région, 2016 (OECD/IEA, 2018).

La demande croissante pour un meilleur confort thermique dans le bâtiment a conduit à la mise en œuvre à grande échelle de systèmes de Chauffage, Ventilation et Climatisation (CVC).

Selon les cas, la consommation d'énergie dans les immeubles varie en moyenne entre 30 et 40 % de l'énergie primaire utilisée globalement. Une majeure partie est utilisée pour fournir un confort thermique aux occupants (Dodoo et al., 2011).

Le rythme rapide de croissance de la demande de climatisation n'est que l'un des moteurs de cette croissance : l'électricité prend de plus en plus d'importance dans tous les secteurs. Le rafraîchissement des locaux a représenté environ 13% de la croissance globale de la demande d'électricité entre 1990 et 2016 et 22% de l'augmentation de la consommation d'électricité dans les bâtiments. (Figure 1.2).

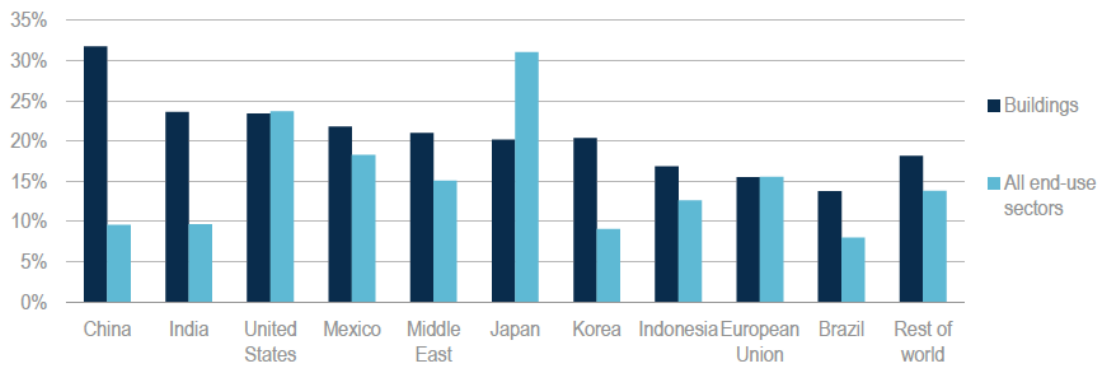


Figure 1.2. Part du rafraîchissement dans l'augmentation de la demande d'électricité par pays/région, 1990-2016 (OECD/IEA, 2018).

Les systèmes HVAC (CVC) sont devenus les principaux consommateurs d'énergie dans un bâtiment, représentant environ 50% de la consommation d'énergie dans les bâtiments et 20% de la consommation totale d'énergie dans les pays développés, tandis que dans certains pays en développement, comme la Chine, la consommation d'énergie des systèmes HVAC représente entre 50 et 70% de la consommation énergétique des bâtiments (Jiang, 2008; Pérez-Lombard et al., 2008). Le rafraîchissement, la ventilation et la réfrigération ont représenté 36,5% de la consommation électrique des bâtiments commerciaux aux États-Unis (U.S. Energy Information Administration, 2012). Par exemple, dans les régions connues pour leur climat chaud, l'énergie utilisée pour le rafraîchissement d'air représente plus de 60% de la consommation d'énergie totale utilisée pour tout le bâtiment (Ibrahim et al., 2014). La climatisation, qui représente une part importante des systèmes de Chauffage, Ventilation et Climatisation (CVC), devient également de plus en plus cruciale pour de nombreux bâtiments dans le monde, en particulier pour les bâtiments tertiaires, (immeubles de bureaux, supermarchés, centres sportifs, aéroports, usines, etc.), en raison des vagues de chaleur fréquentes récentes et de l'amélioration de l'isolation des bâtiments.

L'augmentation du recours aux systèmes de climatisation dans le monde est intimement liée au relèvement des standards de vie et à l'explosion démographique. Aujourd'hui, la plupart des demandes de rafraîchissement se produisent dans les villes, en partie parce que les revenus ont tendance à être plus élevés et parce que les modes de vie ruraux rendent le rafraîchissement moins important. Ceci a entraîné une demande de plus en plus croissante en énergie ce qui a obligé les pays à construire de plus en plus de centrales de production d'énergie électrique afin de pallier cette demande en perpétuelle croissance.

Les ventes de climatiseurs dans le monde ont augmenté régulièrement ces dernières années, avec seulement une brève accalmie au lendemain de la crise financière de 2008. Entre 1990 et 2016, les ventes annuelles ont presque quadruplé pour atteindre 135 millions d'unités.

Pour la plupart ce sont des climatiseurs autonomes et des split-systèmes pour bâtiments résidentiels et commerciaux plus petits, bien que leur taille typique et leur consommation d'énergie associée soient généralement beaucoup plus importants (OECD/IEA, 2018). Fin 2016, on estime que 1,6 milliard de climatiseurs étaient utilisés (tableau 1.2). En termes de puissance de rafraîchissement, environ 11 675 gigawatts (GW) de capacité étaient utilisés à la fin de 2016, contre 4 000 GW en 1990 (Figure 1.3). De cette capacité totale, un peu plus de la moitié était relative au le secteur résidentiel.

Tableau 1.2. Unités de climatisation et capacité de rafraîchissement par pays/région, 2016 (OECD/IEA, 2018).

	Stock Installé						Ventes Annuelles					
	Million d'unités			Capacité de rafraîchissement GW			Million d'unités			Capacité de rafraîchissement GW		
	Res.	Com	Total	Res.	Com	Total	Res.	Com	Total	Res.	Com	Total
USA	241	132	374	2295	2430	4726	16	8	24	314	129	443
Union Européenne	43	53	97	192	654	847	9	3	12	34	41	75
Japon	116	33	148	407	352	759	9	2	11	47	14	61
Corée du sud	30	29	59	129	220	348	2	2	4	19	15	34
Mexique	7	9	16	40	65	105	1	1	2	5	6	10
Chine	432	138	569	2092	807	2899	41	12	53	305	81	386
Inde	14	13	27	77	72	149	3	2	4	14	12	25
Indonésie	7	5	12	32	27	59	1	1	2	5	4	9
Brésil	14	14	27	59	68	127	1	0.3	1	5	1.4	6
Afrique du Sud	1	1	3	6	15	22	0.1	0.1	0.3	0.9	1.1	2.1
Moyen Orient	30	18	47	147	153	299	4	2	6	29	16	45
Monde	1093	529	1622	6181	5491	11673	94	40	135	848	359	1207

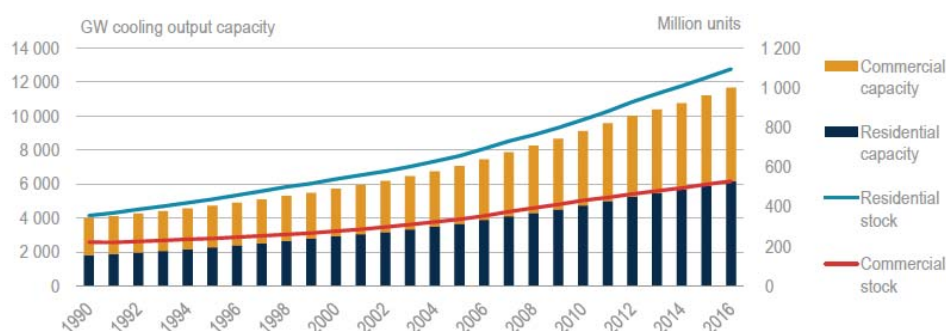


Figure 1.3. Stock mondial et capacité des climatiseurs par secteur (OECD/IEA, 2018).

La figure 1.3 montre que les ventes de climatiseurs, en particulier aux ménages, continuent de croître rapidement, faisant grimper le stock total d'unités et la capacité de rafraîchissement mondiale.

Un autre facteur de l'augmentation de l'utilisation des systèmes de climatisation et de la consommation énergétique est l'urbanisation continue des villes. L'augmentation progressive de la proportion de personnes vivant dans des zones urbaines devrait également accentuer l'augmentation de la demande de rafraîchissement, en augmentant la taille des zones urbaines et la densité des populations urbaines. Plusieurs raisons expliquent pourquoi les villes sont plus chaudes. Les bâtiments abritant des personnes, des appareils et des machines - y compris des équipements de rafraîchissement - génèrent de la chaleur lorsqu'ils consomment de l'énergie (Figure 1.4). Le rafraîchissement conventionnel peut être un contributeur majeur à l'effet d'îlot de chaleur, ainsi qu'une conséquence. Le rafraîchissement au moyen d'un Climatiseur, qui ne fait simplement que faire circuler la chaleur, nécessite l'évacuation de l'air chaud vers l'extérieur des bâtiments.

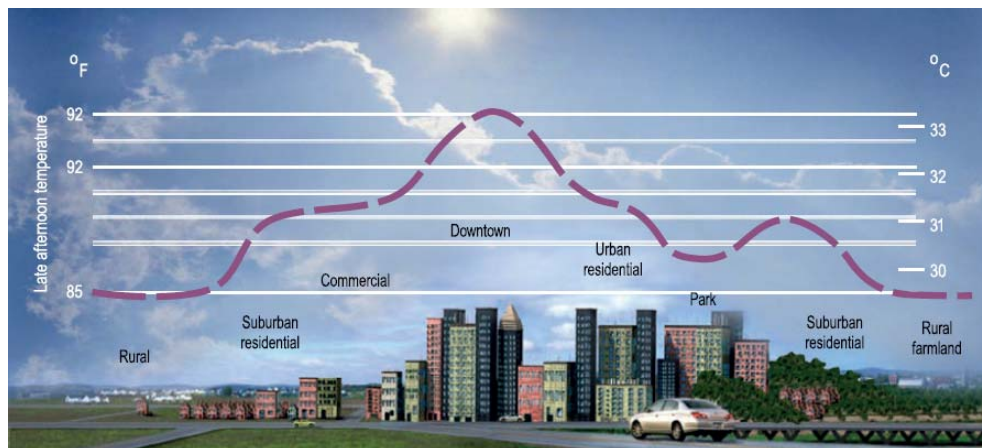


Figure 1.4. Illustration de l'effet d'îlot de chaleur

Source: LBNL (2013), Heat Island Group, <http://heatisland.lbl.gov/>.

Des températures extérieures plus élevées en été augmentent le besoin global de rafraîchissement, conduisant à plus d'air chaud rejeté vers l'extérieur, donc à des températures plus élevées et à une utilisation plus accrue du rafraîchissement, ce qui induit une boucle de rétroaction classique.

Un impact négatif sur l'environnement par l'augmentation des émissions de Gaz à Effet de Serre (GES), est enregistré. En tant que principal contributeur à l'effet de serre, le CO est le premier produit chimique à être réglementé par tous les ETS (système d'échange de quotas d'émission) dans le monde (United Nations, 1998).

Le succès de la COP 21 de la Conférence des Nations Unies sur les changements climatiques de 2015, qui s'est tenue à Paris, en France, du 30 novembre au 12 décembre 2015, a suscité des espoirs et des attentes en matière d'efforts mondiaux concertés pour lutter contre le changement climatique (United Nations, 2016). Le résultat clé de cette conférence a été la négociation de l'Accord de Paris, un accord mondial visant à fixer un objectif de limitation

du réchauffement climatique à moins de 2°C par rapport aux niveaux préindustriels. Cet accord prévoit que zéro émission nette de GES d'origine anthropique soit atteinte au cours de la seconde moitié du 21e siècle (United Nations, 2015). Les énergies renouvelables sont l'élément essentiel pour orienter le système énergétique vers un avenir à faible émission de carbone.

Par conséquent, il est essentiel d'améliorer la performance énergétique des systèmes CVC, que ce soit pour le confort humain ou le fonctionnement des installations, afin de réduire la consommation énergétique et les émissions de carbone du bâtiment.

1.1.2 Efficacité énergétique des équipements de rafraîchissement

Comme pour de nombreux autres types d'appareils et d'équipements installés dans les bâtiments, l'efficacité énergétique des climatiseurs actuellement utilisés et en vente dans le monde a augmenté ces dernières années en raison des améliorations progressives de la technologie de climatisation et de l'évolution de la demande, bien que d'énormes variations demeurent entre pays et régions.

L'efficacité énergétique des climatiseurs peut être mesurée de plusieurs manières différentes, bien que toutes impliquent une comparaison de la quantité d'énergie nécessaire pour produire une unité de sortie de rafraîchissement (ou vice versa). Les climatiseurs déplacent la chaleur, de l'intérieur du local à rafraîchir vers l'extérieur, plutôt que de la convertir d'une forme à une autre (on ne transforme pas la chaleur en froid), de sorte que les mesures standard de l'efficacité thermique ne sont pas appropriées pour décrire les performances de ces appareils. Les conventions varient selon les pays. Les mesures couramment utilisées diffèrent selon les unités (métriques ou impériales), le but de la mesure (efficacité à pleine charge, au moment de la demande de pointe ou sur une saison) et les conditions de test (notamment les températures intérieures et extérieures). Elles sont parfois adaptées aux conditions d'un pays spécifique. Les mesures les plus utilisées dans le monde sont les suivantes :

- Coefficient de performance (COP) : Le rapport utilisé pour les équipements de chauffage ou de climatisation pour décrire la quantité d'énergie utile (c.-à-d. la production de chauffage ou de rafraîchissement) fournie en tant que rapport de l'apport d'énergie (par exemple, l'électricité) pour fournir cette sortie utile. Plus le COP est élevé, plus l'appareil est efficace. Pour les climatiseurs, le COP dépasse généralement 1, car les climatiseurs transfèrent mécaniquement plus d'énergie d'une source de chaleur (air intérieur) vers un dissipateur de chaleur (l'extérieur) que la quantité d'énergie utilisée dans le processus mécanique.

La plupart des principaux marchés des climatiseurs ont aujourd'hui des MEPS obligatoires, bien que les niveaux d'efficacité requis soient généralement bien inférieurs à ceux des produits les plus efficaces disponibles.

Il existe plusieurs domaines où l'efficacité des technologies des climatiseurs existants pourrait être améliorée, notamment les pales de ventilateur à efficacité aérodynamique, des compresseurs plus efficaces, une technologie améliorée des onduleurs pour contrôler la vitesse du moteur du compresseur et l'utilisation d'entraînements à vitesse variable sur les moteurs de ventilateur. À plus long terme, la recherche et le développement devraient se concentrer sur la réduction du coût des systèmes de compression existants en même temps que sur de nouveaux systèmes de compression qui n'utilisent pas de réfrigérants.

1.1.3 Technologie de rafraîchissement par évaporation

Le marché actuel des systèmes de rafraîchissement est dominé surtout par les systèmes mécaniques à compression de vapeur. Ce type de système, qui consomme des quantités importantes d'électricité, en raison de l'utilisation du compresseur est, par conséquent, ni durable ni respectueux de l'environnement (Zhang, 2006). Il est donc vital et urgent de développer des systèmes de rafraîchissement économes en énergie et durables, adaptés au secteur du bâtiment, pour remplacer progressivement et durablement les systèmes de rafraîchissement à compression de vapeur conventionnels à forte consommation d'énergie et à CFC qui dominent les marchés de rafraîchissement actuels. (Jradi and Riffat, 2014).

Toutefois, il y a un renouveau de l'intérêt pour l'utilisation des refroidisseurs évaporatifs pour optimiser le confort thermique. Dans une gamme existante d'alternatives pour le rafraîchissement des bâtiments, comme l'absorption, l'adsorption, les dessiccants et le rafraîchissement par éjecteur, les systèmes de rafraîchissement par évaporation utilisent une énergie naturelle existant dans l'atmosphère, pour effectuer le rafraîchissement de l'air des bâtiments avec une efficacité énergétique améliorée par rapport à la réfrigération à compression mécanique conventionnelle. Les valeurs typiques du coefficient de performance (COP) pour les systèmes de compression de vapeur conventionnels et les systèmes alternatifs sont résumées dans le tableau 1.3 (Renewable Energy Unit, 2015).

Tableau 1.3. Valeurs typiques de COP pour certains cycles de réfrigération.

Cycle de Réfrigération	Compression de vapeur mécanique	Absorption	Adsorption	Dessiccants	Ejecteur	Thermoélectrique	Evaporative
COP	2-5	0.6-1.0	0.2-0.8	0.5-1.5	0.3-0.8	0.5-1.0	15-20

Le rafraîchissement par absorption et par adsorption, en tant qu'alternatives potentielles, supprime le besoin d'un compresseur énergivore, mais nécessite de la vapeur ou de l'eau à

haute température, limitant ainsi leur application uniquement pour les cas où une source de chaleur à haute température est disponible. En outre, les configurations relativement complexes des systèmes d'absorption et d'adsorption réduisent leur attraction chez les utilisateurs (Daou et al., 2006).

Le rafraîchissement par air par évaporation est une technologie qui utilise le processus thermodynamique d'évaporation de l'eau pour refroidir l'air. C'est un processus dans lequel la chaleur sensible est extraite de l'air et convertie en chaleur latente. Au cours des dernières décennies, le rafraîchissement par évaporation, utilisant le principe de l'évaporation de l'eau pour l'absorption de la chaleur, a gagné en popularité dans le domaine du rafraîchissement de l'air (Chen et al., 2011; Daou et al., 2006), en raison de sa structure simple et l'utilisation d'une énergie recyclable/renouvelable présente dans le milieu naturel.

Non seulement le Rafraîchissement par Evaporation génère une faible émission de CO₂ mais c'est aussi une méthode économiquement réalisable pour abaisser la température de l'air des immeubles (Goshayshi et al., 1999). Dans les régions avec un climat sec et chaud, ce système peut être énergétiquement efficace et d'un apport positif à l'environnement (Boukhanouf et al., 2014).

Selon l'American Society of Heating, Refrigerating and Air conditioning Engineers (ASHRAE), la consommation d'énergie des systèmes de rafraîchissement par évaporation peut être réduite de 60 à 75 % par rapport à celle des systèmes de rafraîchissement classiques. Cette amélioration dépend du dimensionnement, de l'emplacement et de l'application dans le bâtiment. Un refroidisseur évaporatif correctement conçu maintiendra la température ambiante de consigne (Boukhanouf et al., 2015).

Les Systèmes surdimensionnés aggravent considérablement la demande d'énergie au moment des heures de pointe en saison estivale ou durant les journées chaudes et peuvent accroître les coûts initiaux, réduire l'efficacité, augmenter les coûts d'énergie et compromettre le confort intérieur.

Il est important de choisir les conditions de conception extérieure et intérieure correctes telles que la température intérieure de l'air du local à rafraîchir et le taux maximal de renouvellement d'air. Puis, en fonction de la capacité de rafraîchissement du système, la conception d'un projet intégrant un refroidisseur peut être identifiée. Un système de rafraîchissement par évaporation réussie dépendra de la localisation géographique du bâtiment, du climat local, et des attentes concernant le rendement escompté du système : pour assurer le confort thermique ou comme système de secours (ASHRAE, 2008).

Les études actuelles se concentrent sur l'utilisation du Rafraîchissement par Evaporation (RE) dans les bâtiments résidentiels, avec des structures typiques. Les applications Résidentielles des systèmes de rafraîchissement par évaporation sont communes à toutes les Zones chaudes et arides ou chaudes et humides. Le RE résidentiel est généralement plus petit que les unités commerciales. Beaucoup de résidences utilisent le Rafraîchissement Evaporatif Directs (RED), ce dernier maintenant l'air en contact direct avec l'eau, provoquant l'évaporation de cette dernière et la réduction de la température de l'air simultanément. Ainsi, l'eau vaporisée, sous forme de vapeur, est ajoutée à l'air soufflé à l'intérieur du bâtiment, ce qui crée souvent des conditions ambiantes plus humides et cause un inconfort aux résidents. Pour pallier cet inconvénient on peut apporter une modification au système précédent en rajoutant une séparation, une paroi intermédiaire, entre la partie dans laquelle circule l'air à introduire dans le local à rafraîchir et le milieu humide, pour éviter d'ajouter de l'humidité dans l'air produit (soufflé). C'est ce que nous appelons le Rafraîchissement Evaporatif Indirect (REI). La température du bulbe humide de l'air secondaire est la limite à laquelle l'air d'admission pourrait être refroidi. Dans une unité REI, l'échangeur de chaleur est le composant central qui comprend une ou plusieurs plaques d'échange, positionnés horizontalement ou verticalement, chacune ayant une surface sèche sur un côté et une surface humide sur le côté opposé. Lors de la conception, la surface humide d'une plaque est opposée à la surface humide de l'autre plaque adjacente pour former un canal humide où circule le flux d'air humide qui sera rejeté vers l'extérieur ; de même, la surface sèche d'une plaque est opposée à la surface sèche de l'autre plaque adjacente, formant le canal sec, pour laisser le flux d'air sec se déplacer et sa température baisser en cédant sa chaleur sensible au canal humide à travers la paroi le séparant du canal sec.

Pendant le fonctionnement, le flux d'air primaire (extérieur), qui servira à produire l'air qui sera soufflé dans le local, entre dans le canal sec et le flux d'air secondaire entre dans le canal humide adjacent, tandis que l'eau est pulvérisée sur la paroi du canal humide depuis le côté supérieur. De cette façon, le flux d'air primaire est refroidi par l'évaporation de l'eau de la surface humide, ce qui crée une différence de température permettant un transfert de chaleur entre les deux flux d'air. Ainsi, le flux d'air primaire est refroidi, tout en gardant sa teneur en humidité à une valeur constante, vers la température du bulbe humide du flux d'air secondaire ; tandis que le flux d'air secondaire est progressivement saturé et chauffé lors du déplacement le long du trajet d'écoulement, et finalement rejeté vers l'extérieur du système en étant saturé d'humidité et avec une température plus élevée.

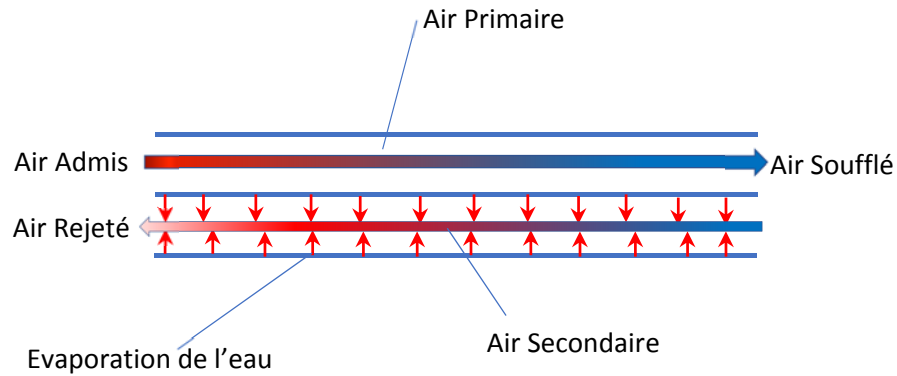


Figure 1.6. Schéma d'un système REI à contre-courant.

Dans la pratique, les systèmes REI ne sont pas utilisés indépendamment, ils sont souvent appliqués conjointement avec d'autres dispositifs de rafraîchissement pour former des systèmes de rafraîchissement hybrides, par ex. (1) mode de rafraîchissement par évaporation indirect/direct (REI/RED); (2) Unité de rafraîchissement REI/système de rafraîchissement ou de réfrigération à expansion directe; (3) REI/RED/serpentin de rafraîchissement ou système de réfrigération à détente directe; (4) Système déshydratant/REI/RED qui peut offrir de meilleures performances de rafraîchissement complètes et une meilleure rentabilité dans diverses conditions climatiques (Duan et al., 2012; Watson and Chapman, 2002).

L'utilisation du Rafraîchissement Evaporatif Indirect (REI) est de plus en plus choisie par les utilisateurs qui veulent avoir une température de plus en plus basse et une humidité relative acceptable pendant les heures de pointe.

1.2 Opportunité et but de la recherche

Au cours des dernières décennies, de grands progrès technologiques ont été réalisés à la fois dans la R&D sur les systèmes REI et dans son application commerciale. Cependant, il y a encore du potentiel pour de nouveaux progrès techniques, en particulier dans la structure de l'Echangeur de Chaleur et de Masse (ECM) et la manière avec laquelle est distribuée l'eau sur la surface humide.

En termes d'échangeurs de chaleur pour les systèmes REI existants, ceux qu'on trouve sont principalement basés sur la forme à plaques planes, du fait de leurs avantages de fabrication facile et rentable. Cependant, cette structure n'est pas la plus idéale car la surface d'échange de chaleur et de masse est limitée et donc n'est pas utilisée efficacement. La température de l'air secondaire/de travail n'est alors pas suffisamment basse pour éliminer une quantité plus grande de chaleur de l'air primaire/produit. L'une des solutions à appliquer pour pallier ce manque de superficie est l'utilisation de plaques à surfaces irrégulières où la forme ondulée

améliorerait considérablement l'efficacité du transfert de chaleur si la conception de structure souhaitable était développée et le coût de fabrication pouvait être sous contrôle.

En ce qui concerne les matériaux utilisés comme paroi intermédiaire, la perméabilité à l'eau, qui influence grandement la distribution de l'eau à travers la surface humide, serait l'un des principaux facteurs à prendre en considération en fonction de la résistance structurelle et de la commodité de fabrication et d'utilisation. Dans ce domaine, les progrès sont toujours en développements et il y a encore du potentiel à trouver des matériaux alternatifs naturels qui favorisent le transfert de chaleur tout en retenant la vapeur d'eau.

La plupart des systèmes à point de rosée existants partagent une caractéristique commune qui consiste à adopter une configuration de circulation du flux d'air en courant croisé, qui est certes idéal pour favoriser l'ergonomie mais qui n'est pas considéré comme le meilleur schéma d'écoulement en termes d'échange de chaleur. Un arrangement à contre-courant serait préférable car il peut favoriser une diminution de la température de l'air primaire plus élevée entre les deux courants d'air adjacents et une efficacité plus élevée.

L'un des questionnements majeurs est de proposer ou d'identifier des indicateurs susceptibles de déterminer les éléments pouvant amener à plus d'efficacité énergétique du système.

Dans ce sens les questions posées auxquelles notre recherche tentera à répondre sont :

- ❖ Comment concevoir des systèmes de rafraîchissement qui concilient efficacité énergétique et alternatives respectueuses de l'environnement ?
- ❖ Comment fournir les stratégies visant à atteindre la performance énergétique et la faible consommation ?

Dans cette optique, les questions posées sont :

- ❖ Quelle est la meilleure conception pour une intégration réussie, une production suffisante et un fonctionnement normal du système RE ?
- ❖ Comment concilier confort thermique, conception du système RE et efficacité énergétique ?
- ❖ Comment intégrer efficacement le système RE sans en altérer l'intégrité thermique de l'enveloppe du bâtiment et par-delà augmenter le risque de consommation excessive de l'énergie ?

Ce projet a aussi pour intérêt les thèmes de recherche actuels sur l'enveloppe des bâtiments en mettant plus l'éclairage sur le fait de fournir les stratégies visant à atteindre la performance et la faible consommation énergétique.

1.3 Objectifs de la recherche

L'objectif principal de cette thèse est d'abord une contribution et participation au débat sur la réduction de la consommation énergétique et sur l'efficacité énergétique des bâtiments et la Contribution à l'amélioration et à l'intégration des Systèmes de rafraîchissement par évaporation passif direct ou indirect dans le Bâtiment.

Il s'agit, donc :

1. D'étudier la description des différents systèmes de rafraîchissement dans le bâtiment se basant sur des cas concrets d'intégration architecturale.
2. De présenter une typologie des différents systèmes de rafraîchissement passif par évaporation (RPE). La compréhension de ces différents systèmes nécessite, dans un premier temps, d'établir une description des différents composants.
3. De décrire les systèmes étudiés. Une typologie des systèmes de rafraîchissement passifs par évaporation (RPE) intégrés au bâtiment sera définie à partir d'exemples réels. La définition d'une telle typologie nous permettra, d'une part, de définir un domaine d'étude, et d'autre part de servir de base à la méthode employée pour le développement du modèle de connaissance.
4. De recenser les différents types d'intégration des systèmes de Rafraîchissement Passif par Evaporation (RPE) dans le bâtiment, ce qui nous permettra de mieux définir les différents types d'intégration architecturale particulièrement innovante, Les systèmes répertoriés constitueront une synthèse de ce qui est possible de voir se développer à grande échelle.
5. De faire des recommandations et proposition de solution en milieu urbain pour assurer une efficacité énergétique concrète.

1.4 Les hypothèses

Plusieurs hypothèses ont été émises afin de guider notre réflexion et élaborer une réponse à cette problématique. Elles seront à confirmées ou à infirmées selon les résultats obtenus après investigation.

Hypothèse 1 : Pour installer et intégrer avec succès un système de rafraîchissement par évaporation, il est important de tenir compte de paramètres identifiables dont les principaux sont :

- localisation géographique du bâtiment,
- caractéristiques du climat local,
- la capacité de rafraîchissement du système,

- Type du bâtiment et attentes concernant le rendement escompté du système (pour assurer le confort thermique ou comme système d'appoint).

Hypothèse 2 : Le système de rafraîchissement peut être intégré dans la structure d'un bâtiment, comme les toits ou les murs, ou conçu comme une unité, qui peut être portable ou fixe.

Pour rappel, les études actuelles se concentrent sur l'utilisation des systèmes de Rafraichissement Par Evaporation dans les bâtiments résidentiels, avec des structures typiques. Les applications Résidentiels des systèmes de rafraîchissement par évaporation sont communes à toutes les Zones chaudes et arides ou chaudes et humides.

Hypothèse secondaire : Le système doit être choisi en fonction du type de la construction et de l'aménagement intérieur des locaux. Des résidences spacieuses avec couloirs et chambres multiples devraient être rafraichies avec des systèmes canalisés. Le rafraichisseur, qui relie les réseaux de gaines, distribue l'air dans les différentes pièces. Toutefois, des installations centre-localisées sont utilisées pour les petites maisons compactes, dont les chambres donnent les unes sur les autres.

Hypothèse 3 : Pour des conditions extérieures identiques et en comparaison avec un système de rafraichissement classique, le système de rafraîchissement par Evaporation Indirecte (REI) proposé permet de réduire les températures de l'air de soufflage avec un rendement nettement supérieur.

1.5 Méthodologie et outils de travail

Aujourd'hui, la construction écologique se concentre sur l'efficacité énergétique et la façon d'intégrer les paramètres environnementaux et climatiques dans le rafraîchissement de l'air et améliorer ainsi les qualités des espaces intérieurs telles que la capacité de confort sans polluer d'avantage l'environnement. Le but de cette recherche étant de démontrer l'importance de ces systèmes de rafraîchissement par évaporation dans la durabilité architecturale pour les climats chaud/aride et chaud/humide, l'étude globale a été échafauder autour d'une investigation théorique soulignant concept et état de l'art et d'un travail empirique basé essentiellement sur la modélisation numérique du système (avec étude paramétrique). Il est aussi important de rappeler qu'une entame d'un travail expérimental intégrant la construction d'un prototype du système a été amorcée, en Mai/Juin 2019, au niveau du laboratoire GRESPI/ITheMM (URCA) mais à regret elle n'a pu être finalisée sur l'an 2020 à cause de la crise sanitaire COVID-19. Néanmoins des tests ont pu être effectués sur les matériaux intermédiaires servant de Substrats humides montés à l'UC3 en Juin/Juillet 2020.

L'approche ne s'est pas limitée à définir les concepts (et les nouvelles tendances politiques, scientifiques,...) inhérentes à l'optimisation de la consommation énergétique durable, mais elle a aussi permis de mieux cerner les défis majeurs de l'intégration de nouveaux systèmes de contrôle de l'environnement intérieur d'un espace. Concernant les climats chauds, les stratégies s'orientent plus vers les procédés de rafraîchissement à moindre coût.

Les enseignements tirés des documents spécifiques au domaine, textes juridiques, guides, expériences effectuées sur les différents systèmes RE ont permis de comprendre les actions proposées, et leurs conséquences positives et/ou négatives sur le fonctionnement du concept. Concernant les techniques utilisées dans le second volet (à caractère empirique) elles ont nécessité des outils de modélisation/simulation numérique à l'aide des logiciels SPARK, Climate Consultant, TRNSYS, et de montage de prototypes d'études simplifiés.

1.6 Structure de la thèse :

Dans sa présentation formelle, la thèse est structurée en quatre chapitres en plus du chapitre introductif et d'une conclusion générale :

Chapitre I : Contexte, opportunité et objectifs de la recherche.

Chapitre II : les différentes variantes des systèmes de rafraîchissement par évaporation ainsi que les travaux effectués dans le domaine seront passés en revue.

Chapitre III : le travail empirique consacré à la modélisation du système, sera effectué avec un outil de calcul qui est le logiciel SPARK. L'influence de l'efficacité des différents composants du système sur la température de soufflage sera analysée.

Chapitre IV : une étude pilote (Pilot Study) et l'entame d'une investigation sur un banc d'essai sommaire du système de rafraîchissement qui vise à tester et à ajuster les éléments composants le système.

Chapitre V : une étude préliminaire autour de l'application au bâtiment d'un exemple du système de rafraîchissement étudié pour démontrer son interaction effective et son influence sur la réduction de la consommation énergétique de la construction.

Dans la conclusion générale, en plus de la synthèse et de la validation des hypothèses posées il est précisé les limites et les perspectives de la recherche.

CHAPITRE 2 REVUE DE LA LITTÉRATURE

2.1 Introduction

Grâce aux progrès continus de l'innovation technologique, en particulier le développement du cycle M avec l'amélioration des phénomènes de transfert de chaleur et de masse associé et l'optimisation des matériaux utilisés comme paroi médiane, les systèmes de Rafraîchissement Evaporatif Indirect (REI) ont bénéficié des performances de rafraîchissement et d'une efficacité énergétique considérablement améliorées au cours des dernières décennies. Ce chapitre donne un compte rendu et une revue de la littérature des progrès de la R&D et de l'application pratique du rafraîchissement par évaporation, dans le but de baser les travaux de recherche suivants sur une base scientifique solide. Les différentes recherches sont identifiées par une analyse critique pour suggérer les futures opportunités de recherche. Les principales approches sont brièvement décrites comme suit :

- (1) Présenter le principe fondamental du rafraîchissement par évaporation
- (2) Décrire les normes d'évaluation relatives aux performances techniques, économiques et environnementales des systèmes de rafraîchissement par évaporation.
- (3) Illustrer une revue de littérature complète sur les progrès de la R&D et les applications pratiques des appareils RE.
- (4) Identifier les opportunités potentielles pour la recherche et le développement de la technologie REI.

2.2 Concept, classification et normes d'évaluation des performances de la technologie de rafraîchissement par évaporation (RE)

2.2.1 Concept et théorie du rafraîchissement par évaporation

L'évaporation de l'humidité ou de l'eau est un processus naturel de transformation de l'eau de l'état liquide en un état gazeux (vapeur), alors qu'il existe une différence de pression partielle à l'interface des deux phases. C'est aussi l'un des cycles fondamentaux de l'eau dans la nature qui se déroule partout et à tout moment. Cette technique n'est pas une idée nouvelle, elle a des origines très anciennes. Elle date de l'époque de l'Égypte des pharaons et de l'empire romain. Des fresques d'environ 2500 av. J.-C indiquent que les anciens Égyptiens ont remarqué et utilisé le phénomène, selon lequel l'évaporation de l'humidité pourrait offrir un effet de rafraîchissement, pour rafraîchir l'eau dans des bœufs poreux en éventant de l'extérieur (Watt, 2012). On utilisait, et on utilise encore par exemple, dans certaines régions du monde en particulier l'Afrique du Nord, des tissus imbibés d'eau (humides) et suspendus aux portes et fenêtres pour rafraîchir l'air intérieur quand le vent souffle au travers de ces

ouvertures. L'air chaud qui traverse le tissu voit sa chaleur prélevée et transférée à l'eau ce qui fera baisser la température de l'air.

Au fur et à mesure que la science prenait son essor et se développait, l'essence même du changement de phase a été progressivement explorée et les gens ont essayé de mieux utiliser et d'améliorer la conversion d'énergie au cours de ce processus. En effet, il est désormais très clair que la chaleur latente est le point le plus important qui accompagne la survenue de l'évaporation et que la chaleur latente de vaporisation de l'eau est si importante qu'elle pourrait modifier de manière significative la température latente de l'eau liquide dont la capacité calorifique spécifique est l'une des plus grandes parmi les matériaux courants. Par exemple, la chaleur latente de l'eau est de 2257 kJ/kg (ASHRAE, 2009) et celle du réfrigérant R134a est de 215,9 kJ/kg à leur point d'ébullition respectif et pour une pression de 1 atm (Huber & McLinden, 1992). La Figure 2.1 montre la grande différence qu'il y a entre la chaleur latente et la chaleur sensible de l'eau. Tous les systèmes de climatisation à compression mécanique fonctionnent sur le principe du changement de phase entre les états liquide et gazeux pour transposer la chaleur d'un endroit à un autre. On peut concevoir que l'eau soit un réfrigérant naturel à très haut rendement simplement en raison de sa chaleur latente.

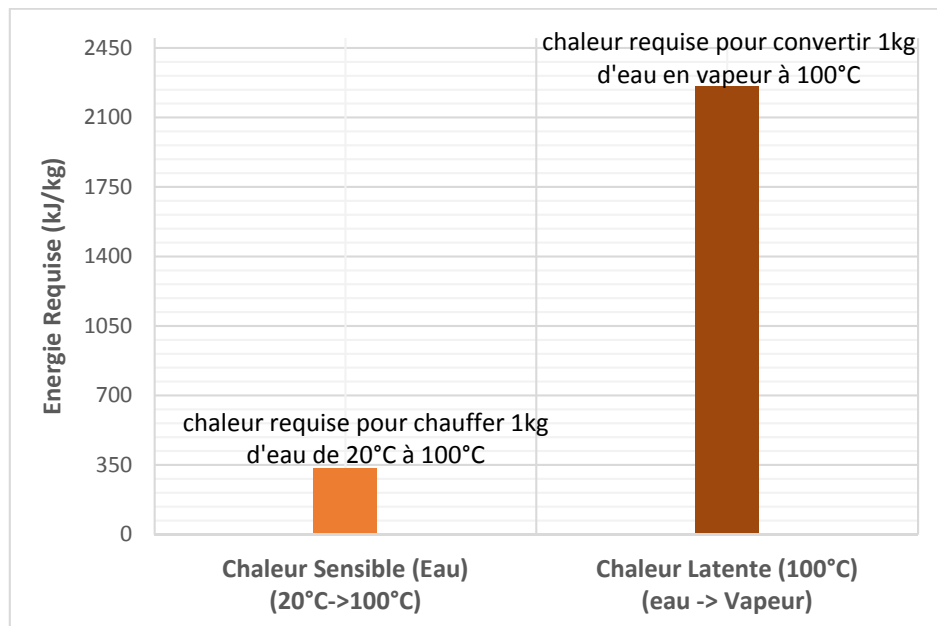


Figure 2.1. Différence entre chaleur latente et chaleur sensible pour l'eau.

Contrairement au système à compression mécanique conventionnel, dans lequel le réfrigérant circule en boucle fermée et subit un changement de phase, le rafraîchissement par évaporation utilise l'eau qui est un réfrigérant naturel et effectue un changement de phase par vaporisation naturelle dans l'air dans un espace ouvert donc sans boucle fermée et

recyclage direct. Par conséquent, il n'y a pas besoin d'un compresseur de vapeur énergivore et de réfrigérant CFC qui menace la couche d'ozone atmosphérique.

2.2.2 Classification de la technologie de rafraîchissement par évaporation

Le rafraîchissement par évaporation est un processus de transfert de chaleur et de masse qui utilise l'évaporation de l'eau pour rafraîchir l'air dans lequel une grande quantité de chaleur est transférée de l'air à l'eau ce qui a comme résultat l'abaissement de la température de l'air.

La chaleur latente qui va occasionner l'évaporation pourrait provenir de divers milieux. Dans les applications de rafraîchissement de bâtiments, outre le fluide à rafraîchir le plus courant, à savoir l'air, l'eau est une autre alternative pratique. Ainsi, la technologie de rafraîchissement par évaporation pourrait être regroupée de diverses manières en deux catégories principales en fonction des fluides à rafraîchir, à savoir le rafraîchissement par évaporation côté air et côté eau, et les unités de rafraîchissement qui sont communément appelées rafraichisseur d'air par évaporation et rafraichisseur par évaporation respectivement (Xie & Jiang, 2015). En utilisant l'évaporation naturelle, l'humidité pénètre dans l'air et augmente son taux d'humidité. Au moyen d'une paroi, l'évaporation de l'eau se produit d'un côté de cette paroi et la chaleur latente pour évaporer l'eau pourrait être tirée de l'autre côté. Selon que l'eau entre en contact avec l'air rafraîchi, la technologie d'évaporation peut être classée en rafraîchissement par évaporation directe (RED) et en rafraîchissement par évaporation indirect (REI). En conséquence, les systèmes de rafraîchissement par évaporation sont présents sous trois formes de base :

- Les systèmes de RE Direct Passifs ou actifs dans lesquels les fluides (Eau ou Air) sont en contact direct avec l'eau à évaporer ;
- Les systèmes de RE Indirect avec Température Humide ou Sous-Température Humide dans lesquels les fluides mis en œuvre sont séparés dans des canaux différents (sec et humide) ;
- Les systèmes de RE Direct/Indirect combinés avec ou sans combinaison avec d'autres cycles de rafraîchissement.

Comme le montrent la Figure 2.2 (Auteur) et la Figure 2.3 (Amer et al., 2015; ASHRAE, 2008) on peut diviser les systèmes RE comme suit:

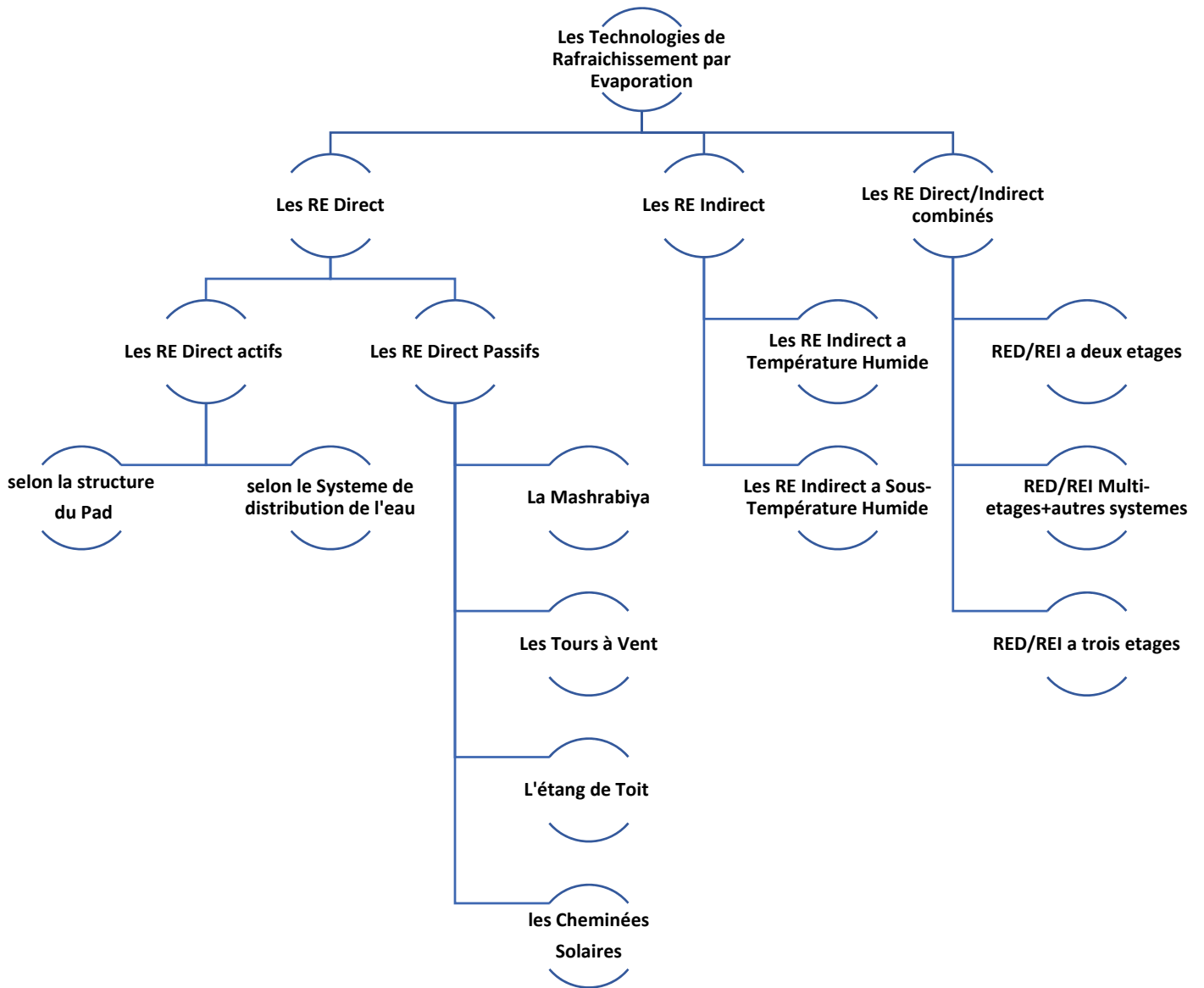


Figure 2.2. Les différentes Technologies de Rafrâichissement par Evaporation (Auteur).

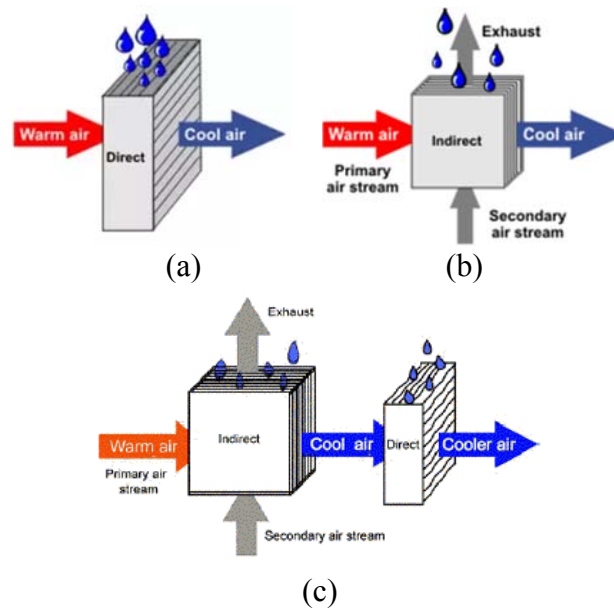


Figure 2.3. Schéma des systèmes évaporatifs de base.
 (a) Direct ; (b) Indirect ; (c) Indirect/Direct. (Xu et Al., 2018)

❖ Le Système Passif

Les techniques de rafraîchissements passifs utilisent des phénomènes naturels pour rafraîchir les bâtiments sans faire intervenir des appareils mécaniques grands consommateurs d'énergie. Toutefois, de petits ventilateurs ou pompes de circulation peuvent être nécessaires (Amer et al., 2015). On peut aussi faire circuler l'air du dispositif avec l'aide d'une cheminée solaire, placée de façon à pouvoir créer un mouvement de l'air à l'intérieur du local et donc éviter l'utilisation de ventilateurs. Toutefois cette configuration est tributaire des aléas des conditions climatiques extérieurs (Abdallah et al., 2014).

Le système Passif dépend du climat de la région dans laquelle il opère. C'est à dire, que les techniques utilisées dans les régions chaudes et humides sont différentes de celles utilisées dans les régions chaudes et arides. Cette technique est capable d'abaisser la température intérieure d'environ 9°C (Kolokotsa et al., 2012).

Les principaux types de systèmes passifs traditionnels de rafraîchissement par évaporation intégrés dans le bâtiment sont les suivants :

➤ La Mashrabiya

La figure 2.4 montre une Mashrabiya couplée à une cruche poreuse remplie d'eau pour améliorer le rafraîchissement de l'air (Fardeheb, 2008).

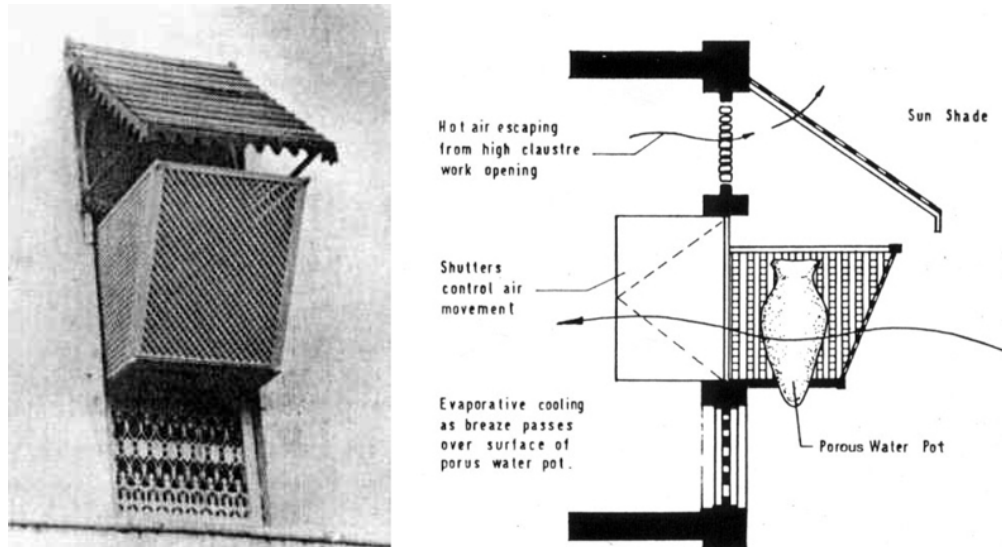


Figure 2.4. Mashrabiya couplée avec une cruche poreuse remplie d'eau pour améliorer le rafraîchissement de l'air (Fardeheb, 2008)

➤ **Les Tours à Vent**

Les figures 2.5 et 2.6 montrent des conceptions de tours à vent avec ou sans incorporation d'un système de pulvérisation d'eau/broue et combinées avec un Qanât pour améliorer le rafraîchissement par évaporation (Fardeheb, 2008; Lechner, 2008).

Historiquement, le rafraîchissement par évaporation était largement utilisé dans l'architecture traditionnelle dans les pays chauds et arides. Les tours à vent ou capteurs de vent constituaient un système de ventilation naturelle pouvant également être utilisés à cet effet. L'air entrant s'écoule le long d'une voie humide ou d'une surface d'eau. Cette technique a été utilisée pendant plusieurs siècles dans certaines parties du Moyen-Orient, notamment l'Iran, l'Égypte et la Jordanie.

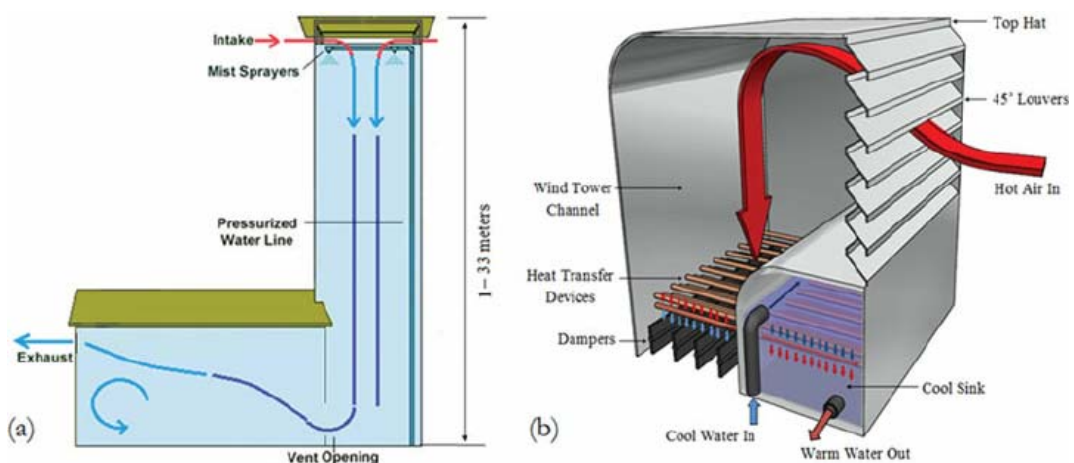


Figure 2.5. (a) Tours à vent avec pulvérisation de brume (b) Tours à vent avec pulvérisation d'eau. (Malone, 2012)

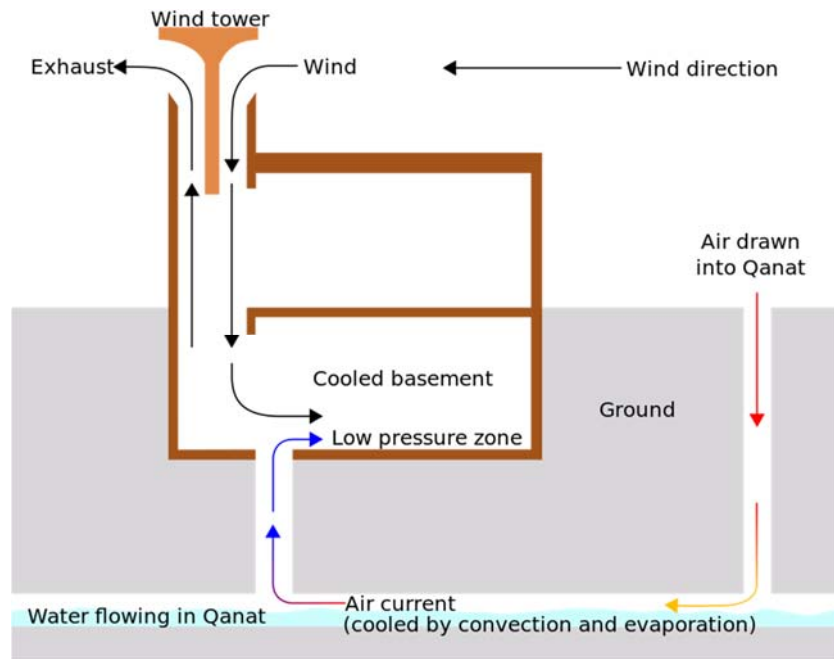


Figure 2.6. Tour à vent sans pulvérisation d'eau/brume combinée avec un Qanât, (Bahadori, 1978)

➤ L'Etang de Toit

Parmi les différents éléments de l'enveloppe du bâtiment, le toit est considéré comme le plus important pour le développement de mesures passives (figure 2.7) (Tang and Etzion, 2005).

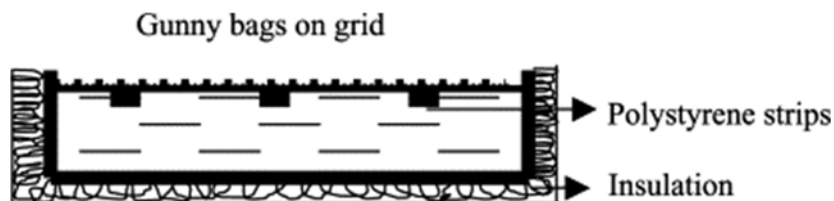


Figure 2.7. schéma de principe d'un étang de toit, avec des sacs de jute flottant à la surface de l'eau (Tang and Etzion, 2005)

En effet, il s'agit de la partie la plus exposée d'un bâtiment au rayonnement solaire direct. Il existe suffisamment d'études affirmant que durant l'été, le toit peut à lui seul être responsable d'environ 50% de la charge thermique dans un bâtiment d'un ou deux étages (Jain, 2006; Juanicó, 2009; Nahar et al., 2003; Pearlmutter and Rosenfeld, 2008; Vijaykumar et al., 2007). Assombrir le toit, augmenter son épaisseur, améliorer son albédo, isoler, le végétaliser ou encore l'asperger d'eau ou y aménager des bassins, sont plusieurs mesures passives permettant de réguler le gain de chaleur par le toit (Pisello et al., 2014; Tang and Etzion, 2005). Cette dernière technique peut contribuer fortement à atténuer la chaleur par le toit par un rafraîchissement de manière passive. Pendant l'été, l'écoulement de l'air ambiant sur l'étang permet à l'eau de s'évaporer, donc, refroidit l'étang et la structure du toit qui agissent comme un dissipateur de chaleur de l'intérieur du bâtiment (Figure 2.8). Pendant l'hiver, l'étang est vidé et les ouvertures ombragées sont fermées (Lechner, 2008).

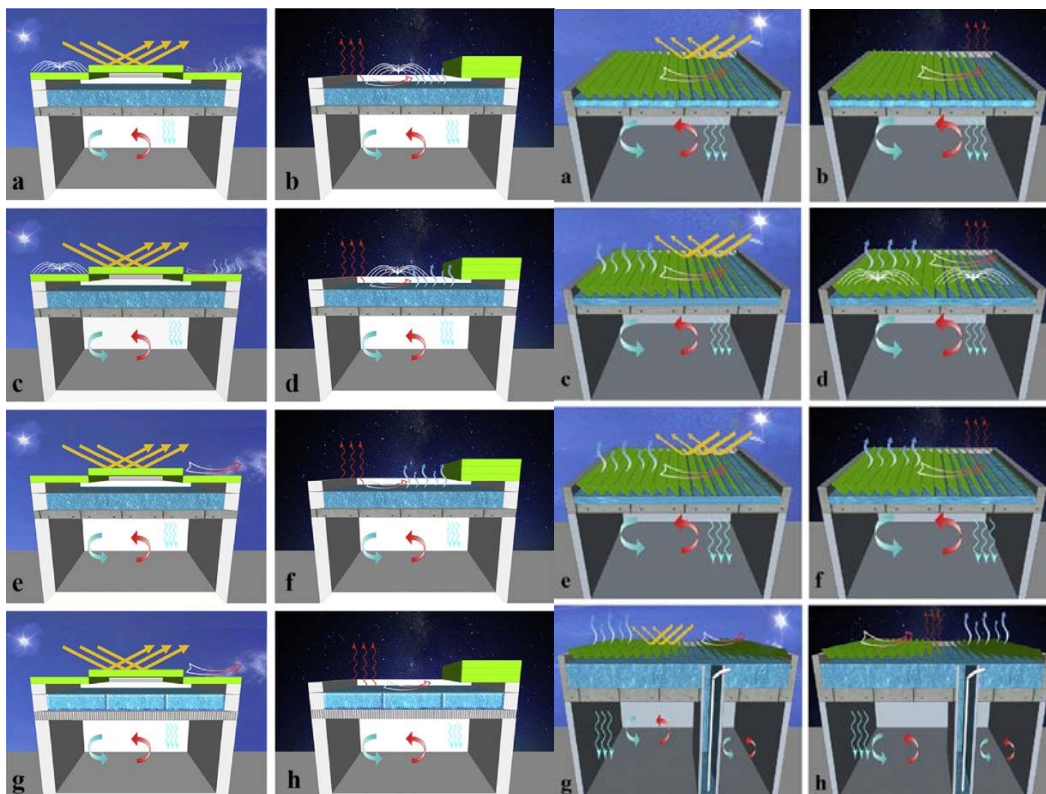


Figure 2.8. Différentes configurations de l'étang de toit (Sharifi and Yamagata, 2015).

➤ **Les Cheminées Solaires**

Une cheminée solaire - appelée également cheminée provençale ou cheminée thermique - est un dispositif permettant d'améliorer la ventilation naturelle d'un bâtiment en utilisant le mouvement convectif de l'air chauffé passivement dans un conduit exposé au rayonnement solaire (Figure 2.9).

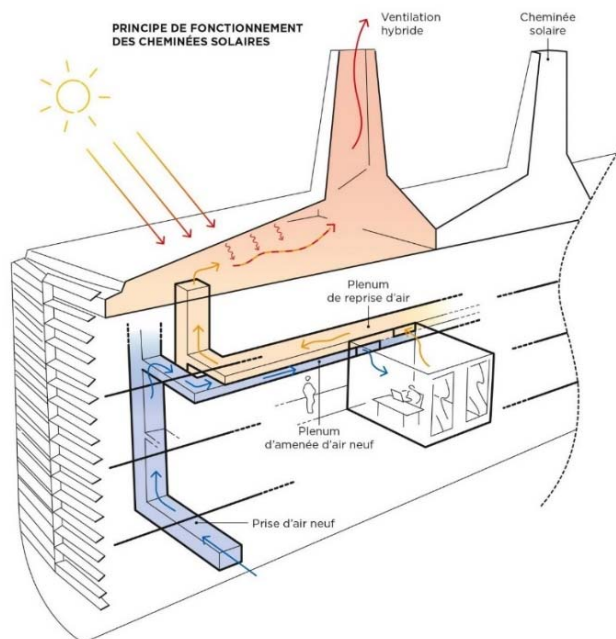


Figure 2.9. N₂Office Ventilation hybride naturelle (Source LAZARD Groupe).

❖ Le Système Rafraîchissement par Evaporation Direct Actif (REDA)

Les RE directs actifs (Figure 2.10) sont alimentés par l'électricité. Ils utilisent cette puissance uniquement pour faire circuler l'air et l'eau (Ventilateur et Pompe) dans les canaux, ce qui les rend moins exigeants en énergie électrique en comparaison avec les systèmes de refroidissement classiques. En 2008, Lechner confirma la possibilité d'une économie allant jusqu'à 90 % (Lechner, 2008).

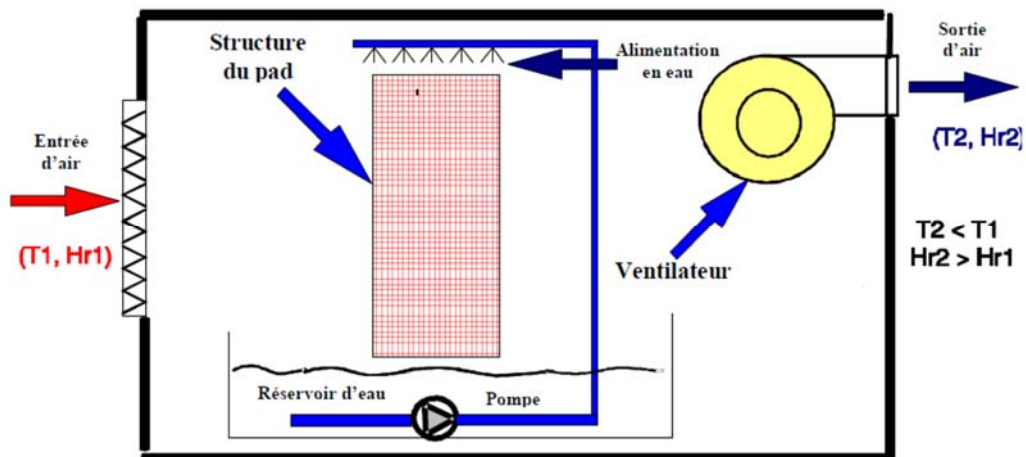


Figure 2.10. Rafraîchisseur par Evaporation Direct (Belarbi et al., 1998).

Le système consiste en un canal humide qui se termine par une ouverture par laquelle on souffle l'air dans le local à rafraîchir. Dans ce canal on fait couler (ou pulvériser) de l'eau à une température inférieure à la température de l'air extérieur.

Comme le montre la figure 2.11, dans une unité RED, l'air ambiant traverse un espace dans lequel il entre en contact Direct avec de l'eau sous forme de fines gouttelettes ou saturant un milieu poreux.

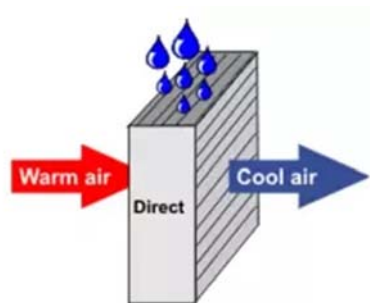


Figure 2.11. Schéma de principe d'un système évaporatif Direct (Xu et al., 2018).

L'air extérieur est introduit dans le canal humide, durant ce trajet une partie de sa chaleur est prélevée du fait de la différence de température entre la Plaque/film d'eau et l'air chaud, ce qui abaisse sa température à un certain degré.

L'eau s'évapore dans l'air, absorbe la chaleur, ajoute de l'humidité et la rend ainsi plus fraîche et plus humide. Théoriquement, le processus d'évaporation ne s'arrêterait pas avant que l'air

refroidi n'atteint l'état de saturation. Cependant, en pratique, l'humidité relative ne peut pas toujours atteindre 100% mais quelques points de pourcentage de moins en raison des limitations pratiques auxquels sont soumis les systèmes de rafraîchissement. Donc atteindre 90% à 95% de la température du thermomètre mouillé est le plus souvent l'objectif pour avoir les performances de rafraîchissement direct et l'état de l'air correspondant. Le véritable processus RED se déroule souvent le long des voies P1-P2 et P3-P4 dans un diagramme psychrométrique, comme le montre la Figure 2.12.

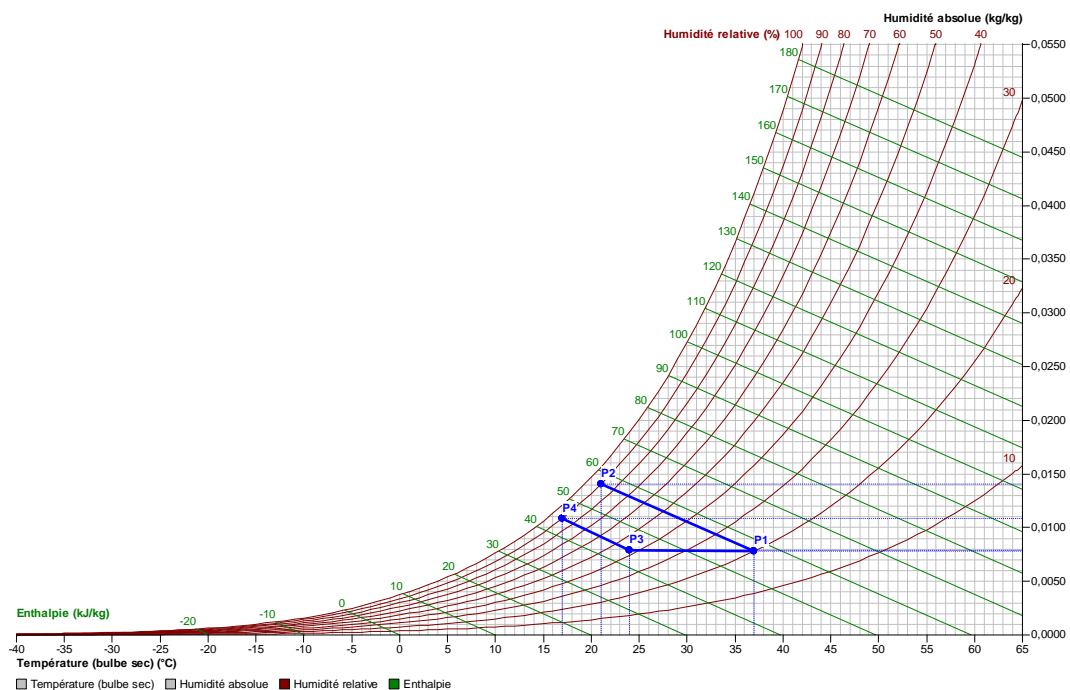


Figure 2.12. voies de rafraîchissement par évaporation dans un diagramme psychrométrique.

Comme le montre la figure 2.12, le long de la voie P1-P2, l'air entre dans le système à une température de 37°C, avec une humidité relative (HR) de 20% et un taux d'humidité absolue d'environ 8g/kg et sort du système à une température de 21°C et un taux d'humidité absolue de 14g/kg. L'air a ainsi été refroidi et humidifié. À la fin du processus, l'humidité relative de l'air sortant s'élève à 90%.

Cette opération nous permettra de faire abaisser la température de l'air à introduire dans le local tout en augmentant son humidité relative (figure.2.13). Il s'agit d'un processus de « rafraîchissement adiabatique direct » car le seul échange de chaleur impliqué se produit entre l'air et l'eau en contact. L'air est rafraîchi et est directement pulsé dans le local. On obtient cependant un air humidifié. C'est pourquoi, il convient surtout aux grands locaux à faible occupation humaine.

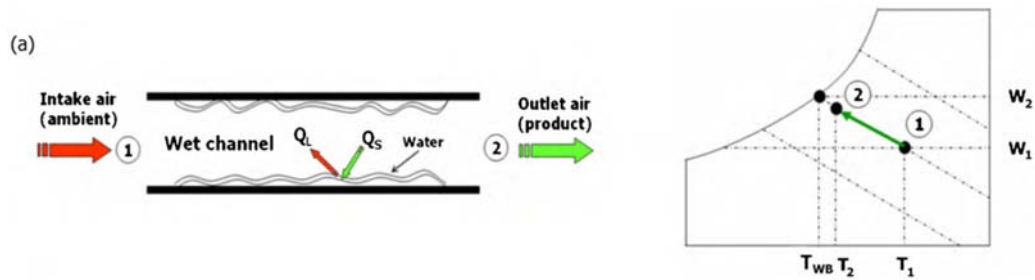


Figure 2.13. Fonctionnement du rafraîchisseur direct par évaporation (Riangvilaikul et Kumar, 2010).

Selon l'ASHRAE *Handbook-HVAC Systems and Equipment* (2008) on peut classer le système Direct, soit selon le type de la paroi intermédiaire (Pad), soit en fonction du type de système de distribution d'eau (à pulvérisation, à déflexion, à brumisation ou goutte à goutte) (ASHRAE, 2008; Kolokotsa et al., 2012).

Concernant la structure du Pad, la figure 2.14 montre une description du type de paroi intermédiaire utilisée (ASHRAE, 2008) :

- Mélange de fibre plastique/mousse soutenu par un cadre en plastique ;
- Blocs rigides de matières ondulées en cellulose ou plastique ou fibre de verre ;
- Tapis rigides montés sur le mur ou le toit du bâtiment.



Figure 2.14. Différents types de parois intermédiaires (Pad) (ASHRAE, 2008)

❖ **Rafraîchissement par évaporation indirecte (REI)**

Dans un rafraîchisseur d'air évaporatif indirect (REI), comme le montre la figure 2.15, le processus typique d'échange de chaleur et de masse implique deux flux d'air : un flux d'air primaire/produit (soufflé) et l'autre flux secondaire/de travail. Le processus REI évapore l'eau et transfère la chaleur, ainsi générée et provenant de l'air primaire, au flux d'air secondaire/de travail, sans ajouter d'humidité à l'air primaire/produit. Une paroi tampon d'échange de chaleur, sur laquelle un traitement hydrophile est appliqué sur un côté pour agrandir la zone de contact entre l'eau et l'air et garantir une étanchéité, est utilisée pour séparer l'air secondaire/de travail de l'air primaire/produit.

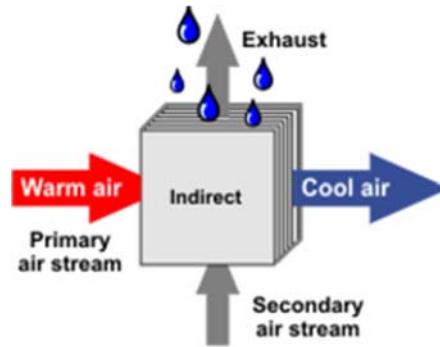


Figure 2.15. schéma de principe d'un système évaporatif Indirect (Xu et al., 2018).

Sur un diagramme psychrométrique, le processus REI est une ligne horizontale se déplaçant vers la gauche (Figure 2.12) sur le graphique. Sans qu'aucune humidité ne soit rajoutée à l'air primaire/produit, l'air secondaire est inéluctablement évacué du bâtiment car en général il a été humidifié jusqu'à un état presque saturé. Théoriquement, l'air peut être refroidi à la même température du bulbe humide que dans un processus RED. Cependant, dans un véritable processus REI, la température du thermomètre mouillé est difficile à atteindre en raison des limitations pratiques qu'offre l'échangeur de chaleur.

Comme le montre la Figure 2-12, le long de la voie P1-P3, l'air pénètre dans le système à l'état P1, c'est-à-dire $T_{db} = 37^{\circ}\text{C}$, $\text{RH} = 20\%$ et $\text{HA} = 8\text{g/kg}$, et est sensiblement refroidi jusqu'à l'état final P3, soit $T_{db} = 21^{\circ}\text{C}$, $\text{RH} = 40\%$ et $\text{HA} = 14\text{g/kg}$. Comme l'humidité de l'air reste constante tandis que la température baisse, l'humidité relative de l'air produit (AP) passe de 20% à 40%. La présence de la paroi intermédiaire qui fait office d'échangeur de chaleur entraîne une température produite finale supérieure de quelques degrés à celle des systèmes RED ($T_{P3} = 24^{\circ}\text{C}$ au lieu de $T_{P2} = 21^{\circ}\text{C}$ sur la Figure 2.12).

Pour les technologies RED et REI, la température du thermomètre mouillé, qui est la température la plus basse pouvant être atteinte par un processus thermodynamique sans énergie supplémentaire, est la température cible à atteindre.

❖ Les RE Indirect/Direct Combinés

Dans les cas où, par le simple RED ou REI, la température de l'air produit (AP) requise ne peut pas être atteinte, le mode relais ou combiné est généralement considéré comme une configuration faisant fonctionner les deux systèmes conjointement. L'air primaire est successivement refroidi par la REI et la RED à un niveau inférieur à celui où chacun est utilisé seul. Comme illustré sur la figure 2.12, le long de la voie REI (P1-P3) et de la voie RED (P3-P4), l'air produit atteint finalement l'état P4, à savoir $T_{db} = 17^{\circ}\text{C}$, $\text{RH} = 90\%$ et $\text{HA} = 11\text{g/kg}$, avec moins d'humidité ajoutée par rapport à Processus RED (P2). Il est évident

que la température finale de l'air produit la plus basse des trois, à savoir RED, REI et REID, est atteinte par le système REID.

Étant donné que le RE Direct a une efficacité plus élevée, mais avec une augmentation du taux d'humidité à l'intérieur du local alors que le RE Indirect a une efficacité réduite mais avec un taux d'humidité constant, une combinaison des deux systèmes et/ou en jonction avec d'autres technologies de rafraîchissement peut être envisagée (figure 2.16). Ceci permet d'obtenir une meilleure performance, tels qu'un air d'alimentation plus frais avec un taux d'humidité relative plus bas, une efficacité plus élevée et une humidité contrôlée.

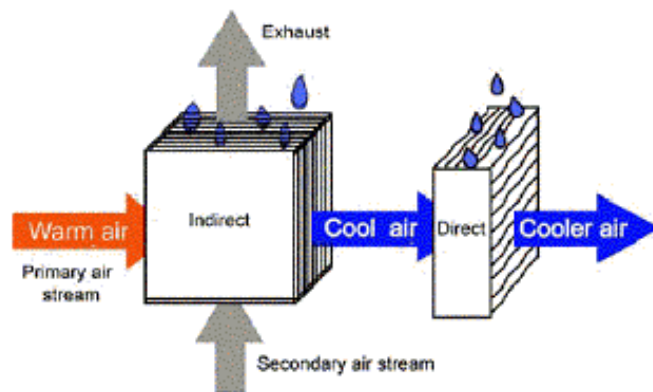


Figure 2.16. Schéma de principe d'un système évaporatif Indirect/Direct (Xu et al, 2018).

Les principaux composants du système RE Direct/Indirect combinés sont l'échangeur de chaleur de l'unité RE-Indirect, le bloc évaporateur de l'unité RE-Direct, le système de recirculation de l'eau, le réservoir d'eau et les ventilateurs.

L'efficacité varie de 90% à 115%. Cependant, le coût initial élevé et la complexité du système sont d'évidents inconvénients (Figure 2.17) (Heidarinejad et al., 2009).

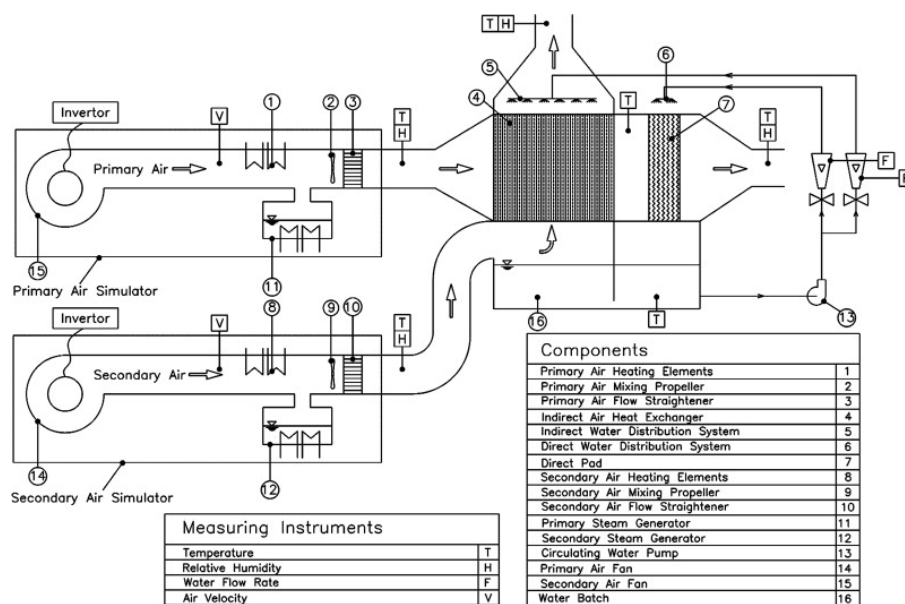


Figure 2.17. Schéma d'un dispositif Indirect/Direct à deux étages (Heidarinejad et al., 2009).

❖ **RE Indirect a Sous-Température Humide ou Point de Rosée (REISTH ou REIPR) – Cycle M**

Le REI à Température Humide (REITH) est un échangeur de chaleurs à flux d'air à contre-courant, co-courant ou croisé qui peut abaisser la température de l'air à une valeur proche, mais pas en dessous, de la température humide de l'air admis dans le local (Figure 2.18).

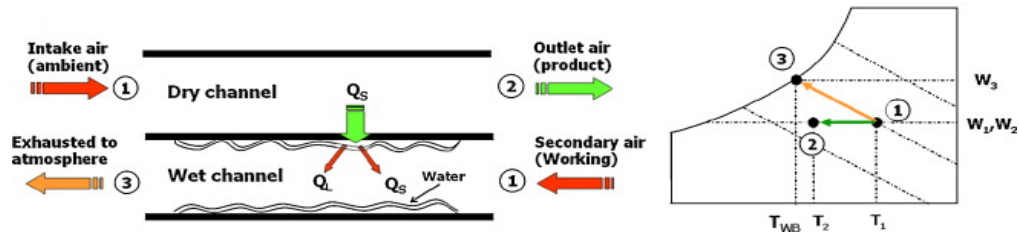


Figure 2.18. Rafraîchissement par Evaporation Indirecte à Température Humide (REITH). (Riangvilaikul et Kumar, 2010).

Les systèmes REI conventionnels seuls ne peuvent atteindre qu'environ 60% de l'efficacité de rafraîchissement du bulbe humide selon les conditions d'utilisations (Duan, 2011; Stoitchkov and Dimitrov, 1998), ce qui représente une performance amoindrie pour assurer un rafraîchissement efficace de l'espace du bâtiment conditionné.

Pour surmonter certains des inconvénients des systèmes RE Direct et pour améliorer l'efficacité des RE Indirect a température humide, Maisotsenko a introduit un nouveau design de l'échangeur de chaleur du système Indirect, appelé Cycle-M (Maisotsenko et al., 2003). Pour améliorer l'effet de rafraîchissement, c'est-à-dire la baisse de la température de l'air, une partie de l'air produit est réintroduite pour servir d'air de travail et donc une température de bulbe humide plus basse pourrait être atteinte. Un tel nouveau cycle thermodynamique est connu sous le nom de cycle M (Maisotsenko and Gilian, 2003).

Il s'agit d'une combinaison d'un écoulement transversal, à plaque plane multi-perforée HX et d'un rafraîchissement par évaporation, dans lequel, l'air secondaire est pré-refroidi dans le canal sec avant d'être dévié pour passer par la voie humide pour obtenir en outre le transfert de chaleur avec le canal sec (Figure 2.19(a)).

Ainsi, la température de l'air primaire est inférieure à la température humide et se rapproche de la température du point de rosée de l'air entrant. Donc, on appelle ce système un RE Indirect de point de rosée.

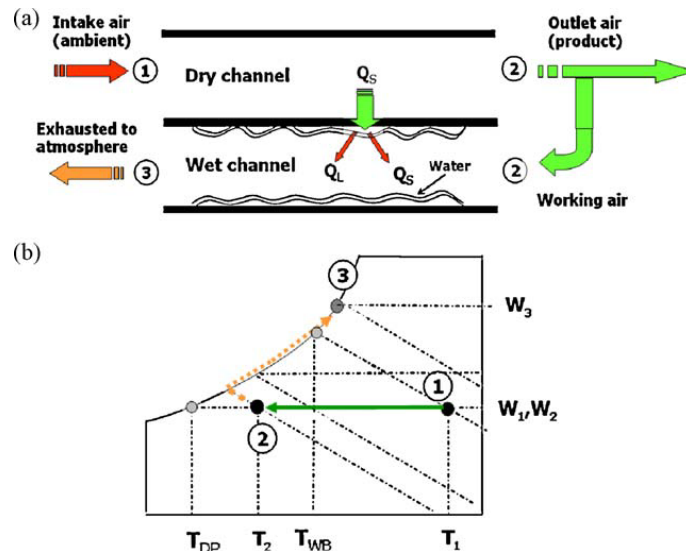


Figure 2.19. (a) rafraîchissement par évaporation a sous-température humide et (b) processus psychométrique (Riangvilaikul et Kumar, 2010).

La Figure 2.20 montre un schéma de principe du système qui consiste en un assemblage de deux (ou plusieurs) canaux, l'un sec et l'autre humide. Le canal sec se termine par une extraction par laquelle on souffle l'air dans le local à rafraîchir. Une plaque imperméable sépare le canal sec du canal humide. Sur cette plaque on fait couler (ou pulvériser) de l'eau à une température inférieure à la température de l'air extérieur.

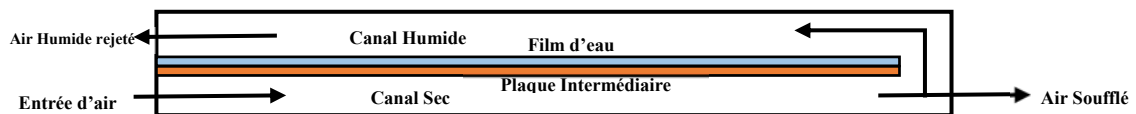


Figure 2.20 : Schéma d'un RPE Indirect à contre-courant et surface de retour humide

L'air extérieur est introduit dans le canal sec, durant ce trajet une partie de sa chaleur est prélevée du fait de la différence de température entre la Plaque/film d'eau et l'air chaud, ce qui abaisse sa température à un certain degré. Ensuite une partie de cet air est retournée dans le canal humide, cette opération permettra d'accélérer le phénomène d'évaporation du film d'eau dans le canal humide et par-delà l'échange de chaleur entre le canal sec et le canal humide. Cet air qui sera saturé d'humidité sera évacué hors du canal humide. Cette opération nous permettra de faire abaisser la température de l'air à introduire dans le local pour atteindre les paramètres de confort.

La Figure 2.21 (Elberling and Davis, 2006) montre le schéma structurel d'un ECM (Echangeur de Chaleur et de Masse) à cycle M à plusieurs étages à courants croisés et la Figure 2.22 (Chua et al., 2013) montre le processus de rafraîchissement par air dans l'ECM à Cycle M dans un diagramme psychrométrique. Comme il existe un potentiel dans ce cycle pour rafraîchir l'air bien en dessous de sa température du bulbe humide et même approcher du point de rosée, cette technologie REI est également appelée Rafraîchissement par

Evaporation Indirect au Point de Rosée (REIPR). Les différentes recherches indiquent que l'échangeur de chaleur basé sur le cycle M pourrait obtenir une efficacité de bulbe humide (WBE) supérieure à 90% et un rapport d'efficacité énergétique (EER) jusqu'à 80 et une efficacité de rafraîchissement du point de rosée (DPE) d'environ 50% selon les conditions d'utilisations adoptées (Duan, 2011; Elberling et Davis, 2006).

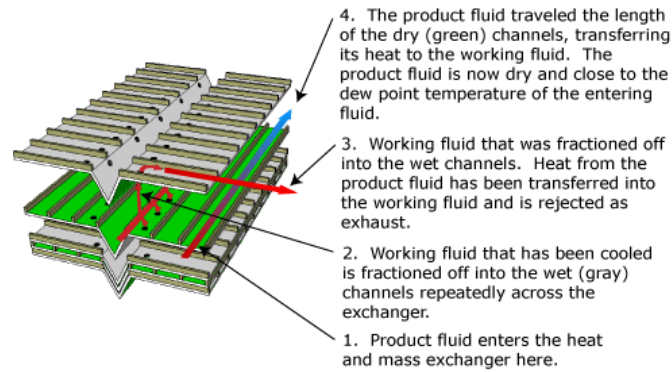


Figure 2.21 : schéma en coupe d'un module d'échange de chaleur et de masse. (Elberling et Davis, 2006).

La principale méthode de fonctionnement de ce type de RE est le rafraîchissement de l'air par l'abaissement de sa chaleur sensible sans augmenter son taux d'humidité, ce qui représente un avantage par rapport au système RE Direct. Les rafraichisseurs évaporatif indirects peuvent être classés en deux catégories : à Température Humide ou à Sous-Température Humide/point de rosée (Cycle-M) (Duan et al., 2012).

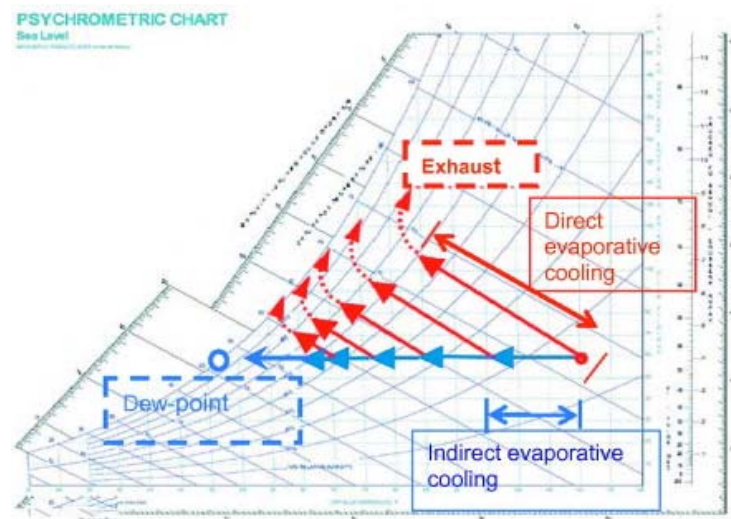


Figure 2.22 : processus de rafraîchissement par air dans l'ECM à Cycle M (Chua et al., 2013)

2.2.3 Normes techniques et produits

Même si le rafraîchissement par évaporation est considéré comme la technique la plus ancienne pour rafraîchir l'air, il n'existait aucune méthode ou norme technique standard pour tester et évaluer les systèmes de rafraîchissement par évaporation dans le monde jusqu'en

1974, année durant laquelle la norme indienne IS 3315-1974 *Evaporative Air Cooler* (Bureau of Indian Standards, 1974) a été promulguée et remplacée depuis par la norme IS 3315-1994 (Bureau of Indian Standards, 1994).

Par la suite, le Canada en 1983 adopta la norme C22.2 No 104 (Conseil canadien des normes, 1983), remplacé depuis par la norme C22.2 No.104-11UP1 2015(Conseil canadien des normes, 2015) pour évaluer les systèmes de rafraîchissement par évaporation.

Ensuite l'Australie en 1987 promulgua la norme AS 2913-1987 (Standards Association of Australia, 1987), remplacé depuis par la norme AS 2913-2000 (Standards Association of Australia, 2000) pour évaluer les systèmes évaporatif, suivi par l'Arabie saoudite en 1997 avec la norme SASO - 35 - Evaporative Air Coolers (Desert Coolers) (Saudi Arabian Standards Organization, 1997) et l'Iran en 1998 (Institute of Standards and Industrial Research of Iran, 1998).

les États-Unis en 2001 (ASHRAE, 2002, 2001) et d'autres pays, comme l'Australie (Australian Greenhouse Office, 2001), ont établi successivement des normes techniques de climatisation à rafraîchissement par évaporation. Cependant, aucune norme ISO, CEI ou CEN n'a été publiée pour tester et évaluer les rafraichisseurs évaporatif (Xu et al., 2018).

Parmi les différentes normes d'évaluation de la performance des systèmes de rafraîchissement par évaporation qui ont été promulguées et appliquées, ce sont les normes australiennes et américaines qui sont les plus référencées dans les recherches et autres études et applications.

Pour normaliser les méthodes d'évaluation des produits de rafraîchissement par évaporation qu'on trouve sur le marché, la norme australienne AS 2913 *Evaporative Air Conditioning Equipment* a été publiée pour la première fois en avril 1987. Cette norme, d'un point de vue technique, s'est attelée à créer une base pour évaluer les performances des systèmes de rafraîchissement évaporatif en termes de débit d'air, d'efficacité d'évaporation et de consommation d'électricité. Les exigences de performance pour les produits commerciaux, les méthodes d'essai et les procédures d'essai y sont énumérées (Standards Association of Australia, 1987). Il convient de mentionner que cette norme a suggéré que pour le calcul de la capacité de rafraîchissement d'une installation il faut avoir :

- ✓ Une température du bulbe sec à l'entrée de 38°C ;
- ✓ Une température du bulbe humide à l'entrée de 21°C ;
- ✓ Une température du bulbe sec de la pièce de 27,4°C.

Ces valeurs sont largement citées par les normes élaborées par la suite dans différents pays.

De nos jours, les normes les plus complètes dans ce domaine et aussi les plus citées, sont les normes américaines, à savoir la norme ANSI/ASHRAE 133 *Method of Testing Direct Evaporative Air Coolers* (Méthode de test des rafraîchisseurs d'air à évaporation directe) qui date de 1986 et 143 *Method of Test for Rating Indirect Evaporative Coolers* (Méthode de test pour évaluer les rafraîchisseurs à évaporation indirecte) de 1989. Le comité technique de rafraîchissement par évaporation, qui a été créé par l'*American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers* (ASHRAE), est spécialement chargé d'élaborer des normes afin d'établir un consensus à la fois pour les méthodes d'essai à usage commercial et les critères de performance pour guider l'industrie de ce secteur.

Les normes ANSI/ASHRAE 133-2015 et 143-2015 sont les plus récentes mises à jour des méthodes de conception des systèmes de rafraîchissement évaporatif, elles fournissent des recommandations et des procédures de mesure précises pour tester les dispositifs dans des conditions de laboratoire afin d'obtenir des informations et des évaluations des systèmes de rafraîchissement évaporatif.

2.3 Paramètres techniques pour l'évaluation des performances

Les paramètres techniques qui affectent l'effet de rafraîchissement final comprennent aussi bien les états de température et d'humidité de l'air d'admission que la vitesse et le débit de l'air, le rapport entre l'air de travail et l'air d'admission/Produit,etc et permettent l'évaluation des performances des systèmes de rafraîchissement par évaporation (ASHRAE, 2015).

On peut citer (Xu et al., 2018):

(1) la chute de température

La chute de température est définie comme la différence entre les états de l'air d'admission (AA) et produit (AP).

(2) la dépression du bulbe humide

Le potentiel de rafraîchissement, pour le rafraîchissement par évaporation, dépend de la dépression du bulbe humide, donc de la différence entre la température du bulbe sec et la température du bulbe humide.

(3) la dépression du point de rosée

La dépression du point de rosée est la différence entre la température et le point de rosée ($T - T_{dp}$) à un niveau de pression donnée de l'atmosphère terrestre d'un courant d'air et décrit l'étendue de l'approche de l'air de son point de rosée.

(4) la différence de pression

Elle fait référence à la chute de pression le long du canal d'écoulement de l'air due au frottement et à la vitesse. Elle est fortement liée à la consommation d'énergie des ventilateurs qui sont les principaux composants consommant de l'électricité dans un REI (Rafraîchissement Evaporatif Indirect).

(5) l'Efficacité du Bulb-Humide (WBE)

Idéalement, après un échange suffisant de chaleur et de masse au cours d'un processus d'évaporation direct, la température du flux d'air sec sortant serait égale à la température humide de l'air entrant initial. Cependant, dans la pratique, l'efficacité de l'échange de chaleur et de masse atteint difficilement 100%. Par conséquent, l'efficacité de rafraîchissement du bulbe humide (WBE) est utilisée pour démontrer l'efficacité de saturation d'un courant d'air après une étape de Rafraîchissement par Evaporation. Elle est définie comme un quotient dans l'équation (1), avec la chute de température comme numérateur et la dépression du bulbe humide comme dénominateur.

$$\epsilon_{wb} = \frac{T_{db,in} - T_{db,out}}{T_{db,in} - T_{wb,in}} \quad (1)$$

Où,

ϵ_{wb} Efficacité de rafraîchissement du bulbe humide ;

$T_{db,in}$ Température sèche de l'air primaire à l'entrée °C ;

$T_{wb,in}$ Température humide de l'air secondaire à l'entrée °C ;

$T_{db,out}$ Température sèche de l'air primaire à la sortie °C.

(6) l'Efficacité du rafraîchissement au point de rosée (DPE)

Tout comme la dépression du point de rosée, l'efficacité du rafraîchissement au point de rosée est un indicateur qui permet d'évaluer les performances de rafraîchissement d'un ECM utilisant la technologie de rafraîchissement au point de rosée, la forme la plus avancée d'un système REI.

L'efficacité de rafraîchissement au point de rosée (DPE) est définie, en accord avec l'efficacité du bulbe humide pour évaluer de concert l'effet de rafraîchissement d'un système RE, dans l'équation (2) dans laquelle la baisse de température est le numérateur et la dépression du point de rosée est le dénominateur.

$$\epsilon_{dp} = \frac{T_{db,in} - T_{db,out}}{T_{db,in} - T_{dp,in}} \quad (2)$$

Où,

ϵ_{dp} Efficacité de rafraîchissement au point de rosée ;

$T_{dp,in}$ Température du point de rosée de l'air primaire, ° C.

(7) le ratio air de travail/air d'admission et air secondaire/air primaire

Dans les systèmes REI, le flux d'air primaire est séparé du flux d'air secondaire par une paroi d'échange de chaleur imperméable à l'humidité. L'air secondaire évapore l'eau et refroidit l'air primaire de l'autre côté de la paroi. Techniquement, une plus grande quantité d'air secondaire pourrait recevoir et contenir plus d'humidité provenant de l'évaporation et par conséquent produire plus de rafraîchissement, en particulier, lorsque la quantité totale d'air primaire et secondaire est constante, par ex. dans un système régénératif, le ratio de l'air secondaire, en tant que fluide de travail, sert de base pour déterminer les performances de rafraîchissement de l'unité REI.

Le rapport air secondaire-primaire est également appelé rapport air de travail/air d'admission pour les systèmes REI régénératifs, et abrégé en ratio air de travail. Il est défini par le rapport du débit d'air de travail au débit d'air d'admission total en Equation (3).

$$\phi = \frac{V_{EA}}{V_{IA}} \quad (3)$$

Où,

ϕ rapport d'air de travail ;

V_{EA} Débit d'air d'admission, m³/h;

V_{IA} Débit d'air de travail, m³/h.

2.4 Progrès de la R&D et applications pratiques des technologies REI

En comparaison avec les systèmes classiques à compression mécanique, qui dominent le marché actuel du rafraîchissement, les REI ont beaucoup d'avantages.

Selon Cui et al. (2014) : (i) réduction sensible des coûts de fonctionnement et de consommation d'énergie ; (ii) pas de CFC ; (iii) une intégration facile avec les systèmes de diffusion existants. En contrepartie on y trouve certaines limitations : (i) augmentation du taux d'humidité pour les configurations en écoulement direct ; (ii) une efficacité réduite par rapport aux dimensions de l'installation ; (iii) Mais surtout et aussi le plus important inconvénient est la limitation du fonctionnement du système par la valeur de la température humide de l'air pour le REI classique.

2.4.1 Aperçu des travaux de Recherche et Développement dans le domaine REI

Plusieurs études ont été conduites sur le fait d'abaisser la température sous la température humide mais toutefois sans atteindre la température de rosée, tout au plus s'en rapprocher le maximum (Hughes et al., 2012). On peut citer entre autres le système basé sur le Maisotsenko Cycle M ou Cycle M (Caliskan et al., 2011; Maisotsenko et al., 2003) et qui est aussi connu sous le nom du « rafraîchisseur de point de rosée » (Chua et al., 2013; Duan et al., 2012).

Au cours des dernières décennies, avec les progrès continus dans l'innovation technologique et l'approfondissement de la recherche, en particulier le développement du cycle M (Maisotsenko and Reyzin, 2009), les systèmes REI ont obtenu des performances de rafraîchissement considérablement améliorées et ont attiré plus d'attention dans divers domaines d'application.

De nombreux chercheurs et fabricants ont été attirés par les performances de rafraîchissement du système REI, notamment son efficacité énergétique qui est meilleure par rapport à celle du rafraîchissement conventionnel à compression de vapeur.

Les travaux de recherche et différentes études effectuées et qui ont cours actuellement sur les technologies REI, existent principalement sous les aspects suivants :

- 1) Progrès technique des technologies REI, par ex. REI/Cycle M, REI régénératif et REI point de rosée ;
- 2) Système hybride combinant d'autres technologies, en particulier le REI avec déshumidification ;
- 3) Méthodologie de recherche et innovation théorique, par ex. introduire le concept d'entransie, d'entropie et d'exergie pour analyser et évaluer l'efficacité énergétique du système REI (Chen et al., 2011; Zhang et al., 2017) ;
- 4) Etudes approfondies sur l'échangeur de chaleur et de masse, par exemple : étude du modèle d'écoulement et application de nouveaux matériaux innovants comme paroi intermédiaire ;
- 5) Economie d'énergie, aspect économique et environnemental ;

2.4.2 Progrès de la recherche dans les technologies REI

Bien que la conception du Cycle M ait été proposée par Maisotsenko via une demande de brevet en 1976 (Worek et al., 2012), elle n'a suscité l'intérêt des chercheurs pour l'application du REI que depuis que la Corporation Coolerado® a lancé les unités de rafraîchissement par évaporation à usage commercial environ 30 ans plus tard. (Lintner et al., 2007) . L'intérêt croissant pour la recherche concernant les systèmes REI reste constant, surtout après 2010, comme en témoigne l'augmentation du nombre d'articles de recherche publiés à travers le monde. (Cuce and Riffat, 2016; Sadighi Dizaji et al., 2018).

Le développement récent des technologies REI peut être schématisé selon les aspects suivants :

- 1) Aspect scientifique :
 - ✓ Développement et validation de méthodes de recherche, y compris la simulation numérique et la recherche expérimentale basée sur un modèle de simulation validé ;

- ✓ Optimisation de la configuration des ECM et du fonctionnement du système, que ce soit à plaques et ou à tubes.

2) Aspect Pratique :

- ✓ Variété de produits, à savoir REI côté air commun (rafraichisseur d'air) et REI côté eau (rafraichisseur d'eau) ;
- ✓ Systèmes hybrides combinés avec d'autres techniques, par ex. dessiccant, déshydratant, caloducs, PV, etc. ;

2.5 Analyse de la recherche sur le rafraîchissement du point de rosée

Un examen approfondi de la littérature sur les progrès de la technologie IEC au cours des dernières années a révélé que le cycle M et le pré-rafraîchissement régénératif sont les approches les plus couramment utilisées pour réaliser le rafraîchissement par évaporation du point de rosée, qui représente la technologie de pointe en rafraîchissement évaporatif.

Hsu et al. (1989) ont comparé et optimisé trois configurations de REI (unidirectionnel « Unidirectional », à contre-courant « Counter-Flow », à contre-courant avec surface de retour humide « Counter-Flow, Closed-loop ») et un modèle en boucle fermée à flux croisés (Cross-Flow, Closed-loop). Ils ont réussi à obtenir de l'air frais dont la température est en dessous de la température humide et trouvé que la configuration à contre-courant à boucle fermée peut atteindre une efficacité de 1,3.

Zaho et al. (2008a) ont présenté un travail numérique d'un nouveau type de RPE à contre-courant. Les simulations ont montré que l'efficacité du système dépendait largement de la vitesse de l'air, des dimensions des canaux et les ratios d'entrée et de sortie de l'air.

Outre la production conventionnelle de l'air frais, Xie et Jiang (2010) ont développé un système REI pour produire de l'eau froide en tant que fluide réfrigérant pour la climatisation. L'intention était d'augmenter l'efficacité du rafraîchissement en utilisant une quantité moindre d'eau au lieu d'une quantité relativement importante de flux d'air, en particulier pour les applications à grande échelle dans les bâtiments publics et sous un climat chaud et sec (Figure 2.23).

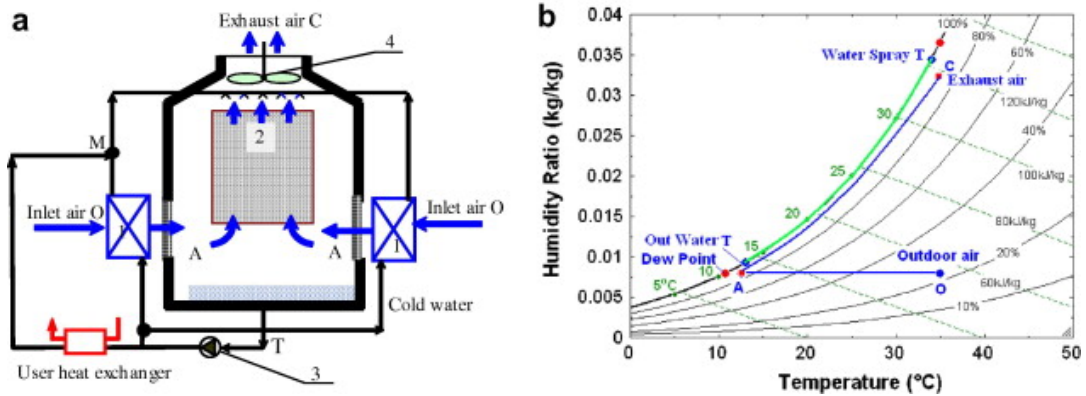


Figure 2.23. Principe d'un Système REI à eau : (a) structure du rafraîchisseur évaporatif indirect, (b) procédé de production d'eau froide. (1) Échangeur de chaleur à contre-courant air-eau ; (2) tour de remplissage à contre-courant air-eau ; (3) pompe à eau ; (4) ventilateur. (Jiang and Xie, 2010).

Dans un système avec un EC tubulaire, en tant que rafraîchisseur d'air REI, l'évaporation de l'humidité peut avoir lieu à l'intérieur ou à l'extérieur du tube, ce qui sépare le flux d'air produit de l'air de travail avec la paroi solide.

R. Armbruster et J. Mitrovic (1998) ont effectué des recherches expérimentales sur le rafraîchissement par évaporation d'un film d'eau tombant librement entre des tubes horizontaux. Avec un débit différent, l'eau entre les tubes présentait trois modèles d'écoulement : en gouttelettes, en colonnes ou en une feuille de liquide comme le montre la Figure 2.24, avec un espacement modéré des tubes. Les auteurs ont aussi développé une équation empirique pour calculer les performances de rafraîchissement par évaporation sur la base des résultats expérimentaux.

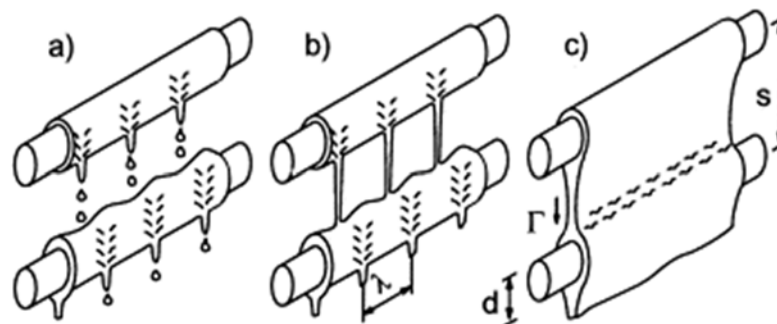


Figure 2.24. Modèles d'écoulement de l'eau à l'intérieur d'un échangeur tubulaire REI. a) en gouttelettes ; b) en colonnes ; c) en feuille liquide. (Armbruster and Mitrovic, 1998).

2.6 Les matériaux utilisés dans les Echangeurs de Chaleur et de Masse (ECM)

Dans un autre registre, les recherches visant à améliorer les performances des systèmes REI sont nombreuses. En plus d'optimiser la géométrie des échangeurs pour améliorer les taux de transfert de chaleur et de masse, le milieu de la recherche a également montré un vif intérêt pour le matériau utilisé comme surface humide et dans lequel se situe le phénomène

d'évaporation (Bruno, 2011; Niyomvas and Potakarat, 2013). En effet, les propriétés de l'échangeur de chaleur et/ou de masse, c'est-à-dire ses capacités d'évaporation et d'évacuation de l'humidité et sa diffusivité, peuvent affecter considérablement la zone mouillée du canal humide, ainsi que le taux d'évaporation, et donc par conséquent, affecter l'efficacité de rafraîchissement et les performances du système.

Une large gamme de matériaux a été couramment utilisée comme ECM (carbone, métal, fibre, céramique, Alliages de métaux, Polymères, zéolite...etc.).

Zhao et al. (2008b) ont conduit une recherche comparative sur les matériaux cités ci-dessus en tant que supports de transfert de chaleur et de masse potentiels pour les systèmes REI. A la base, le choix des matériaux s'est fait sur le critère de leurs propriétés thermiques, comme la conductivité thermique et de leurs porosités, les résultats de cette étude ont montré que ce dernier critère a eu peu d'impact sur le transfert de chaleur/masse du système, alors que ces deux paramètres sont principalement pris en compte en termes de sélection des matériaux.

Bruno (2011) a construit un système REI avec un ECM à plaques plates et à écoulement transversal, dans lequel il a utilisé un support spécial à base de films capillaires avec des caractéristiques de rétention d'eau élevées pour former le canal humide, et une membrane imperméable à l'humidité pour le canal sec. Les tests ont indiqué que l'échangeur avait un DPE de l'ordre de 75%.

Velasco Gómez et al. (2012) ont réalisé une étude expérimentale d'un système REI avec un échangeur de chaleur en polycarbonate, ce qui a permis d'avoir un faible coût de fabrication, un poids réduit et de surcroît sans problème de corrosion. Ils ont minimisé les limites causées par une faible conductivité thermique en réduisant l'épaisseur de la plaque. Les résultats ont montré qu'une valeur élevée de la température de l'air extérieur et/ou une grande quantité du débit d'air facilitaient l'amélioration des performances de rafraîchissement du système.

Certaines fibres naturelles ont été étudiées pour leur effet de rafraîchissement par évaporation.

Maurya et al. (2014) ont étudié de manière comparative trois types de supports intermédiaires de rafraîchissement en fibre de peuplier tremble, cellulose et fibre de coco, en fonction des conditions météorologiques estivales à Bhopal, en Inde. Les résultats ont montré qu'avec une vitesse de l'air de 0,5 m/s, l'efficacité était la plus élevée pour la fibre de tremble avec une valeur de 80,99% contre 69,58% pour la cellulose et 68,15% pour la fibre de coco. La performance de la fibre de coco était très proche de celle de la fibre de cellulose en termes de mouillabilité. L'efficacité de saturation du matériau dépendait essentiellement

de la surface mouillée car plus elle est élevée plus grande sera l'évaporation de l'eau dans l'air, diminuant ainsi sa température.

En se basant sur différentes formes géométriques (rectangulaires, cylindriques et hexagonales) et différents matériaux (à base de cellulose rigide, de tremble, de papier ondulé et de polyéthylène à haute densité (PEHD)) comme paroi intermédiaire, Kulkarni et al. (2013) ont conduit une étude de performance d'un système REI. Il a été constaté que l'efficacité de saturation la plus élevée était de 91% pour l'échangeur hexagonal de tremble et la valeur la plus basse de 72,4% a été obtenue pour l'échangeur rectangulaire de matériau cellulosique dans les conditions de simulation (figures 2.25 et 2.26).

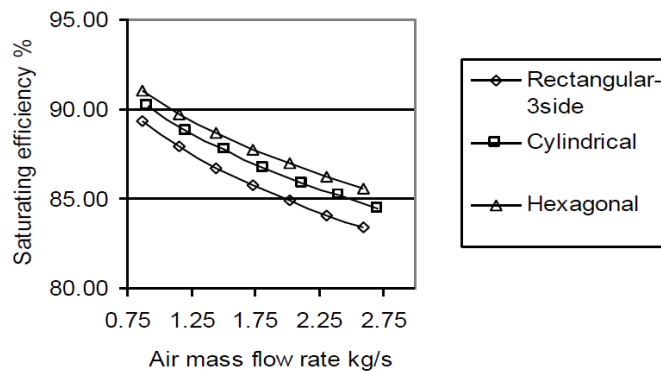


Figure 2.25. Variation de l'efficacité de saturation avec le débit massique d'air pour différentes formes avec des milieux de tremble (Kulkarni et al. 2013)

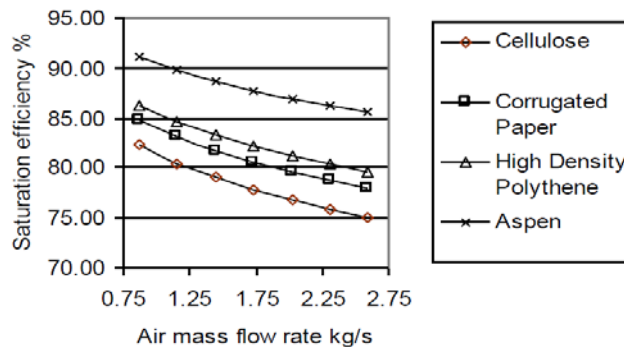


Figure 2.26. Variation de l'efficacité de saturation avec le débit massique d'air pour une forme hexagonale avec différents milieux (Kulkarni et al. 2013).

Soponpongpipat (2011) a utilisé du Polyéthylène à haute densité recyclé et des plaquettes de riz dans un système RE comme paroi intermédiaire et étudié l'efficacité du rafraîchissement par évaporation et la chute de pression dans le système. Une paroi intermédiaire mouillée de type commercial a également été utilisée comme test de comparaison. Il a été constaté que le matériau à base de plaquettes de riz donnait une efficacité moyenne de 55,9%, tandis que celle du PEHD recyclé était de 29,1% sous les conditions d'essai. Cependant, la chute de pression à travers la paroi à base de plaquettes de riz et celle en PEHD recyclé était significativement plus élevée que celle du modèle commercial.

Al-Sulaiman (2002) a étudié les performances d'un système RE en utilisant comme milieu intermédiaire des plaques faites de différents matériaux tels que la fibre de jute, le luffa et la fibre de palmier. Comme matériau de référence, un tampon mouillé de type commercial en bois de tremble a également été évalué. Les essais ont été menés avec une vitesse d'écoulement de l'air à travers les matériaux de 2,4 m/s. Les résultats obtenus ont été comme suit : 62,1% pour la fibre de jute, 55,1% pour le luffa, 49,5% pour le type commercial et 38,9% pour la fibre de palmier. Les résultats de la diminution de l'efficacité de rafraîchissement ont montré que le luffa avait globalement un avantage sur les autres matériaux. Les fibres de palmier et le type commercial ont démontré une diminution significative de l'efficacité de rafraîchissement due à la dégradation de la matière, tandis que le jute a montré la détérioration la plus élevée. Cependant, un traitement de la surface en jute pourrait augmenter les caractéristiques de résistance à la moisissure, ce qui serait la meilleure alternative.

Les tissus, qui possèdent un grand pouvoir capillaire et, avec un traitement approprié, évitent la croissance bactérienne et la moisissure, sont des matériaux éventuellement très efficaces pour le rafraîchissement par évaporation.

Une variété d'échantillons de tissus tissés à partir de diverses fibres qui évacuent l'humidité ont été testés quant à la capacité d'évacuation de l'humidité, le taux de diffusivité, le taux d'évaporation et la possibilité de traitement mécanique pour explorer une nouvelle façon de provoquer l'évaporation de l'humidité et réduire la recirculation de l'eau.

Cependant, en comparaison avec les autres matériaux, on trouve peu ou pas assez de recherches sur ce type de matière dans les applications pour le rafraîchissement par évaporation. Niyomvasa et al. (2013) ont réalisé des essais expérimentaux en comparant deux types de plaques fabriquées à partir d'un tissu de rideau et un autre en coton brut. Les résultats ont montré que la différence moyenne de températures de l'air entre l'entrée et la sortie était de 2,9°C et 1,7°C pour les rideaux et les tissus en coton brut, respectivement. L'efficacité moyenne du système était de 54,8% pour le tissu de rideau et de 33,2% pour le tissu en coton brut.

2.7 Structure des ECM et configuration des systèmes REI

Dans le développement récent des technologies REI, la structure des ECM a été dominée par diverses formes avec différents matériaux facilitant l'évaporation de l'humidité et le transfert de chaleur. Les écoulements du flux d'air comprenaient principalement le flux transversal et le contre-courant ou le courant croisé. Les méthodologies de recherche couvraient les travaux d'expérimentation, de simulation ou les deux combinés.

En termes d'études expérimentales, Coolerado® (USA) a développé un échangeur de chaleur à flux transversal avec des trous perforés sur les trajets de l'écoulement de l'air. Les tests ont montré que ce type d'échangeur pouvait obtenir une efficacité WBE et DPE respectivement d'environ 80% et 50% dans les conditions de fonctionnement choisis, ce qui est environ 20% plus élevé que ceux des ECM des systèmes REI conventionnels.

Chen et al (2016) ont proposé une étude expérimentale pour estimer les rendements d'un rafraichisseur d'air à plaque avec quatre modes de fonctionnement, à savoir le mode sec, le mode humide, le mode avec un taux d'humidité de l'air faible et un autre avec un taux élevé. Le mode de fonctionnement humide relatif à l'application REI a considérablement amélioré la capacité de rafraîchissement à la fois sensible et latente. De la condensation a été observée dans des conditions d'entrée d'humidité élevée, ce qui a entraîné une diminution de l'efficacité sensible mais une augmentation de l'efficacité latente et du taux de transfert de chaleur total. En mode REI, le COP le plus élevé du rafraichisseur d'air atteint 9,0 en cas de condensation.

De Antonellis et al. (2016) ont étudié expérimentalement, pour des Data Center, les performances d'un système REI à flux croisés sous différentes conditions d'utilisations avec une attention particulière pour le débit d'eau alimentant la surface humide. Les résultats des tests ont indiqué que le débit d'eau influençait les performances du système et que l'efficacité de rafraîchissement du bulbe humide variait de 50 à 85% selon les conditions de fonctionnement adoptés.

En termes de simulation numérique et d'études expérimentales combinées, Tuisidasani et al. (1997) ont étudié la relation entre le COP et la vitesse de l'air pour un ECM de type tubulaire en utilisant à la fois des méthodes numériques et expérimentales. Ils ont fixé le COP maximum de l'unité REI à 22 avec une vitesse de l'air primaire/produit de 3,5 m/s et une vitesse de l'air secondaire/de travail de 3 m/s, ce qui a conduit à une baisse de la température de l'air primaire/produit de 10,4°C.

Guo et al (1998) ont analysé numériquement les rendements thermiques d'un rafraichisseur REI à courant-croisé en tenant compte de la vitesse de l'air, de la largeur du canal, de l'humidité relative à l'entrée et de la mouillabilité de la surface d'évaporation. Il a été conclu qu'une largeur de canal plus petite, une HR de l'air secondaire à l'entrée plus faible, une mouillabilité plus importante et un taux d'air de travail plus élevé ont contribué à une efficacité de rafraîchissement plus grande.

Zhao et al (2008) ont conduit une étude numérique sur une plaque plate à écoulement à contre-courant comme ECM pour le rafraîchissement du point de rosée, indiquant que

l'efficacité de rafraîchissement et l'efficacité énergétique de l'échangeur dépendaient en grande partie des dimensions des passages de flux d'air, de la vitesse de l'air et du fonctionnement par rapport à l'air d'admission, et dépendaient moins de la température de l'eau d'alimentation.

Zhan et al (2011) ont mené une étude comparative d'un ECM à plaques plates à courants croisés et un autre à contre-courant et Cycle M, indiquant que l'échangeur à contre-courant offrait une capacité de rafraîchissement d'environ 20% supérieure, un DPE et WBE supérieur de 15% - 23% mais un COP de 10% inférieur. De plus, ils ont mené une étude numérique sur un ECM d'un REIPR à courant croisé (Zhan et al., 2011), indiquant que les vitesses moyennes de l'écoulement de l'air dans les canaux secs et humides devraient être en dessous de 1,77 m/s et 0,7 m/s respectivement, que l'optimum du rapport air de travail/air produit était de 50%, que le rapport longueur/hauteur du canal devrait être compris entre 100 et 300, tandis que sa hauteur devrait être comprise entre 4 et 6 mm.

Hasan (2012) a développé un modèle analytique basé sur une méthode ε -NTU modifiée visant à atteindre une sous température du bulbe humide en faisant un pré-rafraîchissement indirect de l'air de travail. Les modifications apportées à l'échangeur de chaleur ont principalement porté sur le coefficient de transfert, les paramètres de capacité calorifique et en supposant une relation linéaire température-enthalpie de saturation de l'air. Ces modifications ont permis de prédire les performances de rafraîchissement pour une unité REI régénérative.

Cui et al (2014) ont présenté une étude CFD sur un ECM à contre-courant, en analysant l'impact des conditions d'utilisations et des facteurs géométriques sur les rendements du rafraîchisseur. L'écart concernant les températures et les conditions d'air de sortie obtenues par le modèle était de plus de 10%. Les résultats de la simulation ont indiqué que l'efficacité de rafraîchissement de l'échangeur était améliorée pour une vitesse d'écoulement de l'air faible, une hauteur de canal plus petite, un ratio longueur/hauteur de canal plus grand et un rapport de débit d'air de travail plus élevé. Cui et al (2014) ont ensuite développé une méthode modifiée de Différence logarithmique de température moyenne (LMTD) pour prédire les performances thermiques de l'ECM à contre-courant et à écoulement transversal. Les résultats se sont révélés être de plus de 8% par rapport aux résultats expérimentaux.

Chen et al (2015) ont remarqué le problème de condensation survenant dans les canaux secs lorsque le système REI a été étudié sous un climat humide. Les auteurs ont développé des modèles analytiques, pour distinguer les trois états de condensation, à savoir les états de non-condensation, de condensation partielle et de condensation totale. De plus, les auteurs ont

incorporé ces modèles dans TRNSYS pour prédire les performances d'un système de rafraîchissement hybride REI pour validation.

Lin et al (2016) ont présenté une étude numérique d'un système de rafraîchissement à point de rosée avec une configuration à contre-courant. L'étude a montré que le point de saturation de l'air de travail se produisait à un point fixe quelles que soient les conditions de l'air d'admission, ce point d'intensité minimale d'évaporation de l'eau se situe entre 0,2 et 0,3m de l'entrée.

Moshari et Heidarinejad (2015) ont présenté une simulation numérique, avec une validation expérimentale, de rafraichisseurs évaporatifs régénératifs à courant croisé et à contre-courant. Les résultats ont montré que le REI à contre-courant pouvait atteindre une efficacité du bulbe humide 30% plus élevée que le type REI à écoulement transversal. Lors de l'augmentation du taux d'air de travail de 0,2 à 0,9, l'efficacité du bulbe humide du rafraichisseur a augmenté de 10% à 20%.

Moshari et al. (2016) ont comparé numériquement trois configurations différentes pour les systèmes à deux étages, pour imaginer la conception optimale quant à l'efficacité du bulbe humide, sous diverses conditions climatiques de l'Iran, c.-à-d. chaud-sec ou semi-humide, chaud-humide, modérément sec et modérément humide. Les auteurs avaient l'intention de comparer avec précision le taux d'évaporation de l'eau entre différents rafraichisseurs évaporatifs en proposant une définition du taux d'évaporation de l'eau sans dimension (Dimensionless Water Evaporation Rate ou DWER). Le DWER a diminué avec l'augmentation du débit d'air primaire, tandis que la consommation d'eau a augmenté dans un rafraichisseur évaporatif régénératif à contre-courant.

Sohani et al (2016) ont présenté un modèle numérique pour simuler les performances des rafraichisseurs à point de rosée avec un ECM à courant transversal à cycle M. Les caractéristiques du système proposé ont été optimisées pour douze conditions climatiques différentes, sur la base de la classification de Koppen-Geiger (Annexe C).

Pandelidis et al (2015) ont développé un modèle bidimensionnel et étudié huit types différents d'ECM à cycle M utilisés dans le rafraîchissement au point de rosée. Les résultats de la simulation ont été comparés aux données de tests, afin de trouver une solution pour améliorer les performances de l'ECM. Dans une autre étude, ils ont décrit le processus d'optimisation d'un rafraichisseur d'air à point de rosée à cycle transversal en utilisant à la fois les méthodes à paramètre unique et à paramètres multiples (Pandelidis et al., 2016).

Riangvilaikul et Kumar (2010) ont présenté une étude numérique impliquant une simulation des processus de transfert de chaleur et de masse dans les canaux d'écoulement d'un REI

avec un échangeur de chaleur à contre-courant et une validation expérimentale avec différentes conditions d'entrée de l'air (vitesse, humidité et température) pour des climats secs, tempérés et humides (Figure 2.25) (Riangvilaikul and Kumar, 2010). Un accord raisonnable a été atteint entre les résultats numériques et expérimentaux, donnant 5% à 10% d'écart en termes de température de l'air de sortie et d'efficacité de rafraîchissement, respectivement. Les résultats montrent que l'efficacité en sous-température humide du bulbe humide ainsi que celle du point de rosée sont élevées et sont de 92 à 114 % et 58% à 84% respectivement.

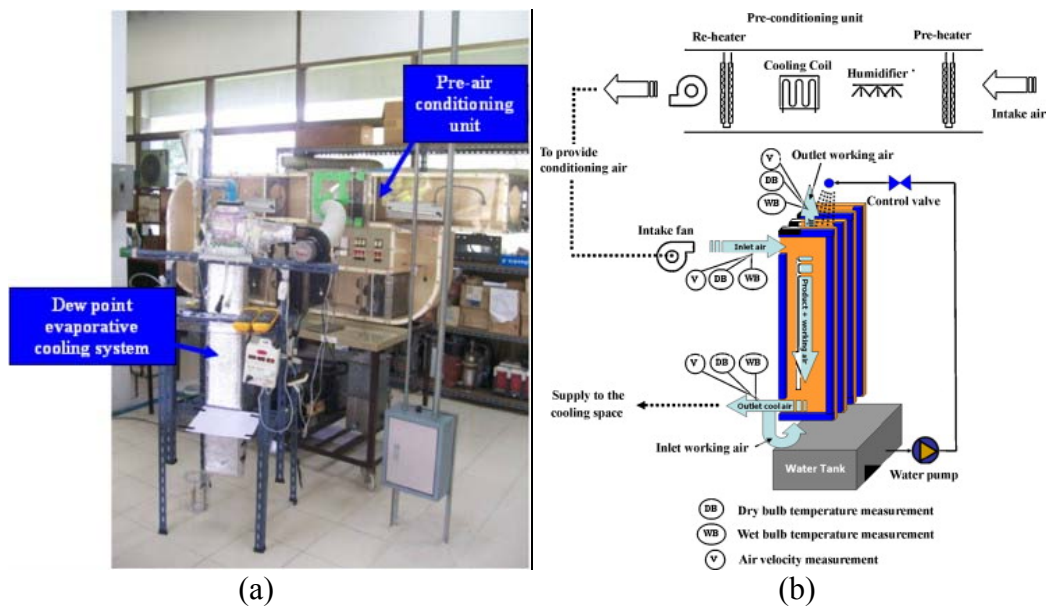


Figure 2.27. (a) Configuration expérimentale du système de rafraîchissement par évaporation du point de rosée (b) Schéma de montage expérimental (Riangvilaikul and Kumar, 2010).

Kabeel et al. (2016) ont étudié numériquement et expérimentalement les performances d'un nouveau rafraîchisseur évaporatif indirect à chicanes internes. Différentes conditions d'entrée (température de l'air d'admission et taux d'humidité) ont été étudiées et les résultats ont montré que la température de l'air de sortie diminuait avec le nombre croissant de chicanes.

Lin et al. (2016) ont proposé un modèle transitoire pour un système de rafraîchissement à point de rosée à contre-courant, indiquant que le comportement dynamique du rafraîchisseur évaporatif à point de rosée était crucial pour obtenir un rafraîchissement efficace. Il a également été constaté que le modèle proposé pouvait prédire la température de l'air du produit avec un écart maximal de 4,3%.

Boukhanouf et al. (2017) ont étudié numériquement et expérimentalement une configuration d'un RPE à contre-courant et à sous-température humide utilisant des matériaux poreux saturés d'eau à la place du film d'eau (Figure 2-26). Ils ont réussi à atteindre une efficacité

du système de l'ordre de 1.024 pour une capacité de rafraîchissement de l'ordre de 225 W/m².

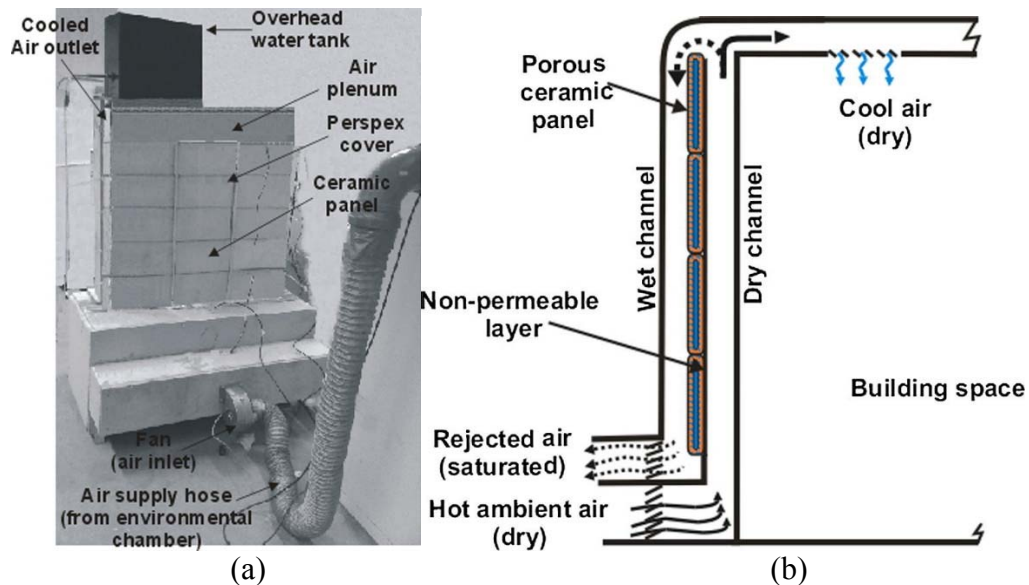


Figure 2.28. (a) Configuration expérimentale du système Actif RPE Indirect à Sous-Température Humide (b) Schéma de montage (Boukhanouf et al., 2017).

Un travail effectué par Lee and Lee (2013) et utilisant un RPE à contre-courant et avec surface de retour montre que la sous-température humide peut être atteinte. Les auteurs ont construit et testé un prototype avec une plaque d'aluminium pour optimiser le transfert de chaleur. Les résultats montrent que pour une température de l'air d'entrée de 32 °C avec une humidité relative de 50%, la température à la sortie du canal sec est de 22 °C, en dessous de la sous-température humide correspondante de 23.2 °C.

Hassan (2010) a présenté un modèle théorique de plusieurs configurations d'un RPE indirecte et à sous-température humide. L'auteur a conclu que la température ultime à laquelle l'air soufflé peut être refroidi est le point de rosée de l'air ambiant.

Maalouf et al. (Maalouf et al., 2019) ont étudié numériquement, avec différentes conditions d'entrée de l'air (humidité, température, ...), un système de rafraîchissement par évaporation à contre-courant avec surface de retour humide à sous-température humide (figure 2.29). Les résultats obtenus montrent que le rafraîchissement par évaporation à point de rosée peut fournir de l'air à des températures inférieures à la température humide. Cette étude a permis d'affirmer qu'une longueur de 1 m et un rapport d'air d'admission d'air au moins égal à 0,3 pouvaient permettre d'obtenir une efficacité élevée.

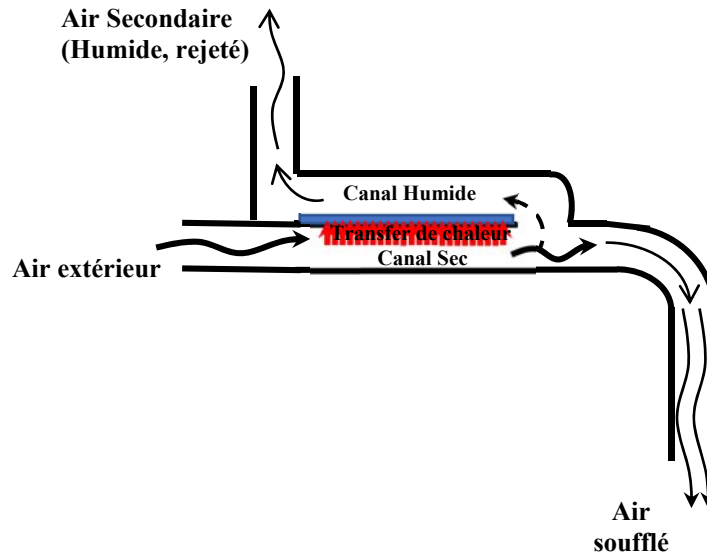


Figure 2.29. Représentation schématique du rafraichisseur par évaporation à point de rosée (Auteur, 2020)

Boukhanouf et al (2018) ont proposé un nouveau modèle de RE indirect, qui utilise des caloducs modulaires montés verticalement et des tubes en céramique poreuse qui forment l'échangeur de chaleur et de masse (Figure 2.28a). Un seul module échangeur de chaleur et de masse comprend un caloduc tubulaire en mèche avec un évaporateur à ailettes situé dans le canal sec et un condenseur faisant saillie dans le canal humide. Un tube en céramique poreuse est ensuite installé en tant que manchon sur la partie condenseur du caloduc (Figure 2.28b).

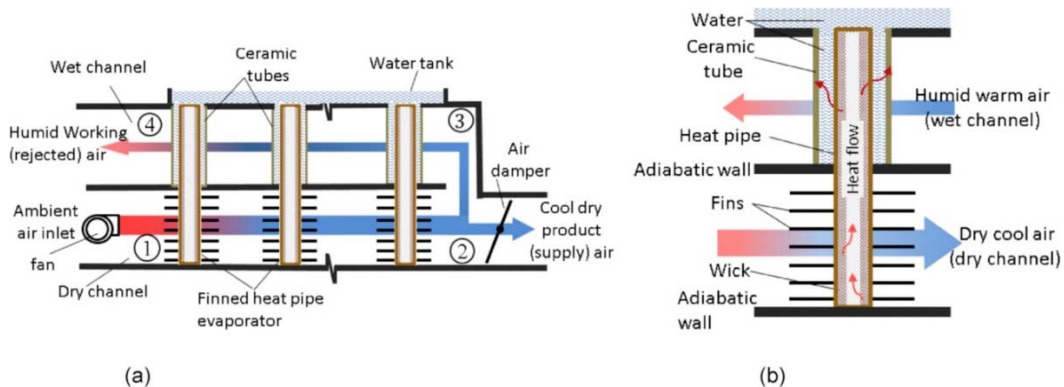


Figure 2.30. (a) Schéma de la configuration du rafraichisseur et principe de fonctionnement (b) Structure du module caloduc-tube en céramique (Boukhanouf et al., 2018).

Lee et Lee (2013) ont utilisé un REI à contre-courant avec surface de retour humide et ont montré que des températures inférieures au bulbe humide pouvaient être atteintes. Les auteurs ont construit et testé un prototype avec une plaque d'aluminium à ailettes pour optimiser le transfert de chaleur. Les résultats montrent que pour une température d'entrée

d'air de 32°C avec une humidité relative de 50%, la température de sortie du canal sec est de 22°C, ce qui est inférieur à la température correspondante du bulbe humide de 23,7°C.

Lin et al. (2018) ont étudié numériquement et expérimentalement un système de rafraîchissement évaporatif à point de rosée à écoulement transversal et ont conclu que :

- Pour un air soufflé avec une humidité modérée, l'efficacité globale du bulbe humide et du point de rosée du système peut atteindre 1,25 et 0,85 respectivement ;
- Dans des conditions ambiantes humides, le système a une efficacité du bulbe humide (WBE), une capacité de rafraîchissement et un COP égaux à 0,86, 2,2 kW et 4,6 respectivement ;
- La capacité de rafraîchissement peut être améliorée à 70-135% par la déshumidification de l'air d'alimentation.

De plus, une étude numérique et expérimentale sur une configuration d'un refroidisseur à point de rosée à contre-courant utilisant un milieu poreux saturé au lieu du film d'eau, a permis d'atteindre une efficacité du système de l'ordre de 1.024 pour une capacité de rafraîchissement de l'ordre de 225 W/m² (Boukhanouf et al., 2017).

Lin et al. (2017) ont étudié expérimentalement un système de rafraîchissement à point de rosée évaporatif dans différentes conditions de fonctionnement (conditions d'air d'alimentation, vitesse, rapport d'air de travail et hauteur du canal). Les résultats montrent que la chaleur convective moyenne et les coefficients de transfert de masse sont de l'ordre de 26,8-29,9 W/m²K et 0,025-0,027 m/s respectivement.

D'autre part, Sohani et al. (2018) ont étudié différents types d'ECM et de matériaux pour trouver la meilleure conception de REI à point de rosée et ont établi l'affirmation que les valeurs caractéristiques optimales telles que la vitesse, la longueur, la hauteur, la largeur,.... etc. étaient plus dépendantes des conditions climatiques que du coût des matériaux.

Lin et al. (2018) ont conçu et étudié un système évaporatif à point de rosée à contre-courant avec des orientations verticale et horizontale. Comme résultats, il a été constaté que l'eau pulvérisée a un effet négatif sur le fonctionnement de la plaque d'échange car elle perturbe la distribution de température à la surface du canal et que l'orientation horizontale est relativement plus stable. Une température de l'air soufflé allant de 15,9°C à 23,3°C et un COP entre 8,6 et 27,0 ont été atteints.

Dans leur étude, impliquant une comparaison de deux configurations d'un rafraichisseur évaporatif à point de rosée, une avec un air d'admission qui s'écoule parallèlement au film d'eau et une seconde avec un air d'admission qui s'écoule dans la direction opposée au film d'eau, Wan et al. (Wan et al., 2018a, 2018b) ont fourni la preuve que la configuration à

contre-courant a une meilleure efficacité de rafraîchissement et une température produite plus faible que la configuration parallèle.

De leur côté, Liu et al. (2019), ont étudié un système à point de rosée avec un échangeur de chaleur et de masse à surface ondulée. Ils constatent que la température de l'air produite et la capacité de rafraîchissement sont influencées par les conditions de l'air d'admission (température du bulbe humide, débit d'air, taux d'humidité).

2.8 Analyse de la recherche sur le rafraîchissement du point de rosée

En analysant les progrès récents de la recherche, des conclusions précieuses pourraient être tirées et celles-ci sont présentées ci-dessous.

(1) Méthodologies de recherche

Quelques chercheurs ont développé un ou plusieurs prototypes de RE et mené des recherches expérimentales. La plupart des travaux publiés ont été menés en utilisant la simulation numérique et ont été validés par des données expérimentales publiées provenant de tiers.

Outre quelques modèles transitoires, la plupart des travaux de simulation sont restés à la simulation en régime stationnaire et les méthodes habituelles qui se basent sur les différences finies et le modèle ε -NTU modifié. Les équations ont été résolues sur la base de la méthode itérative de Newton avec divers logiciels commerciaux, par ex. EES, MATLAB,.....etc.

(2) Hypothèses

Les hypothèses adoptées pour la modélisation sont presque toutes similaires, notamment les suivantes :

- a) un système adiabatique et aucun échange de chaleur avec l'environnement ;
- b) gaz idéal et incompressible ;
- c) écoulements laminaires et propriétés thermo-chimiques et thermo physiques constantes et uniformes ;
- d) transfert de chaleur unidimensionnel et pas de conduction thermique longitudinale ;
- e) résistance thermique négligeable de la paroi séparant deux canaux adjacents ;
- f) flux d'air entièrement développé et laminaire ;
- g) surface d'évaporation entièrement mouillée.
- h) l'état mouillé de la surface d'évaporation est un élément essentiel pour évaluer la diffusivité de l'humidité du matériau et la demande en eau de recirculation.

(3) Schéma d'écoulement

Les modèles d'écoulement contre, croisé et parallèle ont tous été étudiés et comparés de manière approfondie dans la bibliographie. Les résultats ont montré que le contre-courant

pouvait aider à obtenir les meilleures performances de rafraîchissement parmi les trois modèles de débit.

Par conséquent, le schéma de contre-courant est une bonne conception pour l'organisation du flux d'air et l'échange de chaleur.

(4) Configuration de la surface d'échange de chaleur de l'ECM

L'épaisseur des plaques intermédiaires d'échange de chaleur se situait principalement dans une plage de 0,2 à 0,5 mm, et l'écart entre les canaux entre 3 et 5 mm tandis que la longueur des canaux variait de 0,3 m à 1,4 m. Il convient de noter que dans de nombreuses circonstances, des barres ou des rails de guidage ont été positionnés dans les canaux étroits pour conserver la forme des surfaces d'échange souples.

Ainsi, il ne fait aucun doute que ce genre de configuration augmente la résistance à l'écoulement de l'air dans les canaux.

5) Matériaux utilisés pour les surfaces d'échanges

Compte tenu des problèmes de corrosion dans un environnement chaud et humide, la plupart des matériaux du côté sec mentionnés étaient non métalliques, comme les feuilles de polymère et le revêtement de polyéthylène, et peu de cuivre ou d'aluminium adoptés.

Du côté humide, et pour une distribution uniforme de l'eau et une meilleure rétention, le coton, le feutre, le papier et la cellulose ont été pris comme supports mouillés pour évaporer l'humidité.

Le cuivre ou l'aluminium possèdent une conductivité thermique bien meilleure que les feuilles de polymère et une rigidité suffisante pour permettre le maintien de la plaque et de retirer les barres de guidage supportant le polymère souple, ce qui contribue à réduire la résistance à l'écoulement et la consommation d'énergie des ventilateurs. Mais, l'aluminium, plus que le cuivre, résiste mieux à la corrosion dans un environnement de fonctionnement humide et plus frais.

Le textile fibreux qui a une tendance à l'évacuation de l'humidité et un séchage rapide possède donc d'excellentes propriétés d'évacuation et d'évaporation de l'humidité, ce qui peut aider à accélérer le phénomène de l'évaporation de l'humidité. En contrepartie on aura une demande plus importante de la quantité de l'eau de recirculation.

La combinaison d'une feuille mince d'aluminium ou de cuivre et d'un tissu fonctionnel offre un moyen prometteur d'obtenir une excellente conductivité thermique et une évaporation de l'humidité. Il suffit de trouver une approche réalisable pour lier les deux matériaux ensemble pour un fonctionnement durable dans des conditions chaudes et humides.

(6) Conclusions

- a) L'efficacité du rafraîchissement à température du bulbe humide et du point de rosée et l'efficacité énergétique dépendent largement des dimensions des passages de flux d'air, de la vitesse de l'air et du rapport air secondaire /air entrant, et dépendent moins de la température de l'eau ;
- b) Paramètres de conception suggérés : vitesse de l'air d'admission inférieure à 2,5 m/s, espace entre les canaux inférieur à 5 mm, longueur du canal supérieure à 1 m et rapport d'air de travail autour de 0,35-0,6.
- c) Contrairement aux systèmes de réfrigération, l'efficacité énergétique augmente avec les températures extérieures et le refroidisseur peut donc contribuer à réduire la charge électrique de pointe.
- d) L'efficacité du rafraîchissement, que ce soit du bulbe humide ou l'efficacité du point de rosée, ne suffit pas à elle seule pour évaluer les performances de l'unité REI. Une conception optimisée de l'échangeur de chaleur est un compromis entre l'efficacité de rafraîchissement et la capacité de rafraîchissement.
- e) Le point de saturation de l'air de travail se produit à un point fixe quelles que soient les conditions de l'air d'admission, qui est principalement influencé par le rapport de l'air de travail et la hauteur du canal, et l'intensité de l'évaporation de l'eau commence à une distance de 0,2 à 0,4 m de l'entrée.
- f) Le mode REI régénératif peut contribuer à augmenter les performances du système en utilisant une partie de l'air pré conditionné au lieu de l'air ambiant chaud et humide.
- g) La température de l'eau d'alimentation a peu d'impact sur l'efficacité du rafraîchissement.

(7) Aspects peu abordés

a) Matériau côté humide

L'état mouillé de la surface d'évaporation est essentiel pour l'effet de rafraîchissement. Cependant, peu de détails sur les matériaux du côté humide et les effets de la distribution d'eau ont été abordés.

b) Demande d'eau en recirculation

Un certain débit d'eau de recirculation aide à maintenir la surface d'évaporation uniformément mouillée et cette recirculation induit une augmentation de la consommation de l'énergie. Cependant, peu d'informations ont été présentées dans les articles publiés.

c) COP

Bien que la technologie CFD ait été introduite pour aider à analyser l'état du débit, les résultats concernant les ventilateurs ainsi que la consommation d'énergie de la pompe étaient rarement visibles.

Par conséquent, il est difficile d'évaluer l'efficacité énergétique de l'ensemble de l'unité REI.

2.9 Application et évaluation socio-économique

Avec les progrès technologiques et le marketing, de nombreux nouveaux produits REI, entre autre, une étude de cas réussie ont pu être trouvés, par exemple : Coolerado®, etc. et des installations en activités dans différents secteurs : industrie, station de métro, industrie, centre de données.

Pour briser la limitation due au climat, en particulier dans les régions humides, les recherches menées ces dernières années se concentrent davantage sur les systèmes hybrides avec pré-déshumidification et un potentiel d'application pertinent avec une évaluation économique.

Kim et al. (2013) ont étudié le potentiel d'économie d'énergie en intégrant un système de dessiccation liquide dans un système à 100% air extérieur assisté par un RED/I et ont montré que le système hybride proposé consommait 51% moins d'énergie de rafraîchissement que le système VAV (Variable Air Volume) conventionnel. Les auteurs ont également exploré plus tard le potentiel d'économie d'énergie en remplaçant le RED/I par un REI à cycle M ou point de rosée (Kim et al., 2016). Les résultats de la simulation ont montré une amélioration de 41% de la capacité de rafraîchissement.

Chen et al. (2017) ont introduit de l'air avec une circulation partielle, autre que l'air 100% frais commun dans le système REI, et ont évalué quantitativement le potentiel d'économie d'énergie d'un système hybride dessiccant liquide/REI régénératif. Les résultats ont montré que 23,5% d'économie d'énergie pourraient être réalisés sous le climat de Hong Kong et la combinaison hybride dessiccation/REI pourrait être un système prometteur pour une climatisation économe en énergie dans les régions chaudes et humides.

Jaber (2016) a évalué la faisabilité économique et environnementale du système REI à partir des données climatiques horaires dans les régions méditerranéennes, maritimes et désertiques. Le coût du cycle de vie, la période de récupération et l'évaluation environnementale ont révélé que le système REI est une technologie prometteuse dans les régions climatiques méditerranéennes et européennes.

Duan et al. (2017) ont réalisé une évaluation expérimentale du potentiel d'économie d'énergie d'un refroidisseur à point de rosée régénératif à contre-courant sur la base de données météorologique horaire sous différents climats en Chine. Les résultats ont indiqué que l'application d'un tel refroidisseur d'air à point de rosée pourrait couvrir 93 à 100% de la demande annuelle de rafraîchissement dans le nord-ouest de la Chine, 84 à 96% dans le nord de la Chine et 53 à 72% dans les régions du sud-est et du sud-ouest de dimension physique comparable à celle du climatiseur monobloc classique. Et les ratios annuels d'économie

d'énergie étaient respectivement de 53-59%, 41-45% et 13-28% dans les régions du nord-ouest, du nord, du sud-est et du sud-ouest de la Chine.

Caliskan et al. (2011) ont évalué de manière exhaustive les performances thermodynamiques d'un REI à cycle M par des analyses d'énergie et d'exergie. Pour évaluer les avantages et les impacts négatifs sur la société, par exemple : dommages environnementaux. Une méthode d'indice de durabilité relative à l'efficacité exergetique a été proposée pour aider à comprendre les aspects de durabilité du système. Par conséquent, pour le REI à cycle M sous le fonctionnement optimal, l'efficacité exergetique maximale pourrait être de 19.14%, soit un indice de durabilité de 1.24, à une température de référence de 23.88°C.

2.10 Opportunités et potentiels dans le développement du rafraîchissement par point de rosée

Les analyses documentaires approfondies aident à identifier les possibilités de développer une technologie de rafraîchissement par point de rosée dans les aspects suivants.

➤ Optimisation de la structure de l'ECM pour réduire la résistance à l'écoulement et agrandir la surface efficace

Les structures ECM communes sont basées sur des feuilles d'échange empilées et intégrés dans les systèmes REI. Le canal d'écoulement étroit et les composants de support et de guidage intégrés apportent une grande résistance à l'écoulement et détériorent l'efficacité énergétique du système. Bien que de nombreux travaux publiés aient présenté des suggestions pour l'optimisation des paramètres structurels, aucune innovation dans la structure de base des canaux étroits séparés par des éléments de support n'a été trouvée.

Les plaques d'échange utilisées pour former l'ECM dans les publications examinées sont toutes de forme plate pour faciliter l'organisation du flux d'air. Ainsi, l'espace dans l'ECM n'a pas été utilisé efficacement. La plaque d'échange ondulée pourrait être une meilleure option pour agrandir la zone d'échange efficace, bien qu'il y ait des défis dans l'organisation raisonnable du flux d'air.

Une excellente conception structurelle devrait être en mesure d'agrandir autant que possible la zone d'échange interne tout en guidant le flux d'air souhaitable pour réduire la résistance à l'écoulement.

➤ Nouveaux matériaux mouillés pour favoriser l'évaporation

La plupart des travaux publiés supposaient que les surfaces des canaux humides étaient uniformément et entièrement mouillées par l'eau en circulation. Seuls quelques-uns ont mentionné que le matériau mouillé était du coton, des fibres composites, du papier, des fibres

mélangées à la cellulose ou des feuilles hygroscopiques, etc. avec peu de preuves des détails sur la mouillabilité réel ou supposés et de façon uniforme des plaques.

Sur la base de l'étude des propriétés physiques de ces matériaux, il s'avère qu'il peut exister des difficultés pour réaliser une distribution parfaite de l'eau à travers la surface du canal, en particulier pour les canaux verticaux. Il est difficile pour certains matériaux susmentionnés, par exemple le coton, pour libérer l'humidité absorbée, entraînant une détérioration des performances d'évaporation. Pour d'autres matériaux, par ex. les fibres mélangées à de la cellulose, il n'est pas facile de diffuser le petit courant d'eau sur une surface souhaitable et les mesures correctives peuvent augmenter le volume du débit d'eau, ce qui conduit à une consommation d'énergie accrue de la pompe et à une efficacité énergétique dégénérative du système, c'est-à-dire du COP.

Le matériau souhaitable doit pouvoir absorber et diffuser efficacement l'humidité en contact et être facile à la libérer dans l'air non saturé. L'application de nouveaux matériaux poreux mouillés pourrait améliorer considérablement la performance énergétique du système.

➤ **Développement d'outils de simulation informatique dédiés**

Divers modèles numériques, par ex. Des modèles différentiels finis, des modes ε -NTU modifiés, etc., ont été développés et pourraient être résolus avec de nombreux logiciels commerciaux, par ex. EES, MATLAB, C +, etc.

Bien que la plupart des modèles aient été déclarés validés par des données publiées, il est difficile de garantir la fiabilité sans prototype physique dédié et sans données expérimentales exhaustives.

La plupart des investigations numériques étaient basées sur des modèles statiques. Seules très peu de recherches ont été effectuées en essayant d'explorer le processus transitoire d'échange de chaleur et de masse à l'intérieur de l'ECM.

➤ **Consommation d'eau et contamination**

La consommation d'eau et le débit de l'eau en circulation ont rarement été abordés dans les articles publiés. La consommation est liée au système de purge pour maintenir la pureté et l'hygiène de l'eau en circulation. Le débit minimal requis en circulation, qui dépend de la distribution efficace de l'eau à travers la paroi du canal, se réfère à la consommation d'énergie de la pompe.

La prolifération de micro-organismes dans l'environnement des canaux humides étroits et humides est un problème inévitable. Cependant, aucune recherche approfondie dédiée n'a été trouvée dans les recherches concernés.

➤ **Évaluation complète du système en conditions climatiques réelles**

La plupart des évaluations socio-économiques publiées étaient basées sur des approches de simulation, bien que les données météorologiques proviennent de relevés réels fiables. Peu de mesures de suivi sur le terrain à long terme ont été signalées. Les analyses exergetiques et l'indice de durabilité ont été proposés mais n'ont pas été largement adoptés dans les applications d'ingénierie.

Le suivi des mesures des performances du refroidisseur sur une longue période aidera à la stabilité des performances et à identifier les impacts de la qualité de l'eau sur les performances de rafraîchissement.

2.11 Développement de la technologie REI du point de rosée

En résumé, sur la base de la revue critique de la littérature et des opportunités potentielles identifiées pour développer la technologie REI du point de rosée, cette thèse aborderait les aspects suivants :

- (1) développer une structure innovante pour faciliter l'organisation du flux d'air ainsi qu'une interface d'échange efficace pour améliorer la zone d'échange de chaleur et de masse ;
- (2) appliquer un nouveau tissu fibreux qui évacue l'humidité et sèche rapidement sur le canal humide pour aider à diffuser l'humidité et favoriser l'évaporation ;
- (3) adopter une feuille mince métallique pour former la paroi du canal pour augmenter la conductivité thermique et sans aucun obstacle pour réduire la résistance à l'écoulement ;
- (4) trouver un procédé applicable pour lier étroitement le matériau avec le panneau métallique ;
- (5) développer un système de distribution d'eau dédié au système de distribution d'eau pour réduire efficacement la consommation d'énergie de la pompe ;
- (6) utiliser un outil de simulation dédié pour aider à l'optimisation structurelle et opérationnelle et à la prévision des performances ;
- (7) construire un prototype de refroidisseur intégrant toutes les innovations techniques et étudier expérimentalement les performances de rafraîchissement sous divers paramètres ;

2.12 Conclusion

Une revue approfondie de la littérature sur les travaux de recherche et l'application des technologies REI a été réalisée. Cette revue a permis de clarifier le concept et la théorie de base, de comprendre les normes et méthodes d'évaluation universelles, de réaliser les différents intérêts de recherche et l'état du développement technique, d'identifier les opportunités de recherche potentielles pour améliorer les performances de la technologie REI du point de rosée.

Les résultats de la comparaison entre les divers travaux établis sur les aspects des méthodologies de recherche, des hypothèses de simulation, des schémas d'écoulement, de la configuration des ECM, des matériaux et des conclusions respectives, ont permis de comprendre les aspects peu traités.

Un examen approfondi de la littérature sur les progrès de la technologie IEC au cours des dernières années a révélé que le cycle M et le pré-rafraîchissement régénératif sont les deux approches les plus couramment utilisées pour réaliser le rafraîchissement par point de rosée, ce qui représente la technologie de pointe en rafraîchissement évaporatif. Pour développer un rafraîchisseur de point de rosée, les recherches importantes qui traitent du rafraîchissement du point de rosée, de la régénération et du cycle M, au cours des dernières années ont été examinées de manière approfondie et intensive et tabulées dans des tableaux (Annexe A) pour faciliter la comparaison selon l'année de publication, méthodologie de recherche, hypothèses de modélisation, modèle d'écoulement, milieux humides, configuration ECM et conclusions. Cette partie de la revue de la littérature contribue à (1) illustrer la théorie et le concept de base ; (2) identifier les opportunités de progresser dans le rafraîchissement du point de rosée en se référant aux recherches publiées ; (3) former un schéma clair pour développer un refroidisseur de point de rosée performant, et (4) construire la direction de recherche pour les chapitres suivants.

CHAPITRE 3. MODELISATION DU SYSTEME DE RAFRAICHISSEMENT PAR EVAPORATION DU POINT DE ROSEE

Dans le chapitre précédent les différents types de système de rafraîchissement par évaporation ont été présentés, en particulier ceux à Sous Température humide ou autrement dit à Point de rosée. Dans ce chapitre on s'intéressera à ce dernier puisque c'est le système qui donne le plus de satisfaction dans l'abaissement de la température de soufflage sans pour autant altérer son taux d'humidité.

3.1. Description du système de point de rosée et de son application dans les bâtiments

3.1.1. Description du système

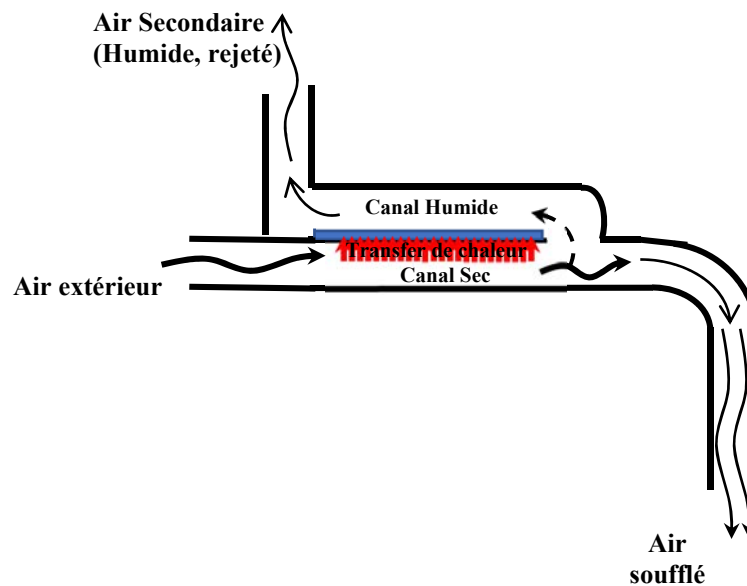


Figure 3.1. Représentation schématique du refroidisseur de point de rosée évaporatif étudié.

Le refroidisseur évaporatif du point de rosée étudié est constitué d'un échangeur de chaleur à contre-courant à deux canaux (sec et humide) échangeant de la chaleur à travers une paroi mince (Figure 3.1). Ce dernier est en contact avec le flux d'air dans le canal humide à travers un film mince d'eau ou un matériau poreux humide saturé et il est imperméable à l'humidité sur sa face arrière en contact avec le canal sec. L'air sec extérieur entre dans le canal sec et cède de la chaleur au canal humide à travers la paroi qui les sépare. A l'extrémité du canal sec, il est divisé en deux parties : la première est constituée d'un air dont la teneur en eau reste stable et qui est soufflé dans l'espace à conditionner et la seconde partie est composée d'un air secondaire, détourné dans le canal humide, absorbant la chaleur du canal sec ainsi que l'humidité qui s'évapore de la paroi humide pour être ensuite rejeté vers l'extérieur saturé de vapeur d'eau. Le rapport du débit d'air dans le canal humide à celui du canal sec est appelé rapport d'air secondaire et varie généralement entre 0,3 et 0,7 (Xu et al., 2018).

3.1.2. Application dans les bâtiments

Selon les besoins, c'est-à-dire en tant qu'équipement d'appoint ou principal pour le rafraîchissement intérieur, le système rafraîchissement par évaporation du point de rosée pourrait être une unité autonome qui serait placée individuellement dans une maison, un magasin ou un immeuble de bureaux, ou être intégrée comme une composante d'une unité centrale. Cette dernière application permettrait à l'air d'être traité centralement et acheminé vers des espaces individuels via le système de conduits pré-réglé. En fonction de l'emplacement de l'installation, des conditions climatiques associées et pour assurer un contrôle précis de la température et de l'humidité de l'air ambiant, l'air soufflé peut nécessiter un traitement de pré-déshumidification avant d'entrer dans l'échangeur du point de rosée, ce qui pourrait être réalisé en utilisant, par exemple, un dispositif à dessiccation. Ce traitement permet d'obtenir une température constante de l'air fourni et, par la suite, une capacité de rafraîchissement constante.

3.2. Les différents Modèles mathématiques utilisés pour l'analyse de l'échangeur de chaleur d'un RPE :

3.2.1. La méthode de différence de température moyenne logarithmique LMTD (*Log Mean Temperature Difference*)

La méthode de différence de température moyenne logarithmique (LMTD) est l'une des méthodes couramment utilisées pour les calculs des échangeurs de chaleur.

Pour concevoir ou prévoir les performances d'un échangeur de chaleur, il est essentiel de relier le taux de transfert de chaleur total à des paramètres tels que les températures du fluide d'entrée et de sortie, le coefficient de transfert de chaleur global et la surface totale de transfert de chaleur. Deux de ces relations peuvent être facilement obtenues en appliquant des bilans énergétiques globaux aux fluides chauds et froids, comme le montre la figure 3.2.

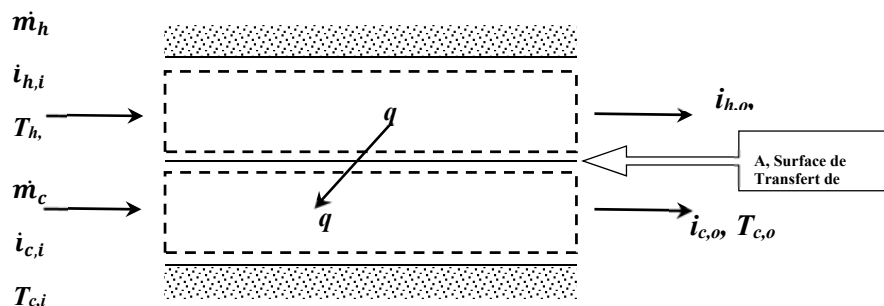


Figure 3.2. Bilans énergétiques globaux pour les fluides chauds et froids d'un échangeur de chaleur à deux fluides co-courants.

En particulier, si q est le taux total de transfert de chaleur entre les fluides chauds et froids et qu'il y a un transfert de chaleur négligeable entre l'échangeur et son environnement, ainsi

que des changements d'énergie potentielle et cinétique négligeables, l'application de l'équation d'énergie à flux constant, donne :

$$q = \dot{m}_h(i_{h,i} - i_{h,o}) \quad (1a)$$

Et

$$q = \dot{m}_c(i_{c,o} - i_{c,i}) \quad (2a)$$

Où i est l'enthalpie du fluide. Les indices h et c se réfèrent aux fluides chauds et froids, tandis que les indices i et o désignent les conditions d'entrée et de sortie du fluide. Si les fluides ne subissent pas de changement de phase et que des chaleurs spécifiques constantes sont supposées, ces expressions se réduisent à

$$q = \dot{m}_h c_{p,h}(T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (1b)$$

Et

$$q = \dot{m}_c c_{p,c}(T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (2b)$$

Où les températures apparaissant dans les expressions se réfèrent aux températures moyennes des fluides aux emplacements désignés.

Une autre expression utile peut être obtenue en reliant le taux de transfert de chaleur total q à la différence de température ΔT entre les fluides chauds et froids, où

$$\Delta T = T_h - T_c \quad (3)$$

Une telle expression serait une extension de la loi de Newton de refroidissement, avec le coefficient global de transfert de chaleur U utilisé à la place du coefficient de convection unique h . Cependant, puisque ΔT varie avec la position dans l'échangeur de chaleur, il est nécessaire de travailler avec une équation de débit de la forme :

$$q = UA\Delta T_m \quad (4)$$

Où ΔT_m est une différence de température moyenne appropriée.

Pour un échangeur de chaleur à contre-courant, les distributions de température du fluide chaud et froid qui lui sont associées sont illustrées sur la figure 3.3.

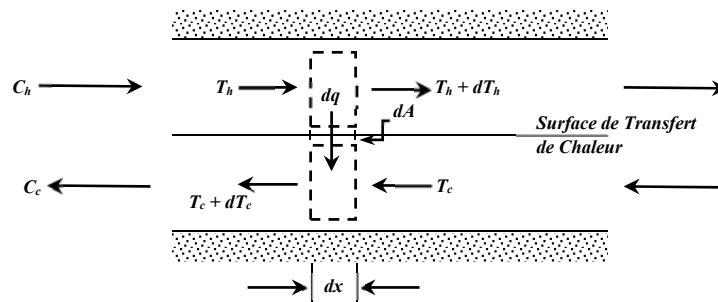


Figure 3.3. Distributions de température pour un échangeur de chaleur à contre-courant. Cette configuration permet un transfert de chaleur entre les parties les plus chaudes des deux fluides à une extrémité, ainsi qu'entre les parties les plus froides à l'autre. Pour cette raison,

la variation de la différence de température, $\Delta T = T_h - T_c$, par rapport à x n'est nulle part aussi importante qu'elle ne l'est pour la région d'entrée de l'échangeur à flux parallèle.

Les équations (1b) et (2b) s'appliquent à tout type d'échangeur de chaleur et peuvent donc être utilisées pour l'agencement à contre-courant. Cependant, pour l'échangeur à contre-courant, les différences de température de point final doivent maintenant être définies comme suit

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &\equiv T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,o} \\ \Delta T_2 &\equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,i} \end{aligned} \quad (5)$$

À noter que, pour les mêmes températures d'entrée et de sortie, la différence de température moyenne logarithmique pour le contre-courant dépasse celle pour un débit parallèle, $\Delta T_{lm,CF} > \Delta T_{lm,PF}$. Par conséquent, la surface nécessaire pour effectuer un taux de transfert de chaleur prescrit q est plus petite pour le contre-courant que pour le système à flux parallèle, en supposant la même valeur de U . Notez également que $T_{c,o}$ peut dépasser $T_{h,o}$ pour le contre-courant mais pas pour le flux parallèle.

3.2.2. Méthode ε -NTU pour les échangeurs de chaleur sensible

Si seules les températures d'entrée sont connues, l'utilisation de la méthode LMTD nécessite une procédure itérative lourde. Il est donc préférable d'employer une approche alternative appelée méthode efficacité-NTU (ou ε -NTU).

La méthode ε -NTU est une méthode bien connue pour résoudre les problèmes de transfert de chaleur pour les échangeurs de chaleur sensible. La figure 3.4 montre des profils de température pour les fluides froids et chauds circulant à l'intérieur d'un échangeur de chaleur.

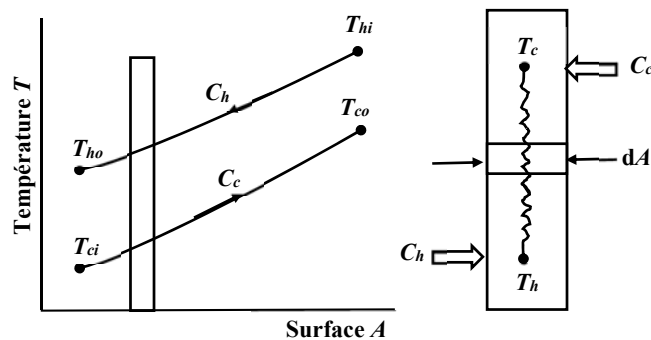


Figure 3.4. Profils de température dans un échangeur de chaleur sensible (Hasan, 2012).

L'équation de transfert de chaleur entre ces deux fluides pour l'élément représenté sur la figure est

$$dq = U dA(T_h - T_c) \quad (6)$$

Où U est le coefficient de transfert de chaleur global entre (T_h) et (T_c) tenant compte des coefficients de transfert de chaleur par convection (α) pour les deux fluides, de la conductivité thermique de la paroi (k) et de son épaisseur δ .

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_h} + \frac{\delta}{k} + \frac{1}{\alpha_c}} \quad (7)$$

La procédure de solution pour un échangeur de chaleur sensible utilisant la méthode ε -NTU est résumée dans la colonne de gauche du tableau 3.1 (Incropera et DeWitt ; 2017).

Tableau 3.1. Procédure de solution pour échangeur de chaleur sensible et Système de rafraîchissement à évaporation indirecte utilisant la méthode ε -NTU.

Échangeur de chaleur sensible	Système de rafraîchissement à évaporation indirecte (Hasan, 2012)
$C_c = m_c C_{pc}$	$C_c^* = m$
$C_h = m_h C_{ph}$	$C_h^* = M^*$, où $M^* = MC_p/a$
$C_{min} = \min(C_c, C_h)$	$C_{min} = \min(C_c^*, C_h^*)$
$C_{max} = \max(C_c, C_h)$	$C_{max} = \max(C_c^*, C_h^*)$
$C_r = C_{min}/C_{max}$	$C_r = C_{min}/C_{max}$
$NTU = UA/ C_{min}$	$NTU^* = U^*A/ C_{min}$
Où $U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_h} + \frac{\delta}{k} + \frac{1}{\alpha_c}}$	Où $U = \frac{1}{a(\frac{1}{\alpha_h} + \frac{\delta}{k}) + \frac{1}{\beta}}$
$\varepsilon = f(NTU, C_r)$	$\varepsilon^* = f(NTU^*, C_r)$
$q_{max} = C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})$	$q_{max} = C_{min}(h_s(T_i) - h_i)$
$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}}$	$\varepsilon^* = \frac{q}{q_{max}}$
$q = \varepsilon C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})$	$q = \varepsilon^* C_{min}(h_s(T_i) - h_i)$
$\varepsilon = \frac{C_h (T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})}$	$\varepsilon^* = \frac{C_h^*(h_s(T_i) - h_s(T_{h,o}))}{C_{min}(h_s(T_i) - h_i)}$
ou $\varepsilon = \frac{C_c (T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i})}$	ou $\varepsilon^* = \frac{C_c^*(h_o - h_i)}{C_{min}(h_s(T_i) - h_i)}$

Le taux de transfert de chaleur maximal possible (q_{max}) pour un échangeur de chaleur peut, en principe, être atteint pour un échangeur de chaleur de longueur infinie. Dans un tel échangeur de chaleur, le fluide avec le taux de capacité thermique le plus faible entre C_c ou C_h subira la chute de température maximale possible ($T_{h,i} - T_{c,i}$)

$$q_{max} = C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \text{ où } C_{min} = \min(C_c, C_h) \quad (8)$$

L'efficacité de l'échangeur de chaleur (ε) est le rapport entre le taux de transfert de chaleur réel et le taux de transfert de chaleur maximal possible.

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} \text{ où } 0 \leq \varepsilon \leq 1 \quad (9)$$

Donc

$$q = \varepsilon C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (10)$$

Pour tout échangeur de chaleur (Kays et Londres, 1984)

$$\varepsilon = f(NTU, C_r) \text{ où } C_r = C_{\min}/C_{\max} \quad (11)$$

L'expression de l'efficacité de l'Eq. (6) peut prendre différentes formes selon le type d'échangeur de chaleur et les directions d'écoulement relatives.

Pour un échangeur de chaleur à flux parallèle

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1+C_r)]}{1+C_r} \quad (12)$$

Pour un contre-courant

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-C_r)]}{1-C_r \exp[-NTU(1-C_r)]} \text{ où } C_r < 1 \quad (13)$$

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \text{ pour } C_r = 1$$

Et pour $C_r = 0$ on obtient $\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$

Dans les calculs de conception d'échangeurs de chaleur, il est plus pratique de travailler avec des relations $\varepsilon - NTU$ de la forme :

$$NTU = f\left(\varepsilon, \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \quad (14)$$

Les relations explicites pour NTU en fonction de ε et C_r sont fournies dans le Tableau 3.2 (Bergman et Lavine, 2017).

Tableau 3.2. Relations NTU de l'échangeur de chaleur a contre - courant

Arrangement de flux	Relation
Contre-courant	$NTU = \frac{1}{C_{r-1}} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1}\right) (C_r < 1)$
	$NTU = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} (C_r = 1)$
	$NTU = -\ln(1 - \varepsilon) (C_r = 0)$

L'expression du NTU est représentée graphiquement sur la figure 3.5.

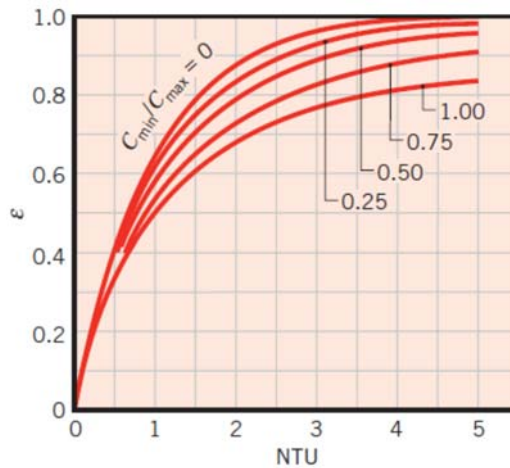


Figure 3.5. Efficacité d'un échangeur de chaleur à contre-courant (équation (13)) (Bergman et Lavine, 2017).

Pour $C_r > 0$ et $NTU \geq 0,25$, l'échangeur à contre-courant est le plus efficace. Les valeurs maximale et minimale de l'efficacité sont respectivement associées à $C_r = 0$ et $C_r = 1$.

Une autre méthode mathématique peut être extraite de la méthode $\varepsilon - NTU$, c'est le $\varepsilon - NTU$ modifié (Hasan, 2012) (voir Annexe D).

3.3. Modèle mathématique :

Pour simplifier l'analyse des problèmes, les hypothèses suivantes ont été formulées (Hasan, 2010 ; Riangvilaikul et Kumar, 2010 ; Boukhanouf et al, 2016 ; Xu et al, 2018) :

- (1) l'échangeur de chaleur est adiabatique, il n'y a pas de transfert de chaleur entre le système et l'environnement ;
- (2) la hauteur des canaux est faible par rapport à leur largeur, donc l'écoulement est unidirectionnel ;
- (3) le film d'eau est uniformément réparti sur toute la surface de la plaque ;
- (4) l'eau et la plaque sont à la même température ;
- (5) le flux d'air est censé être stable et incompressible ;
- (6) le film d'eau est renouvelé de manière constante ;
- (7) le transfert de chaleur via les parois du canal se fait dans le sens vertical.

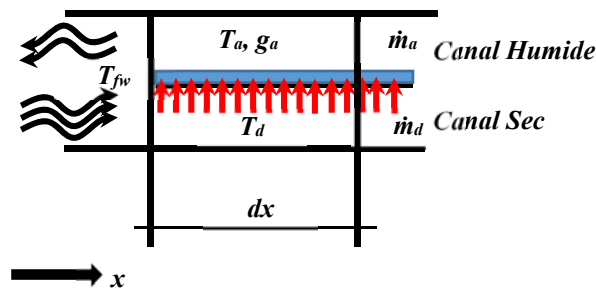


Figure 3.6. Coupe transversale de l'élément de calcul.

En tenant compte de l'élément de calcul représenté sur la figure 3.6, le bilan de conservation d'énergie pour le flux d'air dans le canal sec donne :

$$\frac{\dot{m}_a C_{pa}}{D} \frac{dT_d}{dx} = -U_d(T_d - T_{fw}) \quad (15)$$

Où (T_d) est la température du bulbe sec de l'air dans le canal sec, (T_{fw}) la température de surface du film d'eau, (U_d) le coefficient de transfert de chaleur global entre le canal sec et le film d'eau, (D) la largeur du canal et (\dot{m}_a) débit d'air dans le canal sec.

Le bilan de la conservation de l'énergie pour le flux d'air dans le canal humide donne :

$$\frac{\dot{m}_a C_{pa}}{D} \frac{dT_a}{dx} = -h_{aw}(T_{fw} - T_a) - \rho h_m(g_{fw} - g_a)C_{pv}t_a \quad (16)$$

Où (T_a) est la température de bulbe sec de l'air dans le canal humide, (g_a) est la teneur en humidité de l'air (kg/kg_{as}) et (g_{fw}) est la teneur en humidité à saturation près du film d'eau. La différence entre les deux taux d'humidité est la force motrice de l'évaporation de l'eau dans le canal humide. Le débit d'air dans le canal humide est (\dot{m}_a), (ρ) est la masse volumique de l'air humide, (h_{aw}) est le coefficient de transfert de chaleur dans le canal humide et (h_m) est le coefficient de transfert de masse par convection entre le flux d'air humide et la surface du film d'eau. Ils sont liés par la relation de Lewis :

$$\frac{h_{aw}}{h_m} = \rho C_p Le^{2/3} \quad (17)$$

L'application de l'équation de conservation de la masse à l'air du côté humide du canal donne :

$$\frac{\dot{m}_a}{D} \frac{dg_a}{dx} = -\rho h_m(g_{fw} - g_a) \quad (18)$$

La prise en compte du bilan énergétique d'un élément couplé sec et humide sur le support entre les canaux donne :

$$\frac{\dot{m}_{fw} C_{pfw}}{D} \frac{dT_{fw}}{dx} = -U_d(T_d - T_{fw}) + \rho h_m(g_{fw} - g_a)h_{fg} + h_{aw}(T_{fw} - T_a) \quad (19)$$

Pour résoudre ce système d'équations, le solveur Simulation Problem Analysis and Research Kernel (SPARK) a été utilisé, il permet de résoudre efficacement les systèmes d'équations différentielles (Sowell et P. Haves, 2001). Le système d'équations a été discrétisé en utilisant la méthode des différences finies et le système physique a été divisé en 20 éléments de calcul.

3.4. Sélection de l'environnement de simulation

Dans cette partie, nous allons exposer la démarche accomplie pour la sélection de l'environnement de simulation nécessaire à la mise en œuvre de la modélisation du Système de Rafraichissement par Evaporation du point de Rosée. Cette démarche nous a amenés à utiliser un modèle de langage de programmation orientée objet (POO) en choisissant un environnement original nommé SPARK (Simulation Problem Analysis and Research Kernel) permettant de faciliter la construction des simulations.

3.4.1 Pourquoi utiliser la Programmation Orientée Objet

La programmation orientée objet (POO) est un modèle de langage de programmation qui s'articule autour d'objets et de données, plutôt que d'actions et de logique. Par le passé, un programme était une procédure logique qui récupérait des données en entrée, les traitait puis produisait des données en sortie.

Un Programme orienté objet fonctionne selon des concepts dont les plus notables sont :

- Le Concept d'*Encapsulation*, le fait de réunir à l'intérieur d'une même entité (objet) le code (méthodes) + les données (champs). Il est donc possible de masquer les informations d'un objet aux autres objets. Cela permet de protéger l'information contenue dans notre objet et de le rendre manipulable uniquement par ses actions ou propriétés. Notre objet est ainsi protégé et fonctionne un peu comme une boîte noire.
- Le Concept d'action à travers la notion d'envoi de *messages* et de méthodes à l'intérieur des objets, ayant des propriétés et pouvant interagir entre eux.
- Le Concept de construction par réutilisation et amélioration par l'utilisation de la notion d'*héritage*. On peut ainsi définir une sorte de hiérarchie entre les objets, un peu comme on le ferait avec un arbre généalogique. La différence est qu'un objet héritant d'un autre peut obtenir certains ou tous les comportements de l'objet qu'il spécialise.

L'enjeu de la programmation était d'écrire la logique, pas de définir les données. La programmation orientée objet a changé la perspective : l'important, ce sont les objets à manipuler plutôt que la logique nécessaire à cette manipulation.

La première étape consiste à identifier tous les objets que le programmeur veut manipuler et leurs interactions ; exercice qualifié de modélisation des données.

Une fois l'objet identifié, il est conceptualisé en une classe d'objets. Cette classe définit le type de données qu'elle contient et toute séquence logique susceptible de la manipuler. Chaque séquence logique distincte est une méthode. Les objets communiquent avec des interfaces bien définies nommées messages.

En fait, on peut dire que la POO est une façon de développer une application qui consiste à représenter une application informatique sous la forme d'objets, ayant des propriétés et pouvant interagir entre eux. La modélisation orientée objet est proche de la réalité ce qui fait qu'il sera relativement facile de modéliser une application de cette façon. Cette façon de modéliser les choses permet également de découper une grosse application, généralement floue, en une multitude d'objets interagissant entre eux. Cela permet de découper un gros problème en plus petits afin de le résoudre plus facilement.

Un autre avantage de la POO est la réutilisabilité. Des objets peuvent être réutilisés ou même étendus grâce à l'héritage. Ces objets héritent tous des mêmes comportements, comme le fait d'être cliquable ou sélectionnable, etc.

Les concepts et les règles utilisés en programmation orientée objet procurent des bénéfices non négligeables :

- Les objets peuvent hériter de fonctionnalités d'autres objets s'il y a une relation d'héritage entre eux. Le concept de classe de données permet de définir des sous-classes d'objets de données qui partagent certaines voire toutes les caractéristiques de la classe principale. Cette propriété dite « d'héritage » contraint à une analyse poussée des données, accélère le développement et produit un code plus précis.
- Ils masquent la complexité d'une implémentation grâce à l'encapsulation. Comme une classe définit uniquement les données dont elle doit s'occuper, quand une instance de cette classe (un objet) s'exécute, le code ne peut pas accéder par erreur à d'autres données du programme. Masquer les données est une spécificité qui renforce la sécurité du système et évite de corrompre les données par accident.
- La définition d'une classe est réutilisable par le programme pour lequel on l'a initialement créée, mais aussi par d'autres programmes orientés objet. Elle est donc plus facile à distribuer pour une utilisation en réseau.
- Le concept de classes de données permet à un programme de créer n'importe quel type de données encore indéfini dans le langage lui-même.
- L'approche orientée objet permet de modéliser son application sous la forme d'interactions entre objets.
- Les objets ont des propriétés et peuvent faire des actions.

Utiliser un tel environnement permet de concevoir des simulations modulaires par assemblages d'objets d'une librairie. De plus l'exploitation du concept d'héritage permet de réutiliser les objets et d'enrichir facilement la librairie d'objets.

La complexité d'une installation et la multitude des éléments à considérer pour son étude, nécessitent l'utilisation d'un programme orienté objet qui facilite sa modélisation, tout en permettant d'effectuer des études paramétriques avec un temps de simulation faible.

Pour cela, on a utilisé l'environnement de simulation SPARK qui s'adapte à de telles situations. Dans les paragraphes suivants on présente cet environnement de simulation.

3.4.2. SPARK : un environnement général pour la simulation

3.4.2.1 Présentation générale

SPARK (Simulation Problem Analysis and Research Kernel) est un système de logiciel orienté-objet qui effectue de telles simulations. Par orienté objet, nous entendons que les composants et les sous-systèmes sont modélisés comme des objets qui peuvent être interconnectés pour spécifier le modèle de l'ensemble du système. Souvent, les mêmes modèles de composants et de sous-systèmes peuvent être utilisés dans de nombreux modèles de systèmes différents, ce qui évite le travail de réaménagement.

SPARK peut être considéré comme un solveur d'équations différentielles/algébriques général. Cela signifie qu'il peut être utilisé pour résoudre tout type de problème mathématique décrit en termes d'un ensemble d'équations différentielles et algébriques. Le terme « système continu » est souvent utilisé pour décrire cette classe de problèmes. Les exemples typiques incluent les systèmes de chauffage et de refroidissement des bâtiments, l'analyse du transfert de chaleur et les processus biologiques.

3.4.2.2 L'histoire de SPARK

Bien qu'il s'agisse d'un outil général, SPARK a été développé pour être utilisé dans la simulation des systèmes des bâtiments, par exemple le chauffage, la ventilation et la climatisation.

La première implémentation de SPARK, qui ne résolvait que des problèmes algébriques, a été réalisée au Lawrence Berkeley National Laboratory (LBNL) (Californie, USA) en 1986 (Anderson 1986). Les idées de base, étaient basées sur des travaux antérieurs effectués au sein de l'IBM Los Angeles Scientific Center (Sowell ; Taghavi et al, 1984). Puis, en 1988, l'implémentation, réalisée au sein du LBNL a été étendue pour permettre la résolution d'équations différentielles (Sowell et Buhl, 1988). Depuis, il y a eu de nouveaux développements permettant de résoudre de façon efficace les systèmes d'équations algébriques et différentielles (Buhl et al, 1993 ; Sowell et Haves, 2001). C'est un environnement intégré, c'est à dire qu'il prend en charge toutes les phases de la simulation, depuis la traduction des modèles d'équations fournis par le programmeur jusqu'à l'obtention

des résultats, en passant par l'élaboration d'un algorithme de résolution et son implémentation.

Pour décrire un problème dans SPARK, il s'agit tout d'abord de décomposer le système avec une démarche orientée objet. Cela signifie réfléchir au problème en termes de ses composants (équations), où chaque composant est représenté par un objet SPARK. Un modèle est ensuite développé pour chaque composant non déjà présent dans la bibliothèque SPARK. Comme il peut y avoir plusieurs composants du même type, les modèles d'objets SPARK, c'est-à-dire des équations ou des groupes d'équations, sont définis de manière générique, appelés classes. Les classes servent de modèles pour créer un nombre quelconque d'objets similaires pouvant être nécessaires dans un problème. Le modèle de problème est ensuite complété en reliant les objets entre eux, indiquant ainsi comment ils interagissent, et en spécifiant des valeurs de données qui spécialisent le modèle pour représenter le problème réel à résoudre.

Naturellement, les descriptions de modèles doivent être énoncées d'une manière formelle. Les modèles de classe SPARK sont décrits dans un langage textuel similaire à d'autres langages de programmation et de simulation, sauf qu'il n'est pas procédural. D'une autre manière, il n'est ni nécessaire de mettre des équations ordonnées, ni de les spécifier sous forme de consignes d'affectation. Ces propriétés viennent d'une part de la définition des classes qui n'est pas orientée *a priori*, et dans le cas général toutes les variables peuvent être soit une inconnue, soit une donnée (et ces propriétés peuvent être différentes d'un objet à l'autre même s'ils appartiennent à la même classe) et, d'autre part, dérive de la manière dans laquelle les classes sont définies pour trouver une séquence de solution appropriée. Avec cette aptitude on pourra même prédire les conditions nécessaires à un fonctionnement voulu. On pourra même évaluer l'attribution de chaque élément pour une température donnée sans altérer le moindre détail dans le programme.

Une autre spécificité majeure de ce langage c'est le fait de permettre de créer et de tester rapidement des spécimens de modèles. Les sous-systèmes d'équations peuvent être utilisés ultérieurement pour d'autres applications, ou par un autre utilisateur souhaitant incorporer ce modèle à son problème particulier d'où la possibilité de créer une bibliothèque de classes. Cette bibliothèque restera toujours à disposition lorsqu'un autre utilisateur voudra simuler une installation qui contient des composants équivalents à ceux étudiés dans une autre installation.

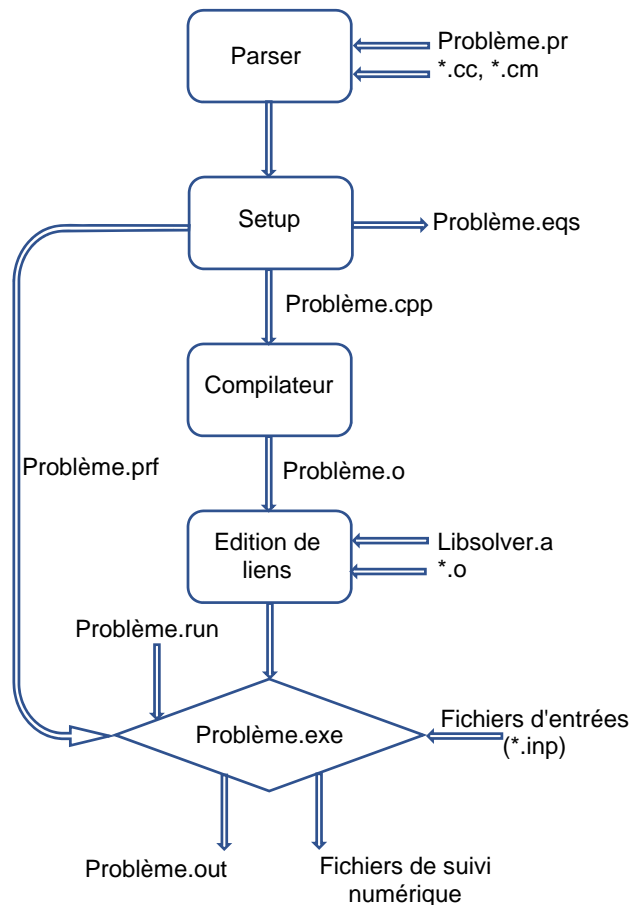


Figure 3.7. Processus de construction SPARK (Mora ; 2003).

La Figure 3.7 montre les étapes qui entrent dans le processus de construction du programme et par lequel la description du problème exprimée dans le langage SPARK est convertie en un programme exécutable pour résoudre le dit problème pour des conditions aux limites données.

Dans SPARK, le plus petit élément de programmation est une classe constituée d'une équation individuelle, appelée classe atomique et stockée dans un fichier avec l'extension *.cc. Les classes de macros rassemblent plusieurs classes atomiques (et éventuellement d'autres classes de macros) dans une unité de niveau supérieur. Les classes de macros sont stockées dans des fichiers avec l'extension *.cm. Les modèles de problème sont décrits de manière similaire, en utilisant une combinaison de classes atomiques et de macro, et placés dans un fichier de spécification de problème avec l'extension *.pr.

Lorsque le problème est traité par SPARK, la spécification du problème complet est d'abord analysée en utilisant une association de classes atomiques et macroscopiques, à travers un fichier texte appelé fichier de spécification du problème (problème.pr). Le traitement par SPARK consiste à lire ce fichier de spécification pour produire un programme rédigé en C++ qui sera, à son tour, compilé puis lié à la bibliothèque du solveur contenant les méthodes

de résolution numérique pour enfin générer un simulateur exécutable (problème.exe). Ce dernier sera alors exécuté pour un ensemble de conditions aux limites (et initiales s'il s'agit d'une formulation dynamique) définies dans les fichiers d'entrées (*.inp) afin d'obtenir une solution au problème (problème.out). Enfin, les paramètres de la simulation (temps de début et de fin, pas de temps, etc.) sont rassemblés dans le fichier problème.run. Le processus de création du simulateur exécutable est généralement automatisé à l'aide d'un *makefile* ou d'un programme de construction dans l'installation SPARK. Enfin, lors de l'exécution, le fichier de préférences, *problem.prf* peut être utilisé pour spécifier les paramètres des différentes méthodes de solution.

3.4.2.3. Exemple d'implémentation :

Afin d'illustrer les différentes étapes de la construction d'un simulateur avec SPARK, nous avons choisi de traiter un problème volontairement simplifié : nous voulons, par exemple, définir l'efficacité du système en fonction de son efficacité du point de rosée.

L'équation sera présentée par un objet élémentaire appelé classe atomique. La figure 3.8 montre une partie de la classe atomique présentant l'équation ci-dessous :

$$\varepsilon_{dp} = \frac{T_{in} - T_{out}}{T_{in} - T_{dp}} \quad (20)$$

```

/*          efficacite.cc          */
#ifdef SPARK_PARSER
port    eff    "eff"    [-]
                INIT=0.01 MIN=-100000    MAX=100000;
port    Ts     "Ts"     [-]
                INIT=0.01 MIN=-100000    MAX=100000;
port    Td     "Td"     [-]
                INIT=0.01 MIN=-100000    MAX=100000;
port    Tr     "Tr"     [-]
                INIT=0.01 MIN=-100000    MAX=100000;

equations {
    eff=(Ts-Td)/(Tr-Td);
}

functions {
    eff = efficacite__eff(Ts, Td, Tr);
    Ts = efficacite__Ts(eff, Td, Tr);
    Td = efficacite__Td(eff, Ts, Tr);
    Tr = efficacite__Tr(eff, Ts, Td);
}
#endif /*SPARK_PARSER*/
#include "spark.h"

EVALUATE( efficacite__eff )
{
    ARGDEF( 0, Ts);
    ARGDEF( 1, Td);
    ARGDEF( 2, Tr);
    double eff ;

    eff=(Ts-Td)/(Tr-Td);
    RETURN( eff )
}

EVALUATE( efficacite__Ts )
{
    ARGDEF( 0, eff);
    ARGDEF( 1, Td);
    ARGDEF( 2, Tr);
    double Ts ;

    Ts=(eff*(Tr-Td))+Td;
    RETURN( Ts )
}

EVALUATE( efficacite__Td )
{
    ARGDEF( 0, eff);
    ARGDEF( 1, Ts);
    ARGDEF( 2, Tr);
    double Td ;

    Td=((eff*Tr)-Ts)/(eff-1);
    RETURN( Td )
}

EVALUATE( efficacite__Tr )
{
    ARGDEF( 0, eff);
    ARGDEF( 1, Ts);
    ARGDEF( 2, Td);
    double Tr ;

    Tr=((Ts-Td)/eff)+Td;
    RETURN( Tr )
}

```

Figure 3.8. Description d'un exemple de classe atomique efficacite.cc (source Auteurs)
 Dans cette équation on a 4 variables appelés PORT. Il faut définir une fonction inverse pour calculer chaque variable en fonction des autres.

Il y a certaines équations (ou classes atomiques) qui peuvent être groupées comme par exemple les relations permettant de calculer l'humidité relative de l'air à partir de sa température et son humidité absolue et qui peuvent être utilisées souvent dans n'importe quel programme. Il est préférable de les grouper dans une seule classe macroscopique appelée relhum.cm. Cette classe est présentée dans la figure 3.9 et est utilisée directement à la place des classes atomiques qu'elle contient (ces classes sont précédées du mot DECLARE).

```

---*/ relhum.cm
Identification: Relative humidity
port PAtm    "Atmospheric pressure"    [Pa] ;
port TDb     "Dry bulb temperature"    [deg_C] ;
port w       "Humidity ratio"          [kg_water/kg_dryAir] ;
port rh      "Relative humidity"       [fraction] ;

declare humratio    hr ;
declare satpress    sp ;
declare safprod     p ;

link .PAtm, hr.PAtm    [Pa] ;
link .TDb, sp.T        [deg_C] ;
link .w, hr.w          [kg_water/kg_dryAir] ;
link .rh, p.a          [fraction] ;
link Pw             hr.Pw, p.c    [Pa] ;
link PwS            sp.P, p.b     [Pa] ;

```

Figure 3.9. Description de la classe macroscopique relhum.cm

Une fois que les classes atomiques et macroscopiques ont été générées dans la librairie, la spécification du problème complet peut débuter. Dans le fichier '.pr' nous allons commencer par déclarer l'ensemble des objets en mentionnant leur type et leur nom (figure 3.10).

Dans la deuxième partie du fichier de spécification du problème, il s'agit de définir la manière dont interagissent les différents objets, en connectant les variables entre ceux-ci. Le mot clé utilisé pour définir ce type de connexion est LINK. Il peut être suivi par le mot INPUT pour indiquer que c'est une donnée du problème ou REPORT pour indiquer qu'elle sera écrite dans le fichier de sortie. A partir de ce moment SPARK peut traiter le problème avec la procédure présentée dans la figure 3.8.

En utilisant le même fichier on pourra aussi traiter un autre problème qui aura besoin de connaître la valeur de l'Humidité Relative (sachant que les conditions de l'entrée du process sont connues).

De plus le fichier '.pr' peut être transformé en une classe macroscopique '.cm' pour présenter le modèle. Ainsi pour chaque composant des installations on utilise la même procédure.

```

//dewpointcoolereff.pr

DECLARE    dewpt dp;
DECLARE efficacite eff;
DECLARE relhum rh;

LINK  PAtm  dp.PAtm,rh.PAtm INPUT INIT=101200 REPORT;
LINK  Tdp   dp.TDb,eff.Tr REPORT ;
LINK  w     dp.w ,rh.w REPORT ;
LINK  Td eff.Td ,rh.TDb INPUT REPORT;
LINK efficaciteTr eff.eff INPUT INIT=0.7 REPORT;
Link Ts eff.Ts REPORT;
link RH rh.rh INPUT INIT=0.1 REPORT;

```

Figure 3.10. Description du problème dewpointcoolereff.pr.

3.5. Etude du potentiel de rafraîchissement du système :

On étudie l'influence de l'efficacité de différents modes d'humidificateurs (Direct, Indirect et à Température de rosée) sur la capacité de rafraichissement en fonction des conditions extérieures de l'air et d'autres paramètres propres aux systèmes. Pour cela on va étudier la variation de la longueur du canal, de la température d'entrée du film d'eau, du taux de l'air secondaire (rapport de la masse du flux d'air dans le canal humide à celui du canal sec) et de la température de soufflage. Le choix du mode de fonctionnement dépend des conditions extérieures et de la température de soufflage requise. Afin d'optimiser le fonctionnement de l'installation, il est utile de connaitre l'influence de chaque composant.

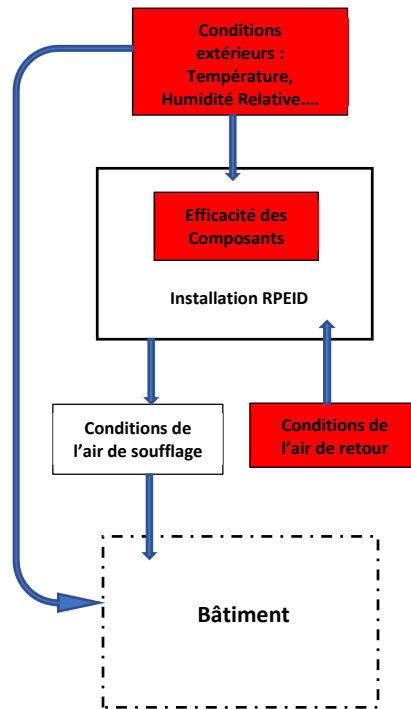


Figure 3.11 : Diagramme schématisque des facteurs influençant directement (en rouge) et indirectement (en traits tirés) sur la performance de l'installation (conditions de l'air de soufflage).

La figure 3.11 montre les éléments qui peuvent influencer sur la performance de l'installation (celle-ci dépend des conditions de l'air de soufflage). Ces éléments sont classés en deux catégories :

- Ceux qui agissent directement sur la performance de l'installation (l'efficacité des composants : le matériau intermédiaire, l'échangeur de chaleur et de masse, le rendement des ventilateurs,...), les conditions de l'air extérieur (position géographique, température et humidité relative extérieures, ...) et ceux de l'air de retour (Température, Teneur en eau, Ratio,...).
- Ceux qui agissent indirectement sur la performance de l'installation : le bâtiment (caractéristiques de l'enveloppe - matériaux, inertie, vitrage, protection solaire-, les charge internes -occupants, éclairage-)...,

L'importance de chacun de ces éléments peut être étudiée en effectuant des analyses paramétriques utilisant des simulations journalières (pour une condition météo typique), ou saisonnières (pendant tout l'été, en considérant des fichiers météo réels). Pour cela, on a utilisé l'environnement de simulation SPARK qui s'adapte à de telles situations.

On va aussi utiliser le diagramme de l'air humide pour montrer l'influence des différents paramètres et pour délimiter les conditions de fonctionnement de chaque mode. Afin de délimiter le fonctionnement de chaque mode on utilise la méthode des lignes limites, on trace

une ligne dans le diagramme de l'air humide qui délimite les états de l'air extérieur à partir desquels l'air de soufflage peut être rafraîchi à une température donnée. Si l'état de l'air se trouve au-dessus de cette ligne, il ne peut être rafraîchi à la température de soufflage désirée. Par contre, s'il se trouve en dessous de cette ligne, il peut être rafraîchi à une température plus basse. C'est un moyen simple pour décrire le potentiel et la limitation des systèmes évaporatifs. Cette ligne est appelée ligne limite (Lindholm, 2000 ; Maalouf, 2006).

Pour l'installation, les conditions de fonctionnement dépendent :

- Du comportement des composants (efficacité des humidificateurs, efficacité de l'échangeur, la vitesse de l'air, la longueur du canal, de la température d'entrée du film d'eau, du taux d'air de travail - rapport de la masse du flux d'air dans le canal humide à celui du canal sec-)

- Des conditions du local.

Pendant le fonctionnement, certains paramètres d'entrée restent constants lors des simulations et d'autres varient selon les conditions ambiantes.

On va choisir un cas de référence à partir duquel on va tracer la ligne limite avant de faire varier les paramètres pour étudier leurs influences sur la ligne limite pour les différents modes de fonctionnement (Direct, Indirect ou à Température de rosée). On trace tout d'abord la ligne limite pour chaque mode séparément avant de détailler la construction de la ligne sur un exemple en mode humidificateurs direct, indirect et Indirect à Température de rosée. La température de soufflage considérée est de 20 °C.

3.5.1. Caractéristiques du local :

Une température du local de 25°C a été prise comme référence et le taux des apports sensibles est de 0,8 ($SHR = \frac{Q_{sensible}}{Q_{sensible} + Q_{latente}}$). L'efficacité de l'échangeur est de 0,8. Les humidificateurs ont une efficacité de 0,7 pour le mode à température de rosée, et de 0,9 pour les modes direct et indirect. La température de soufflage est de 20 °C pour les modes direct, Indirect et à température de rosée, le tout pour une pression atmosphérique égale à 101325 Pa.

3.5.2. Les lignes limites pour les différents modes de fonctionnement :

Avant de commencer à étudier les lignes limites pour les différentes modes de fonctionnement on commencera d'abord par expliquer les étapes qui mènent à la construction des dites lignes limites.

➤ **Construction d'une ligne limite :**

Pour expliquer la construction de la ligne limite on va prendre l'exemple d'un humidificateur indirect.

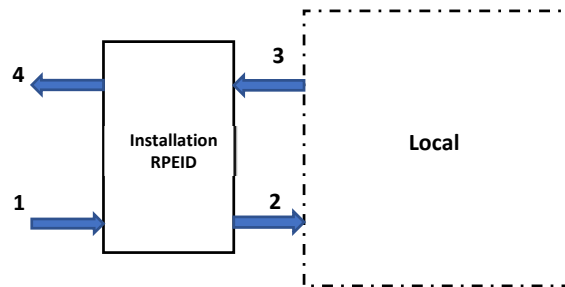


Figure 3.12 : schéma de principe d'une installation avec un Humidificateur Indirect

On considère que l'efficacité de l'échangeur de chaleur est de 0,8 et celle du système en mode indirect est de 0,8, la température du local 25°C et son apport de chaleur sensible est de 0,8.

Pour construire la ligne limite, on utilise une température de soufflage connue fixe, par exemple $T_2 = 20^\circ\text{C}$ et T_1 comme une inconnue. En variant T_1 , on obtient un ensemble de points (T_1, X_1) , qui donnent la ligne limite pour une température de soufflage $T_2 = 20^\circ\text{C}$ (Tableau 3.3).

Tableau 3.3 : valeurs de la température et de l'humidité extérieure correspondant à la ligne limite de soufflage de 20°C pour le mode indirect.

T_2	T_1	X_1 (calculé)
20	20	0,01152
20	20,5	0,01133
20	23	0,01040
20	24	0,01010
20	25	0,00973
20	26	0,00939
20	27	0,00904
20	28	0,00871
20	29	0,00837
20	30	0,00804
20	31	0,00771
20	32	0,00739
20	33	0,00707
20	34	0,00676

Lorsqu'on transpose les valeurs obtenues sur le diagramme de l'air humide on obtient le graphique suivant :

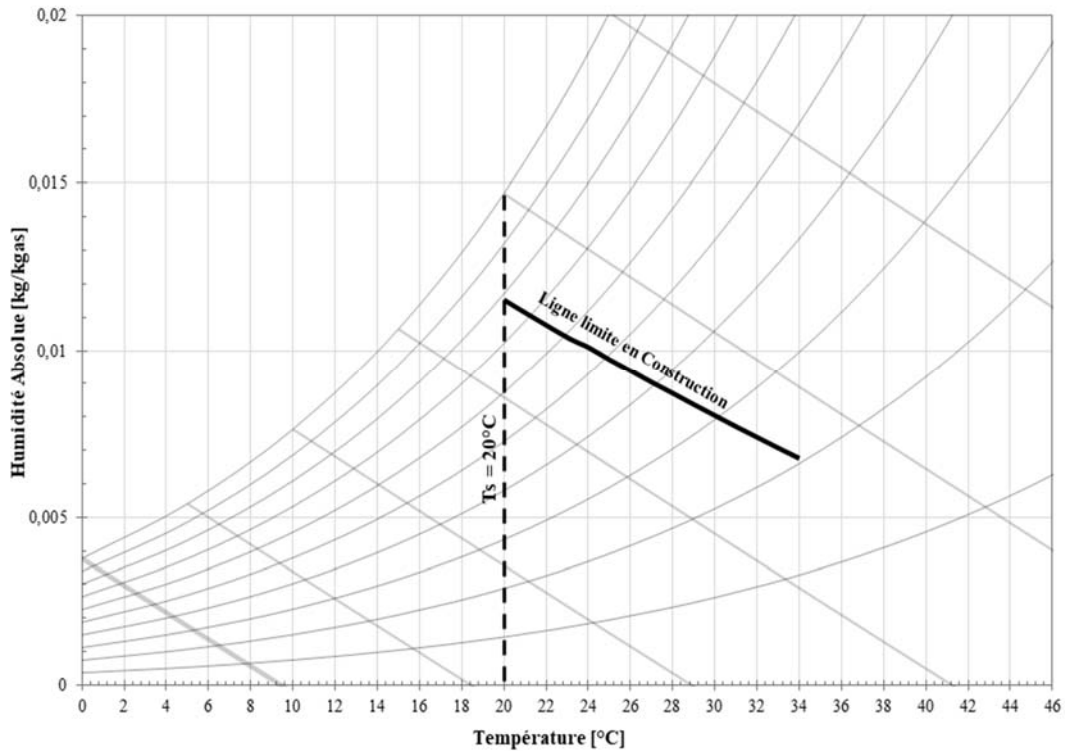


Figure 3.13 : Partie de la ligne limite en mode de fonctionnement Indirect pour une température de soufflage de 20°C.

➤ **Cas du mode direct :**

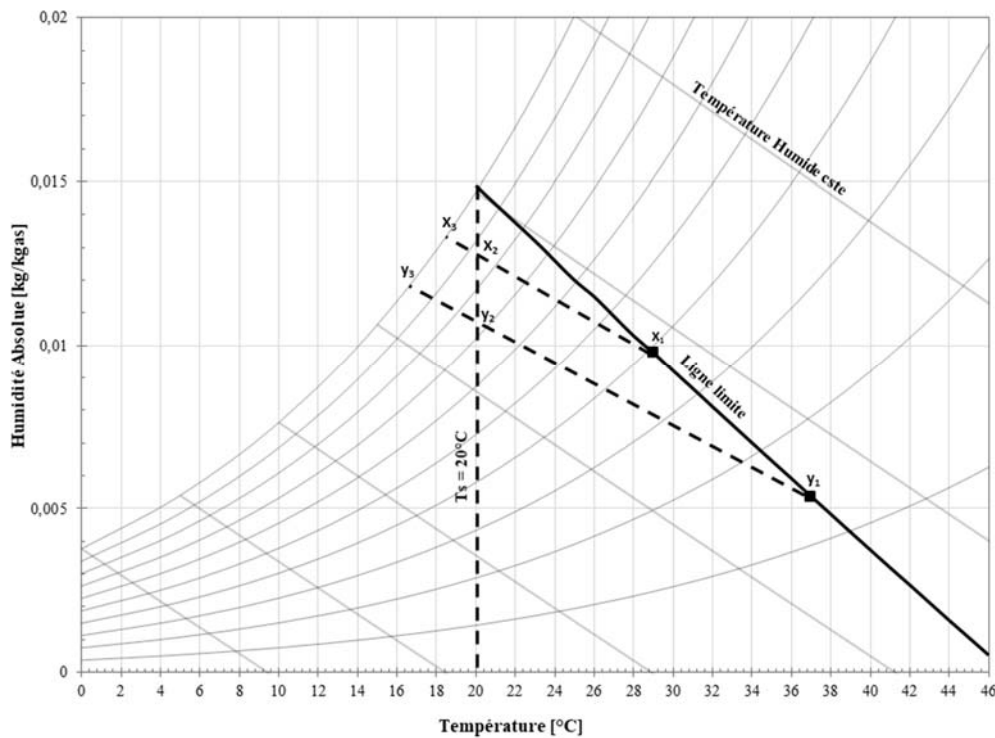


Figure 3.14 : La ligne limite en mode Rafraîchissement par Evaporation Direct pour un système d'une efficacité de 0,9 et pour une température de soufflage de 20 °C.

La figure 3.14 montre la ligne limite pour le rafraîchissement de l'air extérieur à une température de 20 °C, par un système direct et avec une efficacité de 0,9.

Pour un point x_1 , situé sur cette ligne, le rafraîchissement se fait à température humide constante telle que : $\frac{T_{x1} - T_{x2}}{T_{x1} - T_{x3}} = 0,9$ (21)

Avec un humidificateur idéal on obtiendrait la sortie sur la courbe de saturation en x_3 . De même, pour un second point y , situé sur la ligne, on a :

$$\frac{T_{x1} - T_{x2}}{T_{x1} - T_{x3}} = \frac{T_{y1} - T_{y2}}{T_{y1} - T_{y3}} = 0,9 \quad (22)$$

Il faut noter que la courbe de saturation entre y_3 et z est presque linéaire ce qui nous donne une ligne limite entre y_1 et z . Pour un état de l'air extérieur en dessous de la ligne limite, la sortie de l'humidificateur se fait à une température à 20°C par contre si le point est au-dessus de cette ligne limite la température de 20°C ne peut être atteinte.

➤ **Cas du mode indirect :**

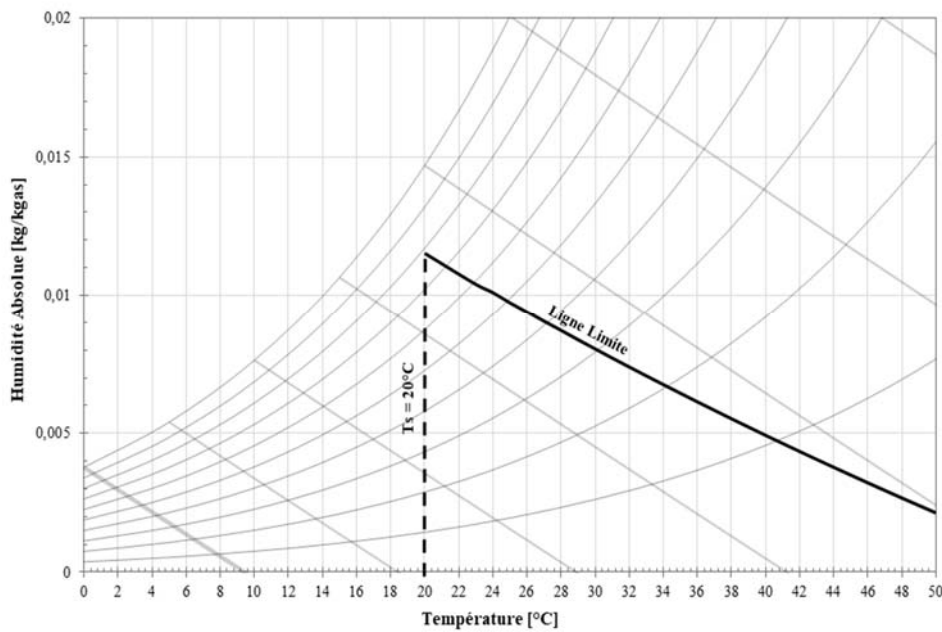


Figure 3.15 : La ligne limite en mode indirect pour une efficacité de l'échangeur de 0,8 ; une efficacité de 0,9 ; un SHR=0,8 et pour une température de soufflage de 20 °C.

La figure 3.15 montre la ligne limite pour le cas de référence lors d'un rafraîchissement par mode indirect. Cette ligne représente l'ensemble des points à partir desquels l'air extérieur peut être rafraîchi à 20°C. Cette ligne est influencée par l'efficacité du système indirect et son taux de chaleur sensible est de 0,8.

Au contraire de la ligne limite en mode direct, celle du mode indirect ne coupe pas la courbe de saturation. Elle se trouve plus bas, ce qui implique qu'en mode direct l'air est rafraîchi davantage qu'en mode indirect.

➤ **Cas du mode indirect à température de rosée :**

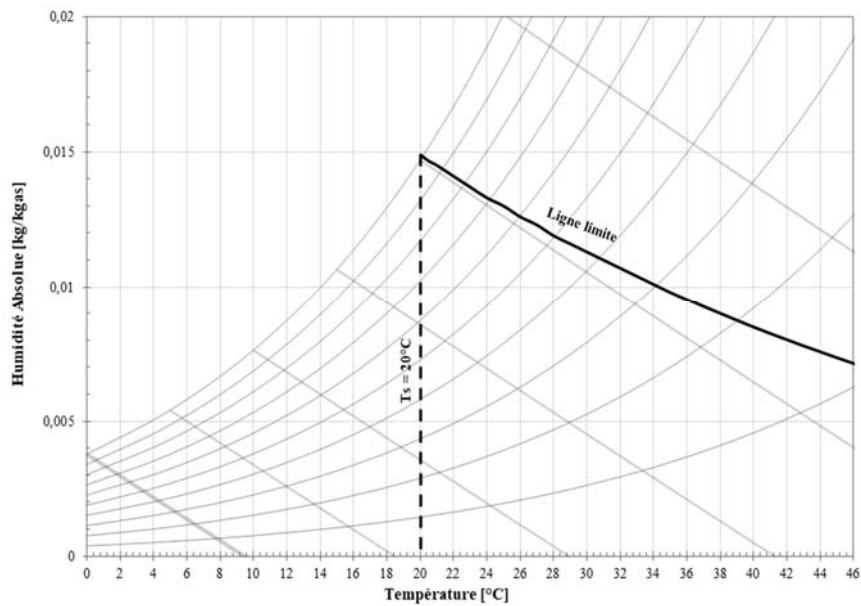


Figure 3.16 : La ligne limite en mode humidificateur indirect a température de rosée pour une efficacité 0,7 et une température de soufflage de 20 °C.

La figure 3.16 montre la ligne limite pour le cas de référence en mode indirect à température de rosée. Ce mode permet de rafraichir l'air à des températures plus basses que le mode direct ou indirect, car si ces derniers sont limités par leurs températures humides, le mode indirect à température de rosée s'en est affranchi et n'est limité que par sa température de rosée.

➤ **Synthèse des cas étudiés :**

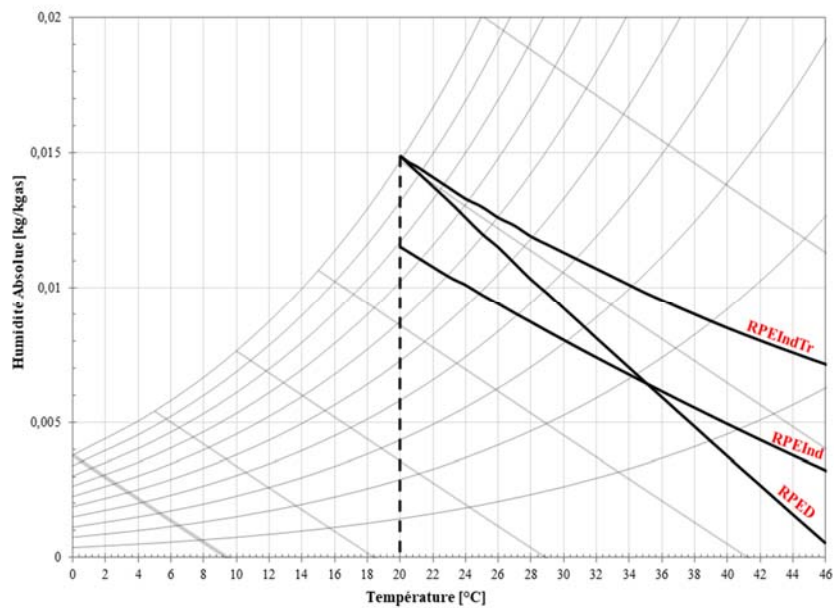


Figure 3.17 : Lignes limites des 3 systèmes évaporatifs (direct, indirect et à température de rosée) sous les conditions de référence.

La figure 3.17 montre les lignes limites pour les 3 systèmes évaporatifs (direct, indirect et à température de rosée) et pour une température de soufflage de 20°C, sous les conditions de référence. Si l'état de l'air se trouve en dessous de la ligne limite d'un mode de fonctionnement, il est rafraîchi à une température inférieure à la température de référence pour le soufflage indiqué. On note que les lignes limites des modes Direct et Indirect se croisent à la température de 35°C, la raison est qu'à partir de ce point la température humide du local sera plus faible que la température humide de l'air extérieur (on a supposé que la température du local est de 25°C, ce qui n'est réaliste que pour des locaux à température ambiante fixe, donc climatisée). On remarque aussi que pour des humidités basses ou modérées, les systèmes direct et indirect sont suffisants. Par contre plus l'humidité absolue augmente plus le système indirect à température de rosée sera favorisé pour obtenir les températures de soufflage désirée.

Le tableau 3.4 nous donne les valeurs de l'humidité extérieure pour une température extérieure de 30°C, avec une température de soufflage de 20°C et pour différents modes de fonctionnement. On y remarque que lorsque l'humidité absolue augmente on passe respectivement du mode indirect aux modes direct puis Indirect à température de rosée.

Tableau 3.4 : Valeurs de l'humidité extérieure pour une température extérieure de 30°C, avec une température de soufflage de 20°C et pour les différents modes de fonctionnement.

Mode	Température extérieur	Température de soufflage	Humidité absolue extérieure	Humidité relative extérieure
EInd	30°C	20 °C	0,00804	30,3%
ED	30°C	20 °C	0,00922	34,4%
EIndTr	30°C	20 °C	0,0113	42,6%

On peut constater aussi que plus l'air extérieur est sec (précisément c'est la température extérieure sèche qui augmente) plus les systèmes direct et indirect sont moins efficaces que l'indirect à température de rosée.

3.5.3. Etude paramétrique pour l'humidificateur Indirect à Température de Rosée

Afin d'élaborer un système efficace, nous allons présenter une analyse paramétrique pour évaluer la variation de la capacité de rafraîchissement du système Indirect à Température de rosée en deux parties :

1. La première partie en fonction de plusieurs paramètres, à savoir : la longueur du canal, de la température d'entrée du film d'eau, du taux d'air de travail (rapport de la masse du flux d'air dans le canal humide à celui du canal sec,.....) (Maalouf et al., 2019) ;
2. La deuxième partie en fonction de différentes températures de soufflage.

Dans la première partie, nous avons pris des conditions d'entrée d'air de 35°C et 40% d'humidité relative, un type de caractéristiques de l'air ambiant qui peuvent être rencontrées par temps chaud dans le sud de la France et le nord de l'Algérie (exemple d'étude : Constantine). Le cas de référence est celui présenté dans le tableau 3.5.

Tableau 3.5. Paramètres de rafraîchissement et conditions climatiques utilisés.

Paramètres	Valeurs
Longueur du canal (m)	0.6-1.6
Largeur du canal (m)	0.08
Hauteur du canal (m)	0.005
Vitesse de l'air d'admission ($m.s^{-1}$)	2.4
Ratio de l'air secondaire	0.2-0.8
Température de l'air ambiant admis (°C)	25-30-35-40-45
Taux d'humidité de l'air ambiant admis (g/kg_{as})	6.9-11.2-20-26.4

La température d'entrée d'eau à la surface du film d'eau dans le canal humide est de 21 °C. Pour valider le modèle numérique, la simulation a été réalisée sur la base d'un module de refroidissement du point de rosée similaire, dont les résultats ont été publiés, soit numériquement, soit expérimentalement (Hasan, 2010 ; Riangvilaikul et Kumar, 2010). Le tableau 3.6 montre les paramètres utilisés dans chacune de ces études ainsi que les conditions climatiques de l'air d'admission.

Tableau 3.6. Paramètres et conditions climatiques utilisés dans les données publiées

Paramètres	Hasan	Riangvilaikul
Longueur du canal (m)	0.5	1.2
Largeur du canal (m)	0.5	0.08
Hauteur du canal (m)	0.0035	0.005
Vitesse de l'air d'admission ($m.s^{-1}$)	0.676	2.4
Ratio de l'air secondaire	0.7	0.33
Température de l'air ambiant admis (°C)	30	25-30-35-40-45
Taux d'humidité de l'air ambiant admis (g/kg_{as})	9	6.9-11.2-20-26.4

3.5.3.1 effets de la longueur du canal d'air :

La figure 3.18 montre des profils de simulation dynamique pour la température de l'air dans les canaux secs et humides ainsi que la température de surface de la paroi humide. Ces résultats sont obtenus à partir du modèle SPARK appliqué à l'étude de cas de Hasan (2010). L'air dans le canal sec s'écoule du côté opposé de l'air dans le canal humide.

On peut noter que la température de l'air d'admission passe de 30°C à 17,3°C dans le canal sec, ce qui est inférieur à la température du bulbe humide (18,8°C).

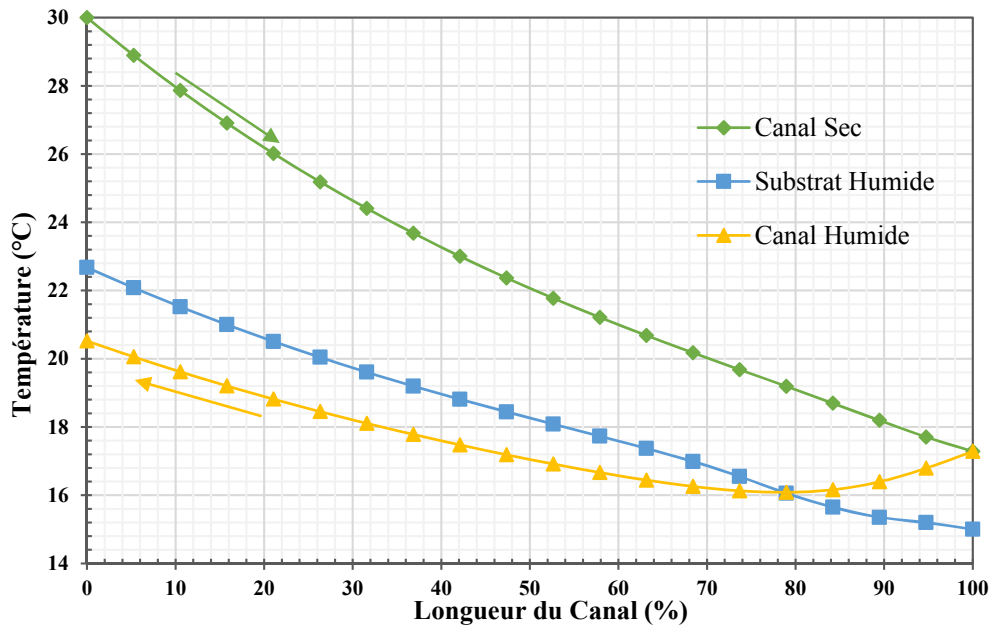


Figure 3.18 : Profils de température pour les canaux sec et humide donnés par SPARK. Pour le canal humide, l'air secondaire (retour) entre à 17,3°C, sa température continue de baisser pendant une courte étape initiale (environ 20% de la longueur du canal) en raison de la basse température de l'eau sur la surface du mur humide, il commence à augmenter en raison du transfert de chaleur du canal sec. Concernant la température de la surface de la paroi humide, elle continue d'augmenter avec le flux d'air dans le canal humide à cause de la chaleur du canal sec.

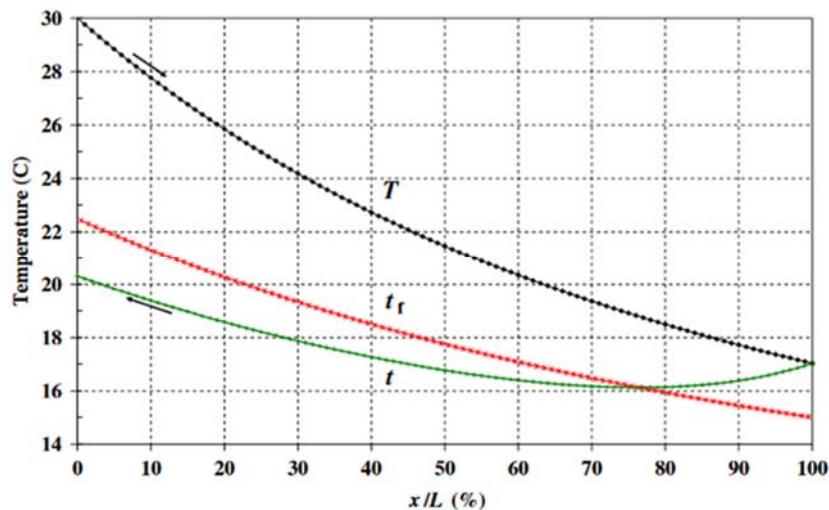


Figure 3.19 : Profils de températures donnés par Hasan dans le canal sec, la surface de la paroi humide et le canal humide respectivement (Hasan, 2010).

La figure 3.19 représente les données obtenues par Hasan, (2010) où T est la température de l'air dans le canal sec, t_r est la température de la paroi humide, t est la température de l'air dans le canal humide. Une correspondance est trouvée avec celles représentées sur la figure

3.18 pour les résultats obtenus avec SPARK. Dans ce cas, l'air est fourni à 17°C, une différence de 0,3°C avec SPARK soit une marge d'erreur d'une valeur d'environ 1,76%.

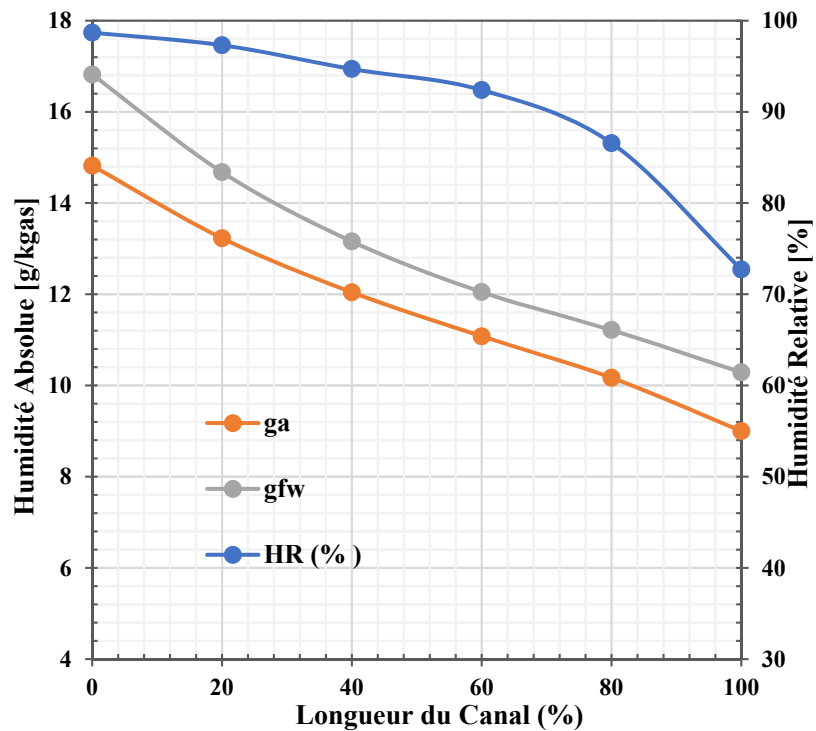


Figure 3.20 : Teneur en humidité (g) et humidité relative (HR) dans le canal humide telles que calculées par SPARK

La figure 3.20 montre l'humidité relative et la teneur en humidité de l'air dans le canal humide g_a ainsi que la teneur en humidité de saturation à la température de paroi humide g_{fw} . La longueur du canal de 100% correspond à l'entrée du canal humide et le 0% correspond à la sortie. La teneur en humidité passe de 9 g/kg_{as} à l'entrée du canal humide à 14,82 g/kg_{as} à sa sortie, ce qui indique que l'air quitte le canal humide complètement saturé.

La différence ($g_{fw} - g_a$) est la force motrice derrière l'évaporation de l'eau dans le canal. Ces résultats sont également validés par les données obtenues par Hasan.

3.5.3.2 Effet de la température de l'air d'admission

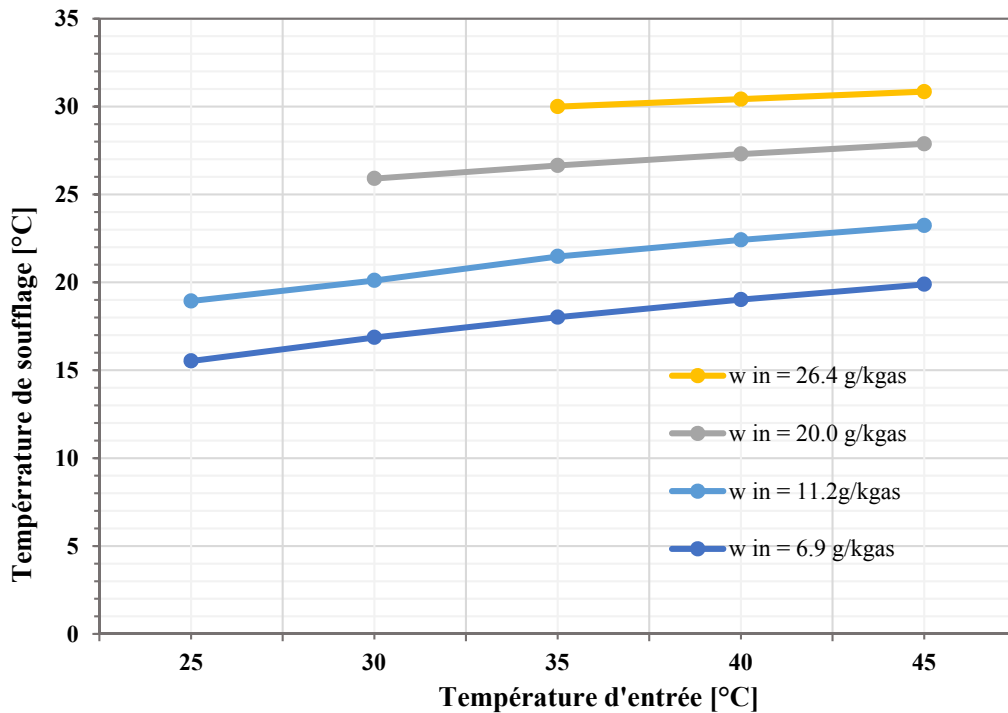


Figure 3.21 : Résultats numériques SPARK pour différentes conditions d'air d'admission. La figure 3.21 montre les résultats obtenus par SPARK en utilisant les conditions expérimentales étudiées par Riangvilaikul et Kumar (2010) pour différentes températures de l'air d'admission et différents niveaux d'humidité. L'augmentation de la température et de l'humidité de l'air d'entrée augmente la température de l'air de sortie. En moyenne, un changement de 10 g/kg_{as} d'humidité d'entrée peut provoquer un changement de 6,3°C de la température de sortie tandis qu'un changement de 10°C de la température de l'air d'entrée donne une différence d'environ 1,59°C. Ainsi, le principal facteur important affectant l'état de l'air de sortie est l'humidité de l'air d'entrée. Les résultats obtenus sont en accord avec ceux de la littérature (Riangvilaikul et Kumar, 2010). Aussi, pour des taux d'humidité élevés, l'erreur est d'environ 4% en raison du manque d'information sur les conditions d'utilisation et les caractéristiques de l'eau dans cette expérience. Nos résultats suggèrent que le modèle est en accord avec les résultats publiés et qu'il peut donc être utilisé comme base pour une évaluation et une optimisation de l'efficacité du système.

3.5.3.3 Analyse paramétrique

Avec l'intention de développer et de concevoir un système efficace, une étude paramétrique est réalisée afin de déterminer l'effet de la longueur du canal, la température de l'eau à l'entrée de la paroi humide et le rapport d'air secondaire (retour) (rapport du débit d'air dans le canal humide à celui du canal sec) sur la température et l'humidité de l'air soufflé. Pour ce cas, nous avons pris en compte les conditions d'entrée d'air de 35°C et une humidité relative de

40% que l'on peut retrouver par temps chaud dans le nord de l'Algérie. Le cas de référence est le même que celui étudié et présenté dans le tableau 3.6 (Riangvilaikul et Kumar, 2010). La température d'entrée d'eau à la surface de la paroi humide est de 21°C.

L'efficacité du système est évaluée en fonction de son efficacité de rafraîchissement du point de rosée et de son efficacité de rafraîchissement de la Température humide, et qui sont fixées comme suit :

$$\varepsilon_{dp} = \frac{T_{in} - T_{out}}{T_{in} - T_{dp}} \quad (23)$$

$$\varepsilon_{wb} = \frac{T_{in} - T_{out}}{T_{in} - T_{wb}} \quad (24)$$

➤ **Effet de la longueur du canal sur l'efficacité du refroidissement et la température de l'air d'alimentation**

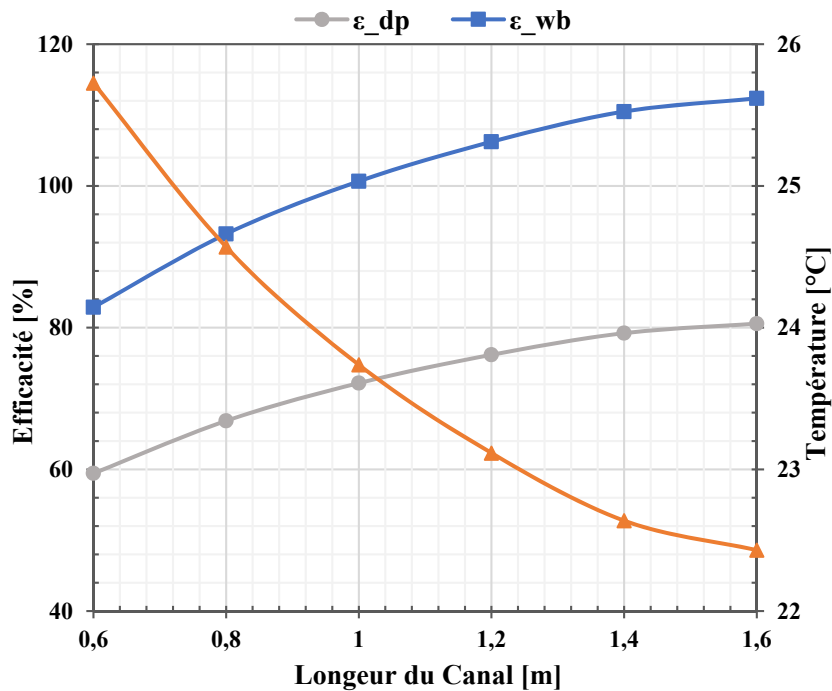


Figure. 3.22 : Efficacités de rafraîchissement et température de soufflage en fonction de la longueur du canal.

La figure 3.22 montre les efficacités du point de rosée et du bulbe humide ainsi que la température de l'air soufflé par rapport à la longueur du canal. En effet, plus cette dernière augmente, plus l'efficacité du bulbe humide augmente et la température de l'air soufflé est plus basse, de 25,72°C à 22,43°C. Par exemple, lorsque la longueur du canal varie de 0,6 à 1,2m, l'efficacité du point de rosée augmente de 59,45 à 80,6% tandis que l'efficacité du bulbe humide augmente de 82,9 à 112,4%, en particulier pour le premier incrément de canal de 40cm. Une longueur supérieure à 1m peut donner une efficacité de bulbe humide supérieure à 100%. Cependant, cet incrément s'accompagne d'une augmentation de la

consommation d'énergie du ventilateur pour surmonter une résistance supplémentaire due au canal. En résumé, il pourrait être confirmé que l'efficacité du point de rosée augmente plus lentement que l'efficacité du bulbe humide.

- **Effet de la température de l'eau sur l'efficacité du rafraîchissement et la température de soufflage :**

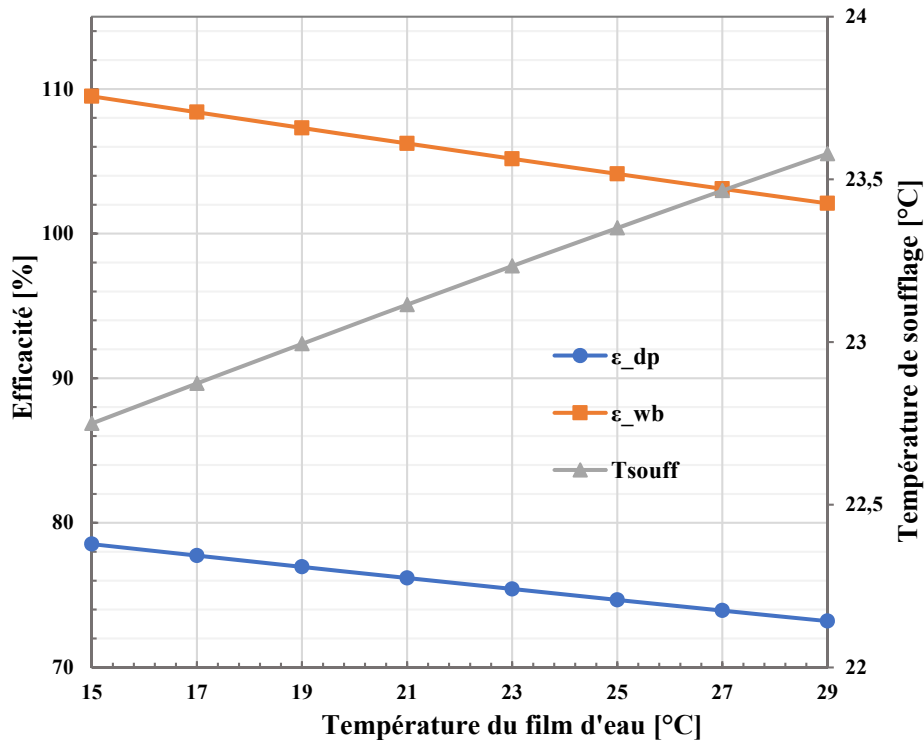


Figure. 3.23 : Efficacité de rafraîchissement et température de l'air soufflé en fonction de la température du film d'eau.

La figure 3.23 montre l'efficacité du point de rosée et du bulbe humide et la température de l'air de soufflage en fonction de la température de l'eau à l'entrée de la surface de la paroi humide. Lorsque la température de l'eau varie de 15°C à 29°C, la température de l'air de soufflage passe de 22,75°C à 23,6°C, ce qui représente une augmentation de 0,85°C. L'efficacité du point de rosée ε_{dp} chute de 78,5 à 73,2% et l'efficacité du bulbe humide ε_{wb} diminue de 109,5 à 102% seulement. Ces résultats impliquent que l'effet de la température de l'eau est faible.

- **Effet du ratio d'air secondaire (retour) sur l'efficacité du refroidissement et la température de l'air d'alimentation :**

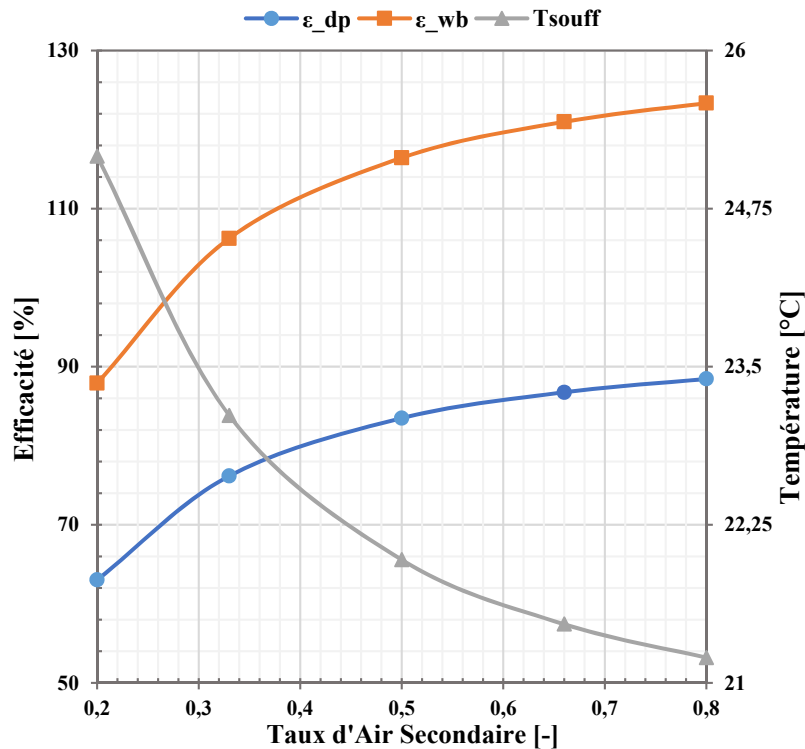


Figure. 3.24 : Efficacité de rafraîchissement et température de l'air soufflé en fonction du Taux de l'air secondaire (retour).

La figure 3.24 montre l'efficacité du point de rosée et du bulbe humide et la température de l'air de soufflage en fonction du rapport de l'air de retour. Un rapport air secondaire (retour)/air de soufflage inférieur aggrave l'évaporation de l'eau et détériore l'efficacité du système de rafraîchissement, mais en même temps il augmente le débit d'air fourni et peut ainsi accentuer la capacité de rafraîchissement du système. Lorsque le rapport de l'air secondaire (retour) augmente de 0,2 à 0,8, la température de soufflage diminue de 25,16°C à 21,2°C. Pour un rapport inférieur à 0,3, l'efficacité du bulbe humide est inférieure à 100%. Pour des valeurs supérieures à 0,6, les rendements du point de rosée et du bulbe humide augmentent lentement, ce qui signifie que les valeurs les mieux adaptées à ce rapport doivent être d'au moins 0,3 et ne pas dépasser 0,7.

Ces résultats montrent que pour que le système de rafraîchissement par évaporation soit efficace, sa longueur de canal doit être supérieure à 1 m et son rapport d'air de retour supérieur à 0,3.

Dans cette 1ère partie, on a étudié la performance du système en fonction de plusieurs paramètres. Grâce à ces paramètres et à des facteurs connus, les performances du système, à savoir la qualité de l'air sortant et l'efficacité du rafraîchissement, sont prédites. Les résultats obtenus sont prometteurs. Des simulations sont également utilisées pour concevoir un refroidisseur adapté aux conditions climatiques méditerranéennes. Il a été observé qu'une

longueur de canal au moins égale à 1m et un taux d'air de travail (retour) d'au moins 0,3 permettraient un rendement élevé de l'efficacité du bulbe humide. Une humidité plus faible entraîne une plus grande différence entre le bulbe sec et le point de rosée de l'air, ce qui profite au système en améliorant ses performances de rafraîchissement.

Dans la deuxième partie nous avons fait varier la température de soufflage pour voir le comportement du système et l'évolution des lignes limites pour chaque cas et ensuite les comparer avec les modes de fonctionnement direct, Indirect et Indirect à Température de rosée avec la température de soufflage à 20°C.

La figure 3.25 montre les lignes limites correspondant à des températures de soufflage respectivement de 18, 20, 22, 25 et 27°C.

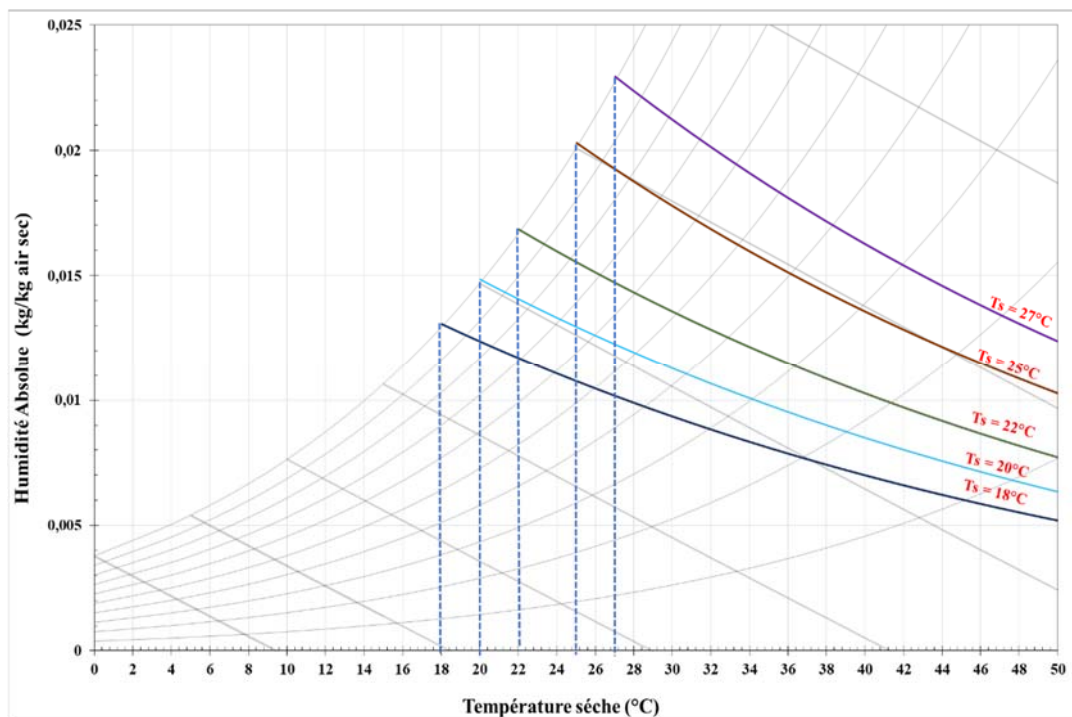


Figure. 3.25 : Evolution de la ligne limite pour le système indirect à température de rosée pour différentes températures de soufflages, sous les conditions de références.

On remarque que plus on augmente la température de soufflage, plus la ligne limite correspondante se décale vers la droite. Même si on a une température de soufflage élevée, par exemple 22°C, on reste toujours dans les limites des consignes pour le confort thermique car pour une température extérieure élevée il est toujours possible de souffler à 22°C, et on aura encore une température de consigne acceptable au regard des conditions extérieures. On peut aussi en déduire que plus l'air extérieur est sec, à savoir la température sèche de l'air, plus le système indirect à température de rosée est efficace. Mais une température ambiante trop élevée réduit la capacité de rafraîchissement effective, car une grande partie

de l'énergie de rafraîchissement générée par le système est utilisée pour éliminer la charge de ventilation pour surmonter la résistance supplémentaire due au canal.

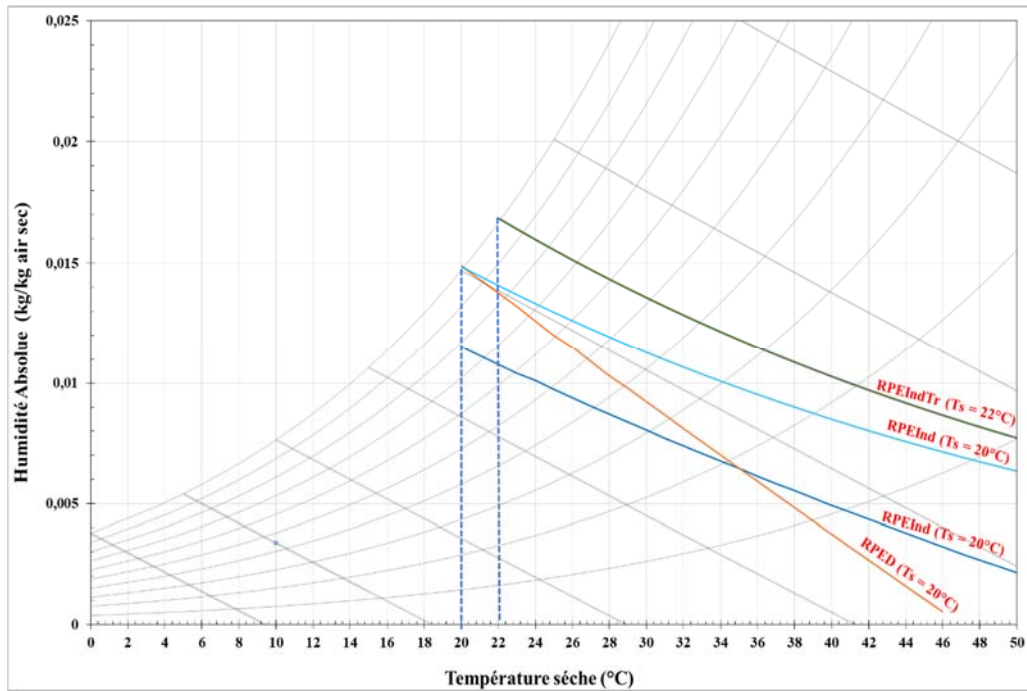


Figure. 3.26 : comparaison des lignes limites des 3 systèmes évaporatifs direct, indirect et à température de rosée sous les conditions de références avec $T_s = 20^\circ\text{C}$, avec la ligne limite du RPEIndTr avec $T_s = 22^\circ\text{C}$.

Comparé aux modes direct et indirect, ce mode a une puissance de rafraîchissement plus grande et une capacité à souffler l'air à une température de consigne plus élevée, surtout pour les régions arides ou semi-arides.

Aussi on peut remarquer (figure 3.26) que la ligne du mode Indirect à Température de rosée mais avec une température de soufflage de 22°C est plus élevée que celle de l'indirect à température de rosée et température de soufflage à 20°C . Ceci est dû aux conditions extérieures, car pour une température extérieure de 40°C il est toujours possible d'obtenir une température ambiante convenable avec une température de consigne de soufflage de 22°C . Même si la température à l'intérieur est de 27°C , et on souffle à 22°C on obtiendra toujours les températures de consignes voulues. En Algérie les températures de consigne sont de 26°C , avec une bonne isolation thermique de l'enveloppe (pas d'apports externes excessifs) et des charges internes raisonnables, à l'intérieur on peut avoir des températures de 27 à 28°C , ce qui est acceptable lorsque dehors il fait 40 à 45°C .

3.6. Application aux lignes limites :

En Algérie il existe deux principales régions climatiques,

- ✓ Zones chaudes et sèches classées comme Désert.
- ✓ Zones chaudes à climat tempéré classées comme climat méditerranéen.

Cependant, au sein de ces deux grandes catégories, il existe d'autres subdivisions en quatre conditions climatiques illustrées dans la figure 3.27 et décrites ci-dessous

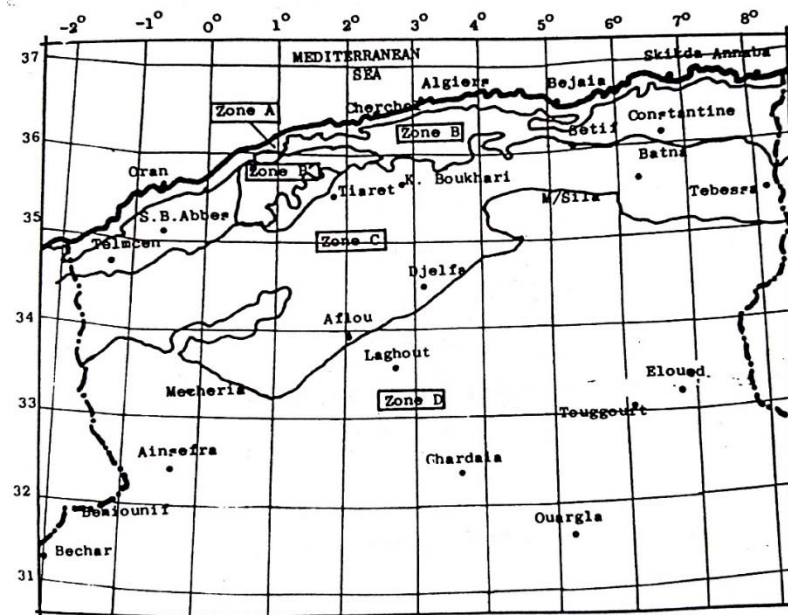


Figure. 3.27 : Zones climatiques en Algérie (Rouag, 1987)

Zone A - « Climat marin méditerranéen » ; s'étend le long de la côte et sur certaines des collines côtières. Il se caractérise par un hiver doux avec des pluies fréquentes accompagnées de tempêtes avec des vents forts. De plus, les principes généraux de conception dans ce climat concernent principalement

- a) Assurer la ventilation.
- b) Prévenir la surchauffe en été.
- c) Empêcher la pénétration de la pluie.
- (d) Empêcher la condensation.

Zone B - « Climat continental méditerranéen » ; comprend les plaines côtières et les vallées entre les collines côtières et l'Atlas tellien, à l'exclusion de la vallée du Chellif. Dans cette zone, les températures hivernales sont généralement supérieures au point de rosée, mais le vent est relativement fort et accompagné de poussière et de sable. En été chaud à l'extérieur, l'air est exclu en gardant les fenêtres fermées pendant la journée, mais celles-ci sont ouvertes la nuit pour assurer la ventilation et le rafraîchissement de l'air frais de la nuit.

Sous-zone B - Cette partie est la vallée du Chellif qui a une altitude supérieure à 500 m.

Zone C - « Climat montagneux méditerranéen » ; couvre les hauts plateaux entre l'Atlas Tellien et l'Atlas Saharien. Les hivers ici sont beaucoup plus froids que dans la zone B et généralement les tempêtes de pluie sont plus fréquentes et plus lourdes et les vents plus forts. Cependant, l'été est assez chaud et la température quotidienne moyenne est de 30°C. De

simples murs en béton ne peuvent pas fournir un climat intérieur confortable et une certaine forme de construction composite est nécessaire.

Zone D - « climat désertique » ; s'étend sur le Sahara à partir de 33°N, vers le sud jusqu'à la limite sud à 19° de latitude nord. Cette zone est caractérisée par un climat chaud et sec où le problème majeur est de savoir comment protéger les bâtiments contre le rayonnement solaire intense. La construction générale du bâtiment est lourde avec des murs ponctués uniquement de très petites fenêtres et de toits qui sont souvent plats pour pouvoir être utilisés comme lieux de couchage la nuit.

Il y a des variations climatiques dans ces zones générales qui résultent de variations d'altitude. Le niveau du sol en Algérie varie de 4m à plus de 1 000m au-dessus du niveau de la mer et son effet sur le climat est assez visible au-dessus de 500m d'altitude. Des altitudes plus élevées entraînent une baisse des températures moyennes en été comme en hiver.

Les données météorologiques représentant les états de l'air ambiant pour diverses zones climatiques de l'Algérie ont été analysées. Quatre emplacements, à savoir Alger, Constantine, Sétif et Ouargla, lesquels représentent les conditions typiques qu'on trouve dans les différentes zones climatiques en Algérie (A, B, C, et D respectivement), ont été sélectionnés.

Alors que la période de juin à septembre est retenue pour les villes d'Alger, Constantine et Sétif, de mai à octobre est la période considérée pour la ville de Ouargla située plus au sud. Ensuite, les données météorologiques d'une température sèche, humide et de rosée de l'air ambiant d'une année typique ont été examinées. Les différences entre les températures sèches et du point de rosée ainsi que les températures sèches et humides ont été calculées.

Ceci a permis d'obtenir les valeurs moyennes, maximales et minimales de ces températures, ainsi que leurs fréquences se produisant dans différentes bandes. Trois modèles d'activité, c'est-à-dire 24h ; jour et nuit, ont été examinés et leurs profils de température ont été générés en conséquence.

Comme précédemment avancé, Constantine représente le cas des travaux en cours, et donc les figures 3.28-30 montrent ses profils de température selon trois schémas de fonctionnement nommés ci-dessus (24h ; jour et nuit).

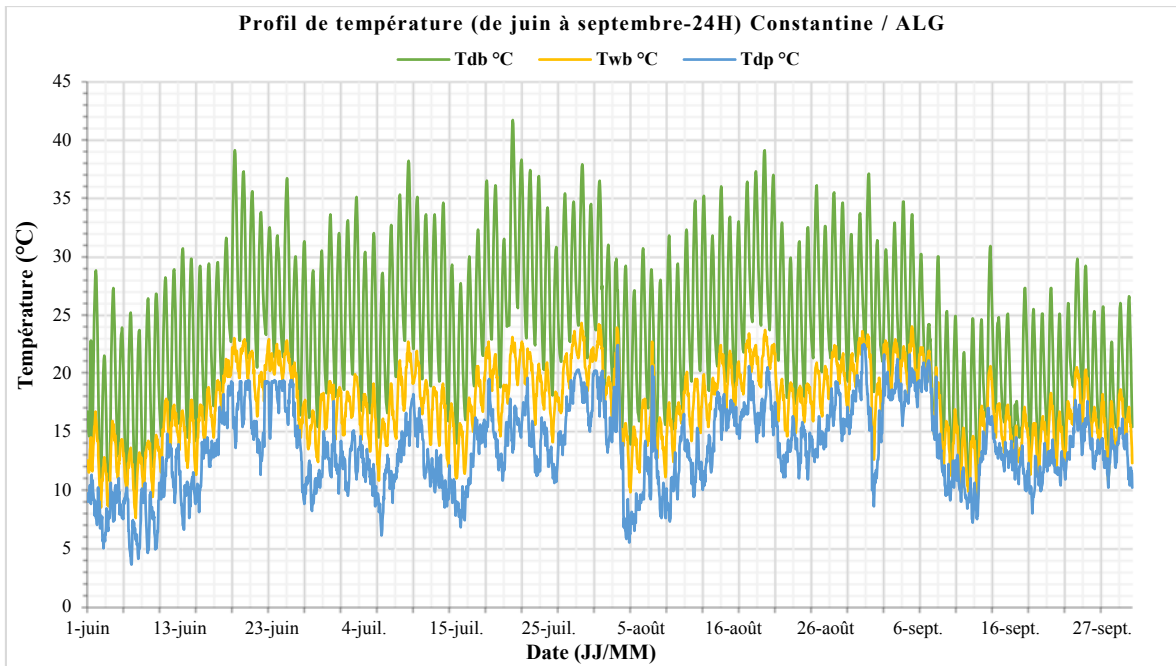


Figure 3.28 : Profil de température de Constantine en saison estivale - 24H.

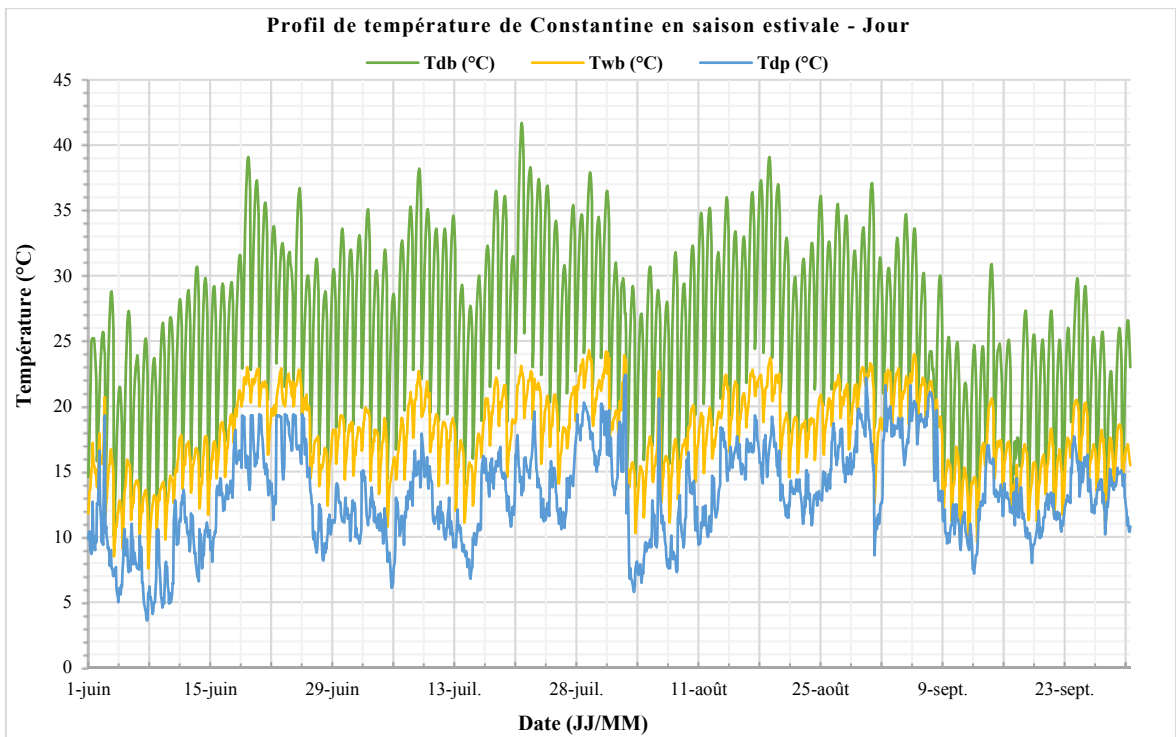


Figure 3.29 : Profil de température de Constantine en saison estivale - jour uniquement.

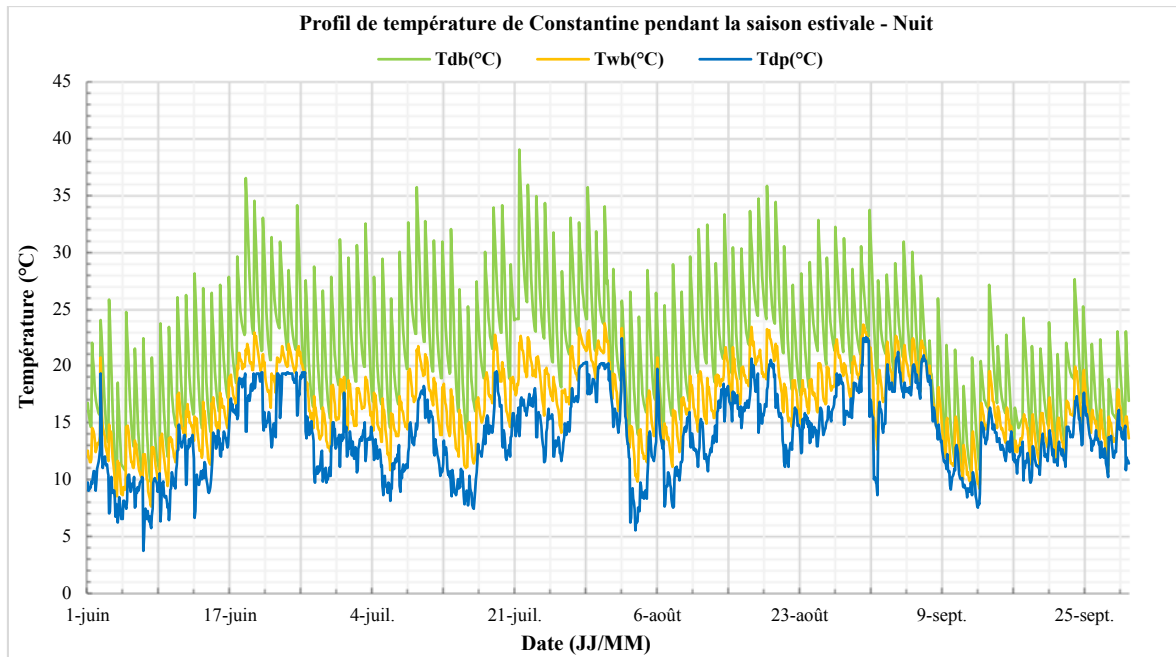


Figure 3.30 : Profil de température de Constantine en été - Nuit uniquement.

Les données météorologiques pour les autres régions ont été examinées mais n'ont pas été présentées ici sous forme de diagrammes. Un résumé a été donné dans le tableau 3.7 pour un fonctionnement 24h.

Tableau 3.7. Données statistiques du bulbe sec et différence entre le bulbe sec et le point de rosée pour les villes algériennes sélectionnées (fonctionnement 24h).

Location	Température du bulbe sec (°C)			$\Delta T = Tdb - Tdp$ (°C)		
	Max	Min	Moyenne	Max	Min	Moyenne
Alger	39.1	12.1	24.6	17.4	0	6.5
Constantine	41.7	9.8	24.3	28	0	10.8
Sétif	39.9	8.4	23.71	29.4	0	13.48
Ouargla	48.7	13.6	31.43	38.8	2.9	19.9

En fait, pendant la saison chaude de Constantine, la température de l'air ambiant se situe entre 9,8 et 41,7°C et sa moyenne est de 24,3°C (Tableau B.1 –Annexe B).

Dans 69,54% du temps, entre juin et septembre, la température de l'air sec se situe dans la plage de température de 20 à 35°C. La différence de température moyenne entre le bulbe sec et le point de rosée est de 10,8°C, ce qui est 3,82°C supérieur à celui entre le bulbe sec et le bulbe humide.

Pendant la journée, cette moyenne atteint 13,15°C (Tableau B.1 – Annexe B), tandis que la nuit elle est de 7,86°C (Tableau B.2 – Annexe B), ce qui signifie qu'une capacité de rafraîchissement peut être atteinte pendant la journée et même la possibilité pendant la nuit.

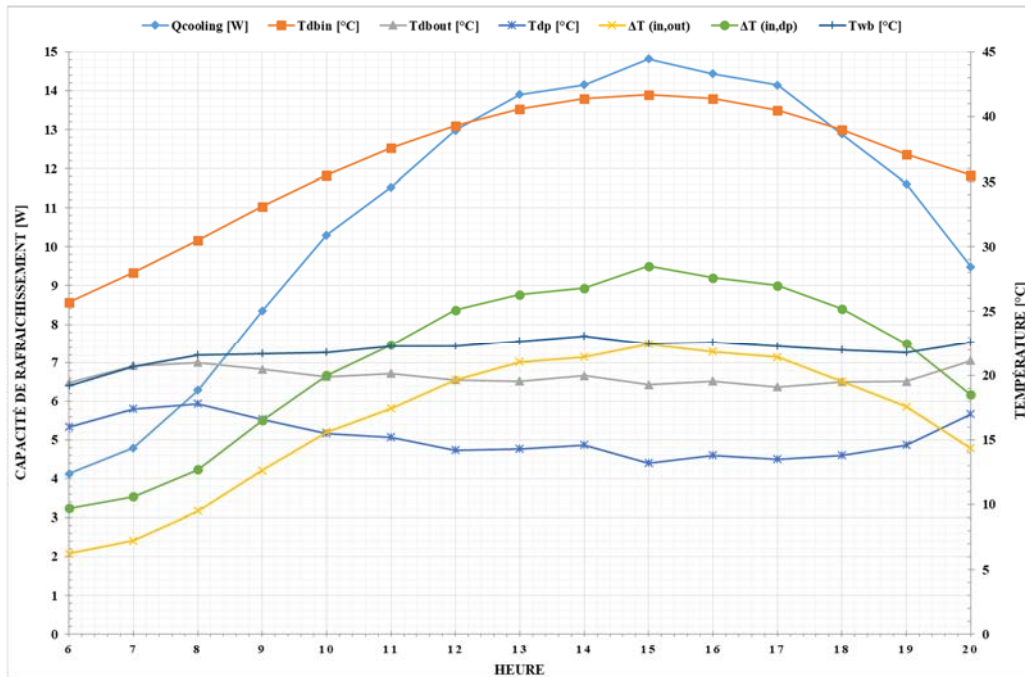


Figure 3.31 : Capacité de rafraîchissement d'un canal unique pour un système RPEIndTr pour Constantine (21 Juillet).
(Ratio = 0,33 ; md = 0,00098 kg/sec ; L*h = 160cmx8cmx0,5cm)

Sur la figure 3.31, nous remarquons que la température de soufflage (T_{dbout}) est inférieure à la température du bulbe humide (T_{wb}) de l'air d'admission, ce qui nous permet d'atteindre les températures de rafraîchissement du système à point de rosée. La valeur maximale de la capacité de rafraîchissement est atteinte à 15h00 avec une valeur de 14,81 watts pour une température de soufflage de 19,27°C, une température de l'air extérieur de 41,7°C ($\Delta T = 28,43^\circ\text{C}$) et une température humide (T_{wb}) de 22,5°C. Aussi, une plus grande valeur de la différence de température entre les températures sèches et le point de rosée se traduit par une plus grande capacité de rafraîchissement du système d'évaporation du point de rosée, dans ce cas, nous avons une différence entre les températures sèches et du point de rosée égale à 28°C.

Il a été également constaté que, pour le même ratio de l'air secondaire (retour), plus on augmentait le débit d'écoulement de l'air dans le canal, plus importante sera la valeur de la capacité de rafraîchissement mais en contrepartie on aura une augmentation de la température de soufflage.

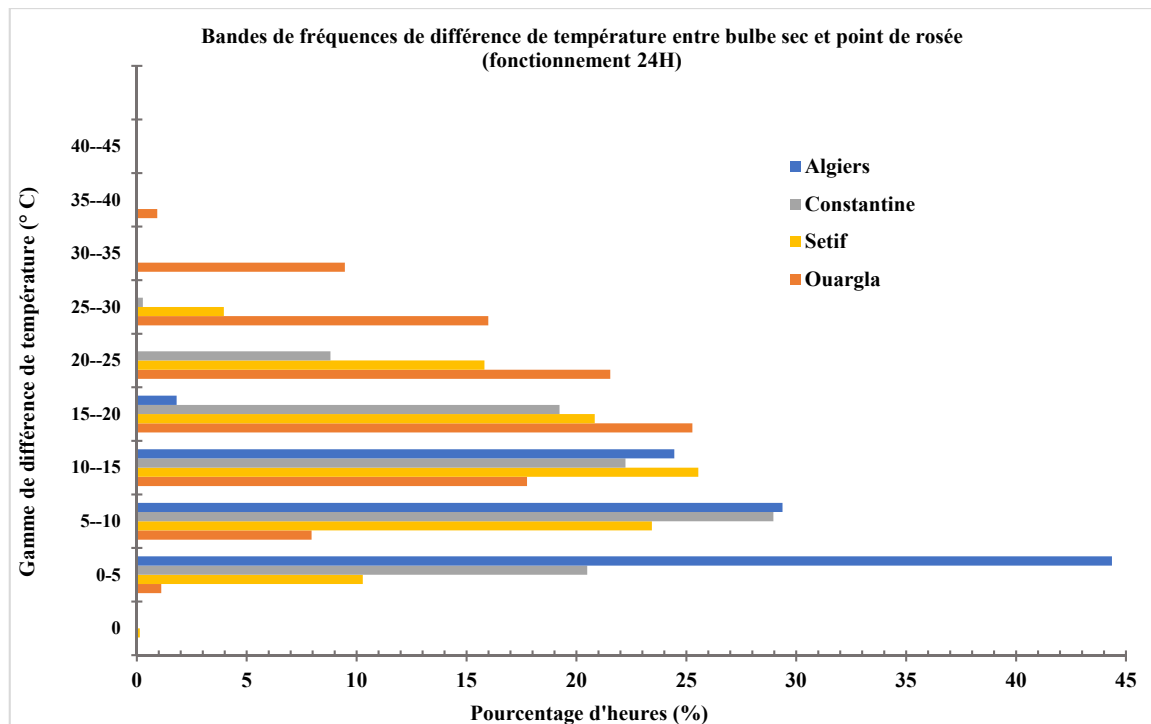


Figure 3.32. Bandes de fréquences des différences de températures entre bulbe sec et point de rosée (24 heures).

Les bandes statistiques/fréquences de différence de température entre le bulbe sec et le point de rosée sont illustrées sur la figure 3.32, qui indique que pendant près de 70 à 80% des heures de fonctionnement, la différence de température se situe dans la plage de 0 à 25°C. Cette différence de températures entre le bulbe sec et le point de rosée constitue la base de données pour la conception d'un système de rafraîchissement du point de rosée à utiliser dans les conditions climatiques algériennes, car plus grande sera cette différence, meilleure sera la capacité de rafraîchissement du système et plus basses seront les températures de soufflages obtenus.

En comparaison, Ouargla est plus sec que Constantine pendant la saison chaude, la température de l'air ambiant varie de 13,6 à 48,70°C avec une moyenne de 31,43°C. Dans 62,8% du temps, entre mai et octobre, la température de l'air sec est de l'ordre de 15 à 30°C. La différence de température moyenne entre le bulbe sec et le point de rosée est de 19,90°C. Pendant la journée, cette moyenne atteint 22,37°C, tandis que la nuit elle est de 16,79°C, ce qui signifie qu'une capacité de rafraîchissement peut être atteinte pendant la journée ou pendant la nuit. Si, par exemple, l'efficacité du système de point de rosée était de 0,7 et la température d'alimentation était de 22°C, même si la température intérieure était de 27°C, les températures de consigne souhaitées seraient toujours obtenues.

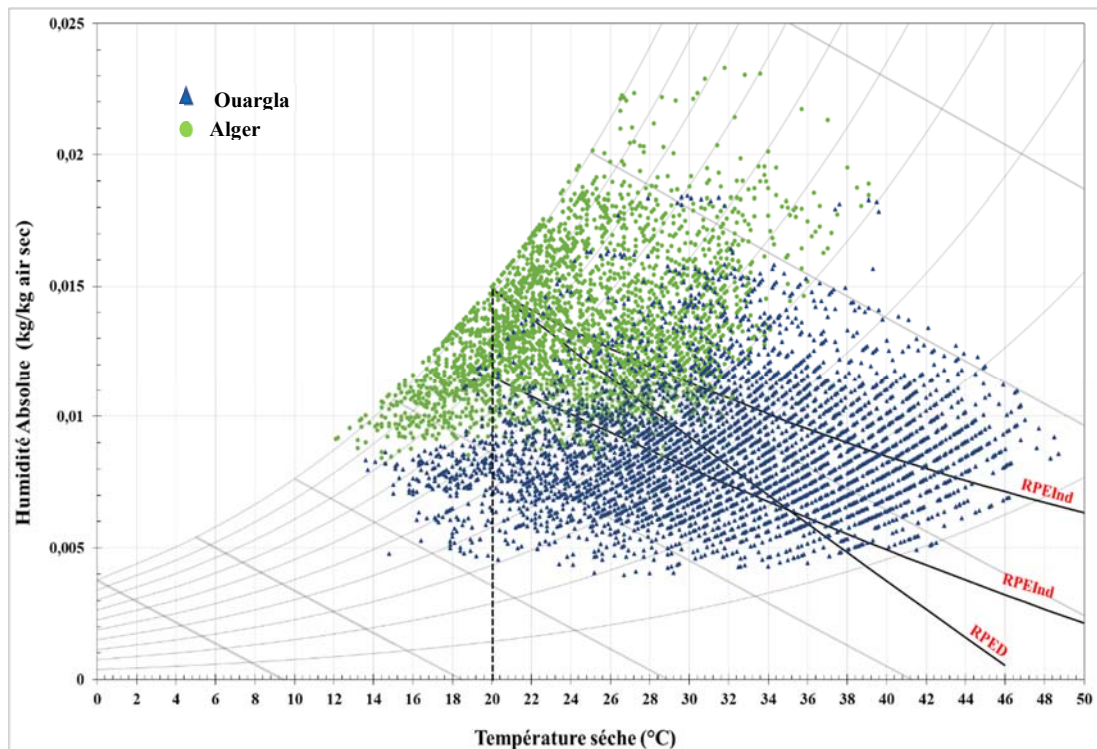


Figure. 3.33 : Utilisation des lignes limite pour évaluer la faisabilité des systèmes pour Alger et Ouargla.

La figure 3.33 montre le diagramme de l'air humide avec les lignes limites pour les différents modes de fonctionnement et pour les conditions de référence. Les conditions climatiques en été, pour Alger et Ouargla ont également été tracées sur ce diagramme.

Alger bénéficie d'un climat méditerranéen tempéré chaud. On remarque que les états de l'air sont situés, pour une grande partie, à droite des lignes limites des modes RPED et RPEInd et pour moitié pour le mode RPEIndTr ($T_s = 20^\circ\text{C}$) ce qui ne permet pas, ou très peu, d'obtenir des températures de soufflage inférieures à 20°C pour cette ville.

Le climat dominant de Ouargla est de type désertique ou aride ce qui implique une présence moindre de l'humidité dans l'air ambiant, comparé à celui de Constantine ou même celui de Sétif. Il est plus sec, les températures sont extrêmes et peuvent dans certains cas atteindre, ou même dépasser, les 45°C . On peut remarquer que le mode de fonctionnement Indirect à températures de rosée est l'idéal pour cette région. Pour une température extérieure de 40°C il est toujours possible d'avoir des températures ambiantes admissibles avec des températures de soufflage de 20°C .

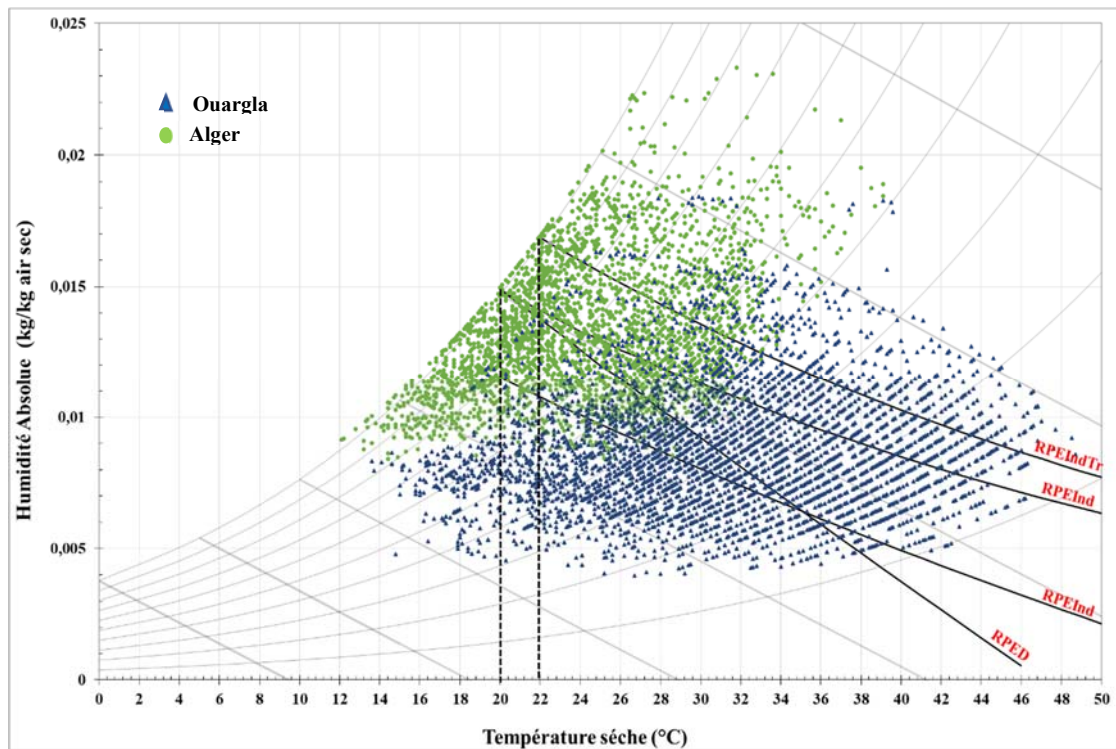


Figure. 3.34 : comparaison des 3 systèmes évaporatif direct, indirect et à température de rosée sous les conditions de références avec $T_s = 20^\circ\text{C}$, avec la ligne limite du RPEIndTr avec $T_s = 22^\circ\text{C}$ pour Alger et Ouargla.

Sur la figure. 3.34, en ce qui concerne le mode RPEIndTr pour une température de soufflage $T_s = 22^\circ\text{C}$, on remarque pour Alger qu'un nombre plus élevé des états de l'air se trouve à gauche de la ligne limite mais reste insuffisant vu que le taux élevé de l'humidité absolue extérieure implique l'utilisation d'un système de déshumidification en combinaison avec le mode Indirect a température de rosée.

Pour Ouargla, si par exemple, à l'intérieur du local, on a une température ambiante à 28°C , et on souffle à 22°C on obtiendra toujours les températures de consignes désirées. Comme en Algérie les températures de consigne sont de 26°C , avec une enveloppe optimisée (ce qui implique des apports externes amoindris) et des charges internes raisonnables, on peut avoir des températures intérieures de l'ordre de 27 à 28°C , ce qui est raisonnable lorsque dehors il fait 40 à 45°C .

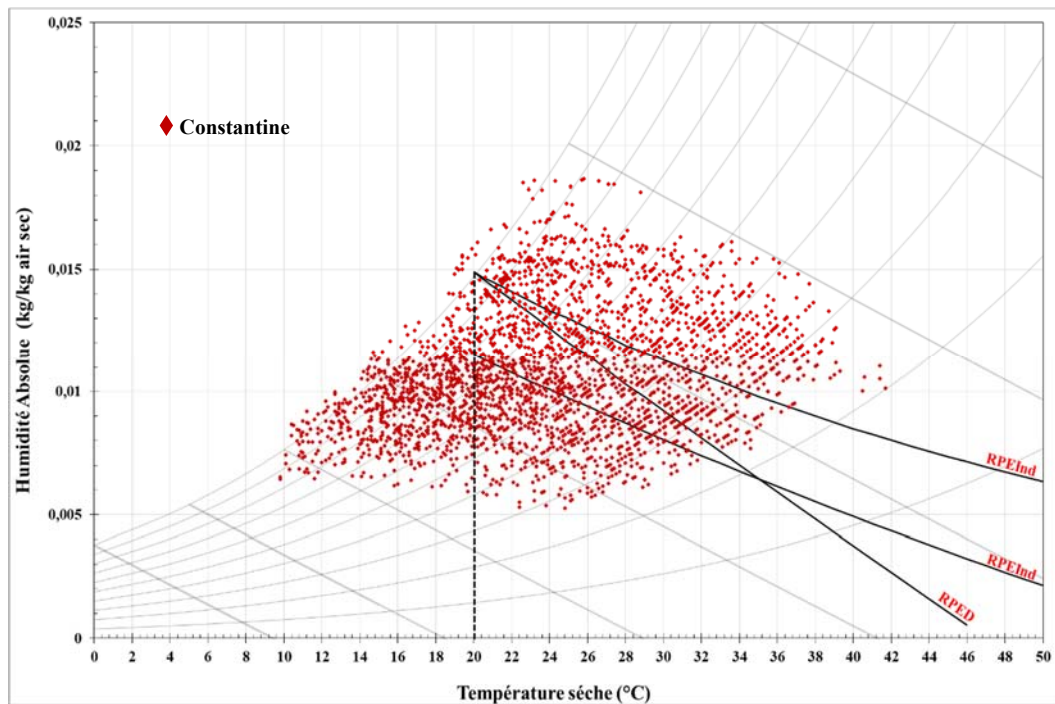


Figure. 3.35 : Utilisation des lignes limite pour évaluer la faisabilité des systèmes pour Constantine.

La figure 3.35 montre les conditions climatiques pour la ville de Constantine, qui a presque le même climat que celui d'Alger, climat tempéré chaud, mais moins humide donc on n'a pas besoin d'utiliser un système de déshumidification. On remarque pour Constantine que plus on change de mode de fonctionnement plus les états de l'air sont nombreux à se situer à gauche de la ligne limite. Le mode de fonctionnement indirect a Température de rosée est celui qui donne les plus de satisfaction et permet d'obtenir les conditions de références et la température de soufflage de 20°C.

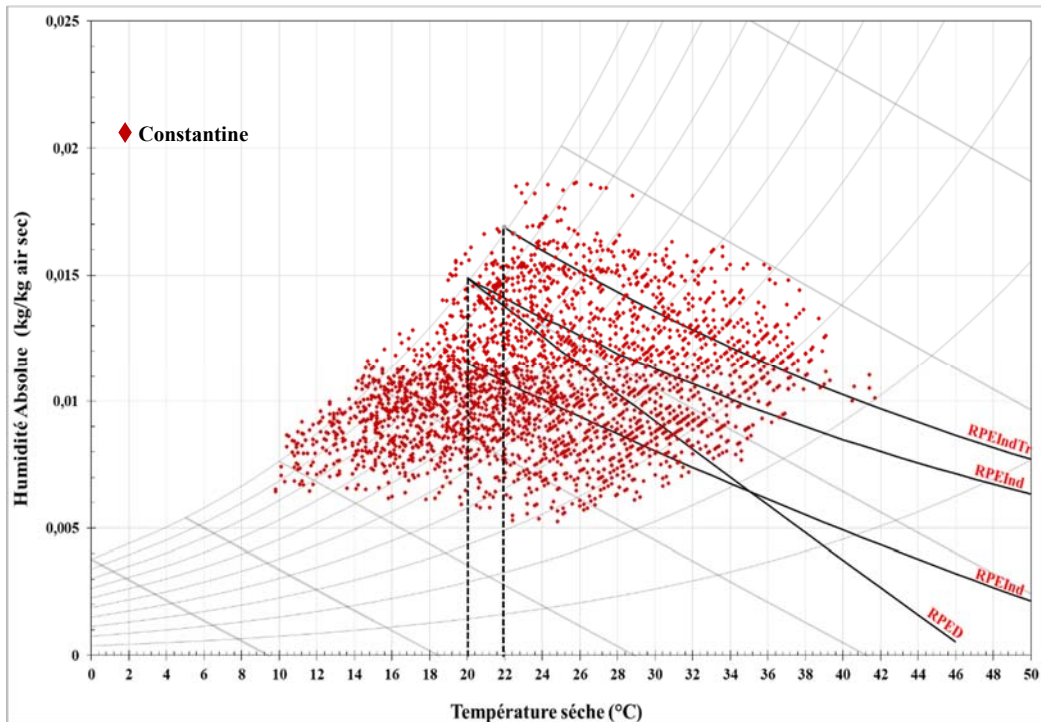


Figure. 3.36. Comparaison des 3 systèmes évaporatifs direct, indirect et à température de rosée sous les conditions de références avec $T_s = 20^\circ\text{C}$, avec la ligne limite du RPEIndTr avec $T_s = 22^\circ\text{C}$ pour Constantine.

La figure. 3.36 montre que pour Constantine et pour une température de soufflage de 22°C , beaucoup de points représentant les états de l'air extérieur passent à gauche de la ligne limite de l'humidificateur à Température de rosée, mais cela reste insuffisant puisque l'air ambiant n'est pas aussi sec qu'il devrait l'être pour un fonctionnement optimal du système.

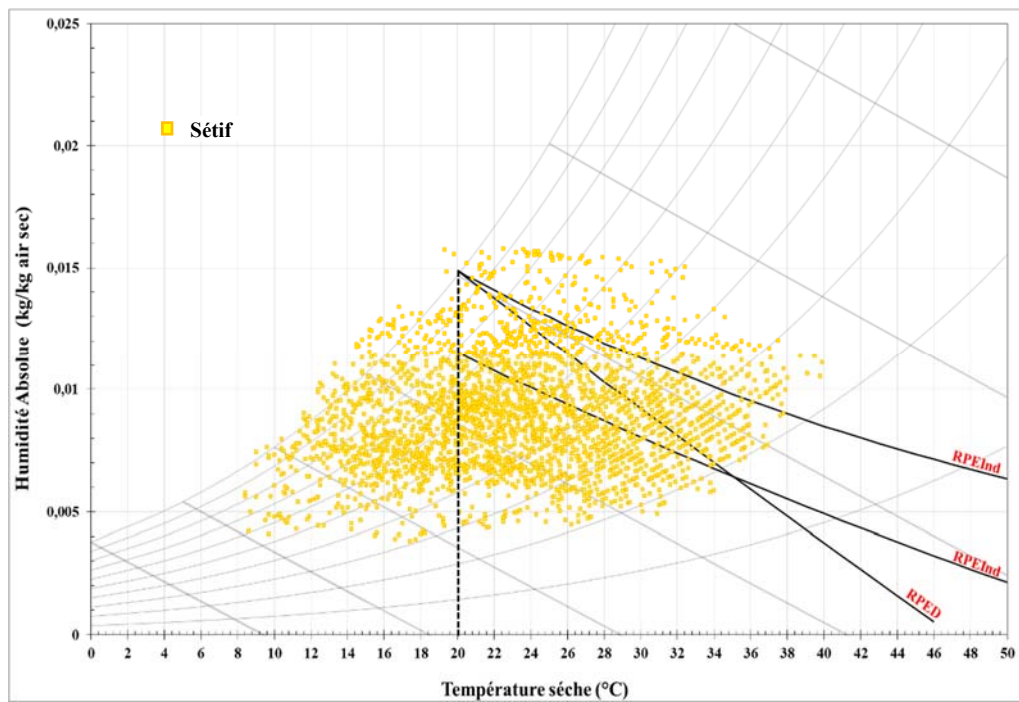


Figure. 3.37 : Utilisation des lignes limite pour évaluer la faisabilité des systèmes pour Sétif.

La figure 3.37 montre les conditions climatiques pour la ville de Sétif qui est caractérisée par un climat continental semi-aride, avec des étés chauds et secs. On remarque qu'une partie non-négligeable des états de l'air sont situés à gauche des lignes limites pour le mode RPEIndTr, ce qui implique que ce système permet d'obtenir des résultats satisfaisants pour un climat semi-aride autre que celui désertique. Dès qu'on change de mode de fonctionnement, en passant du système à Température de rosée au système indirect ou à celui direct on remarque que de plus en plus de points de l'état de l'air passent à droite des différentes lignes limites respectives, ce qui indique que ces systèmes ne permettent pas d'atteindre la température de soufflage désirée pour ce type de conditions climatiques.

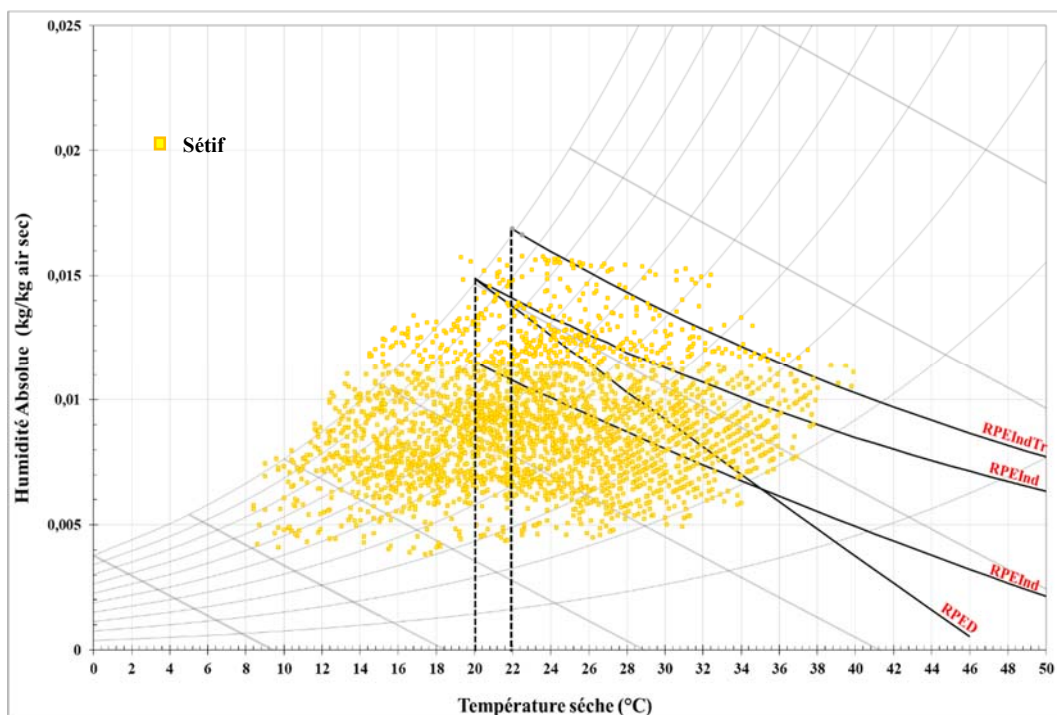


Figure. 3.38 : comparaison des 3 systèmes évaporatifs direct, indirect et à température de rosée sous les conditions de références avec $T_s = 20^\circ\text{C}$, avec la ligne limite du RPEIndTr avec $T_s = 22^\circ\text{C}$ pour Sétif.

La figure. 3.38 montre que pour un humidificateur à température de rosée et avec une température de soufflage à 22°C , beaucoup plus de points représentant les états de l'air pour cette localisation se trouvent à gauche de la ligne limite avec cette température de soufflage, et comme la région de Sétif se trouve dans une zone considérée comme semi-aride donc l'air ambiant est plus sec qu'à Constantine ce qui permet un fonctionnement plus optimal de l'installation.

Une comparaison de l'application de la méthode des lignes limites avec quelques villes françaises a été effectuée.

Les Conditions climatiques en été, pour quatre villes Françaises (Reims, Clermont-Ferrand, Carpentras et Chambéry), ont également été tracées sur ce diagramme.

Pour Chambéry, étant de type Cfb selon la carte climatique de Köppen-Geiger (Annexe C) le climat est tempéré, avec des hivers froids et des étés assez chauds.

Le climat de Clermont-Ferrand est dit tempéré chaud (de type Cfb selon la classification de Köppen-Geiger). Des précipitations importantes sont enregistrées toute l'année à Clermont-Ferrand, y compris lors des mois les plus secs.

Le climat de Reims est chaud et « tempéré océanique humide » (de type Cfb), l'atmosphère est donc douce et humide avec des hivers qui peuvent aussi se révéler vifs et des étés secs (chauds) et parfois orageux.

Le climat de Carpentras est considéré comme tempéré chaud avec un été sec (méditerranéen). D'après Köppen - Geiger, le climat y est classé Csa.

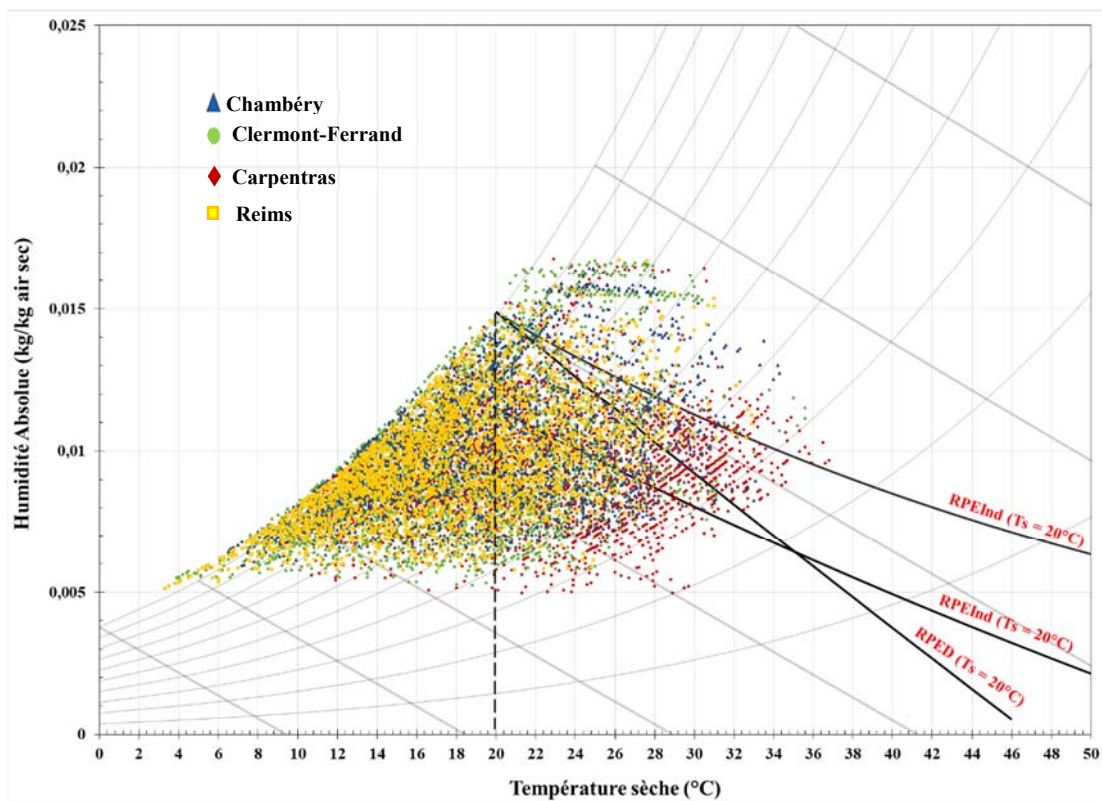


Figure. 3.39 : comparaison des 3 systèmes évaporatifs direct, indirect et à température de rosée sous les conditions de références avec $T_s = 20^\circ\text{C}$ (Reims, Chambéry, Carpentras et Clermont-Ferrand).

La figure 3.39 montre le diagramme de l'air humide avec les lignes limites pour les différents modes de fonctionnement (Indirect à température de rosée, Indirect et Direct) et pour les conditions de référence.

On remarque que les états de l'air, pour leur majorité, sont situés à gauche de la ligne limite du mode Indirect à Température de Rosée. Donc, le mode Indirect à Température de Rosée permet d'obtenir des températures de soufflage de 20°C , mais dès qu'on passe au mode Indirect ou direct respectivement, on remarque que le nombre des états de l'air commence à

passer de la gauche vers la droite des différentes lignes limites. Ce qui démontre que le mode Indirect à température de rosée peut être appliqué à ces 4 villes, soit comme système principal ou comme appoint.

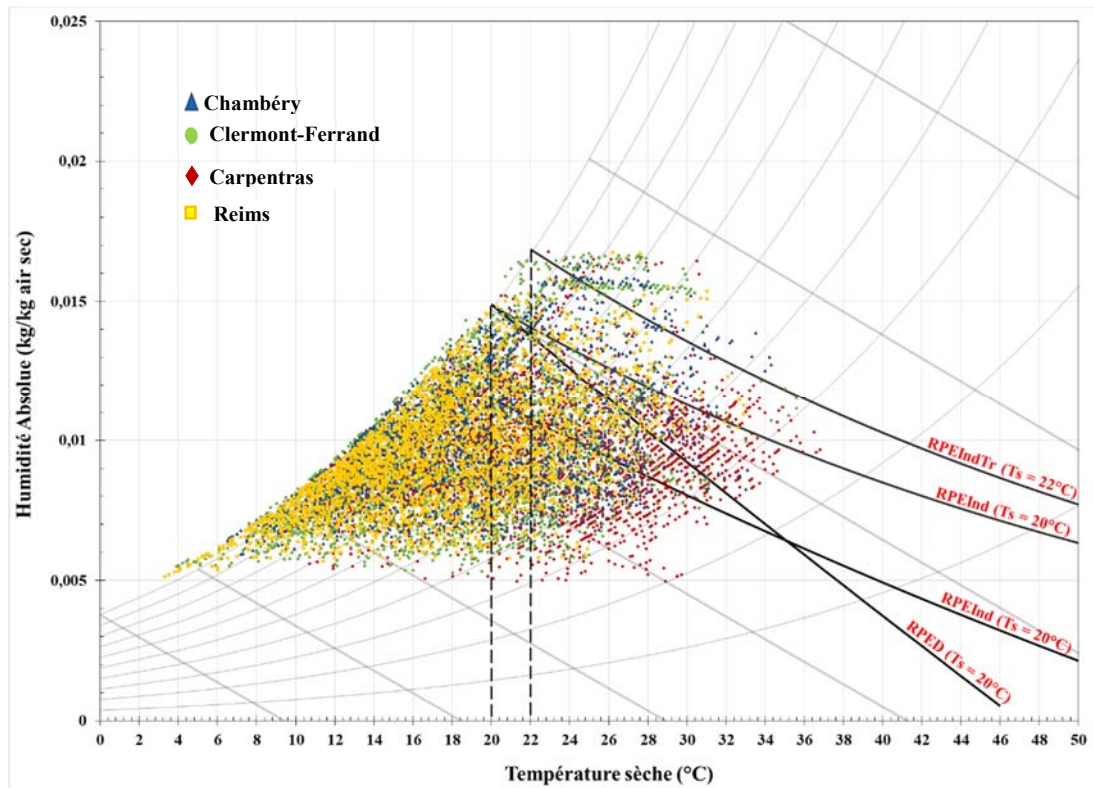


Figure. 3.40 : comparaison des 3 systèmes évaporatifs direct, indirect et à température de rosée sous les conditions de références avec $T_s = 20^\circ\text{C}$, avec la ligne limite du RPEIndTr pour $T_s = 22^\circ\text{C}$ (Reims, Chambéry, Carpentras et Clermont-Ferrand).

Sur la figure 3.40 on a comparé aussi les conditions climatiques des quatre villes françaises précédemment citées avec les lignes limites pour les différents modes de fonctionnement : Indirect à température de rosée, Indirect et Direct en plus du mode indirect à température de rosée mais avec une température de soufflage de 22°C .

On remarque qu'une grande partie des points passent à gauche de la ligne limite du RPEInd à Température de rosée avec $T_s = 22^\circ\text{C}$. En France, et selon les articles R.131-29 et R.131-30 du code de la construction et de l'habitation, la réglementation limite la température de rafraîchissement à 26°C . Avec un abaissement de la température des locaux sans recherche du maintien strict d'une température, mais plutôt en réalisant un abaissement de quelques degrés par rapport à l'extérieur, l'ADEME conseille que la pièce soit à une température de 26°C au plus bas et qu'il n'y ait pas plus de 5 à 7°C de différence entre intérieur et extérieur. On remarque alors, que le mode RPEIndTr avec une température de soufflage de 22°C peut donner satisfactions surtout s'il n'y a pas d'apports externes excessifs, ce qui tend à démontrer que ce mode, le *Rafraîchissement par Evaporation Indirect au Point de Rosée*,

peut-être d'un apport significatif avec des ajustements selon la région climatique où il sera appliqué.

La capacité des systèmes de rafraîchissement par évaporation dépend des conditions météorologiques, en particulier des températures du bulbe sec, du bulbe humide et du point de rosée de l'air ambiant. Une humidité ambiante plus élevée réduit également la capacité de rafraîchissement du système en raison de la différence de température plus faible entre sa température sèche de l'air ambiant et sa température du point de rosée.

La comparaison entre les villes sélectionnées indique que la capacité de rafraîchissement des systèmes varie d'une ville à l'autre et/ou d'une région à une autre. On peut aussi constater aussi que plus l'air extérieur est sec (précisément c'est la température extérieure sèche qui augmente) moins les systèmes direct et indirect sont efficaces comparés à l'indirect à température de rosée.

3.7. Conclusion :

Dans cette partie, l'influence de l'efficacité des différents composants d'un système sur la température de soufflage a été analysée. Ainsi l'effet de chaque paramètre est indiqué sur le diagramme de l'air humide sous forme d'une ligne qui limite les états de l'air extérieur qui privilégient l'obtention d'une température de soufflage donnée. En général lorsque l'efficacité d'un élément diminue, la ligne est décalée vers la gauche et si elle augmente la ligne est décalée vers la droite. Ces lignes délimitent les états de l'air extérieur où les systèmes Direct, Indirect et Indirect à Température de rosée peuvent fonctionner. Les systèmes évaporatifs Indirects à température de rosée, sont favorisés lorsque le climat devient plus sec. Lorsque les températures sèches de l'air ambiant baissent pour une température humide constante, on remarque que des états de l'air passent à gauche des lignes limites des systèmes Direct ou Indirect mais en même temps il y a une augmentation de l'humidité de cet air, ce qui implique une augmentation de cette humidité à l'entrée du système qui conduira à une augmentation non désirée du taux d'humidité de l'air soufflé. Une humidité plus faible entraîne une plus grande différence entre le bulbe sec et le point de rosée de l'air, ce qui profite au système en améliorant ses performances de rafraîchissement. Les performances du système à point de rosée seront amoindries en raison de la différence de température relativement plus faible entre le bulbe sec et le point de rosée. Une température ambiante plus élevée réduit la capacité de rafraîchissement effective, car une grande partie de l'énergie de rafraîchissement générée par le système est utilisée pour éliminer la charge qui accompagne une augmentation de la consommation d'énergie des ventilateurs pour surmonter la résistance supplémentaire due au canal. La capacité de

rafraîchissement dépend des conditions météorologiques, en particulier de la température sèche, de la température humide et de la température du point de rosée de l'air ambiant. Elle varie donc d'un endroit à l'autre.

CHAPITRE IV : ÉVALUATION DES PERFORMANCES DES SUBSTRATS HUMIDES ET CONSTRUCTION D'UN PROTOTYPE POUR LES APPLICATIONS DE RAFRAICHISSEMENT PAR EVAPORATION DU POINT DE ROSEE

Le prototype réalisé était une étude pilote (Pilot Study) qui nous aurait permis d'anticiper sur les problèmes susceptibles d'être rencontrés lors de la mise en œuvre du banc d'essai du système de rafraîchissement par évaporation au point de rosée.

Le travail qui est présenté dans ce chapitre était l'entame d'une investigation pointue sur un banc d'essai du système proposé qui malheureusement, vu les conditions sanitaires (COVID-19), n'a eu que la première phase de réalisation. En fait, elle visait à tester et à ajuster les éléments composants le système, et ce palier atteint a permis quand même certains résultats confirmant ceux obtenus lors des différentes simulations du modèle numérique.

La section suivante décrit le procédé de la phase accomplie en question.

4.1 Conception structurelle :

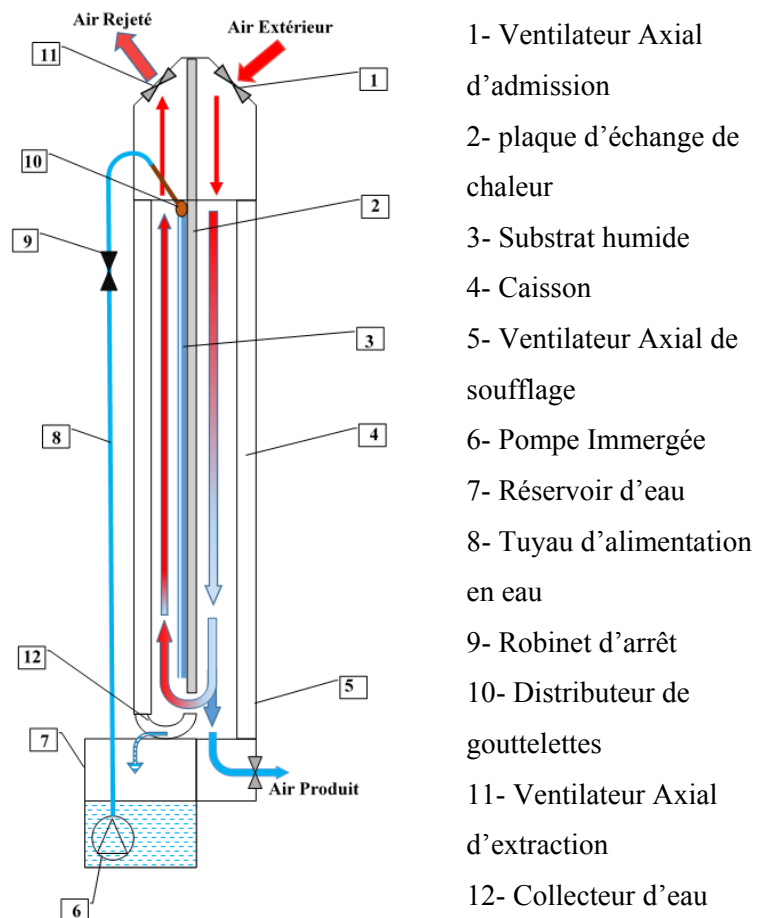


Figure 4.1 : schéma de principe du rafraîchisseur évaporatif du point de rosée étudié.

Un prototype d'un système de rafraîchissement de l'air à point de rosée autonome a été conçu à partir des résultats de simulations. Le schéma du prototype est illustré sur la Figure 4.1. Le

prototype se compose principalement d'un échangeur de chaleur et de masse à point de rosée (plaque métallique sur laquelle est collé le substrat humide), d'un ventilateur axial pour l'alimentation en air, d'un autre pour l'extraction et la circulation de l'air ainsi que d'un troisième pour le soufflage, d'un distributeur d'eau, d'un collecteur d'eau et d'une pompe à eau. Le système consiste en un assemblage de deux canaux, l'un sec en face avant et l'autre humide en arrière. Le canal sec se termine par une extraction par laquelle on souffle l'air dans le local à rafraichir. Une plaque imperméable (cuivre ou autre) sépare le canal sec du canal humide et sur laquelle on colle le substrat humide. Sur ce substrat, on fait couler de l'eau à une température inférieure à la température de l'air extérieur.

L'air d'admission (extérieur) est introduit et entraîné dans le canal sec de l'échangeur de chaleur. A l'extrémité du canal sec, une fraction de l'air d'admission est retournée dans le canal humide adjacent à travers un passage à l'extrémité de la plaque intermédiaire. Dans le canal humide, l'air secondaire (retour) absorbe la chaleur sensible de l'air d'admission provenant du canal sec et latente provenant de l'évaporation de l'eau contenue dans le substrat et est finalement évacué vers l'extérieur par un ventilateur axial. Cette opération permettra d'accélérer le phénomène d'évaporation du film d'eau dans le canal humide et par-delà l'échange de chaleur entre le canal sec et le canal humide. À la suite d'un échange de chaleur, l'air produit du canal sec est refroidi et fourni à l'espace climatisé à l'aide d'un ventilateur axial.

Cette opération nous permettra de faire abaisser la température de l'air pour atteindre les paramètres de confort.

Les détails techniques des composants du système sont indiqués comme suit :

➤ **Échangeur de chaleur et de masse à point de rosée :**

L'échangeur de chaleur et de masse à point de rosée est formé par un matériau évaporatif et étanche. Du côté du canal sec, l'échangeur est formé par un matériau étanche à l'eau qui empêche l'eau de pénétrer par le canal humide. Le canal humide de l'échangeur est formé par un matériau évaporatif avec des forces capillaires élevées et une capacité d'absorption d'eau qui permettent à l'eau de rester uniformément sur sa surface. L'eau de rétention sur le support est ensuite évaporée dans l'espace de travail du canal humide. Les deux canaux sec et humide sont normalement supportés par des barres rectangulaires qui peuvent être utilisées comme guides d'air des canaux.

➤ **Ventilateur d'air axial :**

Trois ventilateurs équipent le dispositif. Un premier ventilateur axial est monté à l'entrée de l'admission du système pour fournir un flux d'air d'alimentation, un deuxième équipe la sortie

d'échappement du système du côté du canal humide pour extraire l'air saturé d'humidité vers l'extérieur, et enfin un troisième équipe la sortie du canal sec pour souffler l'air frais à l'intérieur du local.

➤ **Système de distribution de l'eau :**

Le système de distribution de l'eau de l'unité de rafraîchissement du point de rosée se compose d'un réservoir d'eau et de petits tubes d'alimentation reliant le réservoir d'eau au diffuseur de gouttelettes placé à l'entrée du canal humide de l'échangeur de chaleur (Figure 4.2 (a-d)). Le réservoir d'eau, en matière plastique acrylique, stocke l'eau d'alimentation de l'unité de rafraîchissement. Grâce à une pompe immergée, l'eau d'alimentation circule à travers les tubes de distribution du réservoir vers le diffuseur de gouttelettes. Grâce à une structure de distribution d'eau unique dans le canal humide, un film d'eau uniforme est créé sur la surface du milieu évaporatif. De l'eau d'alimentation introduite dans le système, seule une certaine quantité est évaporée dans l'air secondaire de l'échangeur. L'eau restante est déversée dans le collecteur d'eau inférieur pour la recirculation.

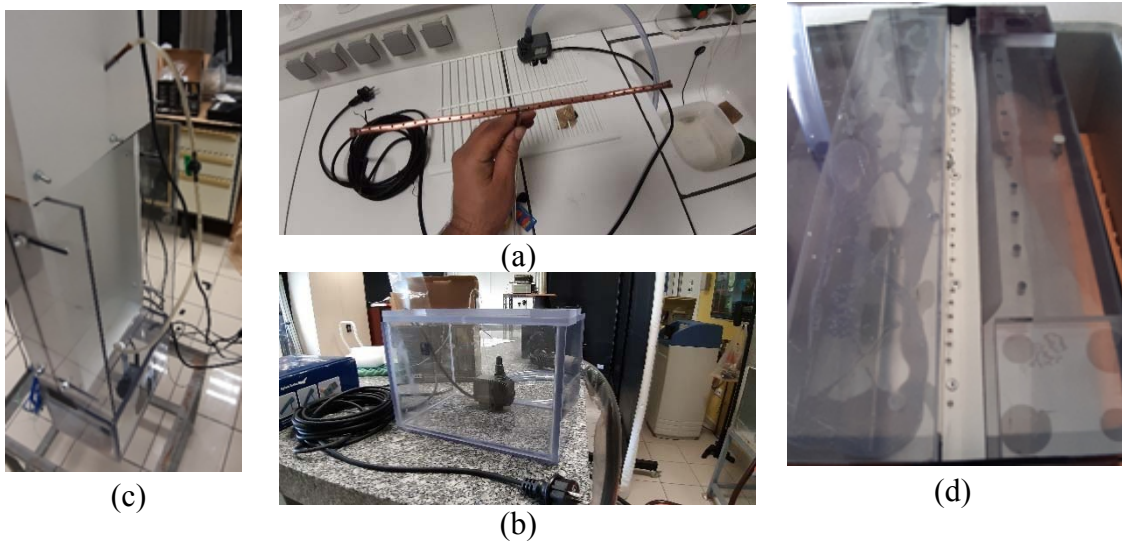


Figure 4.2 Système de distribution et de collecte d'eau. (a) Distributeur de gouttelettes (b) Réservoir (c) Tube de distribution (d) Collecteur d'eau.

➤ **Collecteur d'eau :**

Un collecteur d'eau est installé pour collecter l'eau restante évacuée de l'échangeur de chaleur qui est directement acheminée vers le réservoir d'eau pour ensuite circuler par l'intermédiaire d'une pompe vers le diffuseur d'eau.

➤ **Pompe à eau :**

Une petite pompe à eau submersible est installée dans le réservoir d'eau. Son rôle est d'assurer une alimentation en eau du distributeur afin de permettre au feutre de rester toujours mouillé.

➤ **Enveloppe :**

Le boîtier de l'unité de rafraîchissement du point de rosée est isolé avec des matériaux épais pour réduire l'échange de chaleur avec les conditions ambiantes.

➤ **Composants électriques :**

Les composants électriques de l'unité de rafraîchissement du point de rosée se composent de trois ventilateurs, d'une pompe à eau, de deux blocs d'alimentation électrique (figure 4.3 (a-f)). Les paramètres techniques des composants sont présentés dans le tableau 4-1.



(a) Bloc d'alimentation électrique pour les ventilateurs d'admission et de soufflage



(b) Bloc d'alimentation électrique pour le ventilateur d'extraction



(c) ventilateur de soufflage



(d) pompe à eau immergée



(e) ventilateur d'admission



(f) ventilateur d'extraction

Figure 4.3. Composants électrique de l'installation

Tableau 4.1 Paramètres techniques des composants électriques du prototype

Articles	Modèle	Tension [V]	Débit d'air [m ³ /h]	Courant [A]	Pression max [Pa]	puissance [W]	La vitesse [rad/min]
Ventilateur axial	NMB 3110kl-04W-B20	12	48	0,14	21,6	1,3	2400
Ventilateur axial	GP D14SH-12(L-SSS)	12	237.86	0,7	-	3,4	2800
Ventilateur axial	Panaflo FBA06A12U	12	45	0,31	60,3	3,12	4900
Pompe de circulation submersible	Syncra Silent		0,6		-	40	-
Bloc d'alimentation	HY3010	-	-	-	-	-	-
Bloc d'alimentation	Metrix SATEC	-	-	-	-	-	-

4.2 Sélection des matériaux :

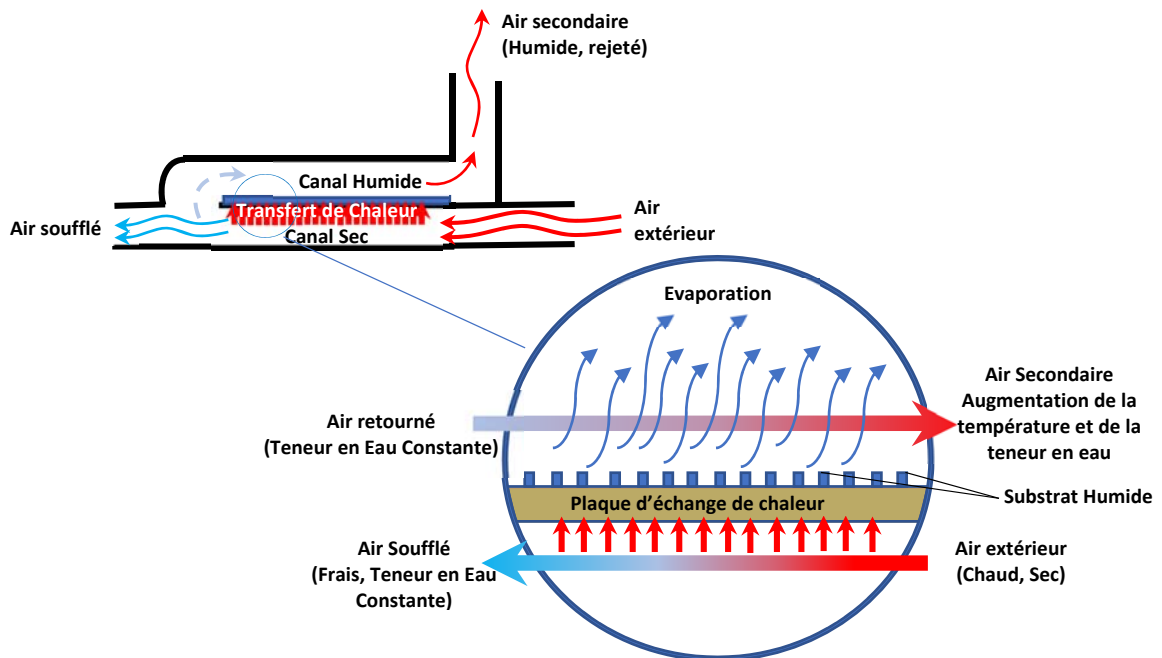


Figure 4.4. schéma de principe de l'ensemble plaque/substrat.

La figure 4.4 montre l'échangeur de chaleur et de masse du système qui est obtenu en assemblant une plaque en métal et un matériau intermédiaire qui fera office de réceptacle pour l'eau à évaporer. Cet assemblage est obtenu en collant la plaque au matériau évaporatif.

La surface étanche de l'échangeur permet à l'air produit de passer dans le canal sec sans gain d'humidité. Cependant, la surface d'évaporation hydrophile, du côté du canal humide, permet à l'air secondaire de se saturer lors de son passage. Pour le matériau qui sert de cales pour les canaux secs et humides, des barres rectangulaires sont utilisées.

4.2.1 La plaque de transfert de chaleur et de masse :

Les propriétés thermiques et physiques des matériaux formant un échangeur de chaleur/masse devraient répondre aux exigences suivantes pour maximiser le transfert de chaleur/masse :

- 1) Du point de vue du transfert de chaleur : la conductivité thermique et l'épaisseur des matériaux ont des effets directs sur la résistance à la conduction thermique ;
- 2) Du point de vue du transfert de masse : les surfaces mouillées des matériaux (évaporatifs) doivent avoir de bonnes capacités d'absorption et de rétention d'eau ;
- 3) Du point de vue de la construction : la résistance des matériaux doit être suffisamment forte pour assurer la constitution de l'échangeur de chaleur.

4.2.2 Les matériaux évaporatifs :

Tout d'abord, un test a été réalisé pour mesurer l'épaisseur des matériaux. Le résultat des mesures est présenté dans le tableau 4.4. On constate une variation dans les épaisseurs des différents matériaux qui varient entre 0,2 et 3 mm. Dans les cas où l'épaisseur de paroi de l'échangeur de chaleur/masse est inférieure à 0,5 mm, la résistance à la conduction thermique peut être négligeable sans tenir compte de la conductivité thermique des matériaux (Zhao et al.2008).

Deuxièmement, pour maximiser le transfert de masse de l'échangeur de chaleur, les surfaces d'évaporation de l'échangeur de chaleur doivent être recouvertes de films d'eau minces et uniformément répartis. Ce faisant, le matériau évaporatif hydrophile formant l'échangeur devrait avoir une capacité de rétention d'eau acceptable. Cette capacité se rapporte aux propriétés des matériaux hydrophiles, à savoir la force capillaire, la porosité (la fraction d'espace vide sur le volume total) et la surface spécifique (la surface totale par unité de masse).

Troisièmement, il convient de prendre en compte à la fois la résistance du matériau évaporatif et sa capacité de revêtement avec des matériaux imperméables sélectionnés. La résistance mécanique du matériau évaporatif doit permettre de construire un échangeur de chaleur stable avec un revêtement étanche.

La fibre, en tant que matériau évaporatif, est peu onéreuse, et peut avoir différentes épaisseurs et une capacité d'absorption et de rétention d'eau plus élevée que les matériaux de

type céramique ou carbone (Zhao et al.2008). En fait, les propriétés de résistance et de capacité d'absorption d'eau sont considérées comme des caractéristiques importantes dans le choix de l'échangeur formé de matériaux fibreux approprié. Certains types de fibres ne peuvent pas être utilisés malgré leur grande capacité d'absorption d'eau, comme les tissus en papiers servants pour les essuie-mains, car ils sont fragiles et se détériorent facilement après mouillage. En général, une résistance accrue est dérivée de l'augmentation de l'épaisseur de la fibre. Les fibres plus épaisses peuvent également absorber plus d'eau que les fibres plus fines. Cependant, l'augmentation de l'épaisseur de la fibre peut augmenter la résistance à la conduction thermique. Aussi une épaisseur plus grande rendrait plus difficile et compliquée la circulation de l'air dans le canal vu que la hauteur est faible.

Par conséquent, une option sur une fibre appropriée est le compromis entre la résistance, l'absorption d'eau (forces capillaires), la résistance thermique et l'épaisseur.

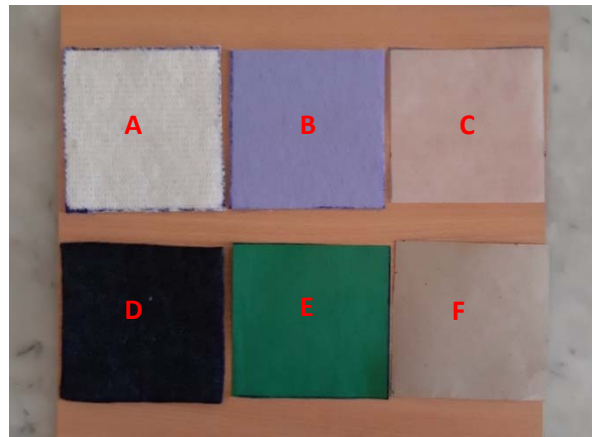


Figure 4.5. Certains des matériaux testés pour former l'échangeur de chaleur/masse.

(A-Fibre grossière ; B-Fibre de viscose épaisse ; C-Papier Kraft ciré ; D-Feutre géotextile en polypropylène ; E-Tissus de fibres (tissage droit) ; F-Papier Kraft)

Une expérience a été menée pour comparer la capacité d'absorption et les forces capillaires d'eau de certaines fibres. Les différents matériaux sélectionnés dans un premier temps pour les tests de capacité d'absorption sont illustrés sur la Figure 4.5.

Un essai a été réalisé sur les matériaux sélectionnés à haute capacité d'absorption d'eau pour comparer le poids d'absorption d'eau par unité de surface et pour voir si l'épaisseur de la surface avait un effet sur les performances des matériaux. Pour mesurer la capacité d'absorption d'eau, un échantillon pesé de l'étoffe est immergé dans l'eau et, après une période donnée permettant à l'échantillon d'être saturé, celui-ci est sorti de l'eau, égoutté, puis pesé de nouveau.

Les échantillons de ces matériaux ont été aussi simultanément immergés dans un évier pour absorber l'eau pendant une longue période de temps jusqu'à ce qu'ils soient saturés.

Les échantillons ont ensuite été prélevés et pesés immédiatement après comme le montre la figure 4.6. Le poids de l'eau absorbée a été obtenu en soustrayant le poids sec du poids humide.

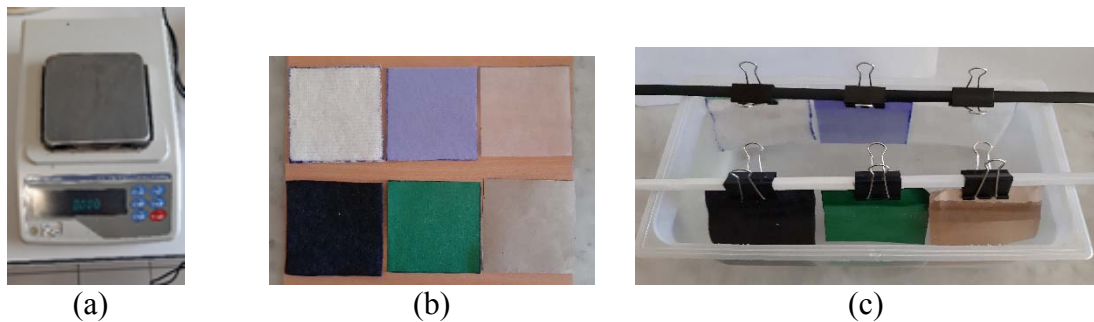


Figure 4.6. expérience sur le poids d'absorption d'eau des matériaux choisis (a) balance électronique (b) matériaux choisis (c) processus d'absorption d'eau.

Table 4-2. Échantillons de matériaux pour le substrat humide

Index	Matériaux	Epaisseur (mm)	Surface	Fil	Matériau Etanche
A	Tissus de fibres (tissage droit)	0,4	Lisse	Tissé	non
B	Papier Kraft	0,2	Lisse	/	non
C	Feutre géotextile en polypropylène	2	Rugueuse	Non Tissé	non
D	Fibre de viscose épaisse	3	Rugueuse	Non Tissé	non
E	Fibre grossière	3	Rugueuse	Tissé	non
F	Fibre de viscose fine	1	Rugueuse	Non Tissé	non

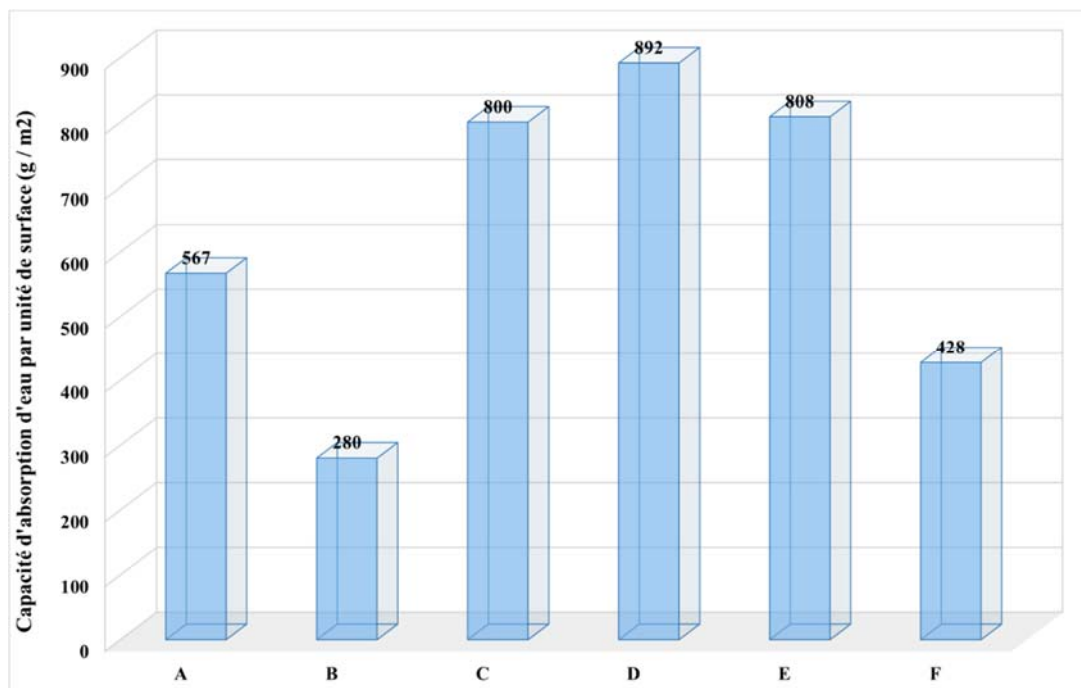


Figure 4.7. Capacité d'absorption d'eau par unité de surface pour les matériaux sélectionnés

Le résultat des tests est illustré sur la Figure 4.7. On constate que la fibre en viscose a la capacité d'absorption d'eau la plus élevée par unité de surface ($\approx 892 \text{ g/m}^2$), ce qui est en partie lié à une épaisseur plus importante. Le même constat se fait pour le tissu en fibre textile non tissé et le feutre géotextile qui, grâce aussi à une épaisseur plus importante, ont une absorption de l'eau conséquente respectivement de 808 g/m^2 et 800 g/m^2 . La fibre textile tissée pure avec une surface lisse avait la valeur la plus faible, c'est-à-dire environ 567 g/m^2 du fait d'une épaisseur plus petite. Le papier kraft a la valeur la plus faible, c'est-à-dire environ 280 g/m^2 .

D'après les résultats des expériences ci-dessus, la fibre textile placée en revêtement sur une plaque en acier inoxydable (revêtement par collage) serait le matériau adéquat pour former l'échangeur de chaleur/masse de rafraîchissement par évaporation.

Un autre test permettant de déterminer le temps d'absorption et la capacité d'absorption de l'eau peut être réalisé selon la norme NF ISO 20158. Ce test permet de connaître :

- La propension d'une étoffe à absorber et à retenir un liquide dans les vides et les pores des matériaux d'absorption ;
- Le temps nécessaire pour qu'une étoffe soit saturée d'eau dans des conditions spécifiées (temps d'absorption d'eau) ;
- La masse d'eau absorbée par une étoffe lorsque celle-ci est saturée d'eau dans des conditions spécifiées (capacité d'absorption d'eau).

Un échantillon du tissu est placé aussi plat que possible sur la surface de l'eau dans des conditions spécifiées, et le temps nécessaire au mouillage complet de l'échantillon est mesuré.

Pour chaque type de matériau, on découpe 12 échantillons ayant des dimensions de $(100 \pm 1) \text{ mm} \times (100 \pm 1) \text{ mm}$. On marque la face avant sur six d'entre eux et la face arrière sur les six autres ; ces échantillons sont réellement représentatifs du matériau. Six échantillons (3 faces avant et 3 faces arrière) seront utilisés pour la mesure du temps d'absorption, le reste sera utilisé pour déterminer la capacité d'absorption.

On remplit un récipient d'eau (de qualité 3, conformément à l'ISO 3696, à une température de $(20 \pm 2) ^\circ\text{C}$) et après avoir pesé l'échantillon on le place à l'horizontale à quelques millimètres au-dessus de la surface de l'eau, avec la face marquée vers le bas, puis on laisse tomber doucement l'échantillon sur la surface de l'eau en démarrant le chronomètre simultanément.

Lorsque l'échantillon est entièrement immergé dans l'eau, on enregistre le temps à 0,1 s près comme étant le temps d'absorption d'eau (t) de chaque face des échantillons. Si la durée de l'essai dépasse 180 s, on arrête l'essai et on note que le temps d'absorption d'eau est « Supérieur à 180 s ». Après avoir laissé tomber l'échantillon sur la surface de l'eau, on applique le temps de saturation défini à (120 ± 2) s. Après le temps imparti on retire avec précaution l'échantillon de l'eau en le saisissant par l'un de ses coins et on le suspend verticalement par ce coin pendant (60 ± 2) sec, pour laisser l'eau s'écouler, puis on le pèse de nouveau. Il est à rappeler que les durées appliquées pour les essais sont conformes à celles stipulées dans la norme NF ISO 20158.

Pour exprimer les résultats on calcule le temps d'absorption d'eau moyen, en secondes, des six échantillons, à 0,1 s près. A l'aide de la relation (1) on calcule la capacité d'absorption d'eau (WAC), en %, de chaque échantillon :

$$\text{WAC (\%)} = \frac{m_2 - m_1}{m_1} \times 100 \quad (1)$$

où

m_1 est la masse de l'échantillon sec, en g;

m_2 est la masse de l'échantillon mouillé, en g.

Enfin, on calcule la moyenne des six valeurs de WAC ainsi obtenues et on note ce résultat comme étant la capacité d'absorption d'eau de l'échantillon.

Un essai sur la montée capillaire, a en outre, été réalisé pour les matériaux choisis, les hauteurs ont été mesurées comme le montre la figure 4.8 (de l'eau teintée a été utilisée pour mettre en évidence les observations). Un thermo-hygromètre Chauvin Arnoux C.A 846 a été utilisé pour connaître la température de l'ambiance ainsi que son humidité relative (Figure 4.9). Les caractéristiques correspondantes sont résumées dans le tableau 4.3 :

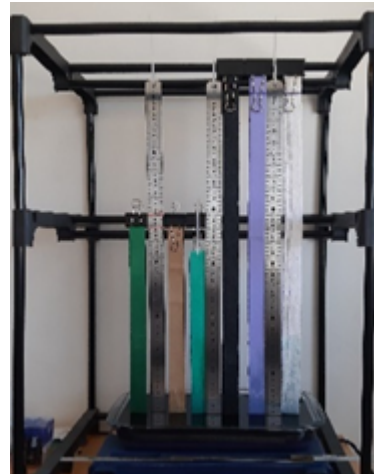
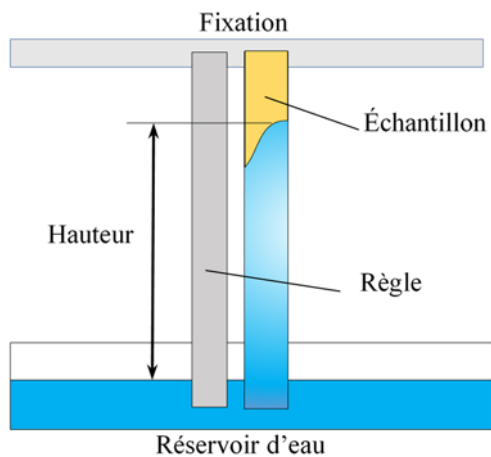


Figure 4.8. schéma de principe et banc d'essai de l'expérience de montée capillaire par absorption d'eau



(a)

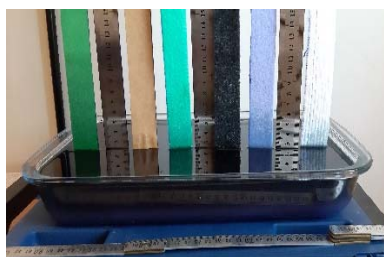


(b)

Figure 4.9. Thermo-Hygromètre (a) fonction Température (b) fonction Humidité

Tableau 4.3. caractéristiques du Thermo-Hygromètre C846

caractéristiques	Valeur
Mesure de température absolue maximum	+60°C
Mesure d'humidité maximum	100%HR
Précision optimale de mesure de température	±0,5 °C
Résolution de la mesure de température	0.1°C
Précision optimale de mesure d'humidité	±2,5 % HR
Température de fonctionnement minimum	-20°C
Température d'utilisation maximum	+60°C



(a)



(b)



(c)

Figure 4.10. banc d'essai de détection de montée capillaire (a) observation après 10 minute (b) observation après 1 heure (c) observation après 2 heures

La solution consiste à s'assurer que le motif du maillage des fibres permette un bon transfert d'humidité (Figure 4.10). Cette méthode repose sur l'effet physique de capillarité, caractérisé par le fait que des liquides adhèrent à la surface d'une matière tout en étant transportés par des forces intermoléculaires. Au cours de ce processus, les espaces situés entre les fibres des fils, ou les espaces situés entre les fils du textile agissent comme des capillaires produisant un effet d'aspiration. Les hauteurs de remontée capillaire de différents matériaux variant avec le temps (120 minutes) sont représentées sur la figure 4-11.

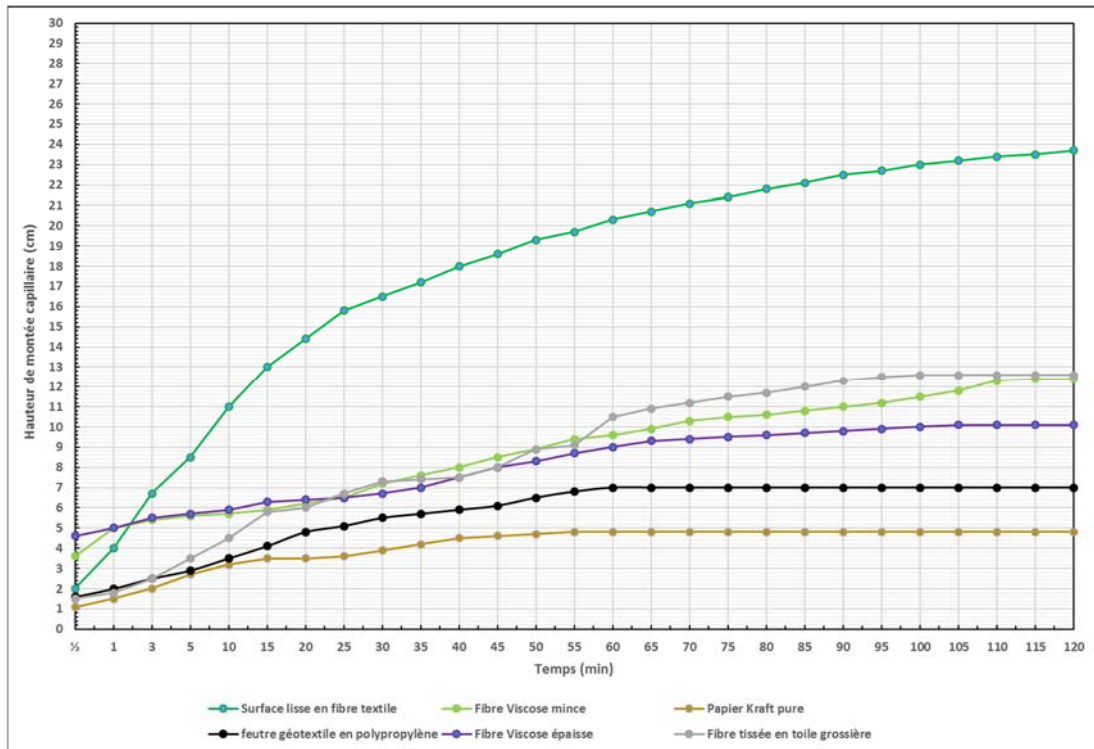


Figure 4.11. Hauteur capillaire des matériaux choisis en fonction du temps.

La capacité de mouillage rapide du matériau est très souhaitable pour les applications de rafraîchissement par évaporation car elle permet au système de fournir le rafraîchissement requis dans un court laps de temps après le début de l'expérience.

On constate que la Fibre textile avec une surface lisse a, relativement, la capacité d'absorption d'eau par capillarité la plus élevée. Et elle peut également être saturée en très peu de temps. Il est à noter qu'elle a absorbé l'eau par capillarité très rapidement au cours des 5 premières minutes.

Le papier kraft pur a, théoriquement, une capacité d'absorption d'eau relativement élevée, mais il absorbe l'eau de manière très lente. Après absorption d'environ 50 minutes, la hauteur de montée capillaire du papier kraft pur avait atteint un niveau beaucoup moins élevé que celui de la fibre textile pure.

La Fibre textile non tissée présentant une surface grossière n'arrive pas à avoir une montée capillaire satisfaisante malgré une bonne capacité d'absorption. On remarque qu'elle ne dépasse pas une hauteur de 16 cm après 120 minutes. Un même constat est fait pour la fibre en viscose (mince ou épaisse) ou même pour le feutre géotextile (non tissé) qui présente néanmoins une excellente capacité d'absorption. Cette incapacité pour le feutre à atteindre une hauteur ne dépassant pas les 10 cm est principalement due au fait que les fibres qui le constituent ne sont pas tissées et se présentent sous la forme d'un enchevêtrement non compact qui ne permet pas la transmission par capillarité de l'eau d'une manière efficace. L'une des causes les plus importantes pour cette insuffisance de transmission par capillarité est que plus la température de l'air ambiant est conséquente, plus le phénomène d'évaporation de l'eau contenue dans le tissu s'accroît, ce qui freine la montée capillaire. Bien que les fibres ne soient pas des matériaux rigides, l'utilisation de l'autre côté de l'échangeur de chaleur d'un matériau étanche peut renforcer la rigidité de l'ensemble. Une plaque en métal semble être une solution préférable offrant une rigidité et une conductivité thermique relativement élevées. Parmi les types de métaux courants, l'acier inoxydable est un revêtement étanche ayant une conductivité thermique élevée, une bonne capacité de traitement thermique et une bonne résistance à la corrosion. Cependant, son poids et sa découpe peuvent poser des problèmes de mise en œuvre.

Concernant la liaison entre l'acier inoxydable et la feuille de fibre, différentes méthodes de collage ont été utilisées pour tester les capacités d'absorption d'eau des matériaux après revêtement.

La figure 4.12 montre les hauteurs de montée capillaire qui varient avec le temps de Matériaux Avec un Revêtement Etanche (MARE) sur la face antérieure pour empêcher que le phénomène d'évaporation ne se produise des deux côtés du matériau évaporatif et des mêmes Matériaux Sans un Revêtement Etanche (MSRE) comme point de comparaison. On colle le matériau étanche sur la surface du tissu soit par collage à chaud ou à froid. Quelle que soit la méthode utilisée, on constate que si la précision dans la pose de la colle n'est pas faite de manière efficiente on risque d'emprisonner des poches d'air entre le tissu et la plaque étanche et même d'augmenter la résistance thermique de l'échangeur de chaleur, ce qui peut altérer le résultat final escompté. Il faut appliquer la méthode de collage d'une manière qui n'altère ni la conduction thermique de l'ensemble plaque de revêtement étanche/matériau évaporatif, ni la répartition uniforme de l'eau sur le matériau.



(a)

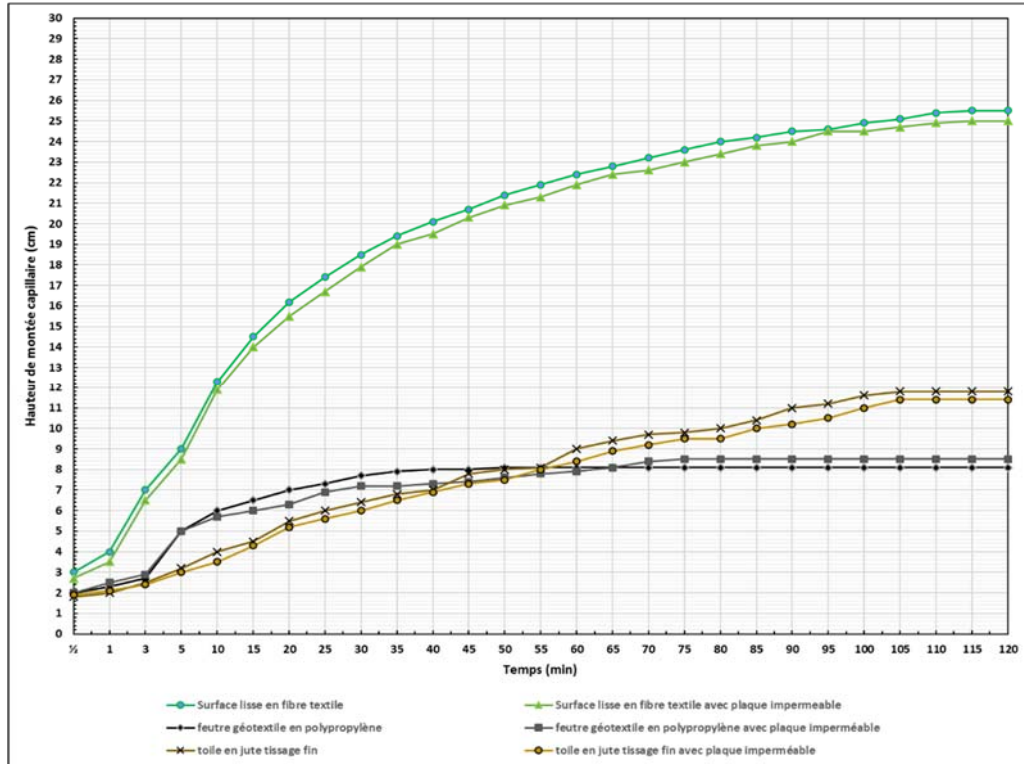


(b)

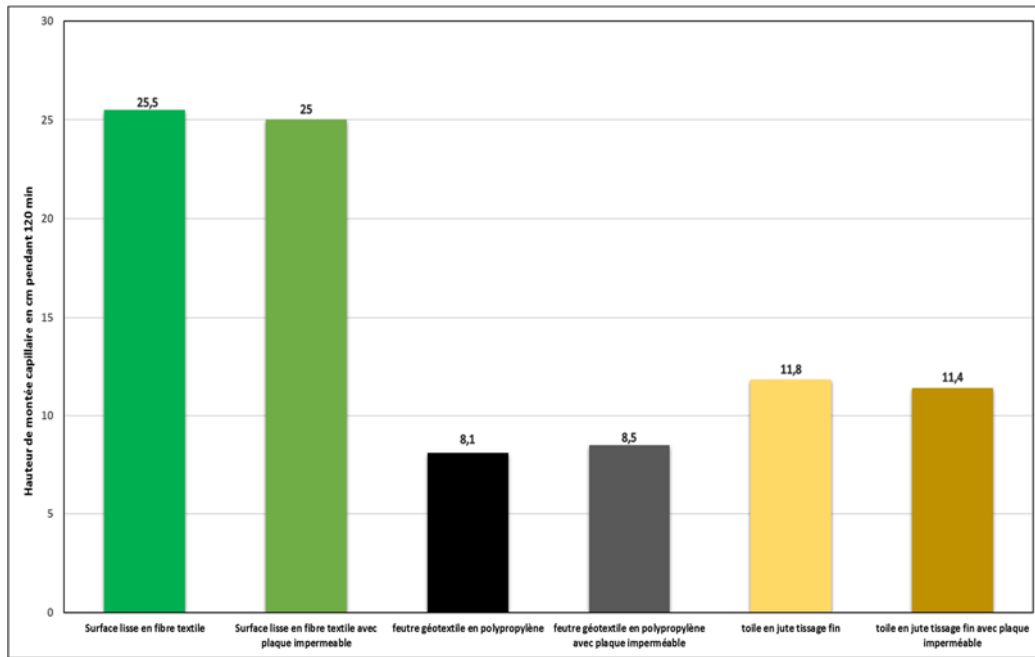


(c)

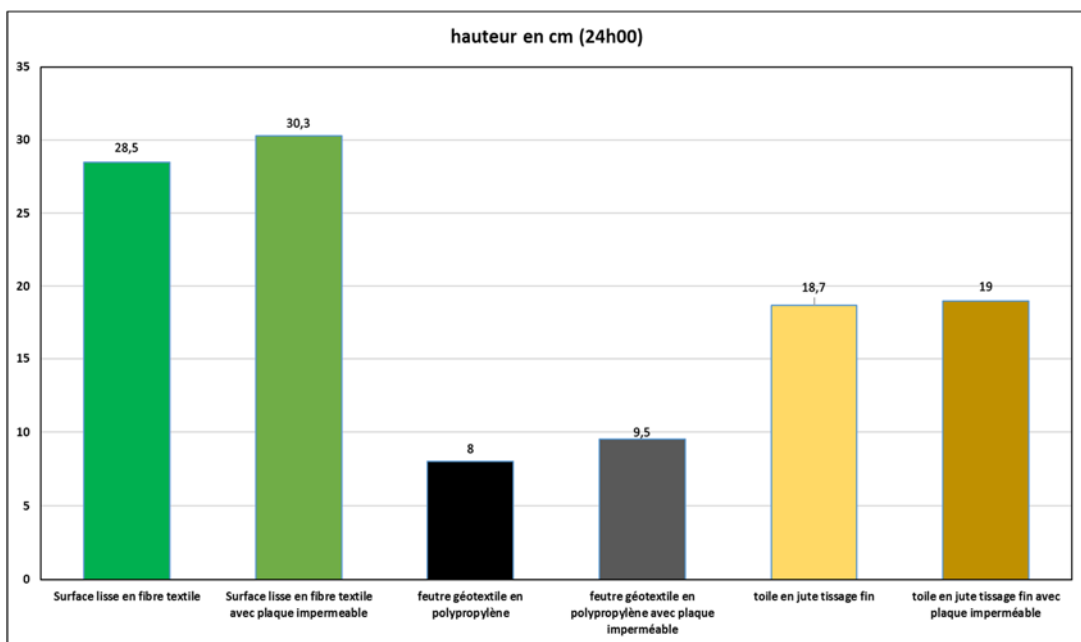
Figure 4.12. Expérience de montée capillaire par absorption d'eau avec des revêtements étanches (a), formation de poches d'air (b) comparaison des mailles de la toile de jute avec les autres matériaux (c)



(a)



(b)



(c)

Figure 4.13. Évolution des hauteurs d'élévation capillaire des matériaux choisis (a) pendant 120min (b) après 120min (c) après 24h00.

Au-delà de 120 min, la capacité de montée capillaire du Matériau Avec Revêtement Étanche est sensiblement supérieure à celle du Matériau Sans Revêtement Étanche car le revêtement étanche augmente l'adhérence du matériau fibreux à l'eau (figure 4.13 (c)). En effet, le système combiné revêtement/fibre ne se contente pas de transporter le liquide par capillarité, comme cela existe déjà dans des papiers ou des textiles : il joue sur la grande différence de "mouillabilité" entre les fils du tissu hydrophile et le revêtement étanche (hydrophobe), ce qui permet de confiner le liquide le long des fils, et d'entretenir le flux. Le drainage continue

ainsi d'être efficace quand le tissu est complètement saturé d'humidité, à la différence des tissus qui ne fonctionnent que par capillarité.

Sur la figure 4.13 (a), on constate que plus le matériau évaporatif est de facture compacte et uniforme (mailles très petites ou inexistantes) plus la montée capillaire du matériau est uniforme. Ce qui explique que pour la toile de jute utilisée pour ce test, cette 'lenteur de montée capillaire' est due au fait qu'elle est tissée avec un fil fin en un seul passage ce qui donne de grandes mailles (Figure 4.12 (c)). Ces grandes mailles induisent une réduction du transfert de l'eau par capillarité dans le tissu d'une manière efficace (l'eau est transférée le long des fils uniquement).

On remarque sur la figure 4.12 (b), la présence de poches d'air qui empêchent la répartition uniforme de l'eau sur le matériau. Cette présence de poches d'air s'explique par la méthode de collage qui, si elle n'est pas bien appliquée, peut mener à ce genre de situation.

Pendant 120 min (Figure 4.13 (a)), on remarque que les échantillons de matériaux Sans Revêtement Étanche ont eu une montée capillaire légèrement supérieure à celle de ceux Avec Revêtement Étanche. À partir de 65 min la hauteur du Feutre géotextile avec revêtement étanche devient supérieure à celle sans revêtement, ceci s'explique par le fait que le rajout d'une plaque étanche réduit la surface d'échange avec l'environnement à un seul côté, ce qui réduit le phénomène d'évaporation de l'eau.

Pour les autres échantillons les valeurs sont sensiblement proches pendant les 120 min, avec une préférence légèrement en faveur des matériaux sans revêtement étanche, dû au fait de températures moins chaudes le jour de l'expérimentation, mais au-delà des 120 min la tendance s'inverse et les matériaux avec revêtement étanche ont une montée capillaire sensiblement supérieure à ceux qui n'en sont pas pourvus.

Tableau 4.4 Propriétés des matériaux évaporatif.

Matériaux	Épaisseur [mm]	Capacité d'absorption d'eau par unité de surface [g/m²]	Hauteur capillaire [cm]	Solidité	Durabilité	Coût [Euro/m²]
Papier kraft	0,2	280	4,8	Faible	Faible	< 1,86
Tissus de fibres à tissage droit	0,4	567	23,7	Forte	Haute	< 1,86
Feutre géotextile en polypropylène	2	800	7	Forte	Haute	< 6,21
Fibre en Viscose épaisse	3	892	10,1	Forte	Haute	< 1,55
Fibre en viscose mince	1	428	12,4	Moyenne	Haute	< 1,55
Fibre en toile grossière	3	808	12,6	Forte	Haute	< 1,24

Le tableau 4.5 résume les propriétés des matériaux évaporatifs testés, notamment la conductivité thermique, l'épaisseur, la capacité d'absorption d'eau, la hauteur capillaire, la résistance, la durabilité et le coût. Le tissu de fibres à tissage droit pourrait être le matériau le mieux approprié parmi les matériaux sélectionnés en raison des propriétés supérieures mentionnées ci-dessus, à savoir, un mouillage rapide, une capacité d'absorption d'eau élevée, un faible coût et une faible résistance de contact thermique. Le Feutre géotextile en polypropylène aussi ferait un excellent candidat comme substrat humide malgré sa faible capillarité et son coût élevé mais il occasionne cependant une absorption importante de l'eau, ce qui n'est pas à négliger.

4.3 Construction du prototype expérimental et test :

Le prototype expérimental de l'unité de rafraîchissement du point de rosée a été construit en laboratoire. Les procédures de construction sont illustrées comme suit :



(a) découpe du substrat



(b) découpe de la plaque métallique



(c) prise des mesures du substrat et de la plaque



(d) mesures pour l'emplacement de la plaque et du substrat.



(e) pose du produit de collage sur la plaque métallique



(f) procédure de collage du substrat sur la plaque métallique



(g) finalisation de la pose du substrat sur la plaque



(h) pose du support de soutien du système de distribution de l'eau

Figure 4.14. Processus de fabrication de l'échangeur de chaleur

En tant que partie principale de l'unité de rafraîchissement, l'échangeur de chaleur et de masse est formé d'une plaque d'acier inoxydable (figure 4.14 (b)) sur laquelle a été collée une feuille de feutre géotextile (figure 4.14 (a)) comme revêtement (substrat) humide.

Cet assemblage est obtenu en collant la plaque au matériau évaporatif (figure 4.14 (f)). La plaque d'acier et la feuille de fibre ont été empilées ensemble en utilisant une méthode de collage et pressés ensemble, comme le montre la figure 4.14 (g). Notez que la surface lisse du substrat est celle qui recouvre la plaque, la surface grossière du revêtement est utilisée pour recevoir l'eau et faciliter son évaporation. Un système de support pour le distributeur d'eau a été fixé sur la plaque en acier (figure 4.14 (h)).



(a) baguettes en PVC pour le soutien de la plaque



(b) pose des baguettes pour la création des canaux sec et humide



(c) délimitation des passages des canaux



(d) création des canaux sec et humide

Figure 4.15. barre en plastique pour supporter les canaux de l'échangeur de chaleur

En ce qui concerne les matériaux qui vont servir de guide de soutien pour la plaque et pour supporter les parois des canaux de l'échangeur, des barres en plastique (figure 4.15 (a)) ont

été utilisées pour leurs caractéristiques d'assemblage facile et de poids léger, comme le montre la figure 4-15 (b-d). La barre en plastique, en tant que support de chaque canal, guide le flux d'air pour passer à travers les canaux d'air de l'échangeur.

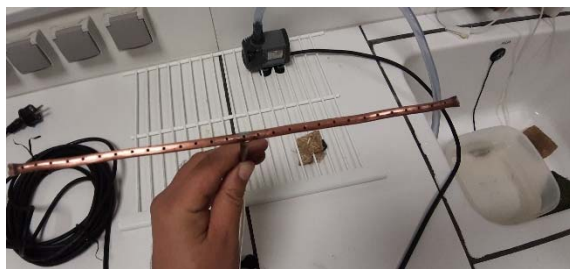
Les barres en plastique dans les canaux secs et humides en plus de servir de support pour la plaque d'échange de chaleur, sont utilisées pour guider les flux d'air, voir Figure 4-15 (d).



(a) perçement des trous du système de distribution de l'eau



(b) soudure du système de distribution de l'eau



(c) essai distributeur d'eau



(d) amélioration de la distribution de l'eau



(e) création du support de soutien du distributeur d'eau



(f) mise en place des parois de guidage de l'air



(g) mise en place de la plaque avec support de soutien du distributeur d'eau



(h) mise en place du distributeur d'eau dans le support de soutien



(i) pose du ventilateur d'alimentaion



(j) assemblage des parois du caisson



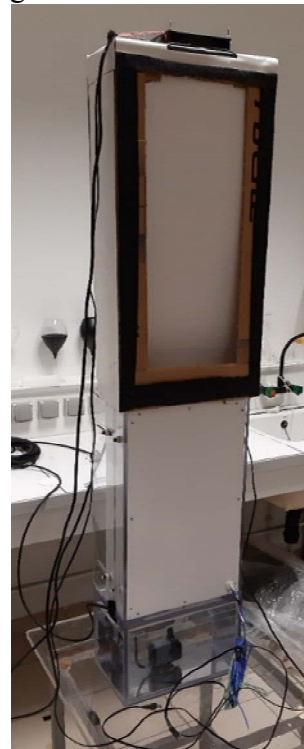
(k) pose du caisson de protection système et du ventilateur d'extraction de l'air



(l) mise en place du réservoir d'eau et des câblages d'alimentation électrique



(m) vue arrière du prototype



(n) vue avant du prototype sans la plaque de protection

Figure 4.16. Le processus de construction du prototype

Les différentes étapes de construction du prototype sont montrées dans la figure 4.16 (a-k). La figure 4.16 (a-d) montre les étapes de fabrication du système de distribution de l'eau et la mise en place du support pour le distributeur d'eau (figure 4.16 (e)). Le reste des

composants du prototype, à savoir les parois de guidage de l'air, la plaque de soutien du distributeur d'eau, les ventilateurs d'admission et d'extraction de l'air, le réservoir, le système d'alimentation de l'eau, le câblage de l'alimentation électrique... etc a été installé selon les paramètres de fonctionnement souhaités, comme représenté sur la figure 4.16 (f-l). Le prototype de l'unité de rafraîchissement fini est montré dans la figure 4.16 (l-n).

4.4 Configuration de l'expérience :

La figure 4.17 montre le schéma du système d'expérience de rafraîchissement du point de rosée et l'emplacement des instruments de mesure. Le prototype à point de rosée a été placé dans une salle de laboratoire où la température et l'humidité de l'air restent constantes. La température et l'humidité de l'air d'admission du prototype étaient contrôlées par un réchauffeur à résistance électrique à sortie variable. Pour atteindre un état d'écoulement stable avant les essais, des conduits d'extension (chacun d'une longueur de 2 m) ont été réglés respectivement sur les événements d'admission, d'alimentation et d'extraction du système. La photographie du système d'essai de rafraîchissement du point de rosée en laboratoire est présentée sur la figure 4.18.

Les emplacements des instruments sont décrits dans le tableau 4.6 et la figure 4.19.

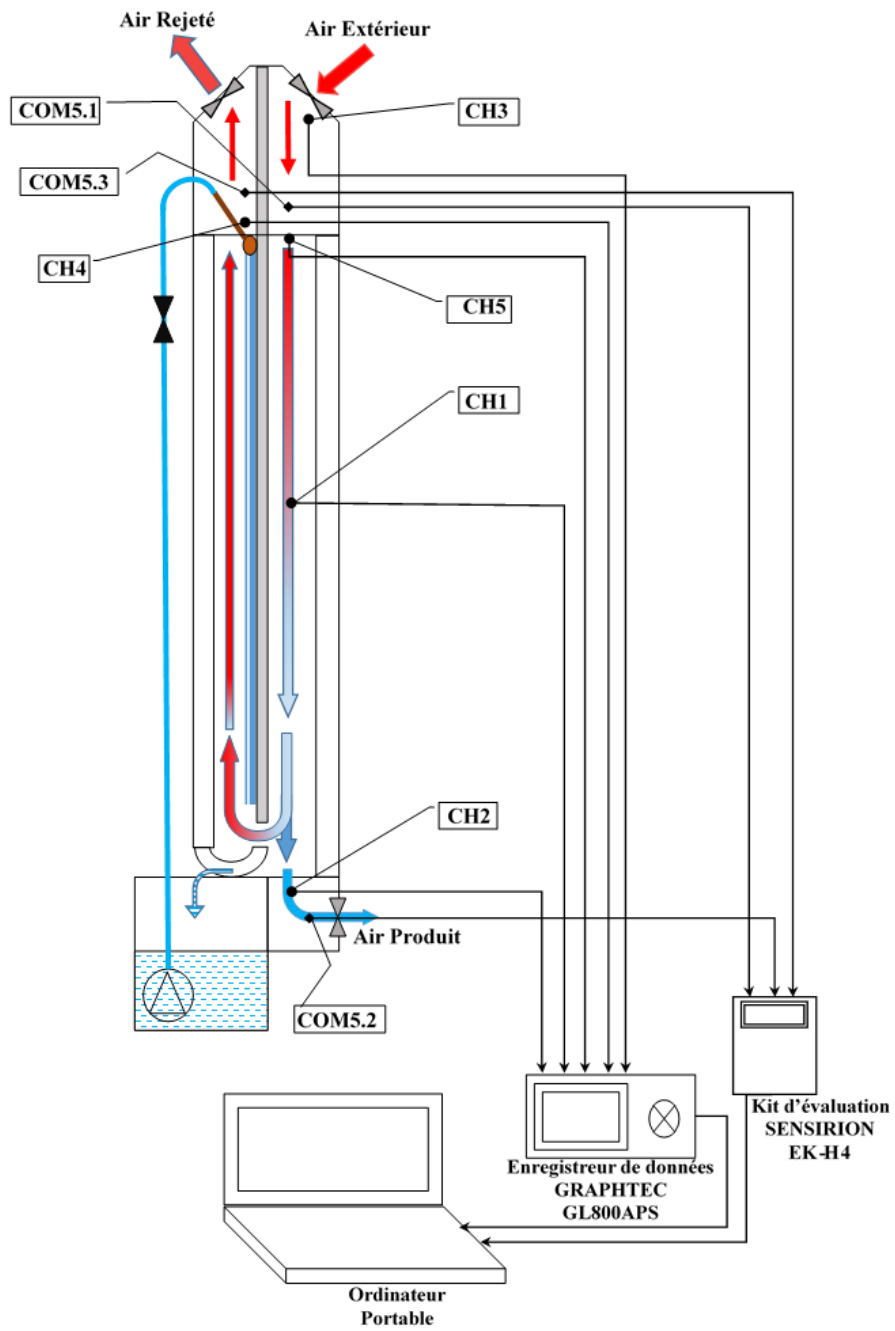
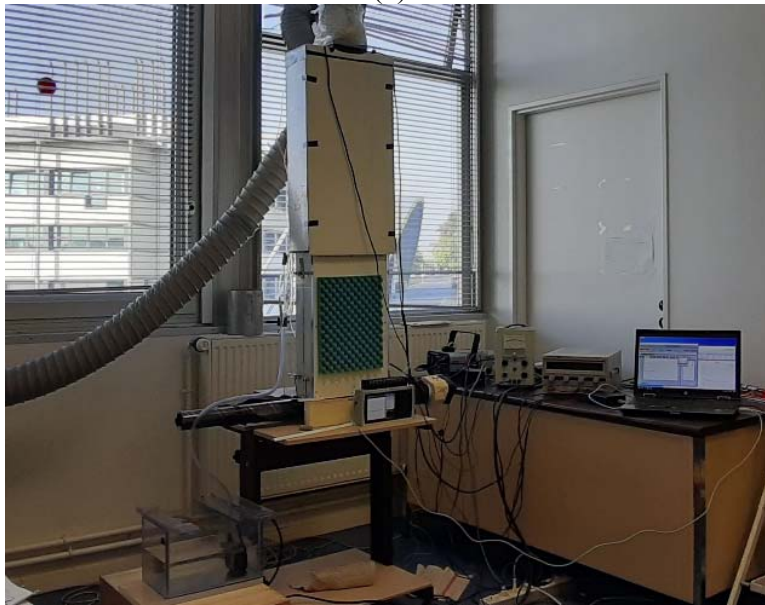


Figure 4.17. Système de test et emplacements de mesure



(a)



(b) in-situ

Figure 4.18. La photographie du prototype (a) en laboratoire (b) in situ



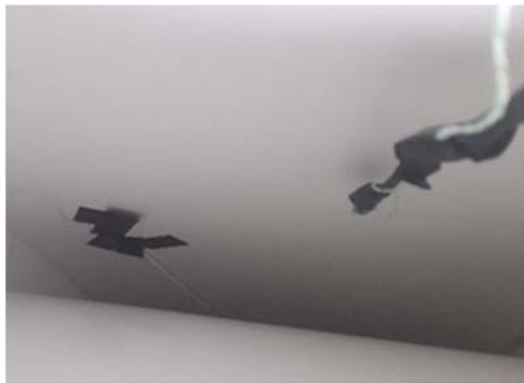
(a) Capteur d'humidité et thermocouple pour le Canal Humide



(b) thermocouples pour le canal Sec et la sortie soufflage



(c) Capteur d'humidité à la sortie soufflage



(d) thermocouple et capteur d'humidité à l'entrée du canal sac



(e) capteur d'humidité sortie canal humide

Figure 4.19. emplacement des capteurs

4.5 Mesures et instruments :

Tous les détails des paramètres mesurés (comme indiqué sur la Figure 4.17) et des instruments sont présentés dans le tableau 4.6. La Figure 4.20 montre les photographies des instruments et capteurs de mesure. Pour les capteurs de mesure de température et de l'humidité de l'expérience, on a utilisé deux types de capteurs :

- Des thermocouples de type K pour mesurer les températures.
- Des capteurs numériques SHT3x Sensirion qui servent à la fois pour mesurer les températures de l'air et pour la mesure de l'humidité relative et spécifique de l'air.

Comme les variations d'humidité relative de l'air le long de la section transversale du conduit circulaire sont faibles, l'humidité relative des flux d'air au centre de la section des conduits a été considérée comme l'humidité relative moyenne de l'air. L'humidité relative a été mesurée par un capteur d'humidité électronique STH3x Sensirion. Sur la base de l'humidité relative

et de la température du thermomètre sec mesurées, la température du point de rosée correspondante de l'air a été calculée par le programme de l'enregistreur de données.

Tous les thermocouples de type K, et les capteurs STH3x ont été connectés via des enregistreurs de données (SensirionEK-H4 et Graphtec GL800APS) à un ordinateur. Toutes les données d'expérience acquises par les enregistreurs de données ont été transférées vers un ordinateur portable. Les enregistreurs de données ont été programmés à demander aux instruments connectés de lire, de rapporter et de sauvegarder les données mesurées dans l'ordinateur à 30 s secondes d'intervalle. Les paramètres de fonctionnement du système de test, tels que la température du bulbe sec de l'air d'admission et les humidités relative et spécifique, ont été contrôlés en ajustant le réchauffeur d'entrée ainsi que la vitesse des moteurs des ventilateurs associés aux conditions souhaitées, qui peuvent être surveillés sur l'écran de l'ordinateur.

Tableau 4.5. Les paramètres mesurés et les instruments correspondants

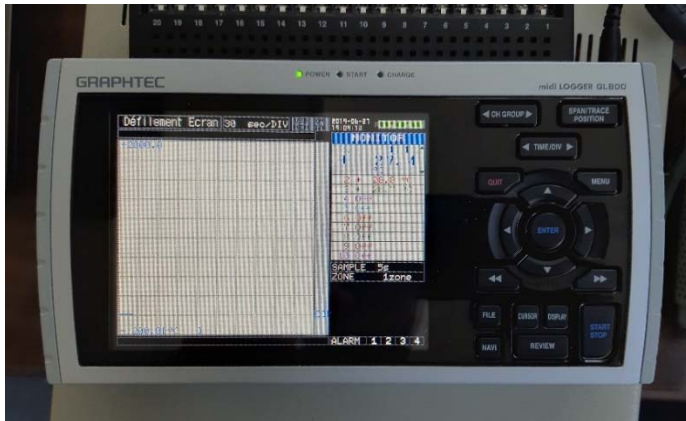
No	code	paramètres	Instrument	Plage de mesure	Marge d'incertitude
1	CH1	Température du canal sec	Thermocouple Type K	-50 à +250°C	±0,4%
2	CH2	Température de soufflage	Thermocouple Type K	-50 à +250°C	±0,4%
3	CH3	Température de l'air extérieur	Thermocouple Type K	-50 à +250°C	±0,4%
4	CH4	Température de sortie du canal humide	Thermocouple Type K	-50 à +250°C	±0,4%
5	CH5	Température de l'entrée du canal sec	Thermocouple Type K	-50 à +250°C	±0,4%
6	COM5.1	Température et humidité de l'entrée du canal sec	Capteur SHT3x	-40 à 125°C 0 à 100%	±0,2°C ±2%
7	COM5.2	Température et humidité de la sortie soufflage	Capteur SHT3x	-40 à 125°C 0 à 100%	±0,2°C ±2%
8	COM5.3	Température et humidité de la sortie du canal humide.	Capteur SHT3x	-40 à 125°C 0 à 100%	±0,2°C ±2%



(a) Capteur de température et d'humidité STH3x



(b) Thermocouple Type K



(c) Enregistreur de données GRAPHTEC GL800APS



(d) Enregistreur de données SENSIRION EK-H4



(e) Connexion avec l'ordinateur



(f) Thermomètre électronique



(g) Calibrage des thermocouples Scan Sense TC65M (h) Thermo-anémomètre à fil chaud Kimo VTS

Figure 4.20. Photographies des instruments de mesure : (a) capteur de température et d'humidité ; (b) Thermocouples de type K ; (c) Enregistreur de données GRAPHTEC GL800APS ; (d) Enregistreur de données SENSIRION EK-H4 ; (e) Connexion avec l'ordinateur ; (f) Thermomètre électronique ; (g) Calibrage des thermocouples Scan Sense TC65M ; (h) Thermo-anémomètre à fil chaud Kimo VTS.

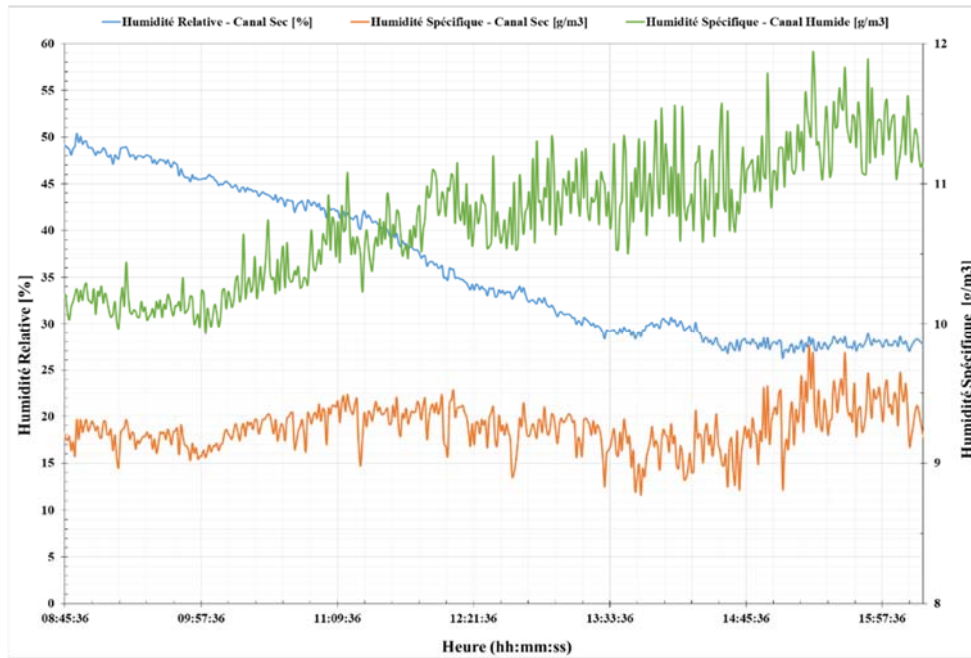
4.6 Tests :

- 1) L'enregistreur de données et l'ordinateur ont été allumés et tous les instruments et capteurs ont été inspectés pour garantir des lectures correctes.
- 2) Avant la mise en marche des ventilateurs, le réservoir était rempli d'eau et la pompe a été activée pour permettre l'humidification du substrat.
- 3) La température et l'humidité de la pièce ont été enregistrées.
- 4) Tous les composants électroniques (ventilateurs axiaux, pompe à eau,...) ont été vérifiés pour assurer un bon fonctionnement. Allumage des ventilateurs d'admission, de soufflage et d'extraction de l'air.
- 5) La température et l'humidité de l'air d'entrée du système ont été relevées au niveau du conduit d'entrée.
- 6) La circulation de l'air dans les conduits d'admission, d'alimentation et d'évacuation d'air a été contrôlée en ajustant les vitesses des ventilateurs correspondants. Le débit d'air de sortie (soufflage) et le débit d'air d'extraction du système étaient régulés par leurs ventilateurs respectifs.

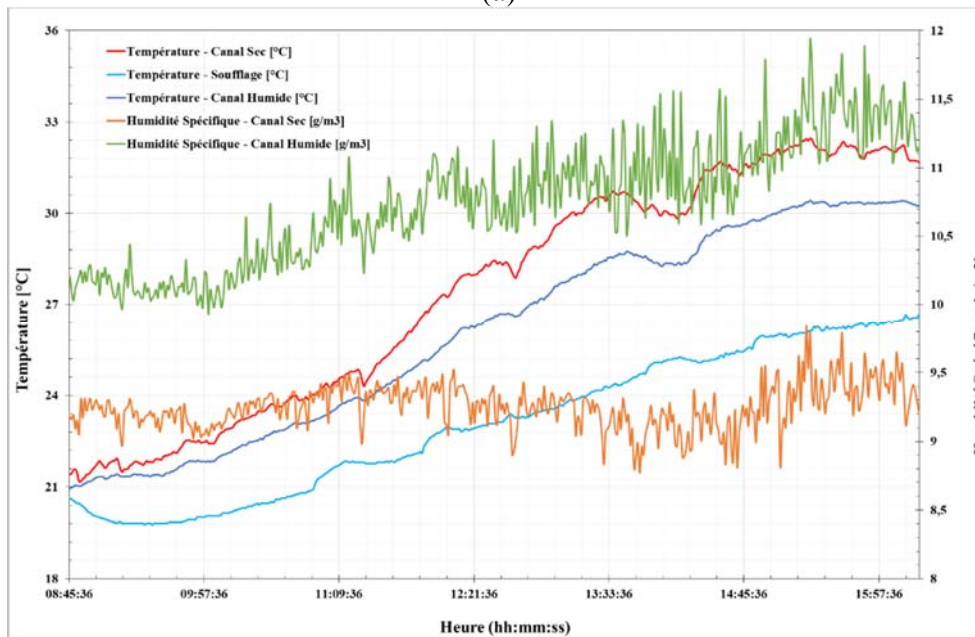
7) Avant le test, il a été permis au système de fonctionner pendant 30 minutes jusqu'à ce que la surface du substrat humide de l'échangeur de chaleur soit complètement mouillée.

8) En surveillant les résultats affichés sur l'ordinateur, une fois que les conditions d'air d'entrée se sont stabilisées pendant au moins 15 minutes, l'enregistreur de données a commencé à enregistrer les données lues par les thermocouples et les capteurs d'humidité connectés et à les renvoyer à l'ordinateur.

4.7 Résultats et discussion :



(a)



(b)

Figure 4.21. (a) Teneur en humidité relative et spécifique du canal sec et canal humide (b) profils expérimentaux des températures du canal sec, canal humide et du soufflage.

La figure 4.21 (a) montre l'évolution temporelle de l'humidité relative et de la teneur en humidité de l'air dans les canaux sec et humide ainsi que la teneur en humidité de l'air soufflé. On constate que l'humidité relative à l'entrée du canal sec, au début du test, a une valeur d'environ 50% et qui diminue au fur et mesure du fait des conditions extérieures qui prévalaient sur le site du test et de l'augmentation de la température à l'entrée (Figure 4.21 (b)). Nous remarquons aussi que l'humidité spécifique de l'air du canal sec évolue dans un intervalle compris entre 8,82 et 9,84 g/m³ et celle du canal humide évolue dans un intervalle compris entre 9,32 et 11,93 g/m³, ce qui indique une augmentation de la teneur en eau de l'air qui quitte le canal humide et qui est due à l'évaporation de l'eau contenue dans le substrat humide.

Sur la figure 4.21 (b) au début on constate que pour le canal humide, l'air secondaire (retour) est à la même température que celle de l'eau d'alimentation (21°C) ; sa température continue de monter doucement pendant une courte étape initiale (environ 20% de la longueur du canal). Ensuite, et au fur et à mesure que le transfert de chaleur s'établit dans le canal sec, elle augmente d'une façon graduelle en raison du transfert de chaleur provenant du canal sec. Concernant la température de la surface de la paroi humide, elle continue d'augmenter à cause de la chaleur du flux d'air dans le canal humide qui est causée par la fraction de l'air provenant du canal sec.

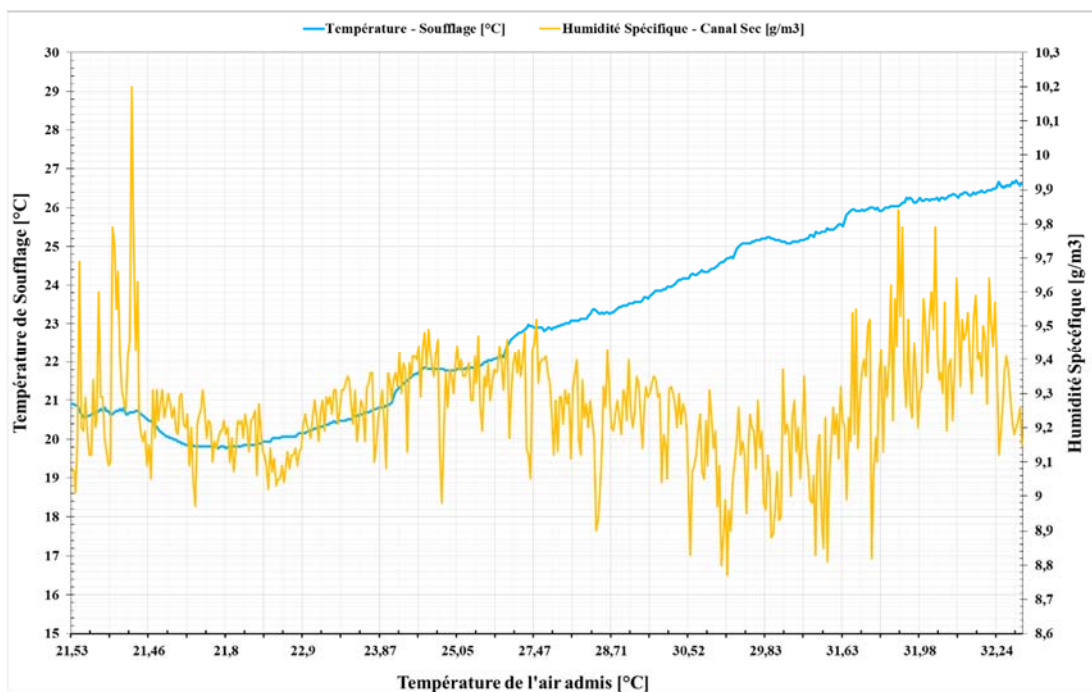


Figure 4.22 : température de soufflage et l'humidité spécifique par rapport à la température de l'air admis

La figure 4.22 montre les résultats obtenus en utilisant les conditions expérimentales de l'air d'admission sur les températures de soufflage et de l'air du canal humide ainsi que leurs

niveaux d'humidité spécifique. On remarque que l'augmentation de la température et de l'humidité de l'air d'entrée augmente la température de l'air de sortie ainsi que sa teneur en humidité. Un changement de $0,16\text{g/m}^3$ d'humidité d'entrée peut provoquer un changement de $3,14^\circ\text{C}$ de la température de sortie tandis qu'un changement de $1,12^\circ\text{C}$ de la température de l'air d'entrée donne une différence d'environ $0,39^\circ\text{C}$. Ce qui confirme que le principal facteur affectant l'état de l'air à la sortie du système (Soufflage) est l'humidité de l'air d'entrée.

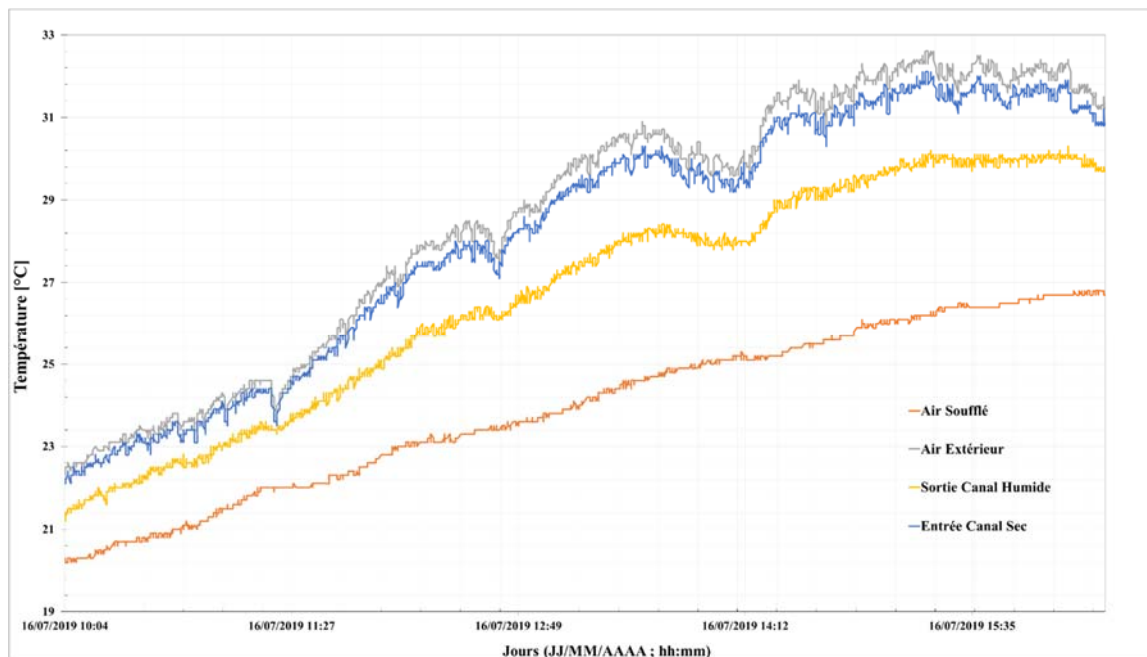


Figure 4.23. Variations de température du bulbe sec d'admission, de l'entrée du canal sec, de la sortie de l'air soufflé et de l'air rejeté du canal humide avec le temps

La Figure 4.23 montre le processus des variations de température du bulbe sec d'admission, de l'entrée du canal sec, de la sortie de l'air soufflé et de l'air rejeté du canal humide avec le temps. L'écart de température entre l'air admis à l'entrée du canal sec et l'air de sortie (soufflage) du système est maintenu constant, entre 4 et 6°C de différence, et il apparaît que la température du bulbe sec de l'air de sortie du canal humide est sensible à la température du bulbe sec de l'air admis à l'entrée. Cette sensibilité peut être en partie due au fait que le débit d'air qui parcourt le canal humide est une fraction de l'air d'admission dans le canal sec. En d'autres termes, la température du bulbe sec de l'air d'admission a un effet sur le transfert de chaleur latente du système de rafraîchissement du point de rosée.

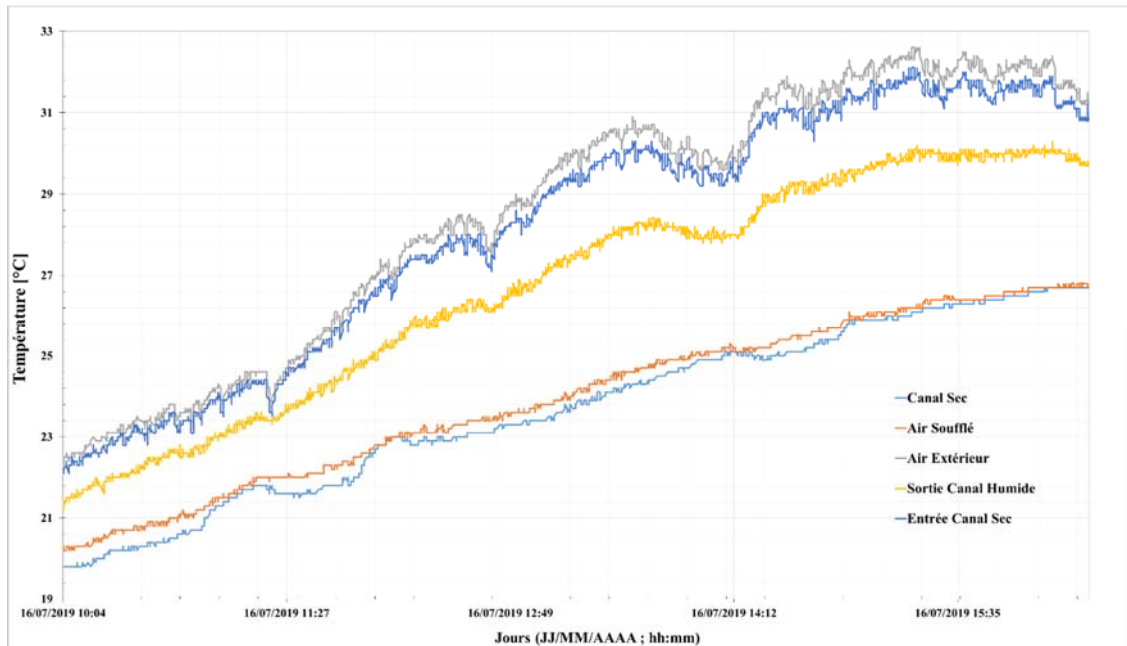


Figure 4.24. Variations des températures de l'air admis, de l'air à l'entrée du canal sec, de l'air à l'intérieur du canal sec, de l'air de sortie (soufflage) et de l'air de rejet du canal humide pendant une période d'état transitoire

Figure 4.24 montre les variations des températures de l'air admis, de l'air à l'entrée du canal sec, de l'air à l'intérieur du canal sec, de l'air de sortie (soufflage) et de l'air de rejet du canal humide pendant une période d'état transitoire. Il y avait une légère augmentation des températures de sortie (soufflage) et de l'air de rejet du canal humide avec l'augmentation de la température de l'air admis et à l'entrée du canal sec. Comme remarqué précédemment (figure 4.23), la température de l'air à l'intérieur du canal sec est légèrement inférieure à la température de soufflage. Ceci est dû au fait que le débit faible de soufflage faisait que sa température gagnait légèrement quelques degrés dès la sortie du système.

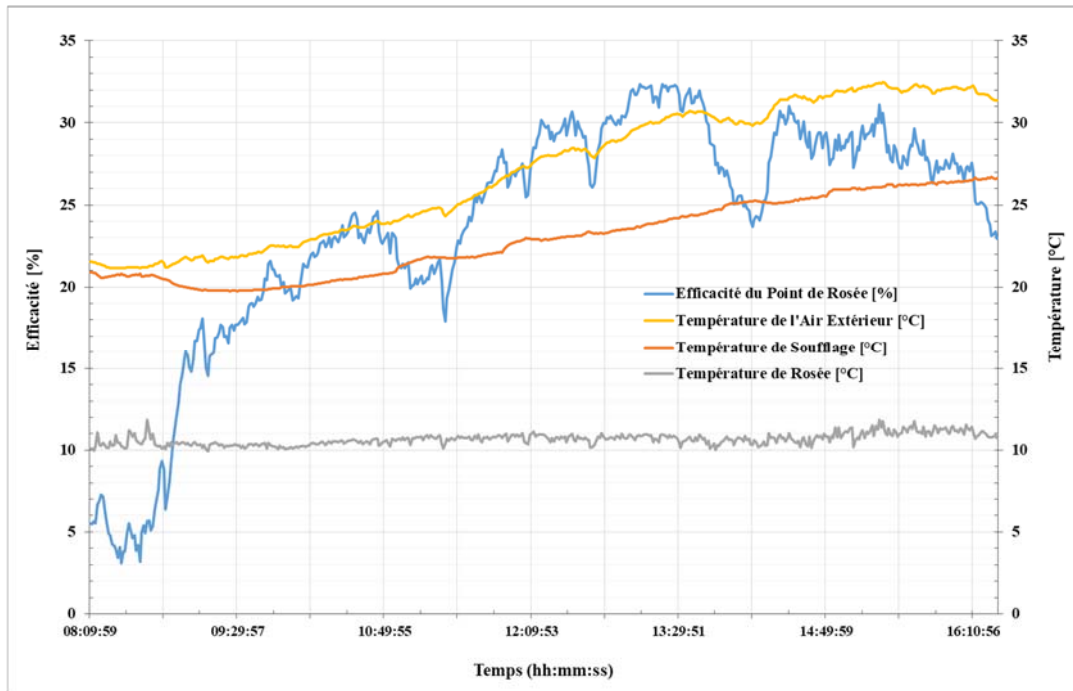


Figure 4.25. Efficacité du point de rosée par rapport aux températures d'entrée, de soufflage et de Rosée.

Sur la figure 4.25 nous remarquons que l'efficacité du point de rosée est proportionnelle à la différence entre les températures de l'air extérieur (T_{in}) et de celle de soufflage (T_{out}), et inversement proportionnelle à différence entre les températures de l'air extérieur (T_{in}) et de celle du point de rosée (T_{dp}). Les valeurs de l'efficacité du point de rosée obtenues se situent entre 3,11 et 32,33 %.

Une réduction de la température de soufflage a été constatée avec une différence de température entre l'air extérieur et l'air soufflé variant entre 4 et 6°C.

Les résultats obtenus lors de ces essais ont permis d'établir aussi bien les avantages du système que ses faiblesses.

Les premiers se résument comme suit :

- Pendant les essais le système a prouvé qu'il avait un potentiel de rafraîchissement de l'air en faisant baisser sa température et en gardant une différence comprise entre 4 et 6°C, entre l'air admis et l'air soufflé.
- Plus la différence de température entre le bulbe sec et le point de rosée est grande plus la capacité de faire baisser la température de l'air soufflé est optimale. Cette différence de températures est importante pour la conception d'un système de rafraîchissement du point de rosée.
- La température du bulbe sec de l'air d'admission a un effet sur le transfert de chaleur latente du système de rafraîchissement du point de rosée.

- Il a été également constaté que le débit de l'air admis a une influence directe sur la température de soufflage. Pour un même ratio d'air secondaire (retour), plus on augmentait le débit d'écoulement de l'air dans le canal sec, plus grande était la valeur de la température de soufflage.

Quant aux défaillances affectant la performance effective du système, il a été enregistré les défauts suivants :

- Durant les tests effectués, des infiltrations de l'air, provenant de l'extérieur, à travers l'enveloppe et même à travers les gaines d'alimentation, d'extraction ou de soufflage qui ont influé négativement sur les résultats de l'expérimentation. En éteignant ou en réduisant la puissance, par exemple, du ventilateur d'extraction de l'air humide (Canal Humide) on remarque que le taux d'humidité de l'air soufflé augmente, ceci est dû au fait que l'air extérieur s'engouffre à l'intérieur du système par l'intermédiaire de la gaine d'extraction et provoque un inversement du sens de l'écoulement de l'air à l'intérieur du canal humide ce qui provoque l'augmentation du taux d'humidité de l'air soufflé. Ceci s'explique par le fait que la coque du système n'était pas entièrement étanche à l'air et pas suffisamment isolée thermiquement.

- Il a été constaté aussi que les emplacements du distributeur de l'eau d'alimentation, le collecteur d'eau excédentaire et le passage où une partie de l'air du canal sec est retourné dans le canal humide influent grandement sur la teneur en humidité de l'air soufflé ;

- Il a été aussi constaté une augmentation de la teneur en eau dans l'air produit (soufflage) due à la mauvaise étanchéité à l'air de l'enveloppe du prototype et aussi à l'humidité dégagée par le système de collecte et de récupération de l'eau en sortie du système.

- Un autre paramètre qui a affecté la performance du système est la méthode de collage du substrat humide (le feutre). Ce dernier n'était pas totalement collé sur la plaque séparant les canaux sec et humide (voir figure 4.14 (f)), ce qui a conduit à la formation de bulles d'air entre le feutre et la plaque. Ces bulles d'air ont créé des poches de résistances thermiques ce qui a réduit la surface d'échange de chaleur, et impacté négativement la température de soufflage.

Mais comme mentionné plus haut, le substrat n'était pas bien collé à cette plaque, qui est en contact avec le flux d'air dans le canal humide ce qui mène à cette augmentation de la température de soufflage au lieu de l'abaisser. Une autre conséquence de la présence de ces bulles d'air est la mauvaise répartition de l'eau dans le substrat humide ce qui a joué un rôle dans l'augmentation de la température de l'air de soufflage. Il faut savoir qu'à la fin du canal sec, l'air se divise en deux parties : la première est soufflée dans le local et la deuxième est

déviée dans le canal humide. Elle absorbe alors plus de chaleur provenant du canal sec ainsi que l'humidité provenant du côté du substrat humide due à l'évaporation de l'eau. Et justement à cause de la mauvaise répartition de l'eau dans le substrat humide le taux d'évaporation de l'eau est drastiquement diminué ce qui amène une réduction importante des échanges de chaleur à travers la paroi de l'échangeur et par conséquent une augmentation de la température de soufflage.

4.8 Conclusion :

Cette partie du travail expérimentale nous a permis d'analyser les différents composants d'un système RPEIndTr et leurs interactions avec les milieux dans lesquels ils seront employés. Les avantages de ce système ont été étudiés en les soumettant à des tests pour répondre aux exigences de transferts de chaleurs, de transferts de masse, de capacités hydrophiles.... etc.

Certaines observations sont résumées dans ce qui suit :

- parmi les types de métaux courants, l'acier inoxydable peut être utilisé comme revêtement étanche pour sa conductivité thermique élevée, sa bonne capacité de traitement thermique sa bonne résistance à la corrosion ; cependant son poids et sa découpe peuvent poser des problèmes de mise en œuvre.
- pour maximiser le transfert de masse dans le canal humide, la surface d'évaporation de l'échangeur de chaleur, à savoir le substrat humide, doit être recouvert d'un film d'eau mince uniformément réparti.
- il faut prendre en compte à la fois la résistance du matériau évaporatif et sa capacité de revêtement avec des matériaux imperméables sélectionnés.
- les propriétés de résistance et de capacité d'absorption d'eau sont considérées comme des caractéristiques importantes dans le choix du matériau qui va constituer le substrat humide. Les matériaux à structures fibreuses ont une capacité d'absorption et de rétention d'eau plus élevée que les autres types de matériaux testés.
- une épaisseur plus grande du substrat humide rendrait plus difficile et compliquée la circulation de l'air vu que la hauteur du canal humide est faible.
- une option sur une fibre appropriée est le compromis entre l'absorption d'eau (forces capillaires), la résistance thermique et l'épaisseur.
- pour un mode de fonctionnement vertical, il faut utiliser un débit d'alimentation d'eau adéquat pour garder le substrat humide (feutre) saturé en eau en permanence, ce qui exige un réglage précis du fonctionnement de la pompe d'alimentation en eau et des ventilateurs du système pour éviter que le substrat ne s'assèche rapidement. Si le débit de l'eau d'alimentation est important, on aura un excédent d'eau et d'humidité en sortie du système.

- en position verticale, il faut que la distribution de l'eau dans le feutre à travers la nourrisse soit d'une manière homogène, pour éviter la formation de zones sèches dans lesquelles on aura une réduction des transferts de chaleur du canal sec vers le canal humide.
- dans les canaux sec et humide, il faut une vitesse d'écoulement de l'air adéquate pour permettre à l'échange de chaleurs de s'établir d'une manière optimale entre le canal sec et le canal humide. Une trop grande vitesse empêcherait le transfert de chaleur de s'initier entre les canaux sec et humide et évacuerait de ce dernier, d'une manière plus rapide, l'air nécessaire pour absorber la chaleur et l'humidité provenant du canal sec.
- la température de l'eau d'alimentation a des effets réduits sur la température de soufflage.
- le rapport de l'air secondaire (retour) sur l'air soufflé est très important pour obtenir des valeurs optimales des températures de soufflages et de la capacité de rafraîchissement. En effet, un trop grand rapport peut donner des capacités de rafraîchissement idéales mais augmenterait la température de soufflage.

CHAPITRE V : EXEMPLE D'APPLICATION ABREGE DU SYSTEME RPEIndTr AU BATIMENT

La conception des bâtiments ainsi que les matériaux et techniques de construction utilisés pour son enveloppe revêtent une importance particulière et un grand pas vers l'économie d'énergie et ont un impact majeur sur le besoin de rafraîchissement mécanique et d'autres services énergétiques.

Dans la pratique, l'énergie n'est qu'un des nombreux facteurs pris en considération lors de la prise de décisions de conception la conception de l'espace. Cette dernière affecte le rapport de forme du bâtiment (rapport de l'espace intérieur à la surface du bâtiment) qui est un autre facteur important interagissant avec la vitesse de transfert la chaleur entre l'intérieur et l'extérieur et aux gains de chaleur solaire par les parois exposées.

Un grand nombre d'outils de simulation pour évaluer les performances énergétiques, les diagnostics environnementaux (tels que : hygrothermique, lumineux) et les stratégies à adopter dans la mise en forme du bâtiment sont disponibles malgré que dans leur forme actuelle ils ne sont toujours aisément accessibles aux concepteurs. A titre indicatif, l'évaluation de la performance du bâtiment passe par la compréhension des différents composants qui l'animent. Dans un projet collaboratif de l'Agence internationale de l'énergie (AIE) dans le cadre du programme Energy Buildings and Communities (EBC), Annexe 53 : « Consommation totale de l'énergie dans les bâtiments », les experts ont identifié que la consommation d'énergie dans les bâtiments est influencée par six facteurs. Ils se différencient en étant liés au climat, au bâtiment (enveloppe du bâtiment, équipement du bâtiment) et au comportement humain (fonctionnement et entretien, comportement des occupants, conditions environnementales intérieures), comme le montre la figure 5.1.

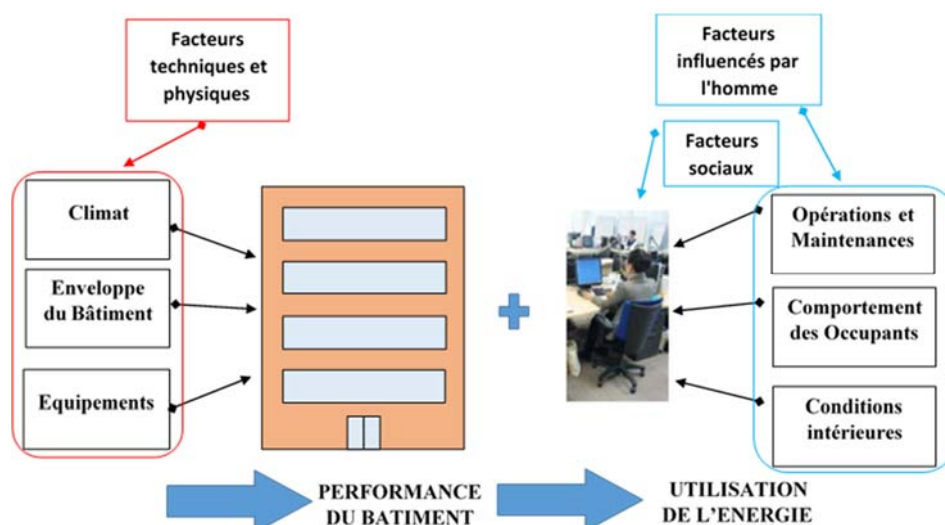


Figure 5.1. Les six facteurs influençant la consommation totale d'énergie dans les bâtiments, extrait de l'annexe 53.

La première difficulté pour la réalisation d'une simulation numérique est de trouver un environnement adapté aux objectifs de l'étude. Cette méthode, et plus précisément les simulations thermiques dynamiques (STD), est utilisée pour étudier les besoins et la consommation énergétiques du bâtiment et pour analyser le comportement de l'environnement intérieur (ou éventuellement extérieur) et d'établir une plage de valeurs en adéquation avec celles de référence.

La STD est très pertinente pour les prospections environnementales en architecture et le processus de son fonctionnement est présenté dans la figure 5.2. Le code de calcul, qui permet de résoudre les équations du modèle de comportement thermique-énergétique du bâtiment implémenté et rend les résultats est alimenté par la description du problème fourni par l'utilisateur (à gauche dans la figure) qui comporte souvent (Bontemps, 2016) :

- Une *description du bâtiment*, dans laquelle on spécifie les dimensions et orientations des pièces, parois, vitrages, ouvrants...
- Une *description de l'environnement extérieur* du bâtiment (bâtiments et obstacles à proximité, albédo du sol aux alentours...) ainsi que les données de localisation (latitude, longitude et altitude).
- Une *description de l'enveloppe* du bâtiment, en indiquant la composition des parois, des vitrages, des portes... et les propriétés thermiques et optiques des matériaux qui les composent.
- Une *description des équipements* (chauffage, ventilation, eau chaude sanitaire, éclairage...) à travers les paramètres qui décrivent leur fonctionnement.
- Une *description des données externes* (météorologiques) *et internes* (scénarios/données de ventilation, occupation...).

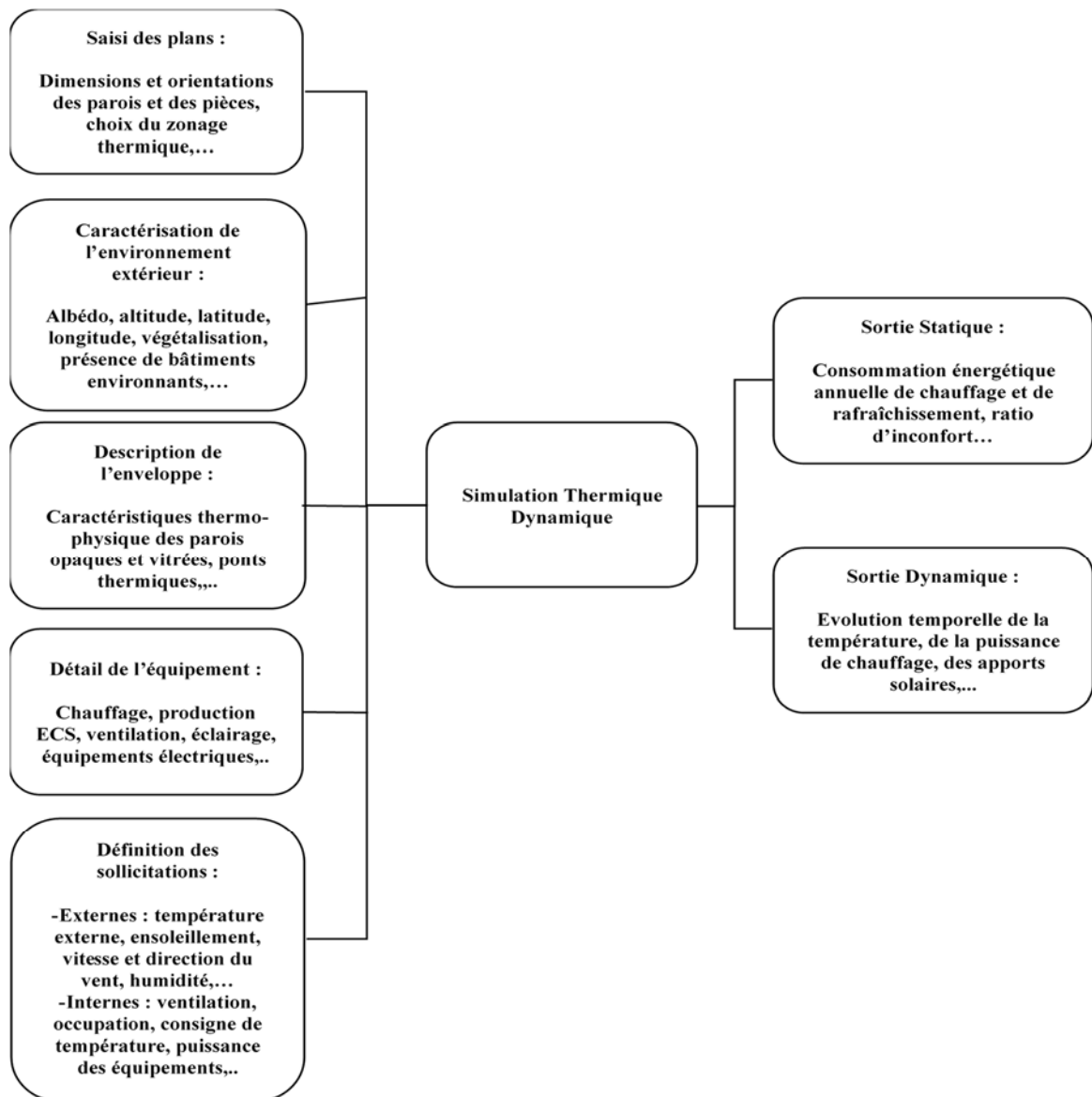


Figure 5.2. Fonctionnement de la STD (Bontemps, 2016)

On distingue des sorties dites statiques, telles que la consommation journalière, mensuelle ou annuelle d'énergie et taux d'inconfort et des sorties dynamiques, telles que l'évolution temporelle de la température de l'air dans les différentes pièces du bâtiment, les puissances de chauffage ou de rafraîchissement, les apports solaires instantanés...

L'objectif de cette dernière partie de la thèse consiste à illustrer comment à l'aide de l'outil STD, on procède à l'évaluation des besoins énergétiques en rafraîchissement de l'appartement d'étude pour connaître l'impact de l'utilisation d'un système RPEIndTR sur la réduction de ses exigences en climatisation et sur les températures intérieures de l'air des espaces conditionnés.

5.1 Indicateurs d'optimisation du système :

L'un des indicateurs qui consolide que le système installé est optimisé pour le milieu considéré est le confort thermique qui est défini comme «cette condition d'esprit chez

l'homme qui exprime la satisfaction de l'environnement thermique » (norme ANSI/ASHRAE 55). Ce qui veut dire qu'une personne portant une quantité normale de vêtements ne ressent ni trop de fraîcheur ni trop de chaleur. Ceci peut être réalisé lorsque la température de l'air, l'humidité et le mouvement de l'air se situent dans la plage appelée « zone de confort».

L'indicateur de confort thermique le plus couramment utilisé est la température de l'air qui doit être aussi être associée à d'autres facteurs environnementaux (Température de l'air, Température radiante moyenne, Humidité relative, Vitesse de l'air...) et personnels (Isolation des vêtements, Chaleur métabolique...). Ces facteurs à priori indépendants les uns des autres, interfèrent ensemble sur le confort thermique ressenti par une personne.

Un autre indicateur pour l'optimisation de l'enveloppe et de l'installation de rafraîchissement est l'utilisation de certaines stratégies de conception de bâtiments qui sont appropriées selon leurs implémentations dans les différents climats. Cela s'applique en particulier aux bâtiments dominés par l'enveloppe tels que les maisons, les écoles, les petits magasins et les petits bureaux où il y a des charges internes basses (par opposition aux bâtiments dans lesquels les charges internes dominent comme les grands bureaux, les usines et les hôpitaux).

Étant donné que les codes énergétiques exigent des types de bâtiments légèrement différents dans chaque zone climatique, il est important pour les personnes qui conçoivent, construisent ou entretiennent ces bâtiments de comprendre les attributs spécifiques de leur climat et ce qu'il implique comme exigences pour assurer des conditions de confort thermique sans surconsommation énergétique.

5.2 Exemple d'application au bâtiment :

L'étude de cas représente un appartement de type F4 (Figure 5.3) situé au dernier niveau d'un immeuble semi-collectif situé dans le Nord –Est de l'Algérie (Constantine) de forme cubique (figure 5.4) et d'une surface habitable de 114,66 m² par chaque niveau (RDC, 1^{er} étage et 2^{eme} étage), implanté sur un terrain en légère pente.

Cette géométrie donne un coefficient de compacité (rapport surfaces 'déperditives' ou 'des pertes thermiques' de l'enveloppe et du volume habitable) de 0,515.

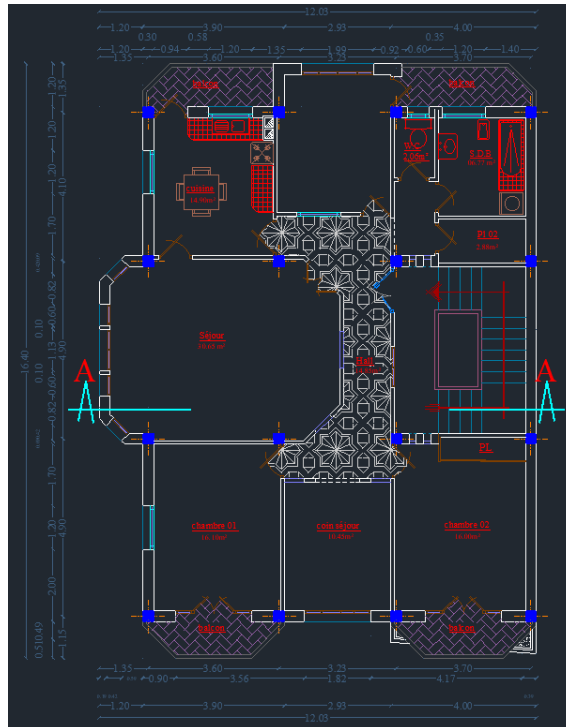


Figure 5.3. Le cas d'étude (Appartement type T-4 ou F-4)

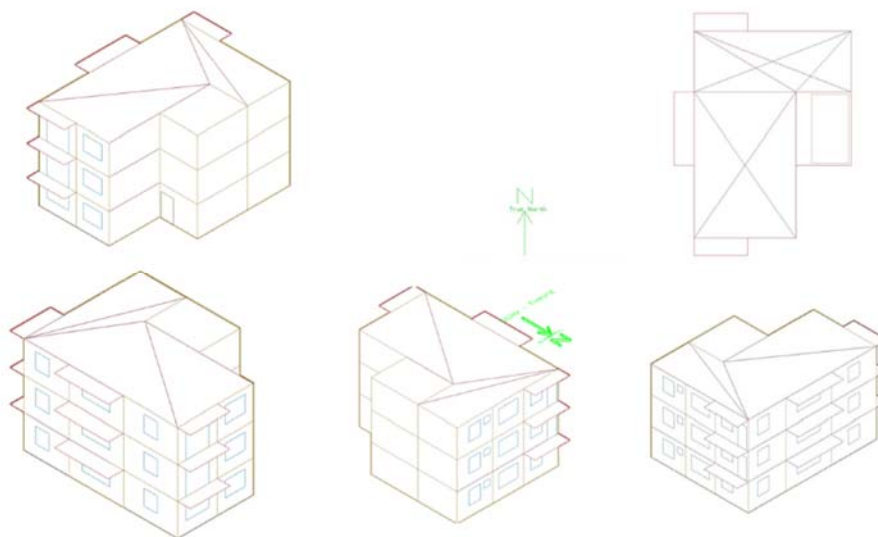


Figure 5.4. Modèle du bâtiment

L'appartement a été conçu afin de minimiser les besoins énergétiques pendant la saison de chauffage et de rafraîchissement. En ce qui concerne l'enveloppe, les matériaux sont définis dans le tableau E.1 et la composition des parois dans le tableau E.2 insérés en Annexe E. Les propriétés thermiques des parois sont données dans le tableau 5.1 et les fenêtres sont toutes dotées d'un double vitrage avec un espace de 13 mm rempli d'argon (Tableau 5.2).

Tableau 5.1. Propriétés thermiques des parois

Type de parois	U [W/ m ² K]	Résistance Thermique [m ² K/W]
Murs extérieurs	0,343	2,91
Murs intérieurs	2,260	0,44
Plancher	2,199	0,454
Plafond	2,498	0,4
Terrasse Inaccessible	2,912	0,34
Plancher Sol	0,526	1,90

Tableau 5.2. Propriétés du vitrage

	Epaisseur [m]	transmission lumineuse	Conductivité Thermique [W/m ² K]	Facteur de réflexion solaire	Emissivité Infrarouge
Claire	0,003	0,837	0,9	0,075	0,84

Le bâtiment est également équipé d'écrans solaires, de rideaux intérieurs et de stores permettant d'optimiser le confort thermique en été (type méditerranéen continental) via le contrôle de l'ensoleillement direct et par conséquent l'amointrissement des gains solaires générateurs de problèmes de surchauffe.

5.2.1 Rappel Zone de Confort d'été pour la région de Constantine :

La zone de confort d'été pour la région d'implantation du cas d'étude (soit Constantine) est définie par la température du bulbe sec, par l'humidité (dans certains modèles également) et le type de vêtement saisonnier (le Clo). Cette zone englobe les états de l'air pour lesquels les occupants d'un espace ressentent un confort thermique (à l'intérieur ou à l'extérieur). Elle représente 13,1% (289 heures) des états de l'air pour la période estivale et elle est comprise entre 24 et 28°C (Figure 5.5). Cependant, le modèle de confort adopté aura un effet énorme sur le nombre d'heures qui entrent effectivement dans la zone de confort (voir Annexe F).

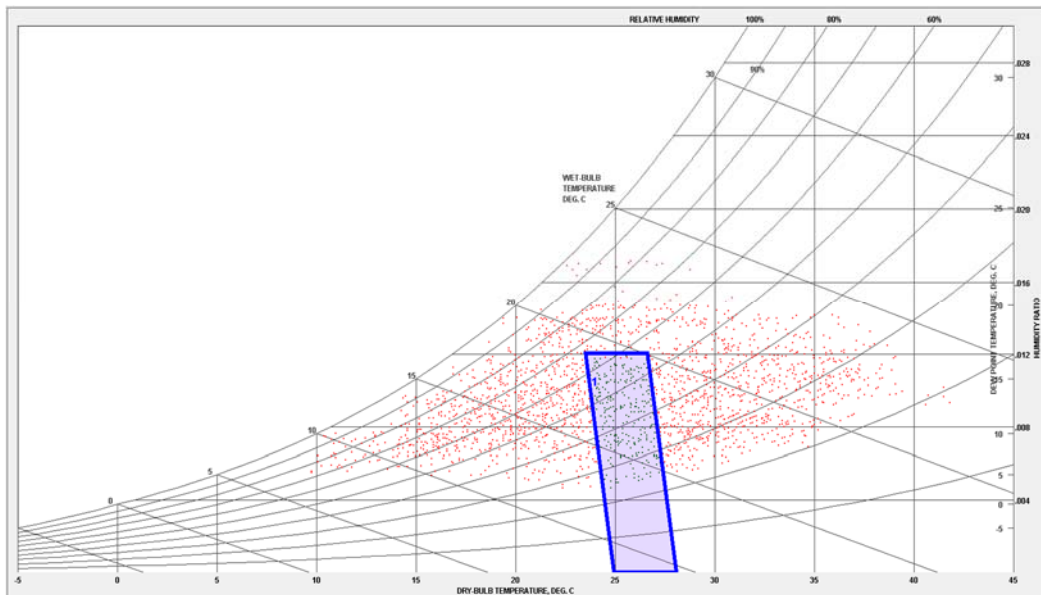


Figure 5.5. Zone de confort pour une activité modéré et un habillement d’été, selon l’ASHRAE Handbook of Fundamentals Comfort Model, superposées au climat de Constantine (Climate Consultant)

5.2.2 Application de la stratégie de rafraîchissement avec le système RPEInd :

Comme précédemment défini dans le chapitre 3, en utilisant le système par évaporation indirecte, on a un plus grand nombre de points qui est englobé par la nouvelle ligne qui a été introduite (Figure 5.6) avec une augmentation du nombre d’heures de confort de 23% (506 heures), ce qui donne une valeur totale de 36% (795 heures).

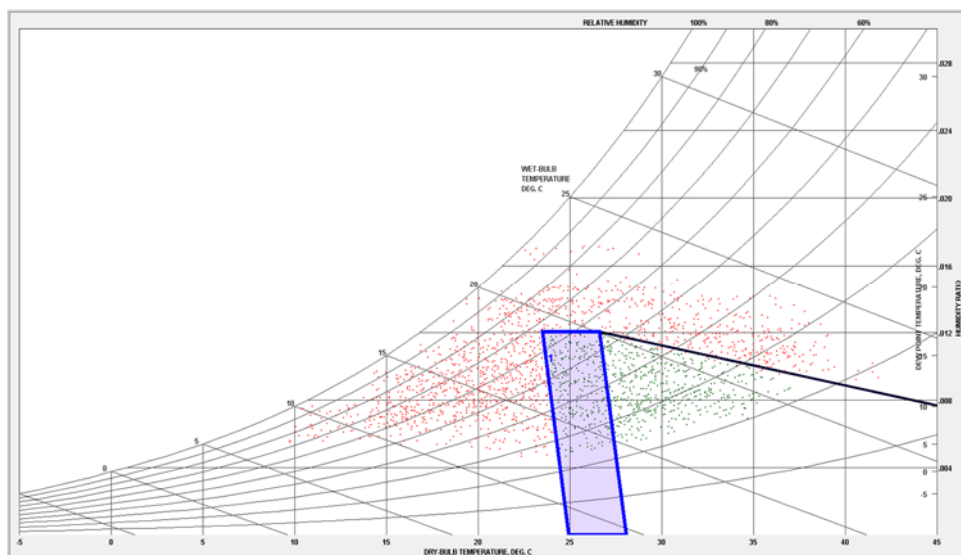


Figure 5.6. Zone de confort pour une activité modéré et un habillement d’été, selon l’ASHRAE Handbook of Fundamentals Comfort Model et en utilisant le système RPEInd, superposées au climat de Constantine (Climate Consultant)

Notez que le nombre total d'heures indiqué ne correspond pas nécessairement à la quantité d'énergie utilisée par le système de rafraîchissement, qui est, dans notre cas, déterminée par sa capacité, ses dimensions et par les caractéristiques de la construction. Par exemple, si les parois ont une inertie thermique importante, l'espace intérieur sollicitera moins d'énergie

pour assurer le confort. Ainsi, la lecture de zone de confort ne permet pas de dimensionner avec précision la capacité du système mais elle permet une estimation approximative des besoins en rafraîchissements.

5.3 Hypothèses de modélisation

Pour modéliser l'exemple d'application, l'outil 'logiciel TRNSYS' a été adopté afin de procéder à la simulation thermique dynamique en intégrant toutes les caractéristiques de l'environnement d'étude et de ses besoins en rafraichissement. L'étude menée est de type mono zone avec une prise en compte des variables d'emplacement, des matériaux de construction, de l'architecture globale.

L'appartement a été modélisé et intégré dans le logiciel (Figure 5.7), en fournissant les informations sur les matériaux de construction, le type de vitrage, l'orientation, la composition des parois, la température de consigne... etc. Un fichier météo pour le climat de la région de Constantine, généré par le logiciel Meteonorm 7, est utilisé. Cette ville est située à environ 17,7 km de l'emplacement du bâtiment.

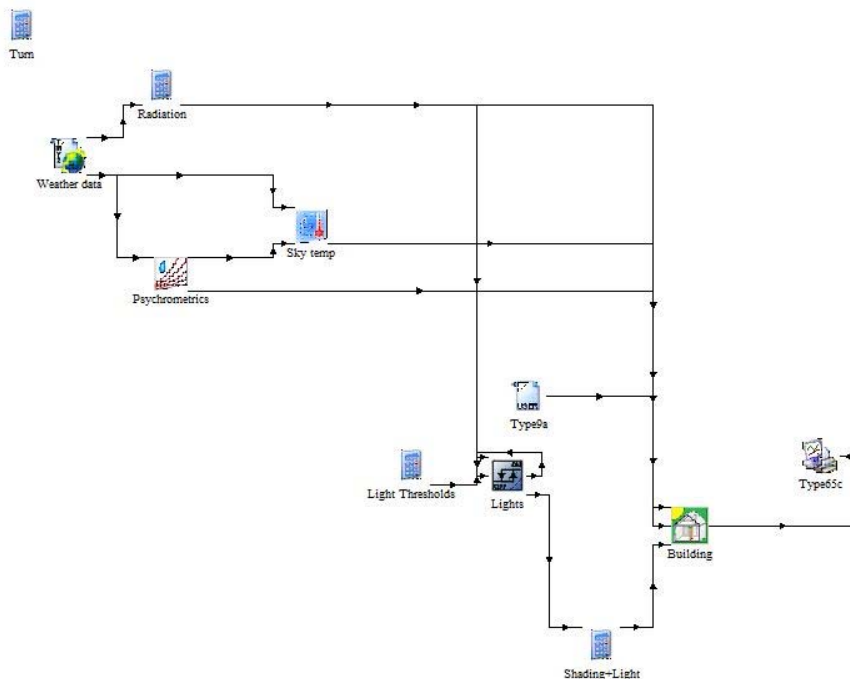


Figure 5.7. Schéma d'implémentation

Spécificités de la modélisation :

- Limiter l'étude aux besoins en rafraîchissement de l'appartement et l'impact de l'utilisation du RPEIndTr dans la réduction de ces besoins.
- Les zones de l'appartement à conditionner sont le séjour, les deux chambres et le coin séjour dont les orientations, dimensionnement et taux d'occupation sont intégrés respectivement dans les tableaux 5.3, 5.4 et 5.5.

Tableau 5.3. Orientation des pièces

	Séjour	Chambre 1	Coin Séjour	Chambre 2
Orientation globale	Ouest	Ouest et Sud	Sud	Est et Sud
Parois avec vitrage	Ouest	Sud	Sud	Sud
Parois opaque	/	Ouest	/	Est

Tableau 5.4. Dimensions des locaux

	Séjour	Chambre 1	Coin Séjour	Chambre 1
Surface [m ²]	30,65	16,10	10,45	16,00
Hauteur [m]	2,69	2,69	2,69	2,69
Volume [m ³]	82,4485	43,309	28,1105	43,04

Tableau 5.5. Taux d'occupation des pièces

Paramètres	Valeur			
	chambre 1	Chambre 2	Coin séjour	séjour
Nombre de personnes	2	1	1	2
Période d'occupation	19h- 8h Sauf weekend (17h – 8h)	19h- 8h sauf weekend (17h – 8h)	8h-19h sauf weekend (12h – 17h)	8h-19h sauf weekend (12h – 17h)

- Période de simulation Juin – Juillet – Aout.
- Le système de rafraîchissement mécanique en Appoint.
- La température de consigne est programmée à 26°C
- Application du taux de brassage pour le rafraîchissement et voir son effet sur la réduction des besoins :
 - ✓ Changement d'un volume par heure
 - ✓ Changement de deux volumes par heure
 - ✓ Changement de trois volumes par heure

Remarque : Un taux de brassage est l'indication du nombre de fois où le volume d'air d'un local est remplacé, pour des raisons d'aération, de chauffage ou de rafraîchissement. Le taux de brassage est le nombre de volume du local brassé ou renouvelé par heure (Vol/h). C'est un débit d'air qui s'exprime en m³/h. Il donne une valeur qualitative par exemple à un renouvellement d'air neuf. Pour un rafraîchissement correct, un débit de climatiseur ou de centrale d'air avec un taux de brassage de 8 vol/h est un chiffre habituel.

Avec des charges thermiques plus importantes, par exemple pour climatiser une salle informatique, un taux de brassage de 20 vol/h peut constituer le débit des armoires de rafraîchissement.

Lors d'un calcul de puissance de rafraîchissement il faudra toujours vérifier que le taux de brassage se situe à une valeur minimum qui permet de balayer le volume, quitte à surdimensionner les équipements en puissance. A contrario, l'installation de systèmes avec un

débit insuffisant, peut permettre une puissance correcte mais pourrait aussi se diffuser dans le volume brassé.

Selon les besoins (en tant qu'équipement d'appoint ou principal pour le rafraîchissement intérieur), en fonction de l'emplacement de l'installation et des conditions climatiques associées, le système de rafraîchissement par évaporation du point de rosée pourrait être une unité autonome qui serait placée individuellement dans une maison, un magasin ou un immeuble de bureaux (figure 5.7 (b)), ou être intégrée comme une composante d'une unité centrale. Cette dernière application permettrait à l'air d'être traité centralement et acheminé vers des espaces individuels via un système de conduits (figure 5.7 (a)).

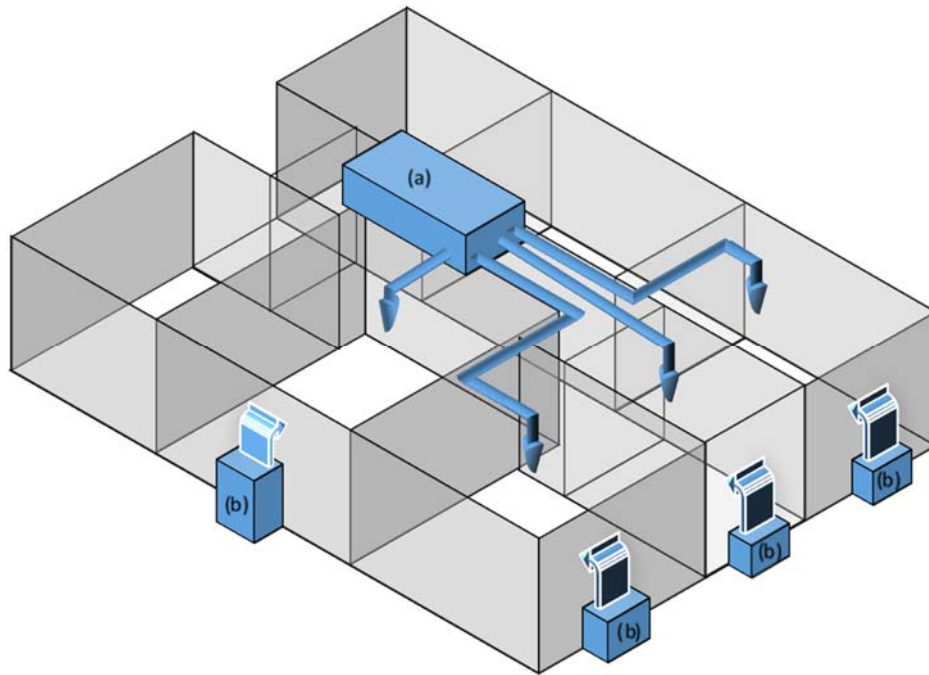


Figure 5.8. Configurations d'emploi du système (a) comme composante d'une unité centrale (b) comme composante d'une unité autonome ou split

5.4 Résultats et discussion :

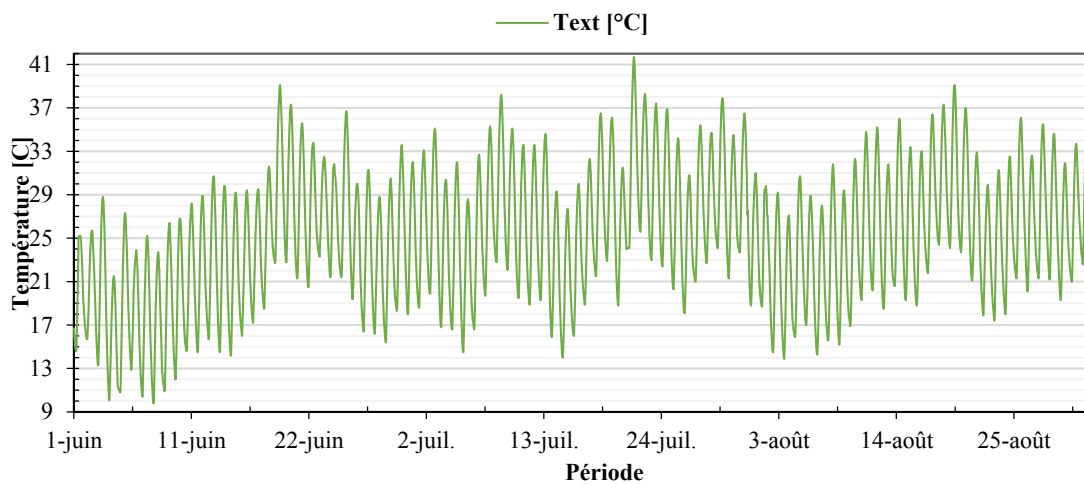


Figure 5.9. Température extérieure pour toute la période (Juin-Juillet-Aout)

La figure 5.9 montre l'évolution de la température extérieure pendant toute la période de Rafraîchissement, les températures oscillent entre un minimum de 9,8°C (4 Juin) et un maximum de 41,7°C (21 Juillet).

➤ **Résultats obtenus sans faire intervenir aucun système de rafraîchissement ou de rafraîchissement :**

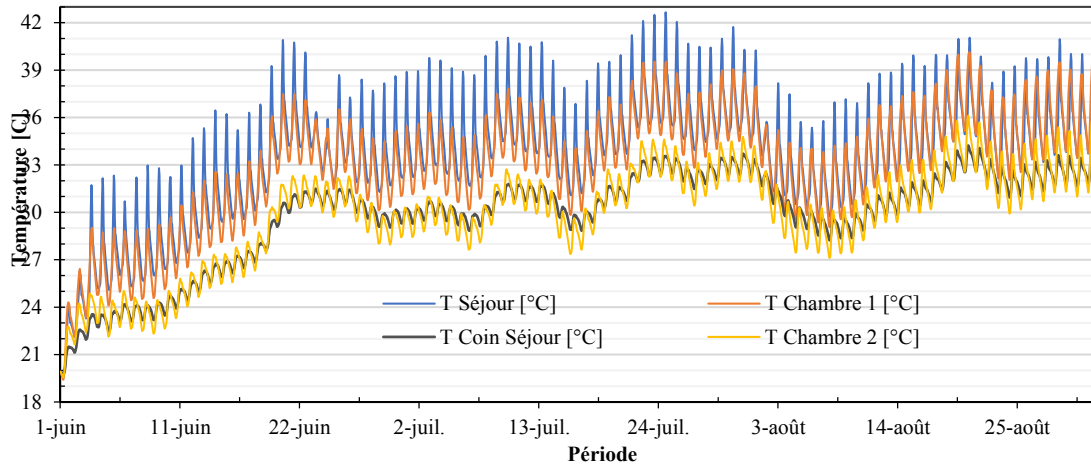


Figure 5.10. Températures intérieurs pour toute la période (Juin-Juillet-Aout)

La figure 5.10 montre les températures de l'air intérieur des différentes zones de l'appartement sans faire intervenir aucun système de rafraîchissement ou rafraîchissement on remarque que les températures sont comprises entre 19,52 et 42,65°C pour le séjour, entre 19,42 et 40,15°C pour la chambre-1, de 19,72 à 34,23°C pour le coin séjour et de 19,56 à 36,11°C pour la chambre-2. Avec des moyennes situées entre 29,83 et 33,65°C.

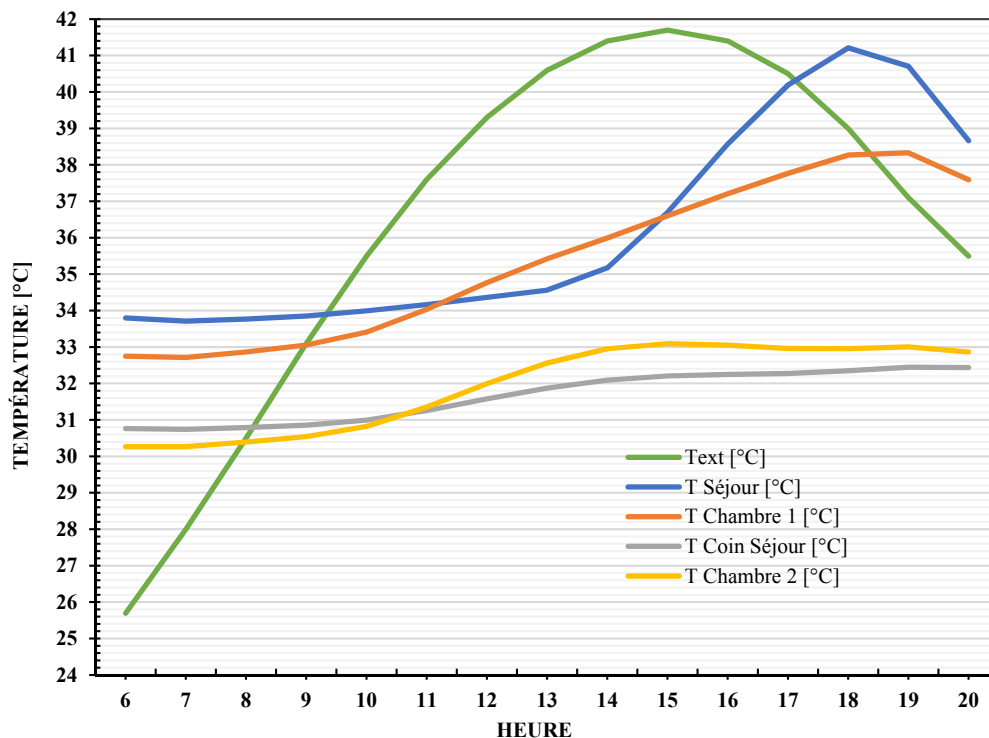


Figure 5.11. Comparaison des Températures Intérieures et extérieures pour le 21 juillet

La figure 5.11 montre l'évolution de la température intérieure pour la journée la plus critique de la saison estivale en comparaison avec la température extérieure. La température maximale est atteinte entre 17h et 19h pour le séjour et la chambre-1 (respectivement 41,21 et 38,33°C) et entre 13h et 16h pour le coin séjour et la chambre-2 (respectivement 32,25 et 33,10°C).

Ces résultats vont nous servir de températures de références pour évaluer l'impact de l'utilisation du système RPEInD à Température de rosée sur la réduction de la température de l'air intérieur.

➤ **Résultats obtenus en faisant intervenir le système RPEInDTr avec un débit de soufflage d'un volume/heure :**

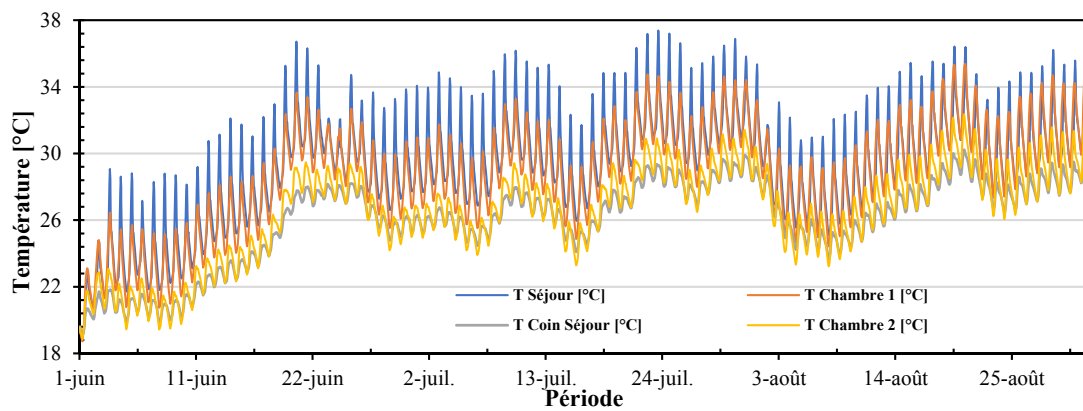


Figure 5.12. Températures intérieures pour toute la période (Juin-Juillet-Aout) avec un débit de soufflage de 1V/h.

En faisant intervenir le système de rafraîchissement par évaporation à point de rosée et en appliquant un débit de soufflage équivalent à un volume du local par heure, nous constatant une diminution des températures de l'air des différentes chambres, avec des valeurs comprise entre 18,83 et 37,38°C pour le séjour, entre 18,73 et 35,42°C pour la chambre-1, de 19,08 à 30,23°C pour le coin séjour et de 18,87 à 32,40°C pour la chambre-2. Avec des moyennes situées entre 26,04 et 29,34°C, et une baisse en moyenne de 3,34 à 4,31°C par rapport aux températures de références.

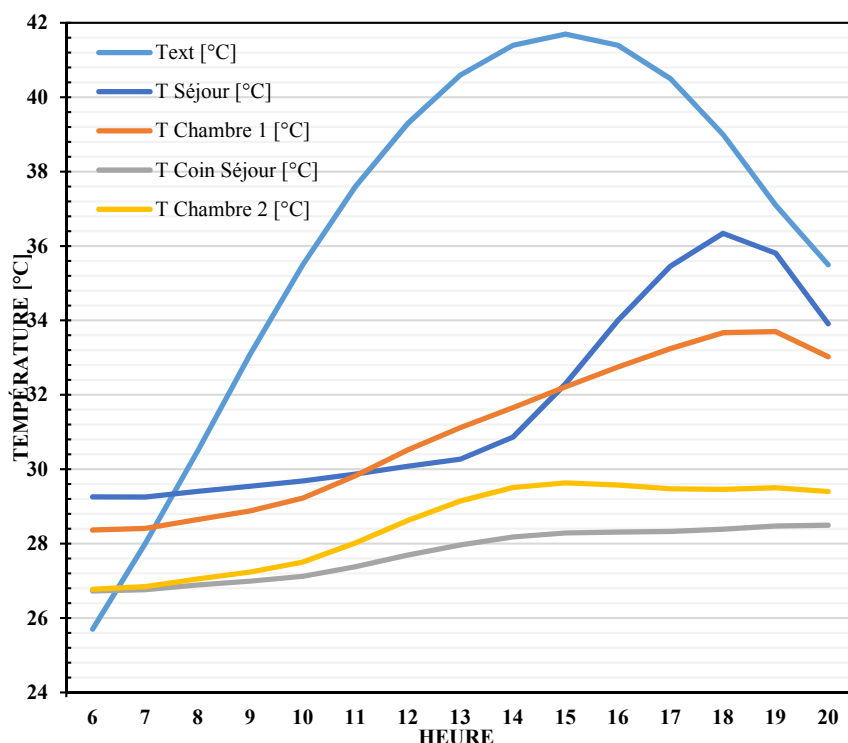


Figure 5.13. Températures Intérieures pour le 21 juillet avec un débit de soufflage de 1V/h
 Pour le jour le plus critique (figure 5.13), on constate que les températures de l'air intérieur ont subies des baisses avec des valeurs comprises entre 28,47 et 36,34°C et une différence moyenne de 2,8 à 4,87°C par rapport aux températures de références (Figure 5.11).

➤ **Résultats obtenus en faisant intervenir le système RPEInd à Température de rosée avec un débit de soufflage de deux volumes/heure :**

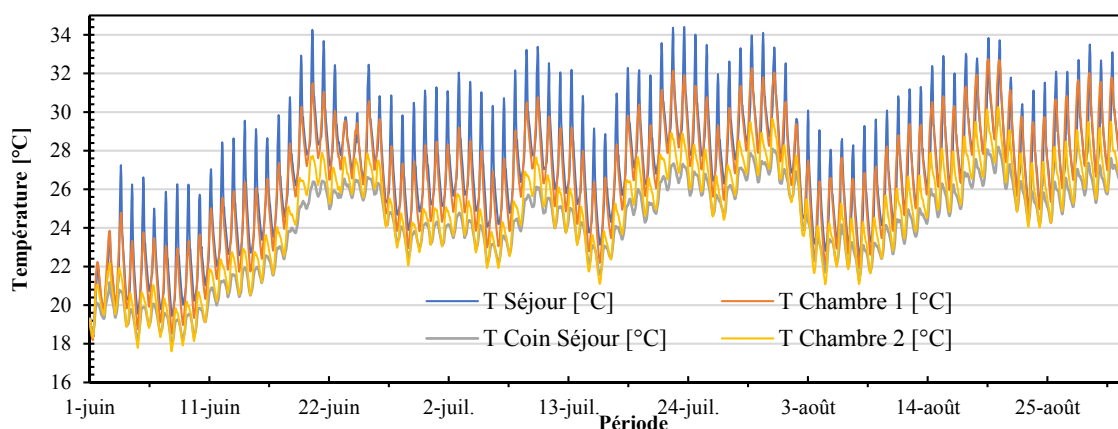


Figure 5.14. Températures intérieures pour toute la période (Juin-Juillet-Aout) avec un débit de soufflage de 2V/h

La figure 5.14 montre qu'en appliquant un débit de soufflage équivalent à deux volumes par heure, on obtient une diminution plus importante des températures de l'air des différentes chambres, avec des valeurs comprise entre 18,28 et 34,41°C pour le séjour, entre 18,19 et 33,93°C pour la chambre-1, de 17,93 à 28,33°C pour le coin séjour et de 17,61 à 30,52°C

pour la chambre-2. Avec des moyennes situées entre 24,11 et 26,64°C, et une différence en moyenne de 5,15 à 6,71°C par rapport aux températures de références (Figure 5.11).

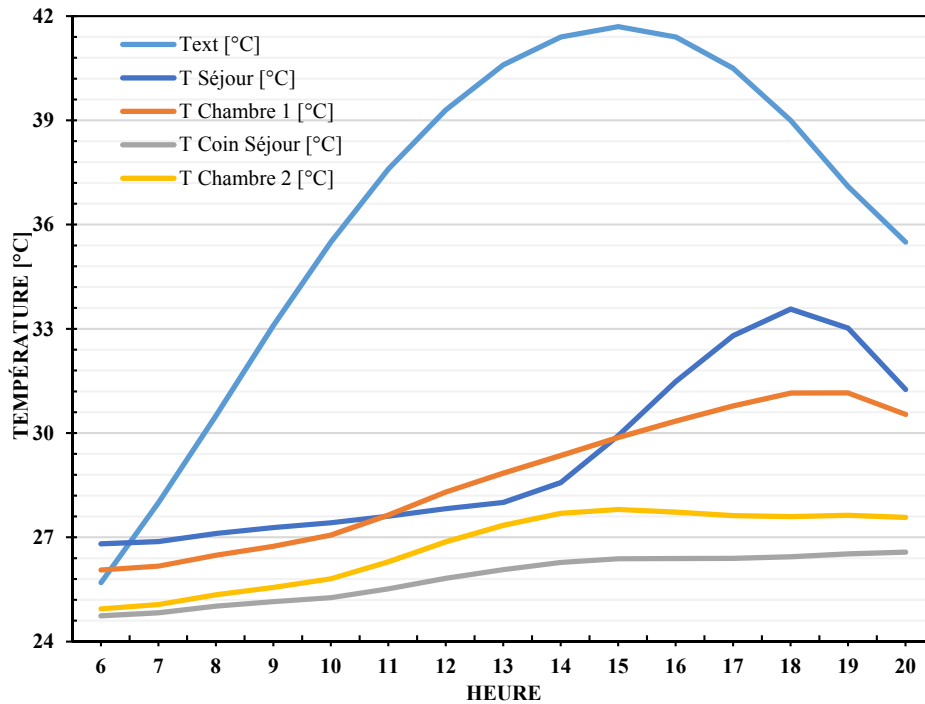


Figure 5.15. Températures Intérieures pour le 21 juillet avec un débit de soufflage de 2V/h
 Les températures de l'air pour le jour critique (Figure 5.15) sont encore plus basses que celles obtenues avec un taux de brassage d'un volume par heure, elle se situe maintenant entre 26,52 et 33,57°C et une différence comprise entre 4,64 et 7,64°C avec les températures de l'air ou aucun système n'est en fonctionnement (Figure 5.11).

➤ **Résultats obtenus en faisant intervenir système RPEInd à Température de rosée avec un débit de soufflage de trois volume/heure :**

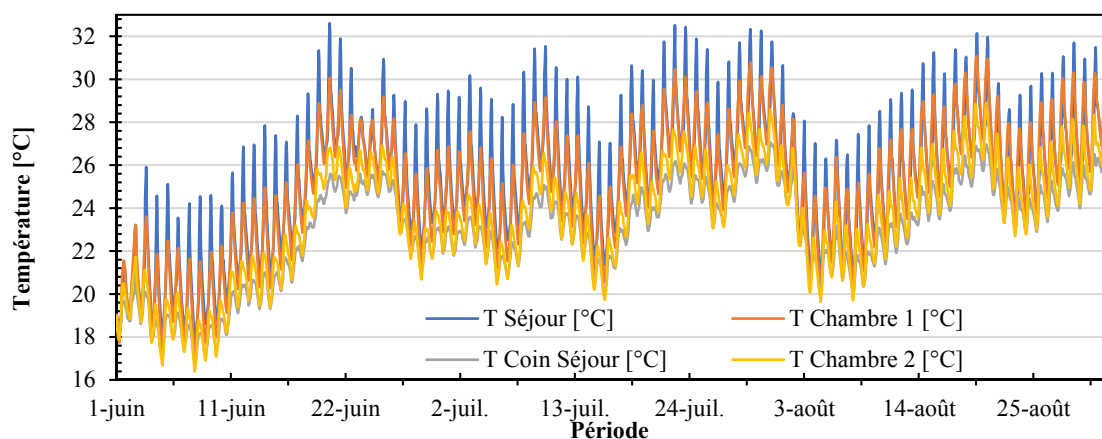


Figure 5.16. Températures intérieures pour toute la période (Juin-Juillet-Aout) avec un débit de soufflage de 3V/h

Sur la figure 5.16 on remarque que les températures de l'air intérieur des chambres et séjours ont subits une baisse plus importante par rapport aux valeurs de références et encore plus

que celle des taux de brassage précédemment utilisés. Elles se situent entre 17,83 et 32,60°C pour le séjour, de 17,06 à 31,34°C pour la chambre-1, entre 16,65 et 27,23°C pour le coin séjour et de 16,40 à 29,31°C pour la chambre-2, et une réduction en moyenne comprise entre 6,29 et 9,24°C par rapport aux températures de références (Figure 5.11).

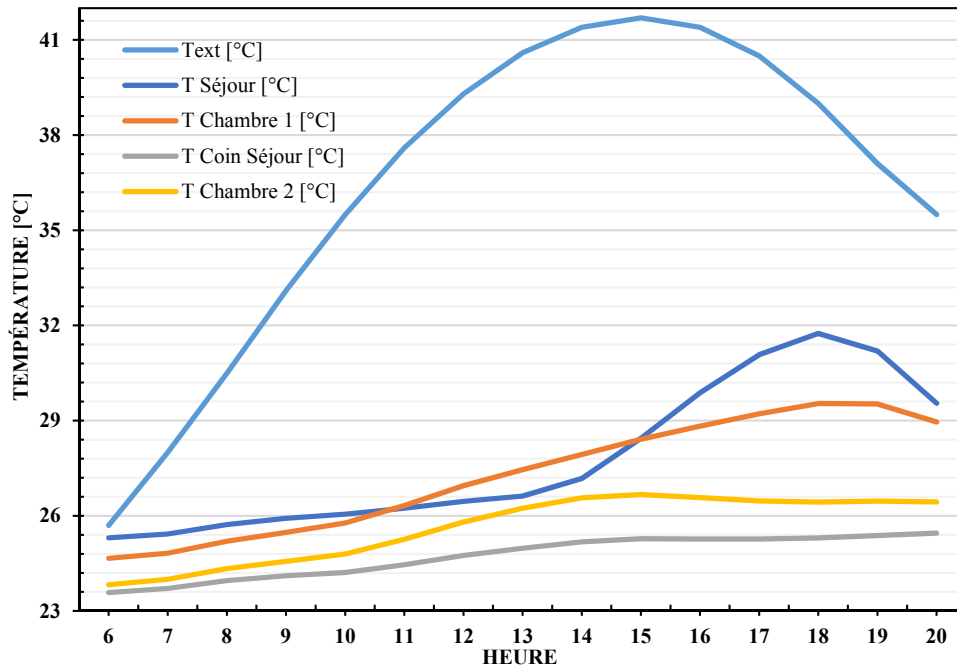


Figure 5.17. Températures Intérieures pour le 21 juillet avec un débit de soufflage de 3V/h Sur la figure 5.17 on constate que les températures de l'air intérieur des espaces considérés ont encore baissés avec des températures allant de 25,46 à 31,75 °C et une différence de 5,67 à 9,46°C par rapport aux températures de références (Figure 5.11).

❖ Besoins en rafraîchissement

Pour les besoins en rafraîchissement on a utilisés les mêmes taux de brassage appliqués précédemment et avec l'hypothèse que le RPEIndTr est utilisé comme système principal et le rafraîchissement mécanique en appoint :

➤ Système de rafraîchissement par évaporation à température de rosée à l'arrêt :

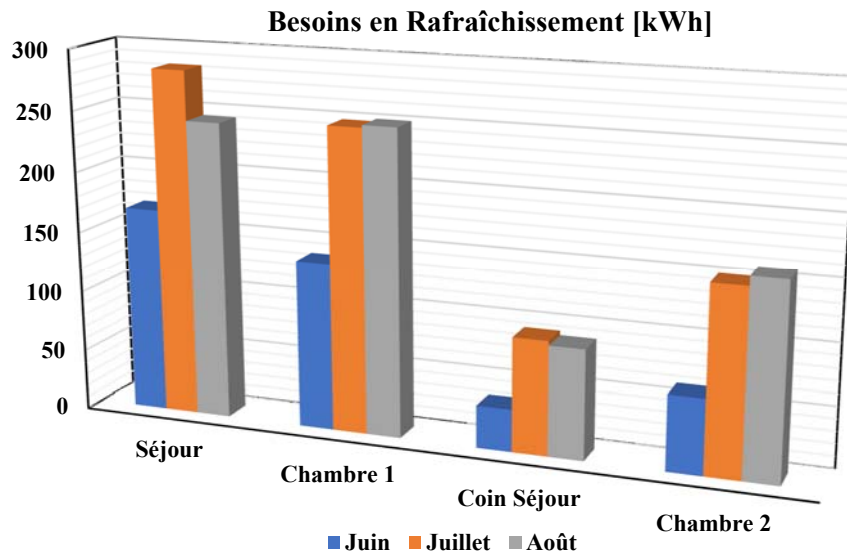


Figure 5.18. Besoins en Rafraîchissement [kWh]

La figure 5.18 montre les besoins en rafraîchissement pour chaque espace intérieur de l'appartement sujet au conditionnement de son air pour les mois de juin, juillet et aout. On remarque qu'en moyenne le mois de juillet est la période qui a les besoins les plus importants en rafraîchissement pour les différents espaces avec des valeurs qui se situent entre 93,23 et 284,40 kWh.

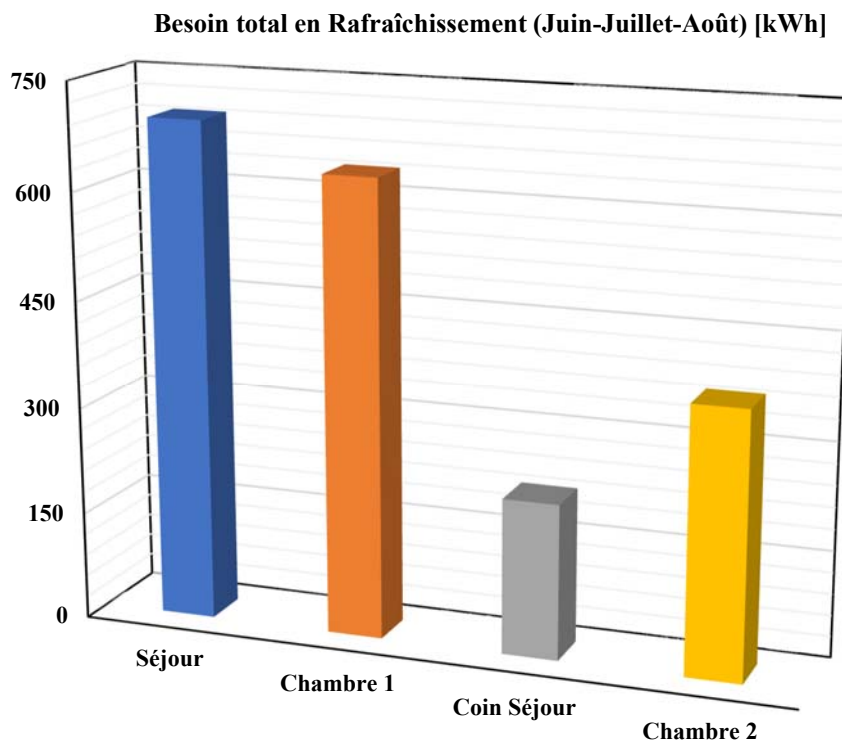


Figure 5.19. Besoin cumulé en Rafraîchissement (Juin-Juillet-Aout) [kWh]

Pour les besoins cumulés de la période estivale (figure 5.19), on remarque que le séjour est celui qui a les besoins les plus importants d'une valeur de 697,3 kWh, suivi par la Chambre-

1 avec une valeur de 636,10 kWh, de la chambre-2 avec 371,82 kWh et le coin séjour avec les besoins les plus bas, 218,01 kWh.

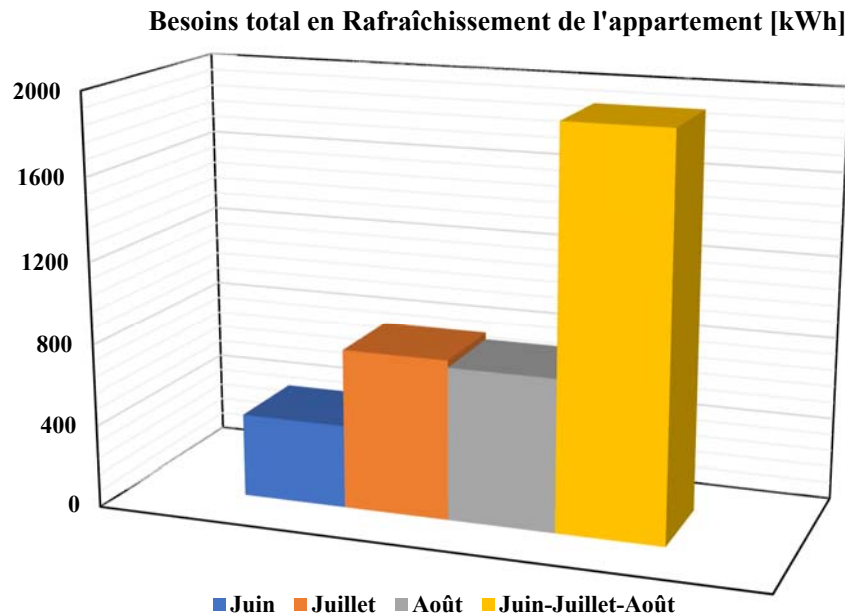


Figure 5.20. Besoins cumulés en rafraîchissement de l'appartement [kWh]

La figure 5.20 montre les besoins totaux en rafraîchissement de l'appartement pour chaque mois et pour la durée cumulée de la période estivale. Le mois de juillet est celui qui cumule la plus grande valeur avec un besoin de 776,93 kWh, suivi du mois d'Aout avec 743,04 kWh et du mois de juin avec 403,26kWh. Le cumul total pour toute la période estivale (Juin-Juillet-Août) est de 1923,23kWh.

Les valeurs obtenues dans ce cas (sans intervention du système RPEInd à Température de Rosée) serviront comme références pour les besoins en rafraîchissement de l'appartement.

- **Système de RPEIndTr en fonctionnement avec taux de brassage d'un Volume par heure :**

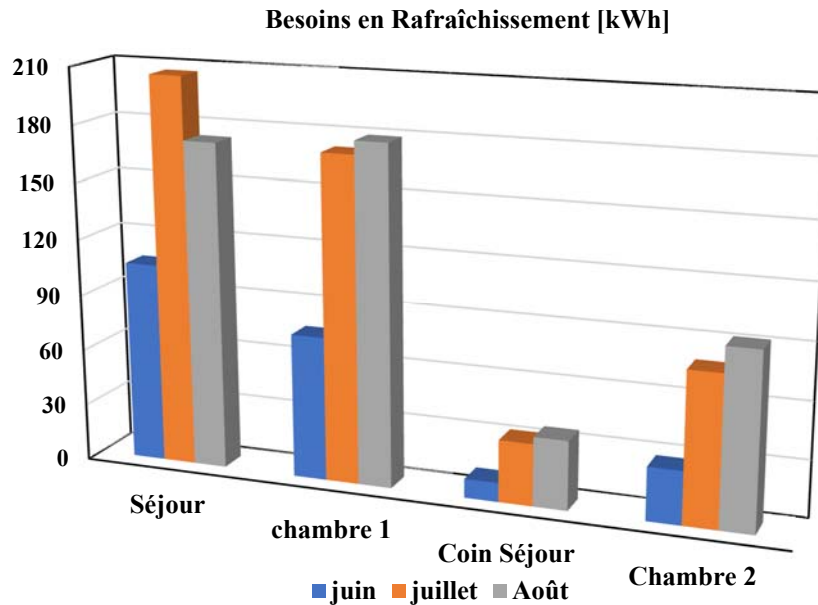


Figure 5.21. Besoins en Rafraîchissement avec un débit de soufflage de 1V/h [kWh]
 Sur la figure 5.21 on constate qu'en faisant intervenir le système RPEInd à Température de rosée avec un taux de brassage de 1 Volume/heure, on obtient des baisses des besoins en rafraîchissement pour chaque mois de la période de rafraîchissement par rapport aux besoins de références (figure 5.17). Ces baisses ont des valeurs comprises entre 62,3 et 78,10 kWh pour le séjour, entre 61,3 et 76,3kWh pour la chambre-1, de 24,99 à 60,55kWh pour le coin Séjour et entre 33,94 et 71,86kWh pour la chambre-2.

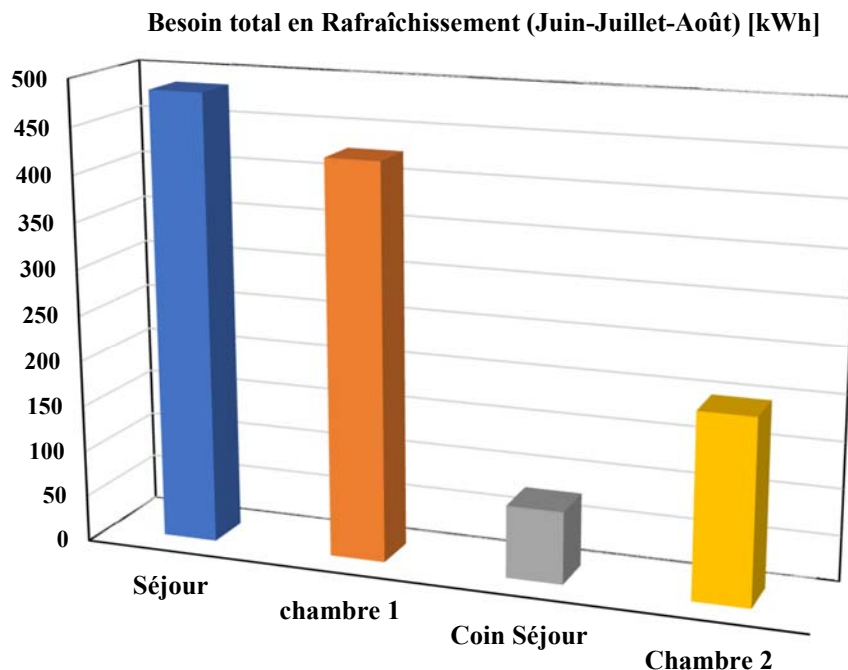


Figure 5.22. Besoin total en Rafraîchissement (Juin-Juillet-Août) avec un débit de soufflage de 1V/h [kWh]

Sur la figure 5.22 on remarque que les valeurs pour les différents espaces ont subis des baisses des valeurs des besoins totaux en rafraîchissement pour la période juin-juillet-aout,

avec une baisse de 211,3kWh (35,14%) pour le séjour, de 208,9kWh (38,83%) pour la chambre-1, de 138,88kWh (79,29%) pour le coin séjour et de 172,07kWh (58,22%) pour la chambre-2.

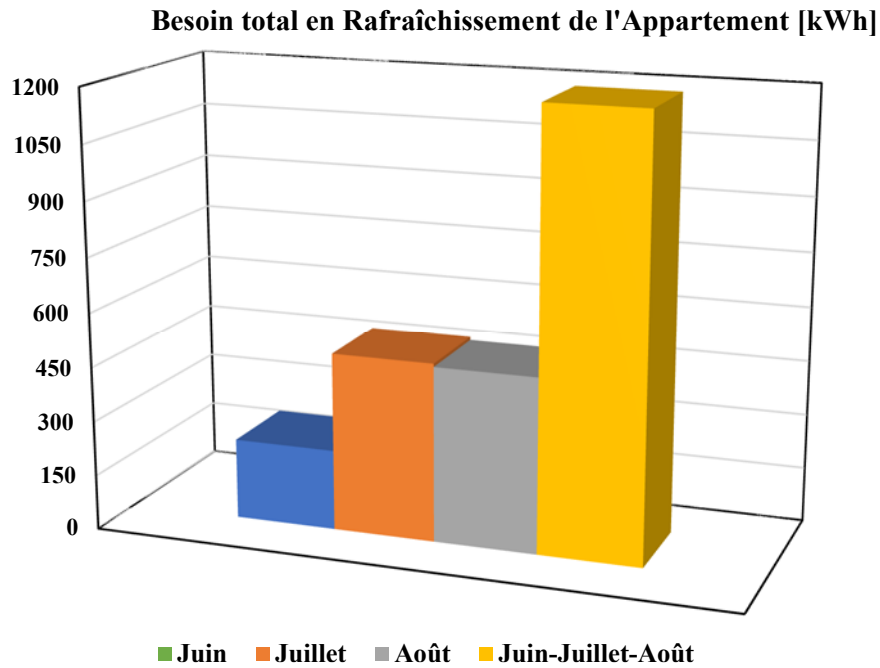


Figure 5.23. Besoins cumulés en Rafraîchissement de l'appartement avec un débit de soufflage de 1V/h [kWh]

En ce qui concerne les besoins cumulés pour chaque mois de l'appartement, on remarque sur la figure 5.23 que les valeurs des besoins ont baissés de 182,53kWh (45,26%) pour le mois de juin, de 286,81kWh (36,92%) pour le mois de Juillet et de 261,81kWh (35,23%) pour le mois d'Août. Avec une baisse pour la période totale de Juin-Juillet-Août de 731,15kWh (38,02%).

- **Système de RPEIndTr en fonctionnement avec un taux de brassage de deux Volumes par heure :**

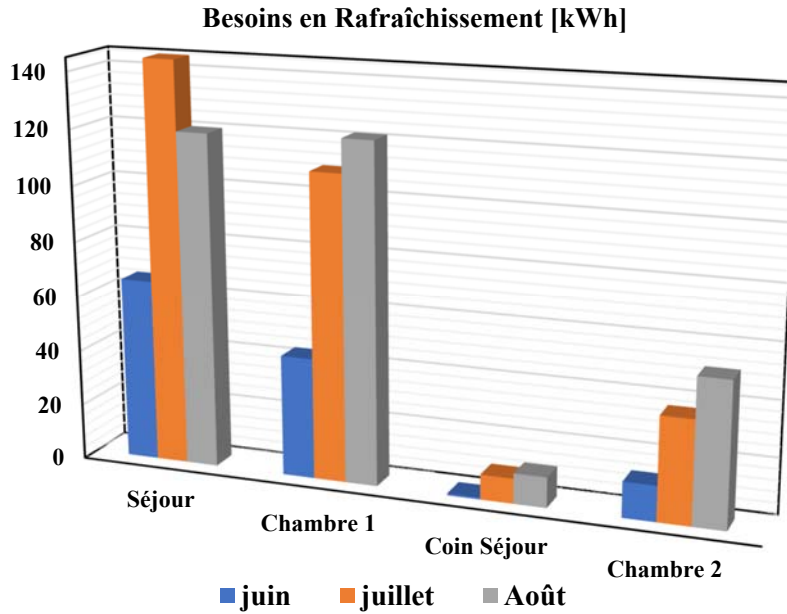


Figure 5.24. Besoins en Rafraîchissement avec un débit de soufflage de 2V/h [kWh]

En appliquant un taux de brassage de deux volumes par heures ont obtient des réductions encore plus importantes des besoins en rafraîchissement de chaque espace climatisé (figure 5.24). On obtient des valeurs des besoins pour les mois de juin, juillet et Août allant de 65,8 à 144,8kWh pour le séjour, entre 43,35 et 121,6kWh pour la chambre-1, de 0,73 à 10,89kWh pour le coin séjour et de 12,74 à 31,64kWh pour la chambre 2.

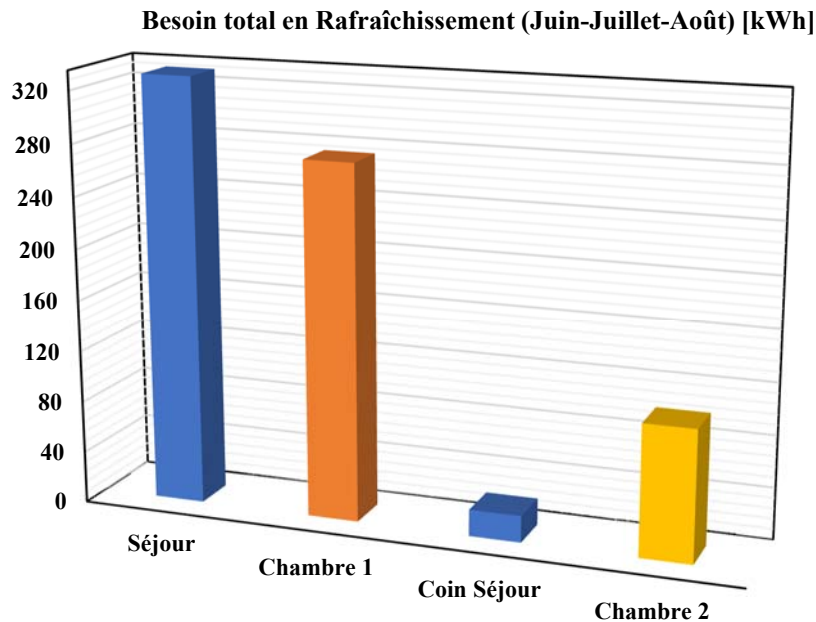


Figure 5.25. Besoin total en Rafraîchissement (Juin-Juillet-Août) avec un débit de soufflage de 2V/h [kWh]

Pour ce qui est des besoins cumulés des espaces traités après l'application d'un taux de brassage de 2 Volumes/heure, la figure 5.25 montre que les baisses enregistrés pour la période estivale sont de 336,6kWh (52,57%) pour le séjour, de 361,55kWh (56,84%) pour

la chambre-1, de 197,43kWh (90,56%) pour le coin séjour et de 270,40kWh (72,72%) pour la chambre-2.

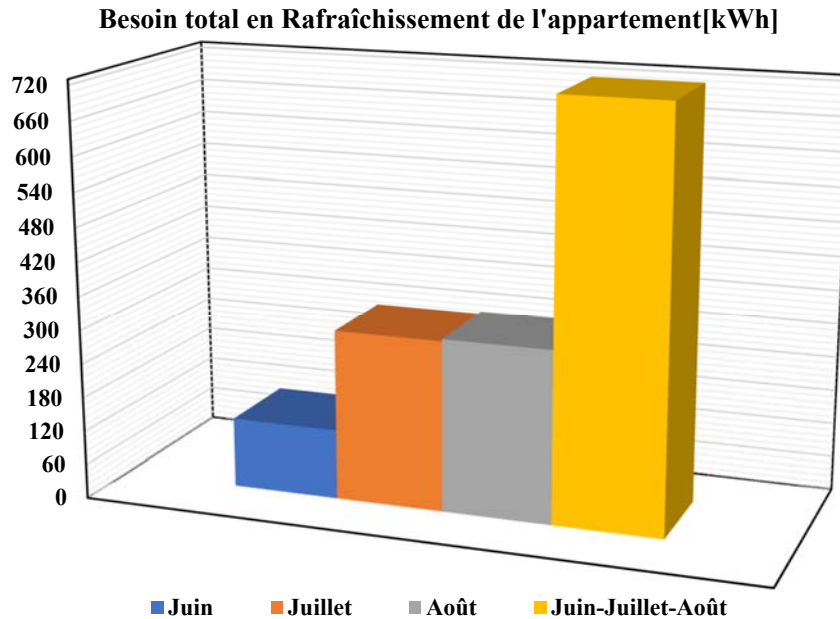


Figure 5.26. Besoins total en Rafraîchissement de l'appartement avec un débit de soufflage de 2V/h [kWh]

Sur la figure 5.26 on note que pour les besoins cumulés de l'appartement les valeurs ont subi des baisses de 280,64kWh (69,59%) pour le mois de juin, de 476,53kWh (61,34%) pour le mois de Juillet et de 438,81kWh (59,06%) pour le mois d'Août par rapport à la période de référence. Avec une baisse pour la période totale de Juin-Juillet-Août de 1195,98kWh (62,19%).

- **Système de RPEIndTr en fonctionnement avec taux de brassage de trois Volumes par heure :**

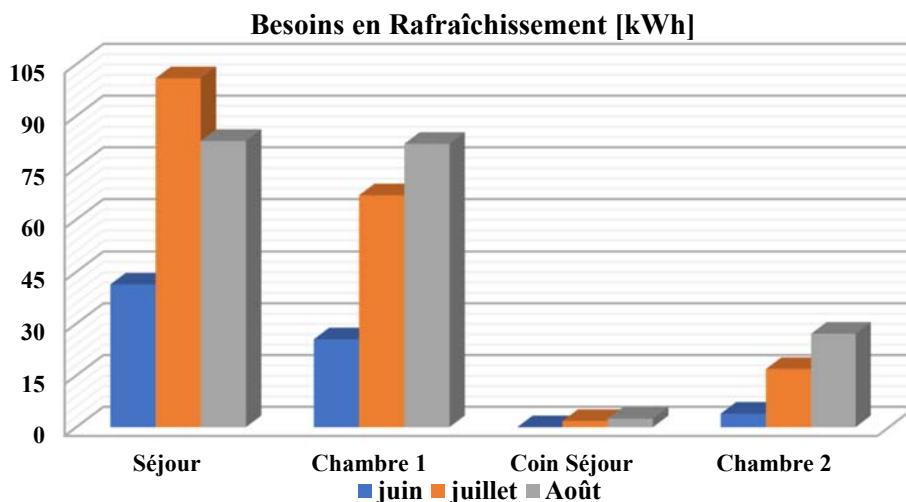


Figure 5.27. Besoins en Rafraîchissement avec un débit de soufflage de 3V/h [kWh]

Un taux de brassage de trois volumes par heures donne des réductions plus importantes des besoins de chaque espace climatisé (figure 5.27). On obtient des valeurs pour les mois de

juin, juillet et Août allant de 41,34 à 100,9kWh pour le séjour, entre 25,46 et 81,92kWh pour la chambre-1, de 0 à 2,48kWh pour le coin séjour et de 3,94 à 27,10kWh pour la chambre 2.

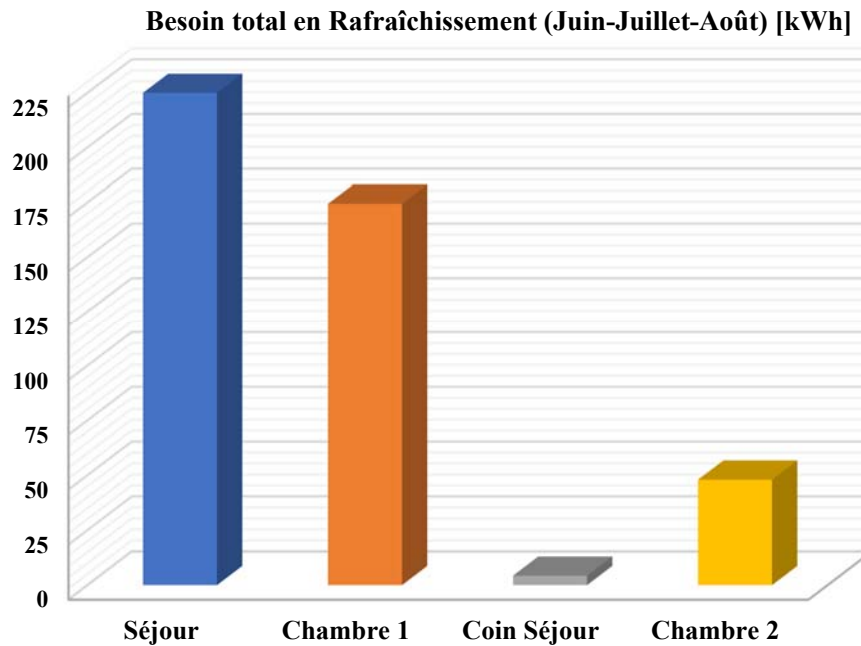


Figure 5.28. Besoin total en Rafraîchissement (Juin-Juillet-Aout) avec un débit de soufflage de 3V/h [kWh]

Pour la période estivale et après l'application d'un taux de brassage de 3 Volumes/heure, les besoins cumulés des espaces traités obtenus sur la figure 5.27 montrent que les baisses enregistrées sont de 472,31kWh (67,73%) pour le séjour, de 461,71kWh (72,58%) pour la chambre-1, de 213,72kWh (98,03%) pour le coin séjour et de 323,91kWh (87,11%) pour la chambre-2.

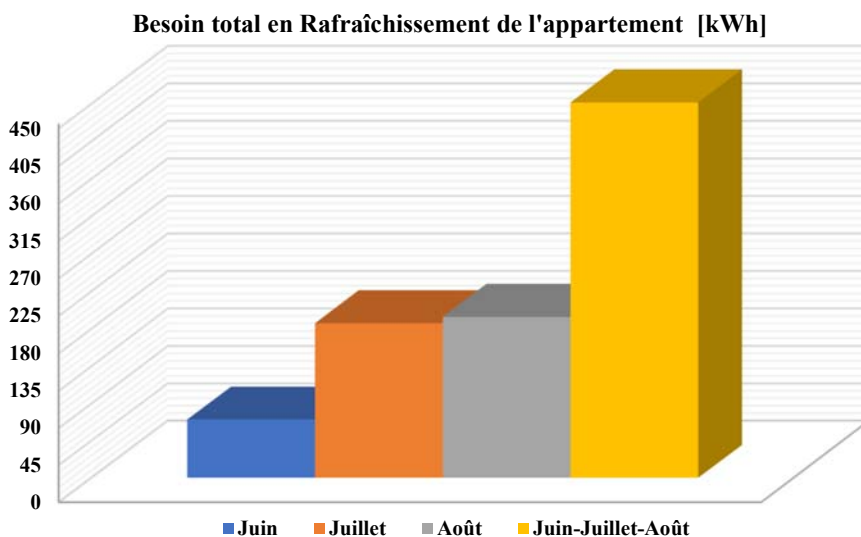


Figure 5.29. Besoins total en Rafraîchissement de l'appartement avec un débit de soufflage de 3V/h [kWh]

Pour les besoins cumulés de l'appartement on constate sur la figure 5.29 que les valeurs ont baissés de 332,52kWh (82,46%) pour le mois de juin, de 590,34kWh (75,98%) pour le mois de Juillet et de 548,79kWh (73,86%) pour le mois d'Août par rapport aux valeurs de références. Avec une baisse pour la période totale de Juin-Juillet-Août de 1471,65kWh (76,52%).

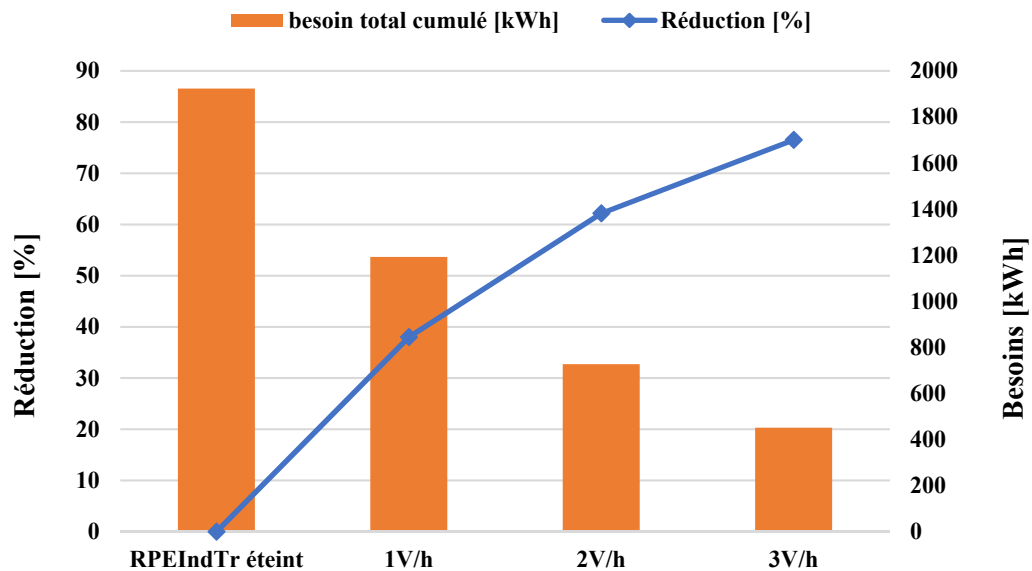


Figure 5.30. Réduction des besoins de l'appartement pour toute la période estivale

Sur la figure 5.30 on a un récapitulatif de ce qu'on peut obtenir comme réduction des besoins en rafraîchissement pour la période estivale en faisant intervenir le RPEIndTr avec des taux de soufflage différents. On remarque que plus on augmente le débit plus on obtient une réduction plus importante des besoins par rapport à la valeur de référence qui est de 1923,23 kWh, avec des baisses qui peuvent aller de 38,02% jusqu'à 76,52% des besoins totaux de rafraîchissement.

5.5 Conclusion :

Nous nous sommes concentrés dans cette exemple d'application sur l'évaluation des besoins en climatisation de l'appartement pour démontrer l'impact du système RPEIndTr sur la réduction de la demande en rafraîchissement mécanique et par-delà de réduire la consommation énergétique de l'appartement, que ce concept est efficace et joue donc un rôle prépondérant dans l'économie d'énergie.

La demande énergétique du cas d'étude varie entre 3,94 et 16,77 kWh/m² pour la période estivale. Nous constatant à travers les résultats obtenus que l'intervention du système RPEIndTr a fait chuter les températures intérieures des locaux considérés avec des baisses qui peuvent aller jusqu'à 10°C en moyenne pour la journée la plus critique (21 Juillet) par rapport aux valeurs de références.

Pour obtenir une réduction des besoins en rafraîchissement supérieure ou égale à 50% il faut appliquer un taux de brassage au moins égal à deux volumes par heure, surtout pour le mois de Juillet où les besoins sont les plus importants de la période estivale.

Aussi une baisse non négligeable des besoins en rafraîchissement a été obtenue avec le système, ces réductions peuvent atteindre une valeur en moyenne de 39,14% à 77,43% des besoins selon le taux de brassage adopté.

Une bonne isolation de parois extérieures avec l'utilisation de matériaux performants pour avoir une enveloppe optimisée du bâtiment implique des apports externes amoindris ce qui contribue à la réduction des besoins en rafraîchissement des locaux conditionnés et de ne pas faire appel systématiquement au rafraîchissement mécanique pour couvrir la totalité des besoins. Le mode RPEIndTr peut donner satisfactions surtout s'il n'y a pas d'apports externes excessifs, ce qui tend à démontrer que le système peut-être d'un apport significatif avec des ajustements selon la région climatique où il sera appliqué.

CONCLUSION GENERALE

Cette recherche doctorale s'inscrit dans la thématique de la réduction de la consommation énergétique pour le rafraîchissement intérieur assurée généralement par des systèmes de climatisation dits classiques soit à compression mécanique. Cependant, sa particularité réside dans l'étude approfondie de la performance d'un nouveau type de système de rafraîchissement par évaporation indirect pour le bâtiment. Une revue de l'état de l'art a contribué à cerner le sujet et à opter pour l'élaboration d'une conception optimale du système avec modélisations numérique et expérimentale.

Certaines constatations clés sont résumées comme suit :

1. L'efficacité bulbe humide/point de rosée du système dépend principalement de la vitesse de l'air d'admission, des dimensions des canaux et du rapport air secondaire (retour)/air d'admission, mais dépend moins de la température de l'eau d'alimentation. La capacité de rafraîchissement du système est affectée par la vitesse de l'air d'admission, le débit d'écoulement dans le canal sec, le rapport entre l'air secondaire (retour) et l'air d'admission, ainsi que par son efficacité. Une conception optimisée de l'échangeur dans le refroidisseur de point de rosée est un compromis entre efficacité et capacité de rafraîchissement.
2. La diminution de la hauteur du canal dans le système à point de rosée entraînera une augmentation de l'efficacité et de la résistance à l'écoulement. Pour obtenir un rendement et une capacité de rafraîchissement acceptables, la hauteur du canal peut être comprise entre 3 et 6 mm, et la longueur du canal entre 1 et 1,6 m.
3. Il a été montré que l'efficacité du bulbe humide/point de rosée est liée à l'augmentation du débit d'écoulement dans le canal sec, ce qui se traduit par une augmentation de la capacité de rafraîchissement. Un débit d'écoulement dans le canal sec faible améliore les performances du système à point de rosée, mais peut également entraîner une augmentation du coût de réalisation de l'installation, en raison de la demande d'une taille de l'échangeur plus grande pour une capacité de rafraîchissement plus importante.
4. L'efficacité du système à point de rosée augmente avec l'augmentation du rapport air secondaire (retour)/air d'admission. Cependant, l'augmentation du rapport conduit à une augmentation de la résistance à l'écoulement, ce qui peut compenser l'avantage de l'efficacité améliorée. Un rapport air secondaire (retour)/air d'admission compris entre 0,3 et 0,7 est recommandé car il améliore le compromis entre efficacité et capacité de rafraîchissement.

5. La capacité de rafraîchissement ainsi que la température de soufflage sont liées à la teneur en humidité de l'air. Contraire à la température de soufflage, la capacité de rafraîchissement est inversement proportionnelle à la teneur en humidité de l'air
6. Quel que soit le procédé d'alimentation en eau utilisé : gouttes à gouttes, brumisateurs, cascades,...etc., le dispositif doit être construit et installé d'une manière à assurer une répartition uniforme et continue de l'eau dans tout le substrat humide. La position du système est importante pour son fonctionnement. Selon les contraintes spatiales, il peut être installé verticalement ou horizontalement et intégré dans le bâtiment directement (à l'intérieur d'une paroi, d'un faux plafond,...etc.) ou en tant qu'une composante d'une unité de climatisation. Mais quel que soit la position adoptée, on doit prendre en considération le réglage du débit d'eau pour qu'il reste en permanence dans le substrat humide.
7. La température de l'eau d'alimentation a un impact négligeable sur les performances du système.
8. En effectuant une analyse de faisabilité du système à point de rosée sous diverses conditions climatiques en Algérie et en France, il est conclu que ce type de système convient à la plupart des régions à climat sec, doux et chaud. Par contre, un pré-déshumidificateur doit être lui être incorporé pour améliorer ses performances dans les régions à climat humide. A taux de teneur en eau de l'air réduit, une hausse dans la différence de température entre celle du bulbe sec et de point de rosée est enregistrée en plus d'une optimisation de la performance du système.
9. La température d'alimentation du système peut être égale ou légèrement inférieure au point de rosée de l'air ambiant, ce qui peut assurer un rafraîchissement efficace. Les régions à climat sec et chaud ont besoin de plus d'approvisionnement en eau, mais les régions à climat doux ou humide en nécessitent moins. Un entretien régulier à des intervalles plus courts est nécessaire quand l'eau du robinet est utilisée pour palier à la présence d'impureté (ou calcaire) qui peuvent, en se déposant avec le temps, réduire l'efficacité du système.
10. La capacité des systèmes de rafraîchissement par évaporation dépend des conditions météorologiques, en particulier des températures du bulbe sec, du bulbe humide et du point de rosée de l'air ambiant. Une humidité ambiante plus élevée réduit également la capacité de rafraîchissement du système en raison de la différence de température plus faible entre celle sèche de l'air ambiant et celle de point de rosée.

11. La puissance de rafraîchissement d'un seul élément du système à point de rosée varie en fonction de la région où le système est utilisé, mais se situe généralement entre 1,0 et 6,52W par m³/h de débit d'air. Elle est relativement faible et est principalement utilisée pour éliminer la charge sensible interne dans les régions à climat doux ou humide et beaucoup plus élevée dans celles à climat chaud.
12. Une étude préliminaire sur un cas d'étude soit un appartement de 100 m² avec des besoins en climatisation pour la période estivale estimés à 1923,23 kWh, a confirmé des réductions de 39,14% à 77,43% des valeurs selon le taux de brassage adopté. Ceci montre l'influence du système RPEIndTr sur la réduction des besoins en rafraîchissement du bâtiment et par-delà son effet sur le rabais de la consommation de l'énergie.
13. L'utilisation de matériaux performants pour avoir une enveloppe optimisée du bâtiment implique des apports externes amoindris ce qui aide à réduire les besoins et éviter de faire appel systématiquement à la climatisation mécanique pour les couvrir. Le mode RPEIndTr peut donner satisfaction surtout s'il n'y a pas d'apports externes excessifs et avec des ajustements selon la région climatique où il sera appliqué, il pourvoit un gain significatif en matière d'économie d'énergie grâce à une gestion intelligente de l'eau, une faible consommation électrique (pas de compresseur) et une empreinte écologique (car aucun gaz réfrigérant utilisé).
14. En fonction de l'emplacement de l'installation et des conditions climatiques, le système RPEIndTr, pris en tant qu'équipement d'appoint ou principal, peut assurer une couverture optimale des besoins en rafraîchissement intérieur.

En résumé, la présente recherche, a permis de mieux comprendre le fonctionnement du système RPEIndTr et son intérêt pour l'économie de la consommation énergétique très présente dans les systèmes de rafraîchissement mécaniques pour assurer le confort intérieur. Grace aux études paramétriques effectuées il a été possible d'établir objectivement les efficacités du système et ses performances variables selon les changements des paramètres extérieurs et intérieurs et aussi l'effet du couplage du système. Cependant, cette dernière étape représente une tâche difficile, en raison de sa complexité, et il reste encore beaucoup de travail à faire.

PERSPECTIVES

Approfondir l'étude de l'exemple d'application au bâtiment qui est restée à une étape préliminaire. De plus, il s'agit d'un seul cas d'étude (appartement type T4 ou F4, occupé par

4 personnes à la géométrie simple), dont les charges thermiques internes n'ont pas été intégrées dans les calculs pour compléter le processus d'évaluation de sa performance énergétique du bâtiment. En guise de perspective, il est aussi recommandé d'élargir l'étude sur d'autres types de bâtiments à caractère tertiaire où les charges énergétiques pour le rafraîchissement sont beaucoup plus considérables. En effet et pour généraliser la démarche de suivi à grande échelle sur les bâtiments occupés à fortes charges internes et fortement énergivores, il reste nécessaire d'étudier le couplage du système et ses effets sur la réduction de la consommation de l'énergie.

BIBLIOGRAPHIE

- Abdallah, A.S.H., Hiroshi, Y., Goto, T., Enteria, N., Radwan, M.M., Eid, M.A., 2014. Parametric investigation of solar chimney with new cooling tower integrated in a single room for New Assiut city, Egypt climate. *Int J Energy Environ Eng* 5, 92.
- Al-Sulaiman, F., 2002. Evaluation of the performance of local fibers in evaporative cooling. *Energy Conversion and Management* 43, 2267–2273.
- Amer, O., Boukhanouf, R., Ibrahim, H.G., 2015. A Review of Evaporative Cooling Technologies. *IJESD* 6, 111–117.
- Armbruster, R., Mitrovic, J., 1998. Evaporative cooling of a falling water film on horizontal tubes. *Experimental Thermal and Fluid Science* 12.
- ASHRAE, 2001. ASHRAE STD 143 - Method of Test for Rating Indirect Evaporative Coolers [WWW Document]. URL <https://standards.globalspec.com/std/10176917/ashrae-std-143> (accessed 4.25.18).
- ASHRAE, 2002. ASHRAE STD 133 - Method of Testing Direct Evaporative Air Coolers [WWW Document]. URL <https://standards.globalspec.com/std/10034209/ashrae-std-133> (accessed 4.25.18).
- ASHRAE, 2008. ASHRAE Handbook HVAC Systems and Equipment (SI), 1st ed. American Society of Heating, Refrigerating Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA, USA.
- ASHRAE, 2009. ASHRAE handbook Fundamentals Volume: SI edition. American Society of Heating, Refrigerating and Air -Conditioning Engineers.
- ASHRAE, 2015. ASHRAE STD 143 - Method of Test for Rating Indirect Evaporative Coolers. URL <https://standards.globalspec.com/std/10176917/ashrae-std-143> (accessed 4.25.18).
- APRUE, 2017. Consommation énergétique finale : année 2017. Agence Nationale pour la Promotion et la Rationalisation de l'Utilisation de l'Energie, Alger, Algérie.
- Australian Greenhouse Office, 2001. Minimum Energy Performance Standards: Evaporative Air Conditioners. NATIONAL APPLIANCE AND EQUIPMENT ENERGY EFFICIENCY PROGRAM.
- Bahadori, M M., 1978. Passive cooling systems in Iranian architecture. *Scientific American* 238:2, 144-154.
- Bellemo, L., Elmegaard, B., Reinholdt, L.O., 2013. MODELING OF A REGENERATIVE INDIRECT EVAPORATIVE COOLER FOR A DESICCANT COOLING SYSTEM. Presented at the 4th IIR Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants, Iif-iir - France, Delft, Netherlands, p. 10.
- Best, R., Rivera, W., 2015. A review of thermal cooling systems. *Applied Thermal Engineering* 75, 1162–1175.
- Boukhanouf, R., Ibrahim, H.G., Alharbi, A., Kanzari, M., 2014. Investigation of an Evaporative Cooler for Buildings in Hot and Dry Climates. *JOCET* 2, 221–225.
- Boukhanouf, R., Alharbi, A., Amer, O., Ibrahim, H.G., 2015. Experimental and Numerical Study of a Heat Pipe Based Indirect Porous Ceramic Evaporative Cooler. *IJESD* 6, 104–110.
- Boukhanouf, R., Alharbi, A., Ibrahim, H.G., Amer, O., Worall, M., 2017. Computer modelling and experimental investigation of building integrated sub-wet bulb temperature evaporative cooling system. *Applied Thermal Engineering* 115, 201–211.
- Boukhanouf, R., Amer, O., Ibrahim, H., Calautit, J., 2018. Design and performance analysis of a regenerative evaporative cooler for cooling of buildings in arid climates. *Building and Environment* 142, 1–10.
- British Petroleum, 2016. BP Energy Outlook 2016, Outlook to 2035.
- British Petroleum, 2018. BP Energy Outlook 2018.

- Bruno, F., 2011. On-site experimental testing of a novel dew point evaporative cooler. *Energy and Buildings* 9.
- Bureau of Indian Standards, 1974. IS 3315: Evaporative Air Coolers (desert coolers).
- Bureau of Indian Standards, 1994. IS 3315: Evaporative Air Coolers (desert coolers).
- Caliskan, H., Dincer, I., Hepbasli, A., 2011a. Exergetic and sustainability performance comparison of novel and conventional air cooling systems for building applications. *Energy and Buildings* 43, 1461–1472.
- Caliskan, H., Hepbasli, A., Dincer, I., Maisotsenko, V., 2011b. Thermodynamic performance assessment of a novel air cooling cycle: Maisotsenko cycle. *International Journal of Refrigeration* 34, 980–990.
- Chen, Q., Pan, N., Guo, Z.-Y., 2011. A new approach to analysis and optimization of evaporative cooling system II: Applications. *Energy* 36, 2890–2898.
- Chen, Y., Luo, Y., Yang, H., 2015. A simplified analytical model for indirect evaporative cooling considering condensation from fresh air: Development and application. *Energy and Buildings* 108, 387–400.
- Chen, Y., Luo, Y., Yang, H., 2017. Energy Saving Potential of Hybrid Liquid Desiccant and Evaporative Cooling Air-conditioning System in Hong Kong. *Energy Procedia* 105, 2125–2130.
- Chen, Y., Yang, H., Luo, Y., 2016. Experimental study of plate type air cooler performances under four operating modes. *Building and Environment* 104, 296–310.
- Chua, K.J., Chou, S.K., Yang, W.M., Yan, J., 2013. Achieving better energy-efficient air conditioning – A review of technologies and strategies. *Applied Energy* 104, 87–104.
- Conseil canadien des normes, 1983. C22.2 No.104-M1983 [WWW Document]. URL <http://www.scc.ca/fr/standardsdb/standards/2806> (accessed 4.23.19).
- Conseil canadien des normes, 2015. C22.2 No. 104-11 UP1 2015 [WWW Document]. URL <http://www.scc.ca/fr/standardsdb/standards/26025> (accessed 4.23.19).
- Costa, A., Keane, M.M., Torrens, J.I., Corry, E., 2013. Building operation and energy performance: monitoring, analysis and optimisation toolkit. *Applied Energy* 101, 310–316.
- Cuce, P.M., Riffat, S., 2016. A state of the art review of evaporative cooling systems for building applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 54, 1240–1249.
- Cui, X., Chua, K.J., Islam, M.R., Yang, W.M., 2014a. Fundamental formulation of a modified LMTD method to study indirect evaporative heat exchangers. *Energy Conversion and Management* 88, 372–381.
- Cui, X., Chua, K.J., Yang, W.M., 2014b. Numerical simulation of a novel energy-efficient dew-point evaporative air cooler. *Applied Energy* 136, 979–988.
- Daraghmeh, H.M., Wang, C.-C., 2017. A review of current status of free cooling in datacenters. *Applied Thermal Engineering* 114, 1224–1239.
- Daou, K., Wang, R., Xia, Z., 2006. Desiccant cooling air conditioning: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 10, 55–77.
- De Antonellis, S., Joppolo, C.M., Liberati, P., Milani, S., Molinaroli, L., 2016. Experimental analysis of a cross flow indirect evaporative cooling system. *Energy and Buildings* 121, 130–138.
- Dodoo, A., Gustavsson, L., Sathre, R., 2011. Building energy-efficiency standards in a life cycle primary energy perspective. *Energy and Buildings* 43, 1589–1597.
- Duan, Z., 2011. Investigation of a novel dew point indirect evaporative air conditioning system for buildings (PhD Thesis). University of Nottingham.
- Duan, Z., Zhan, C., Zhang, X., Mustafa, M., Zhao, X., Alimohammadisagvand, B., Hasan, A., 2012. Indirect evaporative cooling: Past, present and future potentials. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16, 6823–6850.

- Duan, Z., Zhao, X., Zhan, C., Dong, X., Chen, H., 2017. Energy saving potential of a counter-flow regenerative evaporative cooler for various climates of China: Experiment-based evaluation. *Energy and Buildings* 148, 199–210.
- Elberling, L., Davis, R.A., 2006. Laboratory Evaluation of the Coolerado Cooler Indirect Evaporative Cooling Unit. Pacific Gas and Electric Company.
- Fardeheb, F., 2008. Examination and Review of Passive Solar Cooling Strategies in Middle Eastern and North African Vernacular Architecture. *Proceedings of ISES World Congress 2007 (Vol. I – Vol. V)* 2511–2515.
- Farmahini-Farahani, M., Delfani, S., Esmaelian, J., 2012. Exergy analysis of evaporative cooling to select the optimum system in diverse climates. *Energy* 40, 250–257.
- General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China, 2011. GB/T 25860-2010 - Evaporative air cooler [WWW Document]. URL <https://webstore.ansi.org/standards/spc/gb258602010#PDF> (accessed 4.25.19).
- Goshayshi, H.R., Missenden, J.F., Tozer, R., 1999. Cooling tower—an energy conservation resource. *Applied Thermal Engineering* 13.
- Guo, X.C., Zhao, T.S., 1998. A parametric study of an indirect evaporative air cooler. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 25, 217–226.
- Hasan, A., 2010. Indirect evaporative cooling of air to a sub-wet bulb temperature. *Applied Thermal Engineering* 30, 2460–2468.
- Hasan, A., 2012. Going below the wet-bulb temperature by indirect evaporative cooling: Analysis using a modified ϵ -NTU method. *Applied Energy* 89, 237–245.
- Heidarinejad, G., Bozorgmehr, M., Delfani, S., Esmaelian, J., 2009. Experimental investigation of two-stage indirect/direct evaporative cooling system in various climatic conditions. *Building and Environment* 44, 2073–2079.
- Hsu, S.T., Lavan, Z., Worek, W.M., 1989. Optimization of wet-surface heat exchangers. *Energy* 14, 757–770.
- Huang, Y., Niu, J., 2016. A review of the advance of HVAC technologies as witnessed in ENB publications in the period from 1987 to 2014. *Energy and Buildings* 130, 33–45.
- Huber, M.L., McLinden, M.O., 1992. Thermodynamic Properties of R134a (1,1,1,2-tetrafluoroethane). In: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. p. 11.
- Hughes, B.R., Calautit, J.K., Ghani, S.A., 2012. The development of commercial wind towers for natural ventilation: A review. *Applied Energy* 92, 606–627.
- IEA, 2016. *Key World Energy Statistics*.
- IEA, 2017. *World Energy Investment 2017*. International Energy Agency.
- IIF-IIR, R, L., 2015. Evaporative Cooling, 27th Informatory Note on refrigeration technologies. [WWW Document]. URL <https://iifir.org/en/fridoc/138322> (accessed 4.23.17).
- Institute of Standards and Industrial Research of Iran, 1998. ISIRI 4514. *Methods for Performance Testing of Water Cooling Tower (Wet Type)*.
- Jaber, S., 2016. An assessment of the economic and environmental feasibility of evaporative cooling unit. *Applied Thermal Engineering* 103, 564–571.
- Jain, D., 2006. Modeling of solar passive techniques for roof cooling in arid regions. *Building and Environment* 41, 277–287.
- Jiang, Y., 2008. Chinese Buildings Energy Consumption Situation and Efficiency Strategy, New Architecture. China. In Xu, P., X. Ma, and X. Zhao, *A Dew Point Air Cooler toward Super Performance, From conception, simulation, fabrication to laboratory testing and applied evaluation*, p.4. Lambert Academic Publishing, 2018.

- Jiang, Y., Xie, X., 2010. Theoretical and testing performance of an innovative indirect evaporative chiller. *Solar Energy* 84, 2041–2055.
- Jradi, M., Riffat, S., 2014. Experimental and numerical investigation of a dew-point cooling system for thermal comfort in buildings. *Applied Energy* 132, 524–535.
- Juanicó, L.E., 2009. A new design of configurable solar awning for managing cooling and heating loads. *Energy and Buildings* 41, 1381–1385.
- Kabeel, A.E., Abdelgaied, M., 2016. Numerical and experimental investigation of a novel configuration of indirect evaporative cooler with internal baffles. *Energy Conversion and Management* 126, 526–536.
- Kim, M.-H., Park, J.-S., Jeong, J.-W., 2013. Energy saving potential of liquid desiccant in evaporative-cooling-assisted 100% outdoor air system. *Energy* 59, 726–736.
- Kim, M.-H., Yoon, D.-S., Kim, H.-J., Jeong, J.-W., 2016. Retrofit of a liquid desiccant and evaporative cooling-assisted 100% outdoor air system for enhancing energy saving potential. *Applied Thermal Engineering* 96, 441–453.
- Kolokotsa, D., Santamouris, M., Synnefa, A., Karlessi, T., 2012. 3.19 - Passive Solar Architecture. In: Sayigh, A. (Ed.), *Comprehensive Renewable Energy*. Elsevier, Oxford, pp. 637–665.
- Kongre, U.V., Neware, N.T., Bagade, P.A., Ingale, N.P., 2015. Review on Two Stage Evaporative Cooler. *IJETR* 3.
- Kulkarni, R.K., Rajput, S.P.S., 2013. Comparative Performance Analysis of Evaporative Cooling Pads of Alternative Configurations and Materials. *Int. J. Adv. Eng. Technol* 6, 1524–1534.
- Lechner, N., 2008. *Heating, Cooling, Lighting: Sustainable Design Methods for Architects*. Wiley.
- Lee, J., Lee, D.-Y., 2013. Experimental study of a counter flow regenerative evaporative cooler with finned channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 65, 173–179.
- Lindholm, T., 2000. Evaporative and desiccant cooling techniques feasibility when applied to air conditioning.
- Lin, J., Bui, D.T., Wang, R., Chua, K.J., 2018. On the fundamental heat and mass transfer analysis of the counter-flow dew point evaporative cooler. *Applied Energy* 217, 126–142.
- Lin, Jie, Bui, D.T., Wang, R., Chua, K.J., 2018. The counter-flow dew point evaporative cooler: Analyzing its transient and steady-state behavior. *Applied Thermal Engineering* 143, 34–47.
- Lin, J., Thu, K., Bui, T.D., Wang, R.Z., Ng, K.C., Chua, K.J., 2016a. Study on dew point evaporative cooling system with counter-flow configuration. *Energy Conversion and Management* 109, 153–165.
- Lin, J., Thu, K., Bui, T.D., Wang, R.Z., Ng, K.C., Kumja, M., Chua, K.J., 2016b. Unsteady-state analysis of a counter-flow dew point evaporative cooling system. *Energy* 113, 172–185.
- Lin, J., Wang, R.Z., Kumja, M., Bui, T.D., Chua, K.J., 2017. Modelling and experimental investigation of the cross-flow dew point evaporative cooler with and without dehumidification. *Applied Thermal Engineering* 121, 1–13.
- Lintner, W., Parker, S.A., Robichaud, R., 2007. Coolerado Cooler Helps to Save Cooling Energy and Dollars: New Cooling Technology Targets Peak Load Reduction (No. DOE/GO-102007-2325, 908968).
- Liu, Y., Li, J.M., Yang, X., Zhao, X., 2019. Two-dimensional numerical study of a heat and mass exchanger for a dew-point evaporative cooler. *Energy* 168, 975–988.

- Maalouf, C., 2006. Étude du potentiel de rafraîchissement d'un système évaporatif à désorption avec régénération solaire. La Rochelle, La Rochelle.
- Maalouf, C., Moussa, T., Boudjabi, A.F., Abada, D., Polidori, G., Saffidine, D.R., Wurtz, E., 2019. Numerical study and design of a dew point evaporative cooler for buildings. E3S Web Conf. 85, 01008.
- Mahmood, M.H., Sultan, M., Miyazaki, T., Koyama, S., Maisotsenko, V.S., 2016. Overview of the Maisotsenko cycle – A way towards dew point evaporative cooling. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 66, 537–555.
- Maisotsenko, V., Gilian, L.E., 2003. Maisotsenko cycle for air desiccant cooling. In: *Proceeding of the 4th International Symposium on HVAC*. Presented at the the 4th International Symposium on HVAC, Beijing, China, pp. 0701–1101.
- Maisotsenko, V., Gillan, L.E., Heaton, T.L., Gillan, A.D., 2003. Method and plate apparatus for dew point evaporative cooler. US6581402B2.
- Maisotsenko, V., Reyzin, I., 2009. The Maisotsenko Cycle for Electronics Cooling. Presented at the ASME 2005 Pacific Rim Technical Conference and Exhibition on Integration and Packaging of MEMS, NEMS, and Electronic Systems collocated with the ASME 2005 Heat Transfer Summer Conference, American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, pp. 415–424.
- Maurya, R., Shrivastava, N., Shrivastava, V., 2014. Performance Evaluation of Alternative Evaporative Cooling Media. *Int. J. Sci. Eng. Res.* 5, 676–684.
- Mora, L., 2003. Prédiction des performances thermo-aérauliques des bâtiments par association de modèles de différents niveaux de finesse au sein d'un environnement orienté objet (phdthesis). Université de la Rochelle.
- Moshari, S., Heidarinejad, G., 2015. Numerical study of regenerative evaporative coolers for sub-wet bulb cooling with cross- and counter-flow configuration. *Applied Thermal Engineering* 89, 669–683.
- Moshari, S., Heidarinejad, G., Fathipour, A., 2016. Numerical investigation of wet-bulb effectiveness and water consumption in one-and two-stage indirect evaporative coolers. *Energy Conversion and Management* 108, 309–321.
- Nahar, N.M., Sharma, P., Purohit, M.M., 2003. Performance of different passive techniques for cooling of buildings in arid regions. *Building and Environment* 8.
- Niyomvas, B., Potakarat, B., 2013. Performance Study of Cooling Pads. *Advanced Materials Research* 664, 931–935.
- OECD/IEA, 2018. *The Future of Cooling, Opportunities for energy-efficient air conditioning*.
- Pandelidis, D., Anisimov, S., 2015. Numerical analysis of the heat and mass transfer processes in selected M-Cycle heat exchangers for the dew point evaporative cooling. *Energy Conversion and Management* 90, 62–83.
- Pandelidis, D., Anisimov, S., 2016. Numerical study and optimization of the cross-flow Maisotsenko cycle indirect evaporative air cooler. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 103, 1029–1041.
- Pearlmutter, D., Rosenfeld, S., 2008. Performance analysis of a simple roof cooling system with irrigated soil and two shading alternatives. *Energy and Buildings* 40, 855–864.
- Pérez-Lombard, L., Ortiz, J., Pout, C., 2008. A review on buildings energy consumption information. *Energy and Buildings* 40, 394–398.
- Pisello, A.L., Pignatta, G., Castaldo, V.L., Cotana, F., 2014. Experimental Analysis of Natural Gravel Covering as Cool Roofing and Cool Pavement. *Sustainability* 6, 4706–4722.

- Porumb, B., Ungureşan, P., Tutunaru, L.F., Şerban, A., Bălan, M., 2016a. A Review of Indirect Evaporative Cooling Operating Conditions and Performances. *Energy Procedia* 85, 452–460.
- Porumb, B., Ungureşan, P., Tutunaru, L.F., Şerban, A., Bălan, M., 2016b. A Review of Indirect Evaporative Cooling Technology. *Energy Procedia* 85, 461–471.
- Riangvilaikul, B., Kumar, S., 2010a. An experimental study of a novel dew point evaporative cooling system. *Energy and Buildings* 42, 637–644.
- Riangvilaikul, B., Kumar, S., 2010b. Numerical study of a novel dew point evaporative cooling system. *Energy and Buildings* 42, 2241–2250.
- Renewable Energy Unit, 2015. Renewable Energy Unit, Institute for Energy, Directorate-general joint research centre, European Commission, The European Code of Conduct on Data Centre Energy Efficiency version 3.0 (No. version 3.0). In Xu, P., X. Ma, and X. Zhao, A Dew Point Air Cooler toward Super Performance, From conception, simulation, fabrication to laboratory testing and applied evaluation, p.4. Lambert Academic Publishing, 2018.
- Sadighi Dizaji, H., Hu, E.J., Chen, L., 2018. A comprehensive review of the Maisotsenko-cycle based air conditioning systems. *Energy* 156, 725–749.
- Santos, J.C., Barros, G.D.T., Gurgel, J.M., Marcondes, F., 2013. Energy and exergy analysis applied to the evaporative cooling process in air washers. *International Journal of Refrigeration* 36, 1154–1161.
- Saudi Arabian Standards Organization, 1997. SASO - 35 - Evaporative Air Coolers (Desert Coolers) [WWW Document]. URL <https://standards.globalspec.com/std/1254589/35> (accessed 4.25.19).
- Service de l'Observation et des Statistiques, 2016. Chiffres clés de l'énergie - édition 2015. Commissariat Général au Développement Durable.
- Sharifi, A., Yamagata, Y., 2015. Roof ponds as passive heating and cooling systems: A systematic review. *Applied Energy* 160, 336–357.
- Sohani, A., Sayyaadi, H., Hoseinpoori, S., 2016. Modeling and multi-objective optimization of an M-cycle cross-flow indirect evaporative cooler using the GMDH type neural network. *International Journal of Refrigeration* 69, 186–204.
- Sohani, A., Sayyaadi, H., Mohammadhosseini, N., 2018. Comparative study of the conventional types of heat and mass exchangers to achieve the best design of dew point evaporative coolers at diverse climatic conditions. *Energy Conversion and Management* 158, 327–345.
- Soponpongpipat, N., Kositchaimongkol, S., 2011. Recycled High-Density Polyethylene and Rice Husk as a Wetted Pad in Evaporative Cooling System. *American Journal of Applied Sciences* 8, 186–191.
- Standards Association of Australia, 1987. Evaporative airconditioning equipment. Standards Australia, Strathfield, N.S.W.
- Standards Association of Australia, 2000. Evaporative airconditioning equipment. Standards Australia, Strathfield, N.S.W.
- Stoitchkov, N.J., Dimitrov, G.I., 1998. Effectiveness of crossflow plate heat exchanger for indirect evaporative cooling. *International Journal of Refrigeration* 21, 463–471.
- Tang, R., Etzion, Y., 2005. Cooling performance of roof ponds with gunny bags floating on water surface as compared with a movable insulation. *Renewable Energy* 30, 1373–1385.
- Tejero-González, A., Andrés-Chicote, M., García-Ibáñez, P., Velasco-Gómez, E., Rey-Martínez, F.J., 2016. Assessing the applicability of passive cooling and heating techniques through climate factors: An overview. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 65, 727–742.

- Tulsidasani, T.R., Sawhney, R.L., Singh, S.P., Sodha, M.S., 1997. Recent research on an indirect evaporative cooler (IEC) Part 1: optimization of the COP. *International Journal of Energy Research* 21, 1099–1108.
- United Nations, 1998. Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change.
- United Nations, 2015a. Framework Convention on Climate Change, Adoption of the Paris Agreement.
- United Nations, 2015b. Report of the Conference of the Parties on its twenty-first session. Presented at the United Nations Framework Convention on Climate Change, Paris.
- United Nations, 2016. Report of the Conference of the Parties on its twenty-first session, held in Paris from 30 November to 13 December 2015 Addendum Part two: Action taken by the Conference of the Parties at its twenty-first session Contents : Decisions adopted by the Conference of the Parties.
- U.S. Energy Information Administration, 2012. Annual Energy Review 2011. Washington DC.
- Vakiloroaya, V., Samali, B., Fakhar, A., Pishghadam, K., 2014. A review of different strategies for HVAC energy saving. *Energy Conversion and Management* 77, 738–754.
- Velasco Gómez, E., Tejero González, A., Rey Martínez, F.J., 2012. Experimental characterisation of an indirect evaporative cooling prototype in two operating modes. *Applied Energy* 97, 340–346.
- Vijaykumar, K.C.K., Srinivasan, P.S.S., Dhandapani, S., 2007. A performance of hollow clay tile (HCT) laid reinforced cement concrete (RCC) roof for tropical summer climates. *Energy and Buildings* 39, 886–892.
- Visser, D.R., 2011. Study on building integrated evaporative cooling of glass-covered spaces. *Building Physics and Systems*.
- Visser, I.D.R., 2011. Study on building integrated evaporative cooling of large glass-covered spaces Super hydrophilic photocatalyst-coated building surfaces with water film (Masterproject 1 (7YS15) Building Services). Eindhoven University of Technology, Eindhoven University of Technology.
- Wan, Y., Lin, J., Chua, K.J., Ren, C., 2018a. Similarity analysis and comparative study on the performance of counter-flow dew point evaporative coolers with experimental validation. *Energy Conversion and Management* 169, 97–110.
- Wan, Y., Lin, J., Chua, K.J., Ren, C., 2018b. A new method for prediction and analysis of heat and mass transfer in the counter-flow dew point evaporative cooler under diverse climatic, operating and geometric conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 127, 1147–1160.
- Watson, R.D., Chapman, K.S., 2002. Radiant heating and cooling handbook, McGraw-Hill HANDBOOKS. The McGraw-Hill Companies, Inc., USA.
- Watt, J.R., 1986. *Evaporative Air Conditioning Handbook*, 2nd ed. Chapman and Hall New York.
- Worek, W.M., Khinkis, M., Kalensky, D., Maisotsenko, V., 2013. Integrated Desiccant–Indirect Evaporative Cooling System Utilizing the Maisotsenko Cycle. Presented at the ASME 2012 Heat Transfer Summer Conference collocated with the ASME 2012 Fluids Engineering Division Summer Meeting and the ASME 2012 10th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels, American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, pp. 21–28.
- Xie, X., Jiang, Y., 2015. Comparison of Two Kinds of Indirect Evaporative Cooling System: To Produce Cold Water and To Produce Cooling Air. *Procedia Engineering* 121, 881–890.

- Xu, P., Ma, X., Zhao, X., 2018. A Dew Point Air Cooler toward Super Performance From conception, simulation, fabrication to laboratory testing and applied evaluation. LAP Lambert Academic Publishing.
- Xuan, Y.M., Xiao, F., Niu, X.F., Huang, X., Wang, S.W., 2012a. Research and application of evaporative cooling in China: A review (I) – Research. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16, 3535–3546.
- Xuan, Y.M., Xiao, F., Niu, X.F., Huang, X., Wang, S.W., 2012b. Research and applications of evaporative cooling in China: A review (II)—Systems and equipment. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16, 3523–3534.
- Yi, J., Tsinghua University (Eds.), 2003. Proceedings of the 4th International Symposium on Heating, Ventilating and Air Conditioning: October 9 - 11, 2003, Beijing. Vol. 2, The Maisotsenko Cycle for Air Desiccant Cooling, International symposium on heating, ventilation and air conditioning. Presented at the International Symposium on Heating, Ventilation and Air Conditioning, Tsinghua University Press, Beijing.
- Yuan, F., Chen, Q., 2012. A global optimization method for evaporative cooling systems based on the entransy theory. *Energy* 42, 181–191.
- Zhan, C., Duan, Z., Zhao, X., Smith, S., Jin, H., Riffat, S., 2011a. Comparative study of the performance of the M-cycle counter-flow and cross-flow heat exchangers for indirect evaporative cooling – Paving the path toward sustainable cooling of buildings. *Energy* 36, 6790–6805.
- Zhan, C., Zhao, X., Smith, S., Riffat, S.B., 2011b. Numerical study of a M-cycle cross-flow heat exchanger for indirect evaporative cooling. *Building and Environment* 46, 657–668.
- Zhang, L.Z., 2006. Energy performance of independent air dehumidification systems with energy recovery measures. *Energy* 31, 1228–1242.
- Zhang, T., Liu, X., Liu, J., Tang, H., Jiang, Y., 2017a. Exergy and entransy analyses in air-conditioning system part 2—Humid air handling process. *Energy and Buildings* 139, 10–21.
- Zhang, T., Liu, X., Tang, H., Liu, J., Jiang, Y., 2016. Exergy and entransy analyses in air-conditioning system part 1—Similarity and distinction. *Energy and Buildings* 128, 876–885.
- Zhang, T., Liu, X., Xiang, X., Liu, J., Jiang, Y., 2017b. Performance investigation of terminal handling process in air-conditioning system from the perspective of entransy dissipation. *Energy and Buildings* 137, 27–37.
- Zhao, X., Li, J.M., Riffat, S.B., 2008a. Numerical study of a novel counter-flow heat and mass exchanger for dew point evaporative cooling. *Applied Thermal Engineering* 28, 1942–1951.
- Zhao, X., Liu, S., Riffat, S.B., 2008b. Comparative study of heat and mass exchanging materials for indirect evaporative cooling systems. *Building and Environment* 43, 1902–1911.

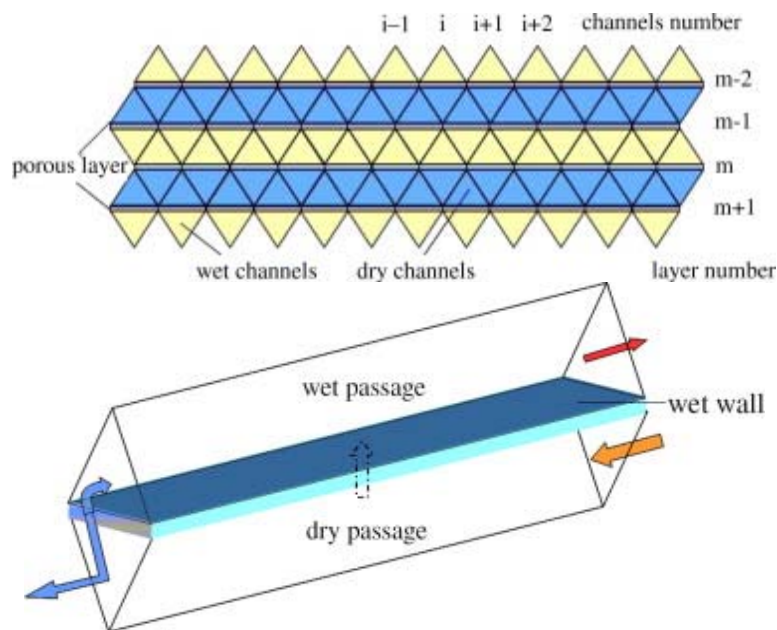
ANNEXE A - ETAT DE L'ART

Ref.	Année	Auteurs	Pays	Méthodologie
A.1.1	2008	Zaho et al.	G. B	Numérique, basé la méthode itérative de Newton avec le logiciel EES.

Hypothèses

1) Transfert de chaleur vertical au travers de la plaque de séparation, et aucun flux de chaleur orientalement le long de la direction du flux d'air ;2) flux d'air uniformément réparti et incompressible ;3) l'eau se déplace verticalement sur le flux d'air

Sens de l'écoulement	Configuration				
	Hauteur du canal (mm)	Longueur du canal (mm)	Largeur du canal (mm)	Matériaux	Epaisseur de la paroi intermédiaire (mm)
Contre-courant	10	1000	-	Feuilles polygonales	0.5



The configuration of the flow channels.

Conclusions

Les efficacités de rafraîchissement (WBE/DPE) et la performance énergétique dépendent largement des dimensions des passages de l'air, de la vitesse d'écoulement et du taux de l'air secondaire/de travail et dépendent moins de la température de l'eau.

La vitesse de l'air doit être comprise entre 0.3 et 0.5 m/s

La hauteur du canal doit être inférieure ou égal à 6mm et la longueur du canal doit être 200 fois celle de la hauteur.

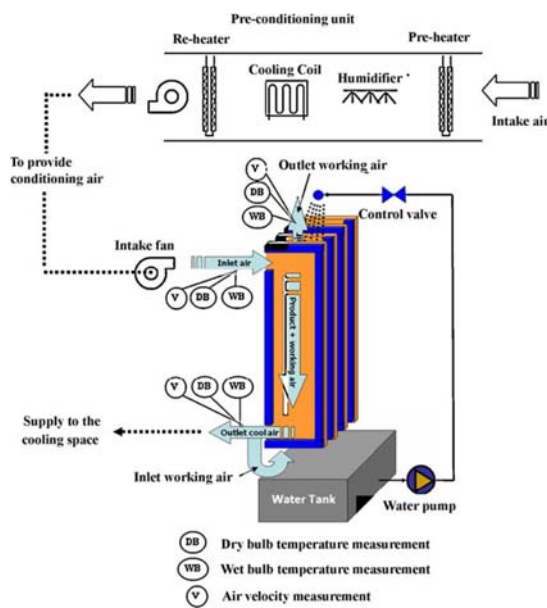
Le taux de l'air secondaire/de travail doit être aux alentours de 0.4.

Ref.	Année	Auteurs	Pays	Méthodologie
A.1.2	2010	Riangvilaikul et Kumar	Thaïlande	Numérique basé sur le modèle des différences finis. Expérimental

Hypothèses

Vitesse et propriété de tous les fluides sont uniformément répartis ; surface du système adiabatique et aucune perte de chaleur à l'entrée du canal humide ; le transfert de chaleur dans le canal est normal au plan de la paroi ; la paroi humide est entièrement mouillée.

Sens de l'écoulement	Configuration				
	Hauteur du canal (mm)	Longueur du canal (mm)	Largeur du canal (mm)	Matériaux	Epaisseur de la paroi intermédiaire (mm)
Contre-courant	5	1200	80	Feuille de polymère (sec)/tissus de coton enduit de polyuréthane (humide)	0.5



Conclusions

Quand la température de l'air introduit dépasse 30°C, sa vitesse doit être moins de 2.5m/s pour obtenir WBE > 100% et, en mode de fonctionnement continu, ne varie pas beaucoup sous des conditions ambiantes réels.

Le WBE est moins sensible avec une valeur comprise entre 106% et 109% pour les mêmes conditions d'entrée.

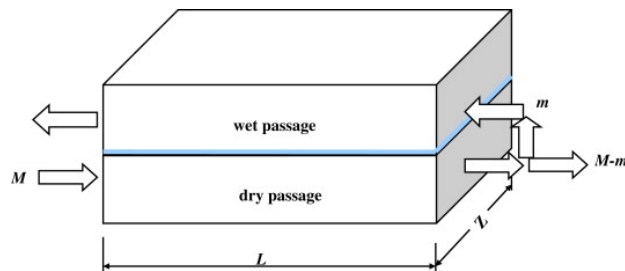
Longueur de canal supérieure à 1 m et rapport d'air autour de 0,35 - 0,6.

Ref.	Année	Auteurs	Pays	Méthodologie
A.1.3	2010	Hassan	Finlande	Numérique

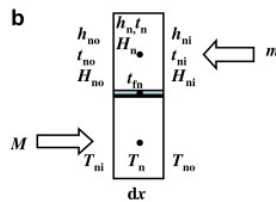
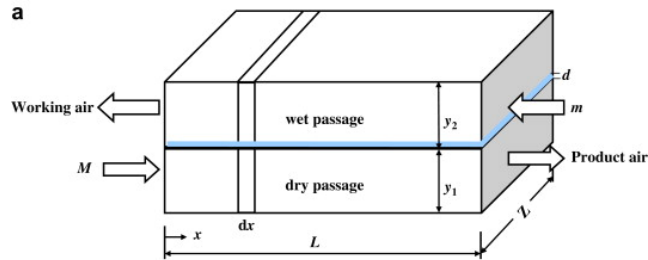
Hypothèses

1) Tout le système est isolé ; 2) la conductivité thermique à travers la paroi et le film d'eau dans la direction x est négligée ; 3) les coefficients de chaleur et transfert de masse à l'intérieur de chaque passage sont constants.

Sens de l'écoulement	Configuration				
	Hauteur du canal (mm)	Longueur du canal (mm)	Largeur du canal (mm)	Matériaux	Épaisseur de la paroi intermédiaire (mm)
Contre-courant/parallèle	3.5	500	500	-	0.5



Agencement pour un rafraichisseur d'air régénératif à un étage

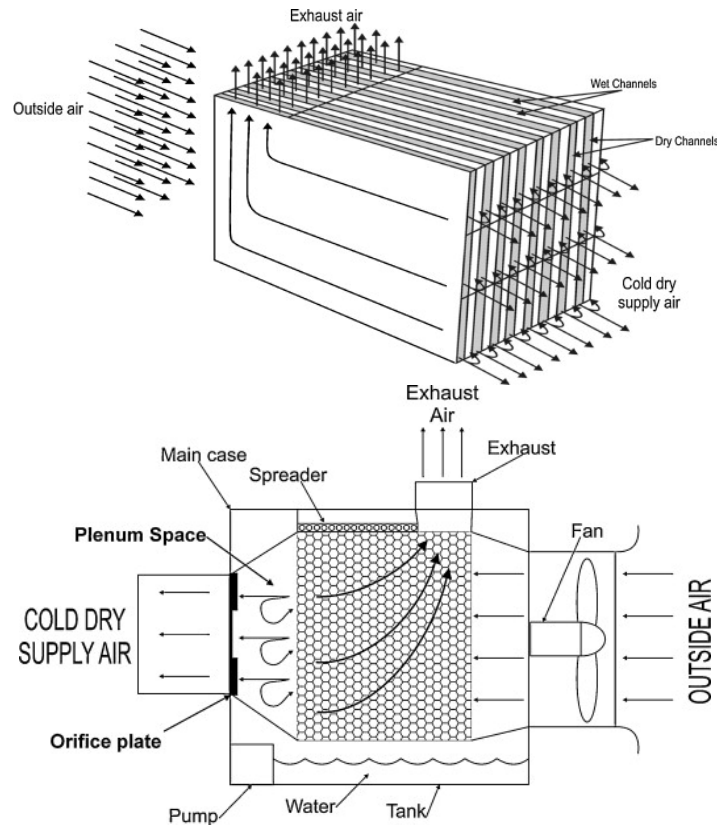


(a) Rafraichisseur d'air évaporatif indirect, (b) élément de calcul.

Conclusions

Quatre types de systèmes sont étudiés : trois à 2 étages (à contre-courant, à courant parallèle et à courant parallèle/régénérative combinés) et un rafraichisseur à étage unique à contre-courant régénératif.

Ref.	Année	Auteurs	Pays	Méthodologie
A.1.4	2011	Bruno	Australie	Expérimental
Hypothèses				
Sens de l'écoulement	Configuration			
	Hauteur du canal (mm)	Longueur du canal (mm)	Largeur du canal (mm)	Épaisseur de la paroi intermédiaire (mm)
Contre-Courant	-	-	-	-



Conclusions

1) le rafraichisseur évaporatif indirect à contre-courant peut fournir de l'air à une température comparable aux systèmes de réfrigération à des rendements thermiques plus élevés ; 2) Ce système est une solution pour réduire l'énergie et les émissions de gaz à effet de serre associées pour le rafraîchissement des locaux ; 3) Contrairement aux systèmes classiques, l'efficacité énergétique augmente avec des températures extérieures plus élevées, et donc le rafraichisseur peut contribuer à réduire la charge électrique de pointe.

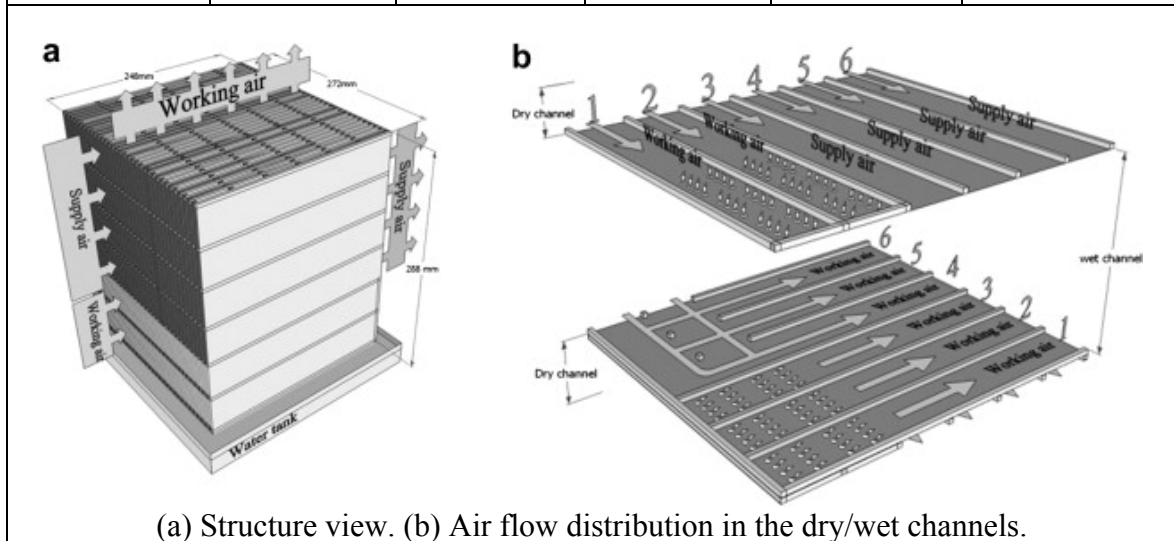
Ref.	Année	Auteurs	Pays	Méthodologie
A.1.5	2011	Zhan et al.	G. B	Numérique basé sur le modèle des éléments finis avec le logiciel EES.

Hypothèses

1) Le transfert de chaleur et de masse est en régime permanent. Le boîtier CEI est considéré comme la limite du système ; 2) La surface humide de la feuille de fibre est complètement saturée. La vapeur d'eau est distribuée uniformément dans le canal humide ; 3) Un gradient de température pour la section transversale du canal a été mis à zéro. Le transfert de chaleur dans la plaque de séparation est considéré uniquement dans le sens vertical ; 4) À l'intérieur du fluide de travail, le transfert de chaleur convectif à courant transversal est considéré comme le mécanisme dominant du transfert de chaleur ; 5) Chaque élément a une température de surface de paroi uniforme ; 6) La différence de température entre les côtés secs et humides du mur peut être ignorée ; 7) L'air est traité comme un gaz incompressible.

Configuration

Sens de l'écoulement	Configuration				
	Hauteur du canal (mm)	Longueur du canal (mm)	Largeur du canal (mm)	Matériaux	Epaisseur de la paroi intermédiaire (mm)
Croisé	4	400-1200	-	-	0.24



Conclusions

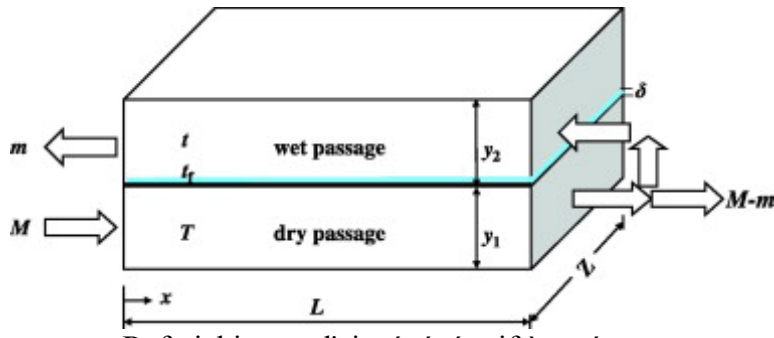
Les vitesses moyennes recommandées de l'air dans les canaux secs et humides devraient être inférieures à 1.77 m/s et 0.7 m/s, respectivement.

La réduction de la hauteur du canal a entraîné une augmentation de la capacité de rafraîchissement ou de l'efficacité du bulbe humide et une diminution du COP du système.

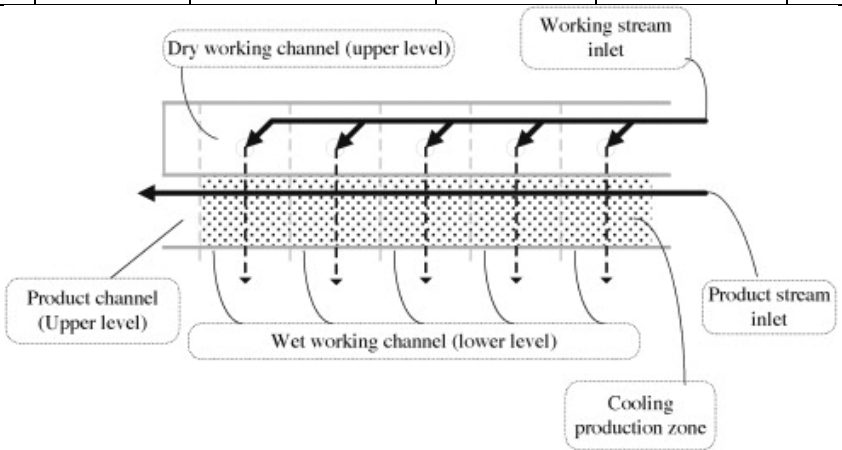
Un compromis entre ces indices de performance suggère que la hauteur du canal ne devrait pas être supérieure à 4 mm

L'augmentation de la longueur du canal (à la fois sec et humide) a amélioré l'efficacité de rafraîchissement mais a réduit le COP du système. Il est suggéré que la longueur du canal sans dimension soit contrôlée entre 100 et 300.

Les performances du système dépendent fortement des conditions climatiques où il est appliqué.

Ref.	Année	Auteurs	Pays	Méthodologie
A.1.6	2012	Hassan	Finlande	Numérique
Hypothèses				
1) le rafraichisseur est supposé être bien isolé de l'environnement ; 2) la conduction thermique longitudinale dans le mur dans la direction x est négligée ; 3) les coefficients de transfert de chaleur et de masse à l'intérieur de chaque passage sont constants ; 4) L'analogie de Reynolds est valide ; 5) le côté liquide de l'interface air-eau offre une résistance négligeable au transfert de chaleur de sorte que la température de l'interface est saturée à la température du film d'eau.				
Sens de l'écoulement	Configuration			
	Hauteur du canal (mm)	Longueur du canal (mm)	Largeur du canal (mm)	Matériaux
Contre-courant	3.5	500	500	-
 <p style="text-align: center;">Rafraichisseur d'air régénératif à un étage</p>				
Conclusions				
La méthode ϵ -NTU modifiée pour les rafraichisseurs évaporatifs indirects peut être basée sur celle d'un échangeur de chaleur sensible lorsque les réglages appropriés sont effectués. Les résultats de la méthode ϵ -NTU modifiée sont exactement les mêmes que ceux obtenus par une méthode numérique utilisant la méthode des différences finies. Les résultats du modèle sont validés par rapport aux mesures expérimentales de la littérature et ont montré un très bon accord.				

Ref.	Année	Auteurs	Pays	Méthodologie	
A.1.7	2013	Bellomo et al.	Danemark	Numérique - logiciel EES.	
Hypothèses					
<p>(1) Le refroidisseur n'échange pas de chaleur avec l'environnement ; (2) Les flux d'air sont répartis uniformément entre les canaux ; (3) La conduction thermique dans le sens de l'écoulement est négligée ; (4) Le transfert de chaleur dans le sens vertical est négligé ; (5) La distribution d'eau sur le dessus du refroidisseur est homogène ; (6) La distribution verticale de l'eau est homogène ; (7) Les films hygroscopiques adhèrent parfaitement aux plaques ; (8) Les feuilles hygroscopiques sont modélisées comme des couches d'eau avec une résistance thermique négligeable.</p>					
Sens de l'écoulement	Configuration				
	Hauteur du canal (mm)	Longueur du canal (mm)	Largeur du canal (mm)	Matériaux	Epaisseur de la paroi intermédiaire (mm)
Contre-courant	3	1380	-	Feuilles hygroscopiques	0.25+0.10
Conclusions					
<p>Les performances correspondent à un coefficient d'efficacité surfacique de 0,55. Le modèle permet de calculer les quantités requises d'eau et d'électricité. La relative simplicité du modèle le rend apte à être utilisé pour des analyses complètes de systèmes en régime permanent. L'analyse de sensibilité révèle que la capacité nette de rafraîchissement est maximisée pour une fraction de recirculation autour de 30%. Le taux d'humidité à l'entrée à la plus forte influence sur la température de soufflage. La température de soufflage diminue également avec la baisse de la température d'entrée du flux d'air primaire et du débit, mais dans une moindre mesure.</p>					

Ref.	Année	Auteurs	Pays	Méthodologie	
A.1.8	2014	Rogdakis et al.	Grèce	Etude numérique et expérimentale + logiciel MathCAD	
Hypothèses					
-					
Sens de l'écoulement	Configuration				
	Hauteur du canal (mm)	Longueur du canal (mm)	Largeur du canal (mm)	Matériaux	Epaisseur de la paroi intermédiaire (mm)
Courant croisé	-	-	-	-	-
					
Configuration d'un échangeur de chaleur et de masse de type Maisotsenko					
Conclusions					
<p>L'efficacité ne dépend pas des conditions ambiantes mais la température de l'air produit est fortement affectée par l'humidité de la région.</p> <p>La consommation de l'eau sous des conditions d'utilisation et ambiantes normales varie entre 2.5 et 2.8 kg/kWh rafraîchissement</p>					

Ref.	Année	Auteurs	Pays	Méthodologie
A.1.9	2014	Jradi et al.	G. B	Expérimental et Numérique, basé la méthode des différences finis avec le logiciel Matlab.

Hypothèses

(1) le processus de transfert de chaleur et de masse est adiabatique et en régime permanent; (2) la température de l'interface entre l'air de travail et le film d'eau est égale à celle de l'eau; (3) les surfaces du canal humide sont complètement saturée avec une distribution uniforme de l'eau; (4) la résistance thermique de la paroi séparant deux canaux est négligeable; (5) la vitesse et les propriétés thermiques de l'air sont uniformes dans un volume de contrôle.

Sens de l'écoulement	Configuration				
	Hauteur du canal (mm)	Longueur du canal (mm)	Largeur du canal (mm)	Matériaux	Epaisseur de la paroi intermédiaire (mm)
Courant Croisé	5	500	-		0.5

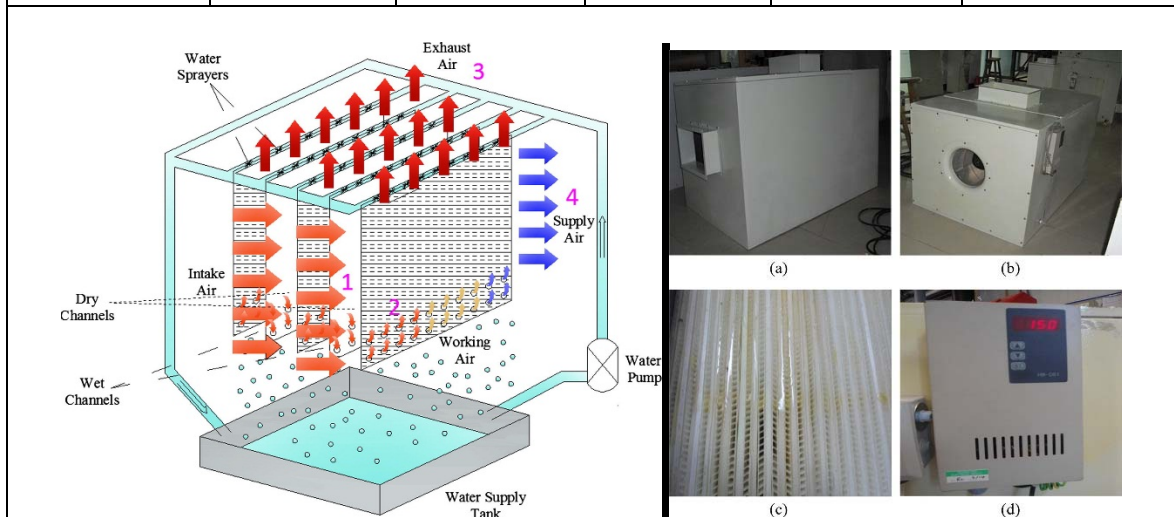
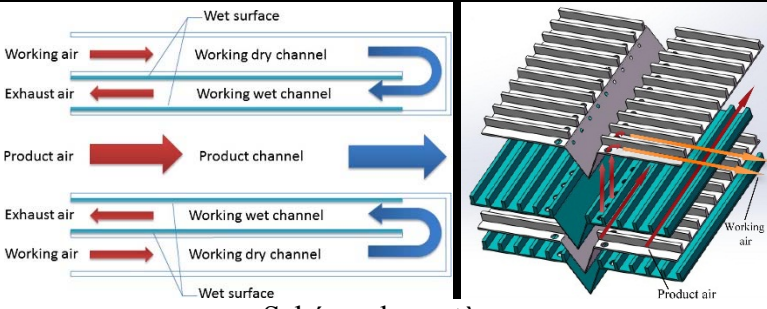


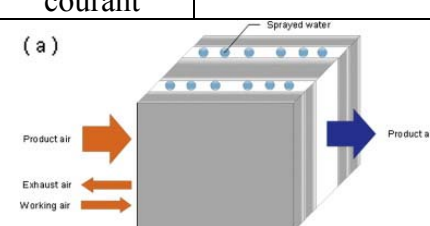
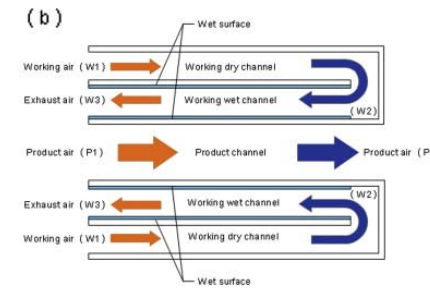
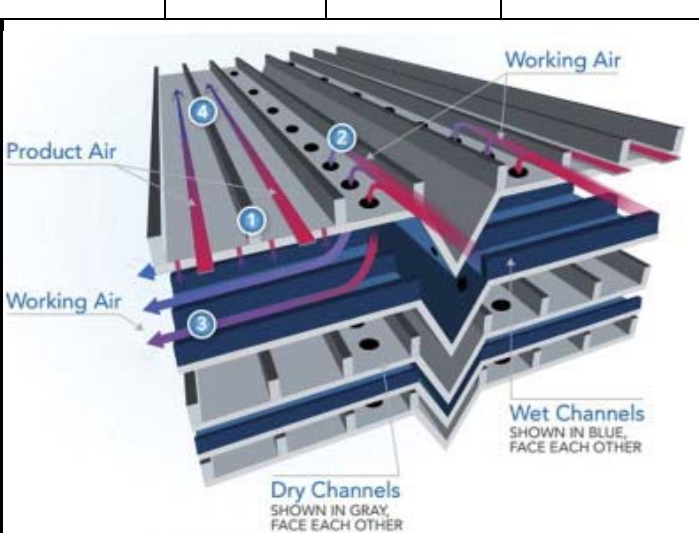
Schéma du refroidisseur évaporatif à point de rosée proposé-Vue latérale du système de rafraîchissement par évaporation indirecte (a), vue supérieure du système de rafraîchissement (b), échangeur de chaleur et de masse (c), canaux secs et humides (d)

Conclusions

L'Efficacité de rafraîchissement est directement proportionnelle à la température de l'air d'entrée et de la longueur du canal.

L'Efficacité de rafraîchissement est inversement proportionnelle à la vitesse de l'air d'entrée, hauteur du canal et le ratio entre l'air d'entrée et l'air soufflé.

Ref.	Année	Auteurs	Pays	Méthodologie	
A.1.10	2014	Cui et al.	Singapore	Numérique, CFD, ANSYS FLUENT	
Hypothèses					
(1) Le système est complètement isolé; (2) Le flux d'air dans chaque canal est laminaire; (3) uni-dimensionnel ; (4) les gouttes d'eau son uniformément réparties sur toute la surface du canal mouillé ; (5) le flux d'air est en régime permanent et incompressible.					
Sens de l'écoulement	Configuration				
	Hauteur du canal (mm)	Longueur du canal (mm)	Largeur du canal (mm)	Matériaux	Epaisseur de la paroi intermédiaire (mm)
Contre-courant	6(sec)/3(humide)	1000	-	-	0.2
 <p style="text-align: center;">Schéma du système</p>					
Conclusions					
L'Efficacité de rafraîchissement dépend des conditions de l'air d'entrée et des dimensions des passages de l'air.					
La vitesse de l'air doit être inférieure à 1.5m/s					
La longueur du canal doit être au moins égale à 200 fois la hauteur du canal.					
La hauteur du canal de production de l'air frais doit être inférieure à 10mm.					
La hauteur du canal de travail doit être la moitié de celle du canal de production de l'air frais.					
Le ratio entre l'air de travail et celui produit doit être inférieure à 1.5.					

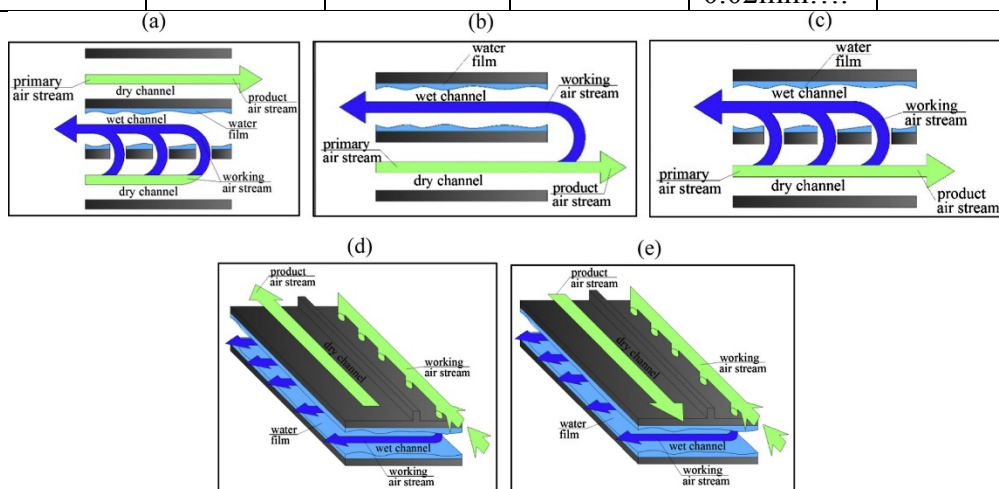
Ref.	Année	Auteurs	Pays	Méthodologie	
A.1.11	2014	Cui et al.	Singapore	Numérique, méthode LMTD modifié, CFD.	
Hypothèses					
(1) aucun échange de chaleur avec l'environnement ; (2) processus uni-dimensionnel ; (3) répartition uniforme des gouttelettes d'eau sur la surface du canal humide ; (4) flux d'air incompressible et en régime permanent					
Sens de l'écoulement	Configuration				
	Hauteur du canal (mm)	Longueur du canal (mm)	Largeur du canal (mm)	Matériaux	Epaisseur de la paroi intermédiaire (mm)
Contre-courant	6(sec)/3(humide)	1000	-	-	0.2
<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="width: 45%;"> <p>(a)</p>  <p>(b)</p>  </div> <div style="width: 50%;">  <p style="text-align: center;">Wet Channels SHOWN IN BLUE, FACE EACH OTHER</p> <p style="text-align: center;">Dry Channels SHOWN IN GRAY, FACE EACH OTHER</p> </div> </div>					
Conclusions					
<p>Le recyclage de l'air du local comme air de travail pourrait augmenter l'efficacité de rafraîchissement.</p> <p>Les dimensions du canal influencent l'efficacité de rafraîchissement.</p> <p>Pour améliorer l'efficacité de rafraîchissement la longueur du canal doit être au moins égale à 200 fois la hauteur du canal de travail.</p> <p>La vitesse de l'air doit être inférieure à 1.5m/s.</p> <p>L'efficacité du bulbe humide (WBE) peut augmenter de 10 à 20% en installant des lamelles dans le canal de production de l'air en comparaison avec un canal a surfaces planes.</p>					

Ref.	Année	Auteurs	Pays	Méthodologie
A.1.12	2014	Anisimov et al.	Pologne	Simulation Numérique, basé sur le modèle ε -NTU modifié.

Hypothèses

(1) Pertes de chaleur négligeables ; (2) Fonctionnement en régime permanent ; (3) La force motrice du transfert de masse est un gradient de taux d'humidité ; (4) le flux d'air est un gaz idéal et incompressible ; (5) La diffusion moléculaire longitudinale de la vapeur d'eau dans l'air et la conduction thermique longitudinale le long de la paroi ainsi qu'à l'intérieur des fluides dans le sens du flux d'air sont négligeables ; (6) Le débit d'eau consommé correspond à une évaporation suffisante et au maintien du matériau des plaques en état saturé hygroscopique ; (7) La température du film d'eau, le coefficient de transfert de chaleur sensible et le facteur de Lewis dépendent des conditions de fonctionnement ; (8) Les parois de passage sont imperméables au transfert de masse.

Sens de l'écoulement	Configuration				
	Hauteur du canal (mm)	Longueur du canal (mm)	Largeur du canal (mm)	Matériaux	Epaisseur de la paroi intermédiaire (mm)
Contre-Courant/Croisé	4	0.5	0.5	0.5mm matériau poreux humide et 0.02mm....	05+0.02



Conclusions

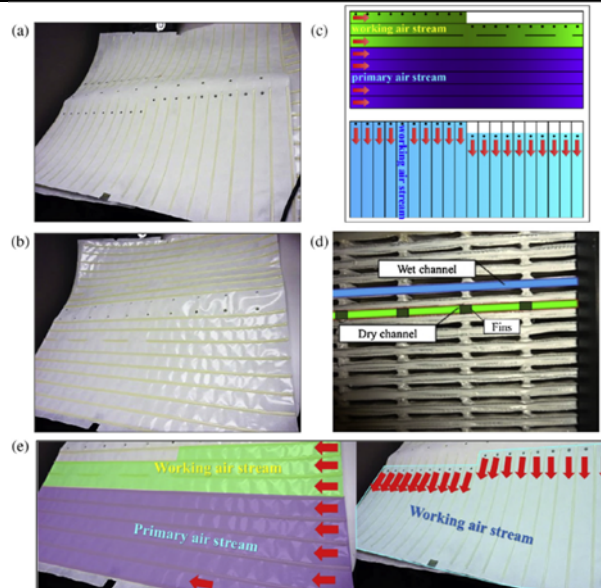
(1) Les performances des unités M-Cycle dépendent des paramètres de température de l'air d'admission ; (2) L'efficacité des dispositifs considérés dépend des paramètres opérationnels, tels que le rapport travail / air primaire et le débit d'air ; (3) une étude comparative pour toutes les variantes analysées de HMX a été réalisée. Les résultats de l'étude présentée ont indiqué que : - La disposition des trous et la taille de la partie de travail et de la partie principale dans les canaux secs ont un impact significatif sur l'efficacité du rafraîchissement ; - La taille de la partie primaire doit être supérieure à la partie de travail sèche dans une proportion de 6:2 ou 7:1 pour les débits d'air plus petits et 7: 1 pour les débits d'air plus élevés. - Les trous le long du canal d'air de travail sec doivent être uniformément répartis et la construction du HMX doit permettre de maintenir une distribution uniforme du flux d'air à l'intérieur des canaux.

Ref.	Année	Auteurs	Pays	Méthodologie
A.1.13	2014	Anisimov et al.	Pologne	Etudes Expérimental et Simulation Numérique basée sur le modèle ϵ -NTU modifié.

Hypothèses

(1) régime permanent, (2) pertes de chaleur négligeables, (3) le flux d'air est une mixture idéale, incompressible d'air sec et de vapeurs d'eau, (4)

Sens de l'écoulement	Configuration				
	Hauteur du canal (mm)	Longueur du canal (mm)	Largeur du canal (mm)	Matériaux	Epaisseur de la paroi intermédiaire (mm)
Courant Croisé	3.2	-	24 Lamelles de 1.9	Matériaux poreux (humide)/couverture de polyéthylène (sec)	0.4



caractéristiques de la structure du Cycle Maisotsenko. (a) Feuille de canal humide. (b) Feuille de canal sec. (c) Schéma d'écoulement dans un canal sec et humide. (d) Vue sur la partie d'entrée de l'échangeur. (e) Schéma de circulation d'air sur les plaques d'air primaire et de travail.

Conclusions

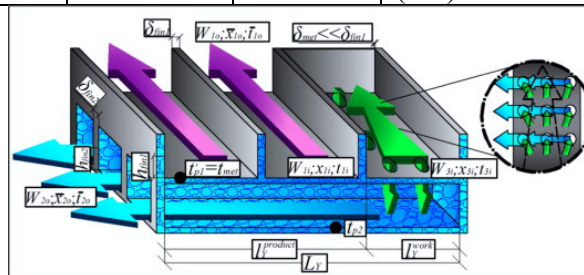
(1) Les performances des unités M-Cycle dépendent des paramètres de température de l'air d'admission ; (2) L'efficacité des dispositifs considérés dépend des paramètres opérationnels, tels que le rapport travail/air primaire et le débit d'air ; (3) La disposition des trous et la taille de la partie de travail et de la partie primaire dans les canaux secs ont un impact significatif sur l'efficacité du rafraîchissement.

Ref.	Année	Auteurs	Pays	Méthodologie
A.1.14	2014	Anisimov et al.	Pologne	Expérimental et Simulation Numérique basée sur le modèle ε -NTU modifié.

Hypothèses

(1) Fonctionnement en régime permanent ; (2) Les pertes de chaleur dans l'environnement sont négligeables ; (3) Le flux d'air est un mélange de gaz idéal et incompressible d'air sec et de vapeurs d'eau ; (4) Les propriétés cinétiques du flux d'air et du film d'eau sont constantes et égales aux valeurs moyennes ; (5) La force motrice du transfert de masse est un gradient de teneur en humidité (pression partielle de vapeur) ; (6) La diffusion moléculaire longitudinale de la vapeur d'eau dans l'air et la conduction thermique longitudinale le long de la paroi ainsi qu'à l'intérieur des fluides dans le sens du flux d'air sont négligeables ; (7) Le débit d'eau consommé correspond à une évaporation suffisante au maintien du matériau des plaques en état de saturation.

Sens de l'écoulement	Configuration				
	Hauteur du canal (mm)	Longueur du canal (mm)	Largeur du canal (mm)	Matériaux	Epaisseur de la paroi intermédiaire (mm)
Courant Croisé	3.2	-	24 Lamelles de 1.9	Matériaux poreux (humide)/couverture de polyéthylène (sec)	0.4



Cycle de Maisotsenko Caractéristiques de la structure HMX: structure du canal humide et sec respectivement.

Conclusions

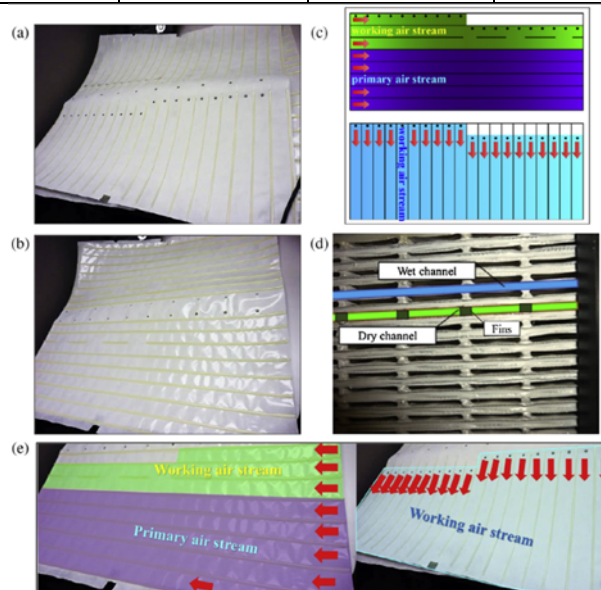
(1) Le cycle M est un moyen efficace de rafraîchissement par évaporation indirecte dans les climats chauds et secs. (2) Les performances de transfert de chaleur et de masse dépendent fortement de la température et de l'humidité de l'air d'entrée, de la taille géométrique des canaux, uniformité de la distribution de l'eau, vitesse de l'air d'admission, rapport de débit massique d'air secondaire sur primaire; (3) l'échangeur de chaleur peut être relativement long dans le sens du flux d'air produit, alors que sa longueur dans le sens du flux d'air secondaire ne doit pas devenir excessive ; (4) Le rapport de débit d'air primaire sur secondaire doit être proche de 1, tandis que les valeurs de vitesse dans les canaux doivent rester relativement faibles ; (5) l'efficacité du point de rosée (et l'efficacité du bulb humide) n'est pas un indicateur adéquat des performances du refroidisseur d'air à évaporation indirecte, quand il est considéré comme le seul facteur d'efficacité. Dans certains cas (par exemple, humidité relative élevée de l'air d'admission), l'efficacité du point de rosée peut augmenter tandis que le taux de capacité de rafraîchissement spécifique du HMX diminue. Une conception optimisée de l'échangeur de chaleur à cycle M est un compromis entre l'efficacité du point de rosée et la capacité de rafraîchissement.

Ref.	Année	Auteurs	Pays	Méthodologie
A.1.15	2015	Pandelidis et al.	Pologne	Simulation Numérique basée sur le modèle ϵ -NTU modifié.

Hypothèses

(1) Fonctionnement en régime permanent ; (2) Les pertes de chaleur dans l'environnement sont négligeables ; (3) Le flux d'air est un mélange de gaz idéal et incompressible d'air sec et de vapeurs d'eau ; (4) Les propriétés cinétiques du flux d'air et du film d'eau sont constantes et égales aux valeurs moyennes ; (5) La force motrice du transfert de masse est un gradient de teneur en humidité (pression partielle de vapeur) ; (6) La diffusion moléculaire longitudinale de la vapeur d'eau dans l'air et la conduction thermique longitudinale le long de la paroi ainsi qu'à l'intérieur des fluides dans le sens du flux d'air sont négligeables ; (7) Le débit d'eau consommé correspond à une évaporation suffisante et au maintien du matériau des plaques en état saturé hygroscopique.

Sens de l'écoulement	Configuration				
	Hauteur du canal (mm)	Longueur du canal (mm)	Largeur du canal (mm)	Matériaux	Epaisseur de la paroi intermédiaire (mm)
Contre-courant	3.2	-	24	-	0.4



caractéristiques de la structure. (a) Feuille de canal humide. (b) Feuille de canal sec. (c) Schéma d'écoulement dans un canal sec et humide. (d) Vue sur la partie d'entrée de l'échangeur. (e) Schéma de circulation d'air sur les plaques d'air primaire et de travail.

Conclusions

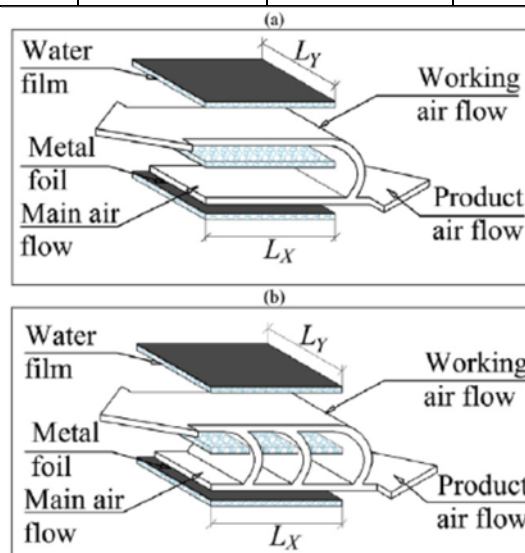
(1) Les performances des unités M-Cycle dépendent des paramètres de température de l'air d'admission ; (2) L'efficacité des dispositifs considérés dépend des paramètres opérationnels, tels que le rapport travail/air primaire et le débit d'air ; (3) La disposition des trous et la taille de la partie de travail et de la partie primaire dans les canaux secs ont un impact significatif sur l'efficacité du rafraîchissement.

Ref.	Année	Auteurs	Pays	Méthodologie
A.1.16	2015	Pandelidis et al.	Pologne	Simulation Numérique basée sur le modèle ε -NTU modifié, langage Pascal.

Hypothèses

(1) Échange thermique avec l'environnement Supposé comme négligeable ; (2) Régime permanent ; (3) Les propriétés physiques du flux d'air sont celles d'un gaz idéal et incompressible ; (4) Consommation de débit d'eau utilisée pour calculer l'évaporation et pour maintenir la surface de la plaque à un état saturé ; (5) La force motrice du transfert de masse est le gradient du rapport d'humidité (gradient de pression partielle de la vapeur d'eau) ; (6) Les propriétés cinétiques du flux d'air et de l'eau sont constantes et supposées égales aux valeurs moyennes ; (7) La température du film d'eau, le coefficient de transfert de chaleur sensible et le facteur de Lewis dépend des conditions de fonctionnement.

Sens de l'écoulement	Configuration				
	Hauteur du canal (mm)	Longueur du canal (mm)	Largeur du canal (mm)	Matériaux	Épaisseur de la paroi intermédiaire (mm)
Contre-courant	5	1200	80	-	0.5



(a) HMX régénératif typique, (b) HMX régénératif perforé.

Conclusions

(1) L'efficacité énergétique des échangeurs est affectée par leurs paramètres géométriques : longueur, hauteur et forme des canaux, en plus par la vitesse de l'air d'admission et le rapport entre l'air secondaire et l'admission ; (2) Les canaux dans les refroidisseurs d'air régénératifs doivent être relativement bas ; (3) L'augmentation de la longueur du canal entraîne une température de sortie plus basse ; (4) La forme de canal la plus efficace pour les refroidisseurs d'air à évaporation indirecte régénérative est le triangle. Cependant, il est difficile d'obtenir une répartition uniforme de l'eau sur les ailettes triangulaires, il peut donc être raisonnable d'utiliser les canaux plats à la place ; (5) Les échangeurs régénératifs perforés montrent une efficacité de température plus élevée que les unités régénératives typiques pour un rapport travail/air d'admission supérieur à 0,45, en raison de la distribution plus efficace du flux d'air dans les canaux humides.

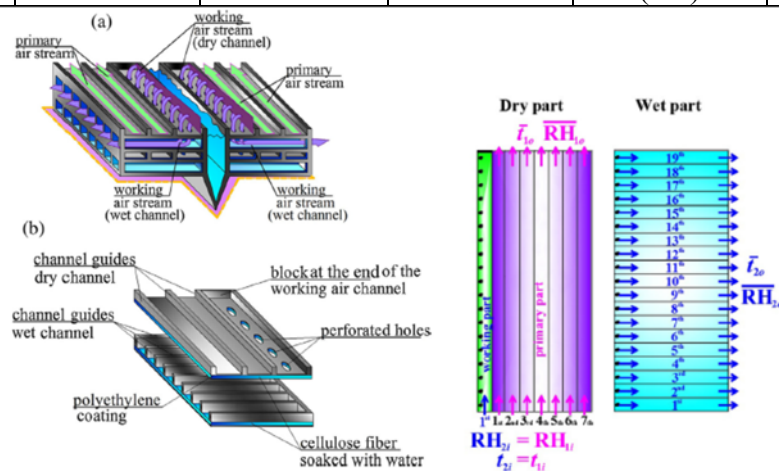
Ref.	Année	Auteurs	Pays	Méthodologie
A.1.17	2015	Pandelidis et al.	Pologne	Simulation Numérique basée sur le modèle ϵ -NTU modifié.

Hypothèses

(1) L'échange de chaleur avec l'environnement est considéré comme négligeable ; (2) Régime permanent ; (3) Les propriétés physiques du flux d'air sont celles d'un gaz idéal et incompressible ; (4) La consommation de débit d'eau est utilisée pour l'évaporation et pour maintenir la surface de la plaque à l'état saturé ; (5) La capacité thermique du flux d'air est beaucoup plus grande que celle de l'eau ; (6) Le mécanisme de transfert de masse est le gradient d'humidité absolu (gradient de pression partielle de la vapeur d'eau) ; (7) Les propriétés cinétiques du flux d'air et de l'eau sont constantes et supposées égales aux valeurs moyennes ; (8) La température du film d'eau, le coefficient de transfert de chaleur sensible et le facteur de Lewis dépendent des conditions de fonctionnement.

Configuration

Sens de l'écoulement	Configuration				
	Hauteur du canal (mm)	Longueur du canal (mm)	Largeur du canal (mm)	Matériaux	Épaisseur de la paroi intermédiaire (mm)
Courant Croisé	3	-	25	Fibre cellulosique (humide) recouverte avec du polyéthylène (sec)	0.2



Conclusions

(1) L'augmentation de la partie air de travail sec de l'échangeur entraîne une amélioration des performances de l'échangeur ; (2) La taille géométrique est un aspect important dans les unités de climatisation, c'est pourquoi les refroidisseurs d'air à évaporation indirecte doivent être caractérisés par une taille similaire par rapport aux systèmes de réfrigération à compression de vapeur conventionnels ; (3) L'augmentation de la partie air de travail sec de l'échangeur au coût de la partie air primaire se justifie lorsqu'elle permet d'obtenir des performances de refroidissement supérieures ; (4) Une distribution inégale entraîne une diminution significative des performances de refroidissement ; (5) Il est important de trouver des moyens efficaces de maintenir un flux d'air uniforme dans les canaux d'air de travail, comme l'utilisation de tailles différentes des trous dans la plaque ou des schémas hydrauliques plus efficaces du système.

Ref.	Année	Auteurs	Pays	Méthodologie
A.1.18	2015	Anisimov et al.	Pologne	Simulation Numérique basée sur le modèle ε -NTU modifié.

Hypothèses

(1) Échange thermique avec l'environnement Supposé comme négligeable ; (2) Régime permanent ; (3) Les propriétés physiques du flux d'air sont celles d'un gaz idéal et incompressible ; (4) Consommation de débit d'eau utilisée pour calculer l'évaporation et pour maintenir la surface de la plaque à un état saturé ; (5) La force motrice du transfert de masse est le gradient du rapport d'humidité (gradient de pression partielle de la vapeur d'eau) ; (6) Les propriétés cinétiques du flux d'air et de l'eau sont constantes et supposées égales aux valeurs moyennes ; (7) La température du film d'eau, le coefficient de transfert de chaleur sensible a et le facteur de Lewis dépend des conditions de fonctionnement.

Sens de l'écoulement	Configuration				
	Hauteur du canal (mm)	Longueur du canal (mm)	Largeur du canal (mm)	Matériaux	Épaisseur de la paroi intermédiaire (mm)
Contre-courant/Parallèle	5	1200	80	-	0.5

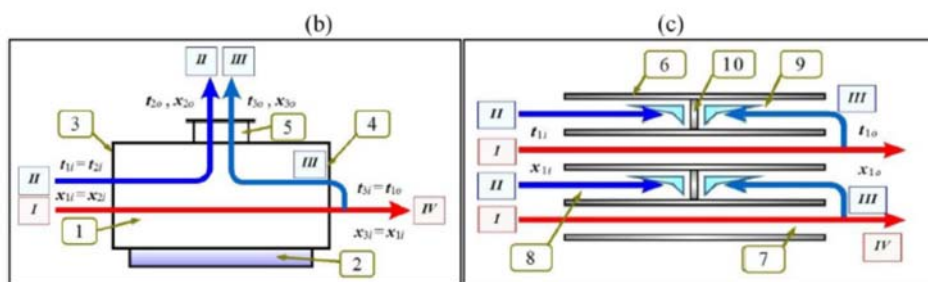
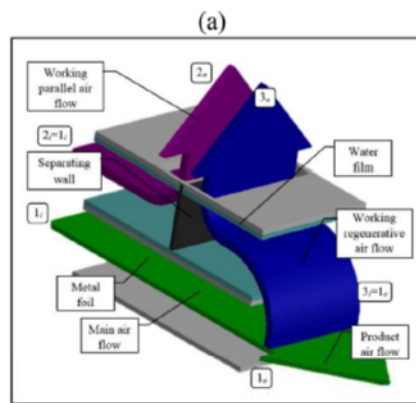


Schéma général du refroidisseur d'air par évaporation indirecte analysé : (a) schéma général ; (b) vue de dessus de l'échangeur ; (c) vue latérale de l'échangeur.

Conclusions

(1) L'échangeur proposé obtient des températures d'air de sortie plus basses et une capacité de refroidissement plus élevée que l'unité régénérative typique. Cependant, pour un débit d'air parallèle plus élevé, il peut atteindre un COP inférieur ; (2) L'impact des facteurs de fonctionnement sur l'efficacité énergétique du HMX considéré a été établi ; (3) La conception optimale du nouvel échangeur de chaleur est obtenue à partir de : l'efficacité EDP , la capacité de refroidissement Q et l'efficacité énergétique théorique du système COP .

ANNEXE B - DONNEES STATISTIQUES DES TEMPERATURES POUR LA REGION DE CONSTANTINE

Tableau B.1. Données statistiques des Températures sèches de l'air et différence entre le bulbe sec et le point de rosée et entre le bulbe sec et le bulbe humide pour Constantine pendant la saison estivale - 24H.

Température du bulbe sec (°C)	Nombre d'Heures	Pourcentage %
<5	0	0.00
5-10	2	0.07
10-15	179	6.11
15-20	577	19.71
20-25	865	29.54
25-30	714	24.39
30-35	457	15.61
35-40	129	4.41
40-45	5	0.17
>45	0	0.00
Température du bulbe sec (°C)		
Min		9.80
Max		41.70
Moyenne		24.30
$\Delta T = T_{db} - T_{dp}$ (°C)	Nombre d'Heures	Pourcentage %
<0	0	0.00
0-5	600	20.49
5-10	848	28.96
10-15	651	22.23
15-20	563	19.23
20-25	258	8.81
25-30	8	0.27
>30	0	0.00
$\Delta T = T_{db} - T_{dp}$ (°C)		
Min		0.00
Max		28.00
Moyenne		10.80

$\Delta T = T_{db} - T_{wb} (\text{°C})$	Nombre d'Heures	Pourcentage %
<0	0	0.00
0	3	0.10
0-2	239	8.16
2-4	570	19.47
4-6	533	18.20
6-8	438	14.96
8-10	389	13.29
10-12	351	11.99
12-14	264	9.02
14-16	125	4.27
16-18	12	0.41
18-20	4	0.14
>20	0	0.00
$\Delta T = T_{db} - T_{wb} (\text{°C})$		
Min		0.00
Max		19.20
Moyenne		6.98

Tableau B.2. Données statistiques du bulbe sec Température et différence entre le bulbe sec et le point de rosée et entre le bulbe sec et le bulbe humide pour Constantine en été - jour seulement.

Température du bulbe sec (°C)	Nombre d'Heures	Pourcentage %
<5	0	0.00
5-10	1	0.06
10-15	68	3.98
15-20	210	12.30
20-25	415	24.30
25-30	483	28.28
30-35	399	23.36
35-40	127	7.44
40-45	5	0.29
>45	0	0.00

Température du bulbe sec (°C)		
Min	9.80	
Max	41.70	
Moyenne	26.34	
$\Delta T = T_{db} - T_{dp}$ (°C)	Nombre d'Heures	Pourcentage %
<0	0	0.00
0	2	0.12
0-5	224	13.11
5-10	308	18.03
10-15	414	24.24
15-20	499	29.22
20-25	253	14.81
25-30	8	0.47
30-35	0	0.00
$\Delta T = T_{db} - T_{dp}$ (°C)		
Min	0.00	
Max	28.50	
Moyenne	13.15	
$\Delta T = T_{db} - T_{wb}$ (°C)	Nombre d'Heures	Pourcentage %
<0	0	0.00
0	3	0.18
0-2	98	5.74
2-4	196	11.48
4-6	200	11.71
6-8	233	13.64
8-10	276	16.16
10-12	309	18.09
12-14	253	14.81
14-16	124	7.26
16-18	12	0.70
18-20	4	0.23

>20	0	0.00
$\Delta T = T_{db} - T_{wb}$ (°C)		
Min	0.00	
Max	19.20	
Moyenne	8.50	

Tableau B.3. Données statistiques du bulbe sec Température et différence entre le bulbe sec et le point de rosée et entre le bulbe sec et le bulbe humide pour Constantine en saison estivale - Nuit uniquement.

Température du bulbe sec (°C)	Nombre d'Heures	Pourcentage %
<5	0	0.00
5-10	2	0.14
10-15	143	9.77
15-20	423	28.89
20-25	512	34.97
25-30	278	18.99
30-35	98	6.69
35-40	8	0.55
>40	0	0.00
Température du bulbe sec (°C)		
Min	9.80	
Max	41.7	
Moyenne	24.30	
$\Delta T = T_{db} - T_{dp}$ (°C)	Nombre d'Heures	Pourcentage %
<0	0	0.00
0	2	0.14
0-5	463	31.58
5-10	588	40.11
10-15	273	18.62
15-20	116	7.91
20-25	23	1.57
25-30	1	0.07
>30	0	0.00
$\Delta T = T_{db} - T_{dp}$ (°C)		
Min	0.00	

Max	25.2	
Moyenne	7.86	
$\Delta T = T_{db} - T_{wb}$ (°C)	Nombre d'Heures	Pourcentage %
<0	0	0.00
0	2	0.14
0-2	184	12.57
2-4	434	29.64
4-6	358	24.45
6-8	228	15.57
8-10	137	9.36
10-12	76	5.19
12-14	38	2.60
14-16	6	0.41
16-18	1	0.07
>18	0	0.00
$\Delta T = T_{db} - T_{wb}$ (°C)		
Min	0.00	
Max	17.00	
Moyenne	5.08	

ANNEXE C : CLASSIFICATION DE KÖPPEN-GEIGER

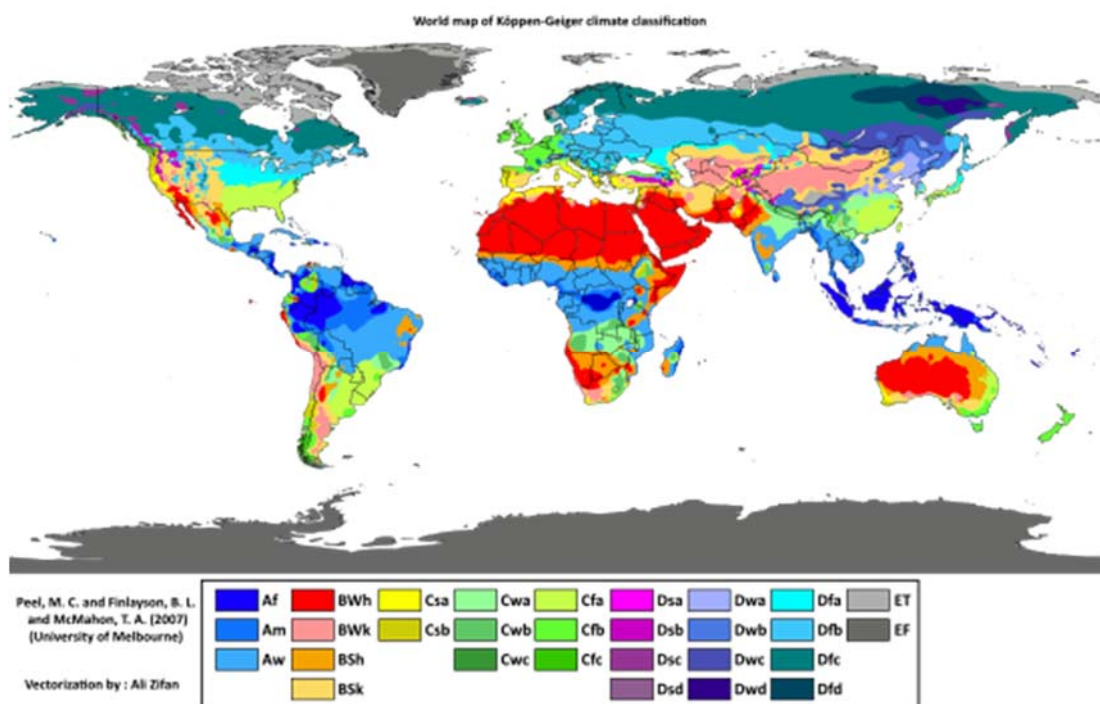


Figure C.1. Carte des climats de Köppen-Geiger

La carte des climats de Köppen-Geiger est présentée par le *Climatic Research Unit* de l'*University of East Anglia* et le *Global Precipitation Climatology Centre* du *Deutscher Wetterdienst* et est valable pour la période 1951 à 2000.

Af	BWh	Csa	Cwa	Cfa	ET
Am	BWk	Csb	Cwb	Cfb	EF
Aw et As	BSh	Csc	Cwc	Cfc	
	BSk	Dsa	Dwa	Dfa	
		Dsb	Dwb	Dfb	
		Dsc	Dwc	Dfc	
		Dsd	Dwd	Dfd	

La **classification de Köppen** est une classification des climats fondée sur les précipitations et les températures. C'est le botaniste Wladimir Peter Köppen qui l'a inventée en 1900 en combinant la carte mondiale de la végétation publiée en 1866 par Hermann Griesbach et la division du climat en cinq zones par de Candolle.

C'est la plus courante des classifications climatiques dans sa version présentée par Rudolf Geiger en 1961. Un très grand nombre d'études climatiques et de publications ont adopté une des versions de ce système. La carte de Köppen-Geiger reste aujourd'hui une référence, grâce à ses mises à jour fréquentes, tant dans les domaines de l'hydrologie, de la géographie, de l'agriculture, de la biologie, la climatologie à travers ses recherches sur l'évolution des climats.

De ce système sont issues d'autres classifications plus conformes aux différences de biomes rencontrées comme la classification de Trewartha qui introduit des variables empiriques. Ces classifications sont cependant moins utilisées.

Un climat, selon cette classification, est repéré par un code de deux ou trois lettres (les critères indiqués dans les tableaux suivants sont ceux utilisés dans la carte, ils reprennent les critères utilisés par Köppen dans sa dernière publication en 1936.

1^{re} lettre : type de climat

Code	Type	Description
A	Climat tropical	Température moyenne de chaque mois de l'année > 18 °C Pas de saison hivernale Fortes précipitations annuelles (supérieure à l'évaporation annuelle)
B	Climat sec	Évaporation annuelle supérieure aux précipitations annuelles. Ce seuil est calculé de la manière suivante : Si moins de 30 % des précipitations tombent en été (avril à septembre dans l'hémisphère nord) : Précipitations annuelles moyennes (mm) < 20 × température annuelle moyenne (°C) Si plus de 70 % des précipitations tombent en été : Précipitations annuelles moyennes (mm) < 20 × température annuelle moyenne + 280 Autrement : Précipitations annuelles moyennes (mm) < 20 × température annuelle moyenne + 140
C	Climat tempéré	<ul style="list-style-type: none"> Température moyenne du mois le plus froid comprise entre -3 °C et 18 °C Température moyenne du mois le plus chaud > 10 °C Les saisons été et hiver sont bien définies
D	Climat continental	<ul style="list-style-type: none"> Température moyenne du mois le plus froid < -3 °C Température moyenne du mois le plus chaud > 10 °C Les saisons été et hiver sont bien définies
E	Climat polaire	<ul style="list-style-type: none"> Température moyenne du mois le plus chaud < 10 °C La saison d'été est très peu marquée

Dans les grandes lignes, les climats mondiaux s'étalent de A à E, en allant de l'équateur aux pôles.

2^e lettre : régime pluviométrique

Code	Description	S'applique à
S	<ul style="list-style-type: none"> Climat de steppe Précipitations annuelles comprises entre 50 et 100 % du seuil calculé 	B
W	<ul style="list-style-type: none"> Climat désertique Précipitations annuelles < 50 % du seuil 	B
w	<ul style="list-style-type: none"> Saison sèche en hiver <ul style="list-style-type: none"> Pour A : climat de la savane, P du mois hivernal le plus sec < 60 mm et < [100 - (précipitations annuelles moyennes)/25] pour C et D : P du mois hivernal le plus sec < 1/10 du mois le plus humide 	A-C-D
s	<ul style="list-style-type: none"> Saison sèche en été 	A-C-D

	<ul style="list-style-type: none"> ○ Pour A : climat de la savane, P du mois estival le plus sec < 60 mm et < $[100 - (\text{précipitations annuelles moyennes})/25]^4$ ○ Pour C et D : P du mois estival le plus sec < 40 mm^{4,5,Note 1} et < 1/3 du mois hivernal le plus humide 	
f	<ul style="list-style-type: none"> ● Climat humide, précipitations tous les mois de l'année <ul style="list-style-type: none"> ○ Pour A : climat de la forêt tropicale, P du mois le plus sec > 60 mm ○ Pour C et D : pas de saison sèche, ni « w » ni « s » 	A-C-D
m	<ul style="list-style-type: none"> ● Climat de mousson : ● P du mois le plus sec < 60 mm et > $[100 - (\text{précipitations annuelles moyennes})/25]$ 	A
T	<ul style="list-style-type: none"> ● Température moyenne du mois le plus chaud comprise entre 0 °C et 10 °C 	E
F	<ul style="list-style-type: none"> ● Température moyenne du mois le plus chaud < 0 °C 	E
M	<ul style="list-style-type: none"> ● Précipitations abondantes ● Hiver doux (Température moyenne du mois le plus froid > -10 °C) 	E

On obtient donc les catégories suivantes :

- Af : climat équatorial
- Aw : climat de savane avec hiver sec
- As : climat de savane avec été sec (catégorie parfois utilisée en analogie avec Aw dans les rares cas où la saison sèche se produit dans les mois où le soleil est au plus haut.)
- Am : climat de mousson
- BS : climat de steppe (semi-aride)
- BW : climat désertique
- Cf : climat tempéré chaud sans saison sèche
- Cw : climat tempéré chaud avec hiver sec (chinois)
- Cs : climat tempéré chaud avec été sec (méditerranéen)
- Df : climat continental froid sans saison sèche
- Dw : climat continental froid avec hiver sec
- Ds : climat continental froid avec été sec (continental méditerranéen)
- ET : climat de toundra
- EF : climat d'inlandsis
- EM : climat subpolaire océanique

3^e lettre : variations de température

Pour affiner les types B, C et D, une troisième lettre précise l'amplitude du cycle annuel des températures :

Code	Description	S'applique à
a : été chaud	<ul style="list-style-type: none"> ● Température moyenne du mois le plus chaud > 22 °C 	C-D
b : été tempéré	<ul style="list-style-type: none"> ● Température moyenne du mois le plus chaud < 22 °C 	C-D

	• Températures moyennes des 4 mois les plus chauds > 10 °C	
c : été court et frais	• Température moyenne du mois le plus chaud < 22 °C • Températures moyennes mensuelles > 10 °C pour moins de 4 mois	C-D
d : hiver très froid	• Température moyenne du mois le plus froid > -38 °C • Température moyenne du mois le plus froid < -38 °C	D
h : sec et chaud	• Température moyenne annuelle > 18 °C	B
k : sec et froid	• Température moyenne annuelle < 18 °C	B

Classification des climats

Classe	Types de climats
A	<ul style="list-style-type: none"> • Équatorial : Af • Mousson : Am • Savane : Aw, As
B	<ul style="list-style-type: none"> • Désertique : BWh, BWk, BWn • Semi-aride : BSh, BSk, BSn
C	<ul style="list-style-type: none"> • Subtropical humide : Cfa, Cwa • Océanique : Cfb, Cwb, Cfc, Cwc • Méditerranéen : Csa, Csb, Csc
D	<ul style="list-style-type: none"> • Continental humide : Dfa, Dwa, Dfb, Dwb • Subarctique : Dfc, Dwc, Dfd, Dwd • Continental méditerranéen : Dsa, Dsb, Dsc, Dsd
E	<ul style="list-style-type: none"> • Toundra : ET • Inlandsis ou calotte glaciaire : EF

Exemples

- Le Sahara, ou le désert d'Arabie, sont de type BWh
- Le Sahel est de type BSh
- La ville de New York est de type Cfa ou Dfa
- La zone équatoriale est de type Af
- La majeure partie de France et la Belgique sont de type Cfb
- L'Amazonie est de type Aw, Af et Am
- L'Archipel des Kerguelen (Terres australes et antarctiques françaises) est de type ET
- Le centre du Groenland est de type EF
- La Sibérie est de type Dfc

**ANNEXE D : METHODE ϵ -NTU MODIFIEE POUR LES SYSTEMES DE
RAFRAICHISSEMENT PAR EVAPORATION INDIRECT**

Un modèle unidimensionnel est développé pour résoudre les distributions de température, d'enthalpie et d'humidité à l'intérieur du refroidisseur d'air à évaporation indirecte. Une dérivation mathématique des équations gouvernantes est présentée ici. Certaines hypothèses sont faites pour simplifier la solution (Hasan, 2012) :

- (1) le refroidisseur est supposé être bien isolé de l'environnement ;
 - (2) la conduction thermique longitudinale dans la paroi dans la direction x est négligée ;
 - (3) les coefficients de transfert de chaleur et de masse à l'intérieur de chaque passage sont des constantes ;
 - (4) L'analogie de Reynolds est valide et le nombre de Lewis est l'unité ($\alpha / \beta C_p = 1$) ;
 - (5) le côté liquide de l'interface air-eau offre une résistance négligeable au transfert de chaleur de sorte que la température d'interface est saturée à la température du film d'eau (t_f).
- Des équations de bilan thermique et massique sont appliquées aux passages secs et humides pour résoudre le problème du refroidisseur par évaporation indirecte par la méthode ϵ -NTU.

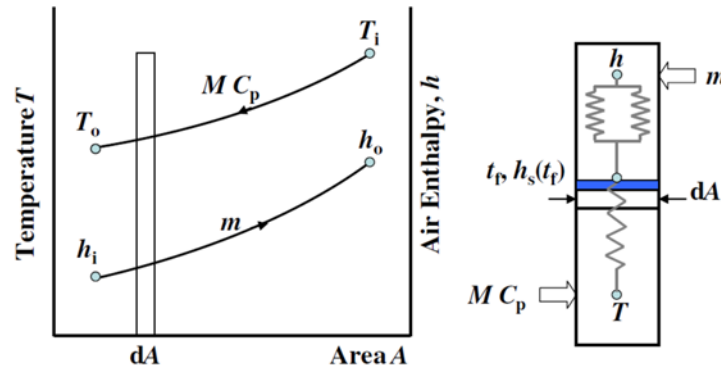


Figure D.1. Profils thermiques dans un Système de rafraîchissement à évaporation indirecte (Hasan, 2012).

On peut noter d'après la figure C.1 qu'une mise en œuvre directe des équations de l'échangeur de chaleur sensible n'est pas applicable en raison de l'existence de deux gradients :

- (1) il existe un gradient de température entre la température de l'air dans le passage sec (T) et la température du film d'eau (t_f) ;
- (2) il existe un gradient d'enthalpie dans le passage humide entre l'interface du film air-eau saturé et l'air humide.

Ce gradient d'enthalpie est dû au transfert de chaleur sensible entre le film d'eau et l'air humide ($t_f - t$) et au transfert de chaleur latente dû au transfert de masse de vapeur d'eau entre le film d'eau saturée et l'air humide ($H_s(t_f) - H$).

Une modification de la méthode ε -NTU à été introduite pour permettre de gérer le problème du système de rafraîchissement par évaporation indirecte. L'idée est de relier (T) dans le passage sec et (h) dans le passage humide par un gradient unique. Pour l'élément avec une zone de contact (dA) représentée sur la figure 4, le transfert de chaleur de l'air dans le passage sec à la température (T) à la température du film d'eau à (t_f) est :

$$dq = U dA (T - t_f) \quad (1)$$

Où dans cette équation

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_d} + \frac{\delta}{k}} \quad (2)$$

L'analyse de Merkel [21] conclut que le transfert d'énergie dans l'opération de contact air-eau peut être représenté par un processus global basé sur la différence de potentiel d'enthalpie entre l'interface air-eau et l'air en vrac. Par conséquent, le transfert de chaleur à l'air dans le passage humide est fonction de la différence entre l'enthalpie de l'air de saturation à la température du film d'eau $h_s(t_f)$ et l'enthalpie de l'air dans le passage humide (h) :

$$dq = \beta dA (h_s(t_f) - h) \quad (3)$$

où (β) est le coefficient de transfert de masse de la vapeur d'eau du film d'eau vers le courant d'air. Maintenant, supposons une relation linéaire entre la température de saturation de l'air et l'enthalpie :

$$h_s(t) = a t + b \quad (4)$$

où (a) est la pente de la ligne de saturation. Cette hypothèse ne devrait pas entraîner une erreur significative lorsqu'une petite plage de températures est rencontrée. Substituer dans Eq. (3) pour $h_s(t_f)$ de l'Eq. (4) donne :

$$dq = \beta dA (a t_f + b - h) \quad (5)$$

Pour éliminer (t_f), en remplaçant (t_f) de l'Eq. (1) dans l'Eq. (5) donne

$$dq = \beta dA \left(a \left(T - \frac{dq}{U dA} \right) + b - h \right) \quad (6)$$

En Réorganisant l'Eq. (6)

$$dq = \frac{aT + b - h}{\frac{a}{U} + \frac{1}{\beta}} dA \quad (7)$$

On peut noter que le terme ($aT + b$) apparaissant dans l'Eq. (7) peut être défini comme $h_s(T)$ selon l'équation. (4), où $h_s(T)$ est l'enthalpie de saturation de l'air à la température de l'air sec (T). D'où l'Eq. (7) devient :

$$dq = \frac{1}{\frac{a}{U} + \frac{1}{\beta}} dA (h_s(T) - h) \quad (8)$$

Cette équation est une découverte très importante dans cette analyse car elle permet de relier (T) dans le passage sec avec (h) dans le passage humide par une équation basée sur un gradient d'enthalpie unique $h_s(T) - h$.

Le nouveau coefficient de transfert dans cette équation est $\left(\frac{a}{U} + \frac{1}{\beta}\right)^{-1}$, qui comprend le coefficient de transfert de chaleur global (U) défini selon l'Eq. (2), le coefficient de transfert de masse (b) et la pente de la droite de saturation (a). Dans Eq. (8), le terme d'enthalpie modifié $h_s(T)$ représente le contenu thermique de l'air circulant dans le passage sec.

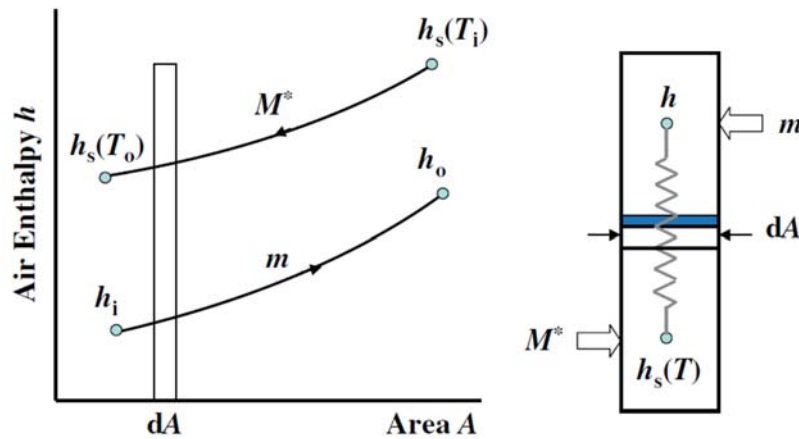


Figure D.2. Profils thermiques modifiés dans un système de rafraîchissement à évaporation indirecte.

La figure C.2 montre le profil de l'enthalpie de l'air (h) et de l'enthalpie modifiée $h_s(T)$. Un nouveau débit massique (M^*) dans le passage sec lié à cette enthalpie modifiée doit être déterminé. Cela peut être trouvé à partir du bilan thermique de l'air dans le passage sec

$$MC_p(T_i - T_o) = M^*(h_s(T_i) - h_s(T_o)) \quad (9)$$

En réorganisant cette équation on obtient :

$$M^* = MC_p \frac{(T_i - T_o)}{h_s(T_i) - h_s(T_o)}$$

Ou

$$M^* = \frac{MC_p}{a} \quad (10)$$

Où a est la pente de la ligne de saturation température-enthalpie.

nous pouvons remarquer la similitude entre le boîtier de l'échangeur de chaleur sensible et le boîtier du système à évaporation indirecte modifié. Par conséquent, la méthode ϵ -NTU pour les échangeurs de chaleur sensible peut être appliquée pour les systèmes à évaporation indirecte lorsqu'un réglage approprié est effectué en redéfinissant certains termes et comme indiqué dans la colonne de droite du tableau 3.1 (chapitre 3).

L'expression de l'efficacité $\varepsilon^* = f(NTU^*, C_r)$ prend des formes similaires à celles des équations. (12) et (13) en remplaçant NTU par NTU^* . Le transfert de chaleur a lieu de l'air qui est dans le passage sec (fluide chaud) à l'air qui est dans le passage humide (fluide froid), qui détermine respectivement les taux de capacité thermique C_h^* et C_c^* . Cette méthode peut être utilisée pour différentes directions d'écoulement dans des systèmes de rafraîchissement à évaporation indirects (régénératifs à contre-courant et à écoulement parallèle) et pour les types à un ou plusieurs étages. Dans les cas de contre-courant et d'écoulement parallèle, l'itération n'est pas nécessaire puisque la méthode ε -NTU peut résoudre le problème lorsque les conditions d'entrée d'air dans les deux passages sont connues, tandis que des itérations sont nécessaires pour le cas de régénération car la température de l'air d'entrée dans le passage humide est égale à la température de sortie du passage sec, qui est inconnue.

ANNEXE E : PROPRIETES DES MATERIAUX ET COMPOSITION DES PAROIS

Tableau F.1. Propriétés thermiques des Matériaux

Matériau	Epaisseur [m]	Conductivité Thermique [W/m°K]	Densité [kg/m³]	Chaleurs spécifique [J/kg°K]	Résistance thermique [m²°K/W]
Mortier de Ciment	0,02	1,4	2200	1080	0,01429
Polystyrène Expansé	0,05	0,038	35	1404	1,316
Béton	0,1	1,75	2500	1080	0,1143
Mortier de Plâtre	0,02	0,35	750	936	0,05714
Bois-Chêne	0,03	0,23	750	2160	0,1304
Contreplaqué	0,035	0,15	550	1512	/
Acier	0,04	52	7780	468	/
Granito-Int	0,021	2,1	2200	936	0,01
Entrevous- Dalle de compression	0,12	1,45	1450	1080	0,08276
Sable Sec	0,02	0,6	1300	823	0,03333
Granito-ext	0,025	2,1	2200	936	/
Sable- Gravillons	0,2	1,2	1800	792	0,1667
Chape Bitumineuse	0,01	0,23	1100	1656	0,04348
Film Polyéthylène capillaire	0,01	0,4	1500	1404	0,025
Gravier	0,02	2,4	2465	936	0,08333
Brique 8	0,1	0,56	1400	936	
Brique Mono mur	0,25	0,18	1400	936	1,389

Tableau F.2 Composition des parois

	Porte	Mur Intérieur	Mur Extérieur	Plancher sol	Plancher/Plafond	Terrasse inaccessible	Vitrage
Couche extérieur	Bois-Chêne	Mortier Plâtre	Mortier Ciment	Sable Gravillon	Granito Intérieur	Gravier	Claire 3mm
2	/	Brique 8	Polystyrène expansé	Sable sec	Mortier Ciment	Chape bitumineuse	Argon 13mm
3	/	Mortier Plâtre	Brique Mono mur	Film Polyéthylène capillaire	Sable Sec	Béton plein	Claire 3mm
4	/	/	Mortier Plâtre	Polystyrène expansé	Entrevous-Dalle de compression	Entrevous-Dalle de compression	/
5	/	/	/	Film Polyéthylène capillaire	Mortier de Ciment	Mortier Ciment	/
6	/	/	/	Béton Armée	Mortier de plâtre	/	/
7	/	/	/	Sable Sec	/	/	/
8	/	/	/	Mortier Ciment	/	/	/
9	/	/	/	Granito Intérieur		/	/

ANNEXE F : CONFORT THERMIQUE

L'indicateur de confort thermique le plus couramment utilisé est la température de l'air, il est facile à utiliser et la plupart des gens peuvent s'y identifier. Mais bien que ce soit un indicateur important à prendre en compte, la température de l'air à elle seule n'est ni un indicateur valide ni précis du confort thermique ou du stress thermique. La température de l'air doit toujours être considérée par rapport à d'autres facteurs environnementaux et personnels.

Les six facteurs affectant le confort thermique sont à la fois environnementaux et personnels. Ces facteurs peuvent être indépendants les uns des autres, mais contribuent ensemble au confort thermique d'une personne :

Facteurs environnementaux :

Température de l'air

Température radiante moyenne

Humidité relative

Vitesse de l'air

Facteurs personnels :

Isolation des vêtements

Chaleur métabolique

➤ **Facteurs environnementaux**

1. Température de l'air

C'est la température de l'air entourant le corps. Il s'agit de la température extérieure du bulbe sec. Les températures basses et hautes de confort sont les principaux déterminants de la zone de confort, bien que plusieurs sources aient des définitions légèrement différentes. Par exemple, le California Residential Energy Code spécifie 21°C comme confort bas et 24°C pour confort élevé (au-dessus et au-dessous duquel le chauffage ou la climatisation est requis), tandis que le modèle de confort ASHRAE Handbook of Fundamentals montre comment la zone de confort change en fonction des vêtements, c'est-à-dire que la zone est définie par des températures plus chaudes en été lorsque les personnes portent des vêtements plus légers.

2. Température radiante moyenne

Ce que nous ressentons concernant le confort thermique dans le bâtiment est lié à l'influence de la température de surface et de la température de l'air sec dans l'espace dans lequel nous nous trouvons. La température radiante moyenne est exprimée en température de surface et est contrôlée par les performances de l'enceinte. La température radiante moyenne est déterminée par la moyenne pondérée par la surface de chaque segment de paroi que notre corps «voit» multiplié par sa température radiante.

On suppose que la température moyenne des surfaces environnantes est à peu près la même que la température du bulbe sec. Cela est sans doute justifié parce que dans les environnements résidentiels, les températures de surface sont rarement plus que quelques degrés différents de la température sèche de l'air et ont donc un très faible impact sur la plage de confort.

3. Humidité relative.

L'humidité relative est le rapport entre la quantité d'humidité dans l'air et la quantité maximale que l'air peut contenir à une même température.

Une humidité relative comprise entre 30% et 80% n'a pas d'impact majeur sur le confort thermique. Cependant, dans certains climats, lorsque la température extérieure est élevée, l'humidité relative peut être inconfortablement élevée. Par conséquent, les niveaux d'humidité relative confortable varient en fonction de la température.

4. Vitesse de l'air

Le principal facteur environnemental pour étendre la zone de confort est la vitesse de l'air. Le mouvement de l'air est l'un des rares moyens de produire un effet de refroidissement sur le corps humain. Il le fait en augmentant le taux d'évaporation de la sueur et en donnant une sensation psychologique de rafraîchissement (notez que la ventilation ne réduit pas réellement la température du bulbe sec). Le rafraîchissement par mouvement d'air est particulièrement important dans les climats chauds et humides, où le type de bâtiment vernaculaire le plus efficace est un pavillon complètement ouvert pour capter les brises les plus légères, recouvert d'un toit bien isolé pour bloquer le rayonnement solaire, et qui est souvent fortement incliné pour évacuer la pluie.

La stratégie de rafraîchissement la plus rentable consiste simplement à ouvrir les fenêtres lorsque les conditions extérieures sont plus confortables qu'à l'intérieur. Pour obtenir une ventilation croisée, ouvrez les fenêtres du côté sous le vent et du côté opposé du bâtiment ; cela permet d'atteindre des taux de ventilation très élevés (10 à 20 renouvellements d'air par heure). La ventilation naturelle est encore meilleure si la sortie est plus haute que l'entrée, idéalement au sommet d'un atrium à plusieurs étages. Mais une ventilation naturelle est possible si les fenêtres sont situées sur des murs latéraux adjacents ou même si nécessaire lorsque l'entrée et la sortie sont sur le même mur.

En ouvrant les fenêtres la nuit quand il fait frais et en les fermant le matin quand l'extérieur devient plus chaud qu'à l'intérieur, la température intérieure moyenne peut être maintenue plus fraîche que la température extérieure moyenne.

Les ventilateurs de plafond peuvent faire en sorte que les occupants se sentent jusqu'à 14°C plus frais même si la température du bulbe sec est inchangée. La ventilation avec un ventilateur pour toute la maison est également une excellente stratégie, surtout s'il y a une masse intérieure pour stocker la «fraîcheur» nocturne. Les ventilateurs de plafond et les ventilateurs de toute la maison sont très éco énergétiques car ils produisent environ vingt fois plus de rafraîchissement que l'énergie qu'ils utilisent.

Les ventilateurs de plafond ont des pales à déplacement lent de grand diamètre et sont généralement montés à un pied ou deux sous le plafond. Ils peuvent souffler vers le bas ou vers le haut. Ils peuvent produire un mouvement d'air doux ou fort dans un cylindre imaginaire d'environ 1,5 diamètre de lame directement en dessous. Étant donné que les ventilateurs de plafond ne produisent pas d'air frais, mais donnent plutôt aux occupants une sensation de fraîcheur, il n'y a aucun avantage à les faire fonctionner lorsqu'il n'y a personne dans la zone. Ainsi, le ventilateur idéal aurait un capteur de présence et ne s'allumerait que

lorsqu'un occupant était à proximité. En règle générale, cependant, les ventilateurs sont activés manuellement, de sorte qu'ils fonctionnent souvent inutilement.

L'une des stratégies de rafraîchissement les plus rentables dans de nombreux climats est un ventilateur pour toute la maison, installé de manière à évacuer l'air de la maison. Les petits ventilateurs peuvent effectuer jusqu'à cinq changements d'air par heure, tandis que les grands ventilateurs peuvent en atteindre 20 ou plus. Un thermostat «intelligent» peut détecter les températures intérieures et extérieures et fournir une ventilation uniquement si nécessaire, par exemple lorsque l'air intérieur est trop chaud et l'air extérieur est plus frais. C'est aussi comme un humain «intelligent» qui allume le ventilateur dans les mêmes conditions.

➤ **Facteurs personnels**

1. Isolation des vêtements (CLO)

La quantité de vêtements que les gens portent est l'un des facteurs affectant le confort thermique. Une personne peut ajouter des couches de vêtements si elle a froid ou enlever des couches de vêtements si elle a chaud. En supposant que les gens porteront des vêtements d'été plus légers lorsqu'il fait chaud, les températures de confort minimum et maximum pour l'été sont plus élevées que celles définissant la zone de confort en hiver.

Les vêtements d'hiver (un pantalon long et d'un pull) sont d'environ 1,0 CLO, tandis que les vêtements d'été (un short et un haut léger) sont de 0,5 CLO.

2. Taux de travail/chaleur métabolique (MET)

La quantité d'activité physique pratiquée par les personnes est un autre facteur affectant le confort thermique humain. Le travail ou le taux métabolique est essentiel pour une évaluation du confort thermique. Il décrit la chaleur que nous produisons à l'intérieur de notre corps lors de nos activités physiques.

➤ **Traçage des données climatique et adaptation des stratégies de conception à appliques**

Certaines stratégies de conception de bâtiments sont plus appropriées pour certains climats alors que pour d'autres non. Les stratégies de conception sont toutes définies par rapport à la zone de confort, et la spécification pour chacune d'elles. Chaque stratégie de conception a son propre impact sur le confort des occupants, avec un nombre d'heures dans lesquels ils seront susceptibles d'être à l'aise avec cette stratégie particulière dans ce climat particulier. Ces heures aident à identifier les stratégies de conception passives qui seront les plus efficaces dans ce climat. Étant donné que les codes énergétiques exigent des types de bâtiments légèrement différents dans chaque zone climatique, il est important pour les personnes qui conçoivent, construisent ou entretiennent ces bâtiments de comprendre les attributs uniques de leur climat et son impact sur la consommation d'énergie de leur bâtiment. Le but n'est pas simplement de tracer des données climatiques, mais plutôt d'organiser et de représenter ces informations de manière facile à comprendre, qui montre les attributs subtils du climat et son impact sur la forme bâtie. L'objectif est d'aider à créer des bâtiments plus éco énergétiques et plus durables, chacun étant parfaitement adapté à son emplacement particulier sur cette planète.

➤ **Modèles de confort thermique**

Il existe deux types de modèles pour évaluer le confort thermique : les modèles statiques et les modèles adaptatifs. Le modèle de confort California Energy Code, est un modèle statique. Il suppose que la température intérieure nécessaire au confort thermique ne change pas avec les saisons. Les températures hautes et basses qui définissent la plage de confort sont statiques. À l'autre extrême se trouve le modèle de confort adaptatif défini dans la norme ASHRAE 55. Il suppose que les espaces sont naturellement ventilés et que les occupants peuvent ouvrir et fermer les fenêtres. Ainsi, leur réponse thermique dépendra en partie des conditions extérieures et ils auront une gamme de confort plus large que dans les bâtiments dotés de systèmes HVAC centralisés. Entre ces deux extrêmes se trouvent deux autres modèles : ASHRAE Handbook of Fundamentals Comfort Model et ASHRAE Standard 55 Comfort Model utilisant le PMV (Predicted Mean Vote). Ces deux modèles supposent que les gens s'adapteront au changement climatique en changeant de vêtements et disposeront ainsi de deux zones de confort, une pour l'hiver et une pour l'été.

➤ **Modèle de confort California Energy Code, 2013 (California Energy Code Comfort Model, 2013)**

Le California Residential Energy Code de 2013 stipule qu'aux fins du dimensionnement des équipements de climatisation, les températures de conception intérieures doivent être de 20°C pour le chauffage à 23,9°C pour le rafraîchissement. Le Code ne donne aucune indication sur des niveaux d'humidité confortables. Le sommet de la zone de confort est défini par l'humidité relative la plus élevée à la température de confort basse et suit la ligne de température du bulbe humide. L'utilisation d'une humidité relative de 80% à une température basse de confort de 20°C correspond à une température humide 18,9°C ce qui est raisonnable. L'humidité confortable la plus basse est indiquée par le fond plat de cette zone, comme défini par la température minimale du point de rosée qui est réglée à -2,8°C.

➤ **Le standard 55 d'ASHRAE et l'actuel Manuel des Fondamentaux du modèle de confort (ASHRAE Standard 55 and Current Handbook of Fundamentals Comfort Model)**

Le deuxième modèle est défini dans la norme ASHRAE 55. Il est également connu sous le nom de modèle PMV (Predicted Mean Vote). Il prend en compte la température du bulbe sec, l'humidité, la vitesse de l'air et l'activité métabolique. Il dispose de deux zones de confort pour les vêtements d'été et d'hiver et les limites des lignes de températures qui sont légèrement inclinées expliquent le fait que dans un air plus sec, les gens sont plus à l'aise à des températures légèrement plus élevées. Avec ce modèle, on suppose que la température radiante moyenne (TRM) est à peu près égale à la température du bulbe sec.

➤ **l'ASHRAE Handbook of Fundamentals Comfort Model, (through 2005)**

Le troisième modèle de confort est défini dans l'ASHRAE Handbook of Fundamentals - 2005. Il montre comment la zone de confort change en fonction des vêtements (CLO), la zone plus chaude étant en corrélation avec les personnes portant des vêtements d'été plus légers. Les températures sont définies par des lignes légèrement inclinées qui tiennent compte de l'effet de l'humidité sur le confort (à mesure qu'il devient plus sec, les gens seront à l'aise à des températures légèrement plus élevées).

➤ **Modèle de confort adaptatif dans la norme ASHRAE 55-2010 (Adaptive Comfort Model in ASHRAE Standard 55-2010)**

Le quatrième modèle est également défini dans la norme ASHRAE 55. Il s'applique dans les espaces naturellement ventilés où les personnes peuvent ouvrir et fermer les fenêtres. Les conditions intérieures sont acceptables lorsque les températures moyennes de l'air extérieur sont comprises entre 10°C et 33°C, et lorsque les températures intérieures peuvent être maintenues dans une plage de température de fonctionnement spécifiée de 12 degrés (voir la figure 5.3 de la norme ASHRAE 55). Ainsi, le confort thermique dépend en partie des conditions extérieures et les occupants auront une gamme de confort plus large que dans les bâtiments dotés de systèmes HVAC centralisés. Ce modèle ne s'applique pas lorsque le système de chauffage d'un bâtiment est en fonctionnement, et il ne s'applique pas s'il y a un système de climatisation. Il suppose que les gens adapteront leurs vêtements au climat (1,0 à 0,5 Clo) et qu'ils s'adonnent à des activités sédentaires telles que la lecture (1,0 à 1,1 Met). La norme ne traite pas de la façon dont le confort adaptatif est affecté par les autres stratégies de conception des bâtiments.

ARTICLES ET PUBLICATIONS

- ✓ **“Numerical Study and Performance of a Dew Point Evaporative Cooler for Buildings in Constantine, Algeria”**. Journal of Fundamental and Applied Sciences, v. 13, n. 1, p. 582-617, 14 sept. 2020.
DOI: <https://doi.org/10.4314/jfas.v13i1.31>
<https://jfas.info/index.php/JFAS/article/view/835>
- ✓ **"Etude numérique d'un système de rafraîchissement par évaporation à point de rosée pour bâtiments sous climat méditerranéen"**, Conférence IBPSA France, 13 Novembre 2020, Reims, France.
- ✓ **“Design of a dew point evaporative cooler for buildings in Mediterranean climate”**, 13th REHVA World Congress CLIMA 2019, 26 – 29 May 2019, Bucharest, Romania.
- ✓ **“Numerical Study and Design of a Dew Point Evaporative Cooler for Buildings”**, EENVIRO 2018, 5th International Conference on Sustainable Solutions for Energy and Environment, 9 – 13 October 2018, Cluj – Napoca, Romania.
- ✓ **“an Overview of Different Hybrid Solar Systems: Photovoltaic and Thermal”**, Proceedings Book of 1th International Conference on Energy and Thermal Engineering, page 225 - 229, ICTE 2017, April 25-28, 2017, Istanbul, Turkey, ISBN 978-605-9546-04-<http://icte2017conference.com/>
<https://drive.google.com/file/d/0B2vk5lB-4r4fSWhldkRObEVEM1U/view>
- ✓ **"Experimental Study of a Hybridized Photovoltaic Panel"** dans: **"Energy Procedia**, Volume 115, June 2017, Pages 290-297.
<https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.05.026>



Nom et Prénom : Djallel ABADA
Titre : Intégration d'un Système de Rafrâichissement dans le Bâtiment
Thèse en vue de l'Obtention du Diplôme de Doctorat en
Sciences en Architecture Bioclimatique



Résumé

Avec la croissance de la population et le processus d'urbanisation effrénée qui touchent presque la totalité des centres urbains dans le monde, le besoin d'énergie pour le rafraîchissement des espaces ne cesse d'augmenter, en particulier dans les pays émergents. En rappelant que la consommation d'énergie dans les immeubles varie en moyenne entre 30 et 40 % de l'énergie primaire avec un taux important utilisé pour assurer le confort thermique aux occupants, cette recherche est orientée vers les techniques relatives aux nouvelles méthodes de rafraîchissement à moindre coût et écologiques.

L'investigation théorique a dévoilé que les systèmes de rafraîchissement par évaporation indirect à point de rosée comptent parmi les plus prometteurs. Leur capacité à utiliser l'évaporation de l'eau pour absorber la chaleur afin d'abaisser la température de l'air sans ajout de l'humidité, est un principe de rafraîchissement peu énergivore et avec un minimum d'impacts sur l'environnement.

La partie pratique, a été entamée par la simulation numérique qui a révélé des résultats cohérents avec les données publiées. Ces derniers indiquent aussi que dans des conditions de conception typiques, c'est-à-dire de température sèche de 35°C et de 23,8°C de température humide, le système pourrait atteindre une efficacité du bulbe humide d'environ 112%. Sur la base de ces données et de la sélection des matériaux déterminés à partir d'un ensemble d'essais connexes, une étude expérimentale pilote sous forme d'une investigation d'un prototype du système, menée en laboratoire a permis d'anticiper en partie sur les problèmes susceptibles d'être rencontrés lors de sa mise en œuvre. Cette phase a permis de comparer certains résultats avec ceux obtenus lors des différentes simulations du système. Pendant les essais, celui-ci a prouvé qu'il avait un potentiel de rafraîchissement de l'air en faisant baisser la température de 4 à 6°C, entre l'air admis et l'air soufflé.

La capacité d'évacuation de l'humidité, la diffusivité et la capacité d'évaporation du matériau utilisé comme substrat humide, peuvent fortement affecter l'efficacité et les performances de rafraîchissement du système. Une variété de matériaux (textiles) tissés à partir de différents types de fibres a été testée expérimentalement et comparée au papier Kraft (couramment utilisé comme substrat humide dans les systèmes de rafraîchissement par évaporation). Il a été constaté que la plupart des échantillons, avaient des propriétés et des qualités d'absorption et de remontée capillaire supérieures à celles du papier kraft. Il a aussi été enregistré que le type de tissage et la compacité du tissu amélioraient la remontée capillaire d'environ 160% à 355%.

À partir de nos investigations, il a été conclu que le système étudié peut atteindre des efficacités plus élevées que les systèmes à évaporation indirects typiques à moindre coût. On constate que les efficacités du système dépendent en grande partie de la géométrie des canaux, du débit et de la température de l'air d'admission, de l'humidité et du rapport de l'air secondaire, mais moins de la température de l'eau d'alimentation du substrat. Pour optimiser les efficacités du système, il est suggéré 1) de réduire la hauteur du canal en la maintenant inférieure à 6mm avec une longueur de 1 à 1,4 m; 2) que le débit de l'air admis soit entre 0,9 et 1 g/s; et 3) que le rapport de l'air secondaire (retour) à celui de l'air admis soit entre 0,3 et 0,7. Il a été également conclu que le système de point de rosée convenait à la plupart des régions à climat sec, doux et chaud. Pour certaines régions à climat humide, les performances du système seraient trop faibles pour qu'il soit utilisé seul. Un pré-déshumidificateur doit être incorporé pour améliorer ses performances pour une application plus large. La puissance de rafraîchissement d'un seul élément du système à point de rosée varie en fonction de la région où il est utilisé, mais elle se situe généralement entre 1,0 et 6,52W par m³/h de débit d'air.

Une étude préliminaire suggère qu'avec des besoins en rafraîchissement pour la période estivale estimés à 1923,23 kWh on obtient des réductions de 39,14% à 77,43% proportionnellement au débit d'air. Comparé au système de rafraîchissement à compression mécanique conventionnel, le système de point de rosée a un potentiel nettement plus élevé pour économiser les factures d'énergie.

Mots clés : Evaporation Indirecte, Capacité de Rafrâichissement, Confort Thermique, Bâtiment, Efficacité Energétique, Température, Point de rosée.

Directeur de thèse : Djamila ROUAG SAFFIDINE – Université Constantine 3
Co-Directeur de thèse : Guillaume POLIDORI – Université de Reims Champagne Ardenne

Année Universitaire : 2020-2021