



Université Mohamed Khider de Biskra  
Faculté des Sciences et de la Technologie  
Département de Génie Mécanique

# MÉMOIRE DE MASTER

**Domaine : Sciences et Techniques**

**Filière : Génie Mécanique**

**Spécialité : Mécanique énergétique**

Réf. : Entrez la référence du document

---

Présenté et soutenu par :  
**BOUTERAA Yousra**

Le : mardi 15 septembre 2020

## **Étude du conditionnement d'air dans un bâtiment avicole dans la région de Biskra ; Cas d'un poulailler industriel**

---

### **Jury :**

Dr.	GUERBAI Saleh	MCA	Université de Biskra	Président
Dr.	BOULTIF Nora	MCB	Université de Biskra	Rapporteur
Pr.	CHABAH Mohamed Saïd	Pr	Université de Biskra	Examineur

# REMERCIEMENT

Je tiens tout d'abord à remercier Dieu le tout puissant et miséricordieux, qui m'a donné la force et la patience d'accomplir ce travail.

J'adresse mes remerciements les plus sincères à mon encadreur **Madame Nora BOULTIF** pour m'avoir fait confiance, et puis pour sa disponibilité, sa patience, son suivi constant de ce travail et pour les conseils stimulants que j'ai eu l'honneur de recevoir de sa part.

J'adresse mes sincères remerciements à **Monsieur Amar ROUAG** pour m'avoir accordé des entretiens et avoir répondu à mes questions et surtout ses judicieux conseils, qui ont contribué à alimenter ma réflexion.

Mes remerciements sont aussi destinés à toute l'équipe du Groupe Salem Avicole, en particulier le propriétaire du Groupe **Monsieur Mohamed SALEM**. Et à mon encadreur de stage **Monsieur Salem BOUDABOUS** pour m'avoir dirigé, pour ses conseils, et ses discussions enrichissantes.

Mes vifs remerciements vont également à **Messieurs Mohamed Saïd CHABAH** et **Saleh GUERBAI** membres du jury pour l'intérêt qu'ils ont porté à ma recherche en acceptant d'examiner mon travail et de l'enrichir par leurs propositions.

J'adresse mes remerciements et ma profonde gratitude à la famille du département de **Génie Mécanique** de l'université de Biskra, et toutes les personnes qui ont participé de loin ou de près à la réalisation de ce travail.

## DÉDICACE

Je Dédie ce travail à :

À mon cher père : **BOUTÉRAA Hocine**

Aucune dédicace ne saurait exprimer l'amour, l'estime, et le respect que j'ai toujours pour vous. Rien au monde ne vaut les efforts fournis jour et nuit pour mon éducation et mon bien être. Ce travail et le fruit de tes sacrifices que vous avez faits pour mon éducation et ma formation le long de ces années.

À ma chère maman : **MOKHTARI Fatima**

Vous représentez pour moi la source de tendresse et l'exemple de dévouement qui n'a pas cessé de m'encourager. Vous avez fait plus qu'une mère puisse faire pour que ses enfants suivent le bon chemin dans leur vie et leurs études.

Je vous remercie pour votre soutien inconditionnel tout au long de ces longues années d'études.

À ma sœur que j'aime beaucoup : **Amina.**

À mes chers frères : **Mohamed Ayman** et **Noufel Anis.**

À la belle fleur qui s'est ouverte dans ma vie, ma nièce : **Jourí.**

À mes chères amies : **Gehad., Manal, Mounira, Khouloudé, Frial** et **Roufia.**

À tous ceux qui ont cru en moi et m'ont fait confiance, merci.

## SOMMAIRE

Remerciement	
Liste des tableaux	
Liste des figures	
Nomenclature	
Introduction générale : .....	1

### **CHAPITRE I : GÉNÉRALITÉS SUR LES POULAILLERS INDUSTRIELS**

I.1. Introduction: .....	3
I.2. Les poules de chair : .....	3
I.2.1. Les conditions de confort : .....	3
I.2.2. La chaleur perdue par le poulet : .....	3
I.3. Le milieu de vie : .....	4
I.3.1. Choix de site : .....	4
I.3.2. L'orientation des bâtiments : .....	5
I.3.3. Isolation du bâtiment : .....	5
I.3.4. L'éclairage du bâtiment: .....	6
I.3.5. La ventilation du bâtiment : .....	6
I.4. Les systèmes de chauffage et de refroidissement : .....	10
I.4.1. Systèmes de chauffage : .....	10
I.4.2. Systèmes de refroidissement par évaporation : .....	12
I.5. La consommation des sources d'énergétique dans les poulaillers : .....	13
I.6. Situation énergétique au niveau de la production avicole : .....	13
I.7. Conclusion : .....	14

### **CHAPITRE II : SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIQUE**

II.1. Introduction: .....	15
II.2. Les technologies de chauffage : .....	15
II.3. Les technologies de refroidissement : .....	22
II.4. Les technologies de chauffage / refroidissement en parallèle : .....	27
II.5. Conclusion : .....	37

**CHAPITRE III : ÉTUDE DES BESOINS THERMIQUES D'UN POULAILLER INDUSTRIEL**

III.1. Introduction:.....	38
III.2. Étude pratique : .....	38
III.2.1. Présentation du cadre d'étude : Groupe Salem Avicole .....	38
III.2.1.1. Description de la société de stage : .....	38
III.2.1.2. L'encadreur de stage : .....	38
III.2.1.3. Le site de stage : .....	38
III.2.1.4. Les systèmes (chauffage/refroidissement) utilisant dans les poulaillers de Groupe Salem Sidi Okba : .....	39
III.2.2. Le poulailler de l'étude : .....	40
III.2.2.1. Les coordonnées géographiques du site de poulailler : .....	41
III.2.2.2. Les conditions du travail maximale du poulailler : .....	41
III.2.2.3. Les dimensionnes et la structure du bâtiment : .....	44
III.3. Étude théorique : .....	46
III.3.1. Déperditions calorifiques : .....	46
III.3.1.1. Déperditions totales : .....	46
III.3.1.2. Déperditions calorifiques par transmission $D_T$ : .....	46
III.3.1.3. Déperditions par renouvellement d'air : .....	49
III.3.1.4. Puissance de chauffage : .....	49
III.3.2. Apports calorifiques : .....	50
III.3.2.1. Apports totaux : .....	50
III.3.2.2. Apports externes : .....	51
III.3.2.3. Apports internes : .....	52
III.3.2.4. Apports de chaleur par introduction d'air extérieur : .....	52
III.4. Organigramme du calcul : .....	55

**CHAPITRE IV : DIMENSIONNEMENT D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR AIR-SOL DESTINÉ AU POULAILLER (P-ECAS)**

IV.1. Introduction : .....	56
IV.2. Description de l'échangeur enterré : .....	56
IV.2.1. Principe de fonctionnement : .....	56
IV.2.2. Les caractéristiques des tubes : .....	56

## Sommaire

IV.3. Formulation mathématique :.....	58
IV.3.1. Hypothèses considérées :.....	58
IV.3.2. Le modèle thermique du sol :.....	59
IV.3.3. Le modèle thermique de l'échangeur (air/sol) :.....	59
IV.4. Validation du modèle: .....	62
IV.4.1. Validation du modèle de température du sol :.....	62
IV.4.1. Validation du modèle de l'ECAS :.....	62
IV.5. Organigramme du programme :.....	66

## CHAPITRE V : RÉSULTANTS ET DISCUSSIONS

V.1. Introduction :.....	66
V.2. Poulailler sans P-ECAS : .....	66
V.2.1. Le bilan thermique du bâtiment :.....	66
V.2.1.1. Calcul la puissance de chauffage :.....	70
V.2.1.2. Calcul la puissance de refroidissement :.....	69
V.3. Poulailler avec P-ECAS :.....	74
V.3.1. Méthodologie d'exploration de l'espace de conception : .....	74
V.3.2. Analyse des paramètres intervenant dans le dimensionnement du P-ECAS : .....	77
V.3.2.1. Effet de diamètre :.....	77
V.3.2.2. Étude économique: .....	79
V.3.3. L'efficacite du système P-ECAS pour répondre aux besoins thermiques du bâtiment.....	81
V.3.3.1. La quantité de chaleur couvrir par l'P-ECAS :.....	82
V.3.3.2. Température de l'air produit par P-ECAS :.....	83
V.3.3.3. Atténuation du CO <sub>2</sub> par l'utilisation de P-ECAS : .....	85
Conclusion générale :.....	85

Références bibliographiques

Annexes

## LISTE DES TABLEAUX

### CHAPITRE I : GÉNÉRALITÉS SUR LES POULAILLERS INDUSTRIELS

<b>Tableau I.1.</b> Guide de la température et de l'humidité en fonction de l'âge du poulet -----	3
<b>Tableau I.2.</b> Normes pour les gaz nocifs-----	3

### CHAPITRE II : SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIQUE

<b>Tableau II.1.</b> Le résultat le plus économique de l'espace de solution-----	16
<b>Tableau II.2.</b> Le résultat le plus économique de l'espace de solution à l'utilisation des prix internationaux du carburant-----	16
<b>Tableau II.3.</b> Tests du cycle 1 et du cycle 2 -----	19
<b>Tableau II.4.</b> L'effet du système de chauffage sur la concentration de gaz O <sub>2</sub> , CO <sub>2</sub> et NH <sub>3</sub>	20
<b>Tableau II.5.</b> Consommation d'énergie totale et coûts de chauffage-----	20
<b>Tableau II.6.</b> Les exigences maximales de ventilation-----	21
<b>Tableau II.7.</b> Résumé de la simulation d'échangeur de chaleur-----	21
<b>Tableau II.8.</b> Performances de refroidissement des systèmes de refroidissement traditionnels et à deux étages-----	25
<b>Tableau II.9.</b> Performances de croissance des poulets de chair élevés dans des systèmes de refroidissement traditionnels et à deux étages -----	25
<b>Tableau II.10.</b> Résultats expérimentaux -----	26
<b>Tableau II.11.</b> Les valeurs calculées du système de ventilation et de refroidissement -----	27
<b>Tableau II.12.</b> La température de sortie et le gain de chaleur-----	28
<b>Tableau II.13.</b> Les technologies des énergies renouvelables à l'aviculture -----	36

### CHAPITRE III : ÉTUDE DES BESOINS THERMIQUES D'UN POULAILLER INDUSTRIEL

<b>Tableau III.1.</b> Les machines dans le poulailler -----	40
<b>Tableau III.2.</b> Les conditions maximales intérieur et extérieur du poulailler-----	41

## Liste des tableaux

<b>Tableau III.3.</b> Les conditions climatiques externes du jour le plus chaud et le plus froid de l'année -----	44
<b>Tableau III.4.</b> Les conditions de base interne -----	44
<b>Tableau III.5.</b> Les surfaces et l'orientation du bâtiment -----	45

### CHAPITRE IV : DIMENSIONNEMENT D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR AIR-SOL DESTINÉ AU POULAILLER (P-ECAS)

<b>Tableau IV.1.</b> Les données météorologiques de Koweït-----	62
<b>Tableau IV.2.</b> Les caractéristiques spécifiques de l'échangeur utilisées par Moumami et all-	64

### CHAPITRE V : RÉSULTANTS ET DISCUSSIONS

<b>Tableau V.1.</b> Coefficient de transmission $K_{\text{hiver}}$ -----	67
<b>Tableau V.2.</b> Calcul de la puissance de chauffage (Numbers)-----	68
<b>Tableau V.3.</b> Coefficient de transmission $K_{\text{été}}$ -----	70
<b>Tableau V.4.</b> Calcul la puissance frigorifique (Numbers) -----	71
<b>Tableau V.5.</b> Propriétés thermo-physiques du sol -----	74
<b>Tableau V.6.</b> Propriétés thermo-physiques des tubes PVC-----	76
<b>Tableau V.7.</b> Les paramètres d'entrée de l'ECAS-----	76
<b>Tableau V.8.</b> L'espace occupé par P-ECAS en le cas maximal et le prix total des tubes-----	80
<b>Tableau V.9.</b> Nombre des tubes fonctionnent en fonction de l'exigence du débit de ventilation -----	81

### ANNEXES

<b>Tableau A.1.</b> Liste des communes pour le zonage hiver (CHAUFFAGE)	
<b>Tableau A.2.</b> Résistances thermiques superficiels d'hiver	
<b>Tableau A.3.</b> Coefficient $k_s$ en fonction de la différence de niveau $z$	
<b>Tableau A.4.</b> Températures extérieures de base	
<b>Tableau A.5.</b> Le taux horaire de renouvellement d'air d'un local non chauffé	
<b>Tableau B.1.</b> Liste des communes pour le zonage été	



## Liste des tableaux

**Tableau B.2.** Résistances thermiques superficiels d'été

**Tableau B.3.** Rayonnement de base

**Tableau B.4.** Conditions extérieures de base

**Tableau B.5.** Différence équivalente de température pour les murs extérieurs

**Tableau B.6.** Différence équivalente de température pour les toits extérieurs

**Tableau B.7.** Facteur de correction  $C_{\Delta t_e}$

**Tableau B.8.** Gains dus aux occupants

**Tableau B.9.** Rendements moyens des moteurs électriques

**Tableau B.10.** Coefficients de simultanéité des gains internes

**Tableau B.11.** Valeur des coefficients majorateurs des gains sensibles et latents

**Tableau C.1.** Prix des tube PVC

**Tableau D.1.** Débit de ventilation minimum pour les poulets de chair.

## LISTE DES FIGURES

### CHAPITRE I : GÉNÉRALITÉS SUR LES POULAILLERS INDUSTRIELS

<b>Figure I.1</b> : La ventilation naturelle dans un poulailler -----	7
<b>Figure I.2</b> : La ventilation dynamique dans un poulailler -----	7
<b>Figure I.3</b> : Ventilation latérale -----	8
<b>Figure I.4</b> : Ventilation transversale -----	8
<b>Figure I.5</b> : Ventilation combi-tunnel -----	8
<b>Figure I.6</b> : La ventilation de flux inverse -----	9
<b>Figure I.7</b> : Ventilation transitoire dans un poulailler -----	9
<b>Figure I.8</b> : La ventilation en tunnel -----	10
<b>Figure I.9</b> : Schéma de fonctionnement du radiateur à chauffage -----	11
<b>Figure I.10</b> : Schéma de fonctionnement du réchauffeur à air chaud forcés -----	11
<b>Figure I.11</b> : Système d'évaporation par les pad-cooling -----	12
<b>Figure I.12</b> : Système d'évaporation pulvérisation -----	12
<b>Figure I.13</b> : Part de l'énergie dans le coût de production du poulet standard en 2006 -----	13

### CHAPITRE II : SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIQUE

<b>Figure II.1</b> : Comparaison des flux de trésorerie des modes de chauffage sur une période de vingt-cinq mois -----	17
<b>Figure II.2</b> : Production estimée de biogaz et production d'électricité basée sur le total des déchets de volaille (matière organique) produits entre 2011 et 2015 -----	18
<b>Figure II.3</b> : Système de chauffage -----	19
<b>Figure II.4</b> : Échangeur de chaleur enterré (contre-courant) fixé au poulailler -----	21
<b>Figure II.5</b> : Disposition du poulailler expérimental et l'emplacement des points de test ---	23
<b>Figure II.6</b> : Répartition de l'air dans différents passages avec des pads-cooling supplémentaires -----	23

## Liste des figures

<b>Figure II.7 :</b> Répartition de l'air dans différents passages sans les pads-cooling supplémentaires -----	23
<b>Figure II.8 :</b> Conception du système de refroidissement à deux étages -----	25
<b>Figure II.9 :</b> Profil de température -----	28
<b>Figure II.10 :</b> L'effet de la vitesse de l'air sur: a) le coefficient de performance. b) l'efficacité -----	29
<b>Figure II.11 :</b> L'effet du diamètre du tube sur : a) le coefficient de performance. b) l'efficacité -----	29
<b>Figure II.12 :</b> L'effet de la conductivité thermique du tube sur: a) le coefficient de performance, b) l'efficacité -----	29
<b>Figure II.13 :</b> Le gain d'énergie pendant toute l'année -----	30
<b>Figure II.14 :</b> Modèle de système-----	31
<b>Figure II.15 :</b> Transfert de charge hebdomadaire pendant les sept cycles complets -----	31
<b>Figure II.16 :</b> Schéma de l'ECAS ES (ci-dessus) et EM (ci-dessous)-----	32
<b>Figure II.17 :</b> T <sub>air</sub> aux sorties de ECAS en relation avec T <sub>air</sub> extérieure et T <sub>sol</sub> -----	33
<b>Figure II.18 :</b> COP de ECAS pendant la journée moyenne -----	33
<b>Figure II.19 :</b> Présentation du système -----	34
<b>Figure II.20 :</b> Température ambiante de base simulée en 2017-----	34
<b>Figure II.21 :</b> Réduction horaire de la charge de refroidissement -----	35
<b>Figure II.22 :</b> Réduction horaire de la charge de chauffage -----	35

## CHAPITRE III : ÉTUDE DES BESOINS THERMIQUES D'UN POULAILLER INDUSTRIEL

<b>Figure III.1 :</b> Photo de site groupe Salem Sidi Okba donnée par Google Maps-----	39
<b>Figure III.2 :</b> Poulailier industriel photo réelle Groupe Salem, Sidi Okba -----	40
<b>Figure III.3 :</b> Variation de la température de l'année 2019, Biskra -----	42
<b>Figure III.4 :</b> Variation de la température de l'année 2020, Biskra -----	42
<b>Figure III.5 :</b> Variation de la température en (12 Juin-29 Juillet 2019), Sidi Okba Biskra --	43

## Liste des figures

<b>Figure III.6 :</b> Variation de la température en (24 Janvais-10 Mars 2020), Sidi Okba Biskra	43
<b>Figure III.7 :</b> L'orientation des bâtiments de groupe Salem Sidi Okba selon Google Maps	45
<b>Figure III.8 :</b> Schéma du poulailler-----	45
<b>Figure III.9 :</b> Différence de niveau d'un plancher par rapport au sol -----	48
<b>Figure III.10 :</b> Organigramme du calcul-----	55
<b>Figure III.11:</b> Différence de niveau d'un plancher par rapport au sol-----	48

### CHAPITRE IV : DIMENSIONNEMENT D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR AIR-SOL DESTINÉ AU POULAILLER (P-ECAS)

<b>Figure IV.1:</b> Disposition <b>a)</b> La grille de Tichelmann, <b>b)</b> Circulaire et <b>c)</b> Les méandres ----	57
<b>Figure IV.2 :</b> Schéma du transfert de chaleur dans le sol-----	59
<b>Figure IV.3 :</b> Schéma de l'échangeur Terre-air (ECAS) avec les couches est montré en coupe transversale -----	61
<b>Figure IV.4 :</b> Comparaison entre la température du sol calculée et mesurée, à 4 m de profondeur -----	63
<b>Figure IV.5 :</b> Comparaison entre les valeurs de code du calcul, et les valeurs expérimentales du Moumami et all -----	64
<b>Figure IV.6 :</b> Organigramme de la solution de code MATLAB. -----	65

### CHAPITRE V : RÉSULTANTS ET DISCUSSIONS

<b>Figure V.1:</b> Répartition en % des déprédations thermiques (Numbers) -----	69
<b>Figure V.2 :</b> Répartition en % des apports calorifiques (Numbers) -----	73
<b>Figure V.3 :</b> Schéma de la conception du système P-ECAS -----	74
<b>Figure V.4 :</b> Répartition de la température du sol pour différentes profondeurs au cours de l'année 2019. -----	75
<b>Figure V.5 :</b> Répartition de la température du sol pour différentes profondeurs au cours de l'année 2020 -----	75
<b>Figure V.6 :</b> L'effet de la variation des diamètres de l'ECAS sur la distribution de la température, pour une vitesse d'air de 2.5 (m/s), (Mode de refroidissement)-----	77

## Liste des figures

<b>Figure V.7 :</b> L'effet de la variation des diamètres de l'ECAS sur la distribution de la température, pour une vitesse d'air de 2.5 (m/s), (Mode chauffage) -----	77
<b>Figure V.8 :</b> Évolution de la température d'air en fonction de la longueur de tube, étudiés à un débit d'air de 407.15 (m <sup>3</sup> /h) -----	78
<b>Figure V.9 :</b> La quantité d'air nécessaire du bâtiment étudié, en fonction des semaines de croissance du poulet -----	79
<b>Figure V.10 :</b> Schéma des surfaces exploitées par P-ECAS avec différents diamètres, par rapport à celui du poulailler -----	80
<b>Figure V.11 :</b> La quantité de chaleur produite par l'P-ECAS -----	82
<b>Figure V.12 :</b> Répartition en % de chaleur couvert par ECAS -----	83
<b>Figure V.13 :</b> Les profils de température à chaque deux minutes au cours du jour le plus chaude de l'année, cela correspond à la 4ème semaine de la croissance des poulets -----	83
<b>Figure V.14 :</b> Les profils de température à chaque deux minutes au cours du jour le plus froid de l'année, cela correspond à la 2ème semaine de la croissance des poulets -----	84
<b>Figure V.15 :</b> Atténuation du CO <sub>2</sub> en utilisant l'P-EAHE -----	84

## NOMENCLATURE

### Symboles :

Symboles	Désignation	Unité
$a_c$	Apports de chaleur des divers locaux chauffés vers le local non chauffé	W/°C
$A_{lat}$	Apport calorifique latents	W
$A_{sen}$	Apport calorifique sensible	W
$AI_{lat}$	Apport interne latents	W
$AI_{É}$	L'apport interne de l'éclairage	W
$AI_{MÉ}$	L'apport interne dû à l'ensemble moteur-machine	W
$AINF_{lat}$	Apports latents dus aux infiltrations d'air	W
$AINF_{sen}$	Apports sensibles dus aux infiltrations d'air	W
$AI_{sen}$	Apport interne sensible	W
$APO$	Apport à travers les parois opaques	W
$APO_s$	Apport des parois en contact avec le sol	W
$AREN_{lat}$	Apports calorifique latents dus à la ventilation des locaux	W
$AREN_{sen}$	Apports calorifiques sensible dus à la ventilation des locaux	W
$AT_{lat}$	Apports calorifiques totaux latents	W
$AT_{sen}$	Apports calorifiques totaux sensible	W
$AV$	Apports à travers les parois vitrée	W
$C_{cr}$	Pourcentage de chaleur résiduelle correspondant à la part d'énergie restant dans la salle	%
$C_{in}$	Coefficient de surpuissance	-
$C_{lat,oc}$	Chaleur latente des occupants	W
$C_{me}$	Coefficient de majoration	-
$cp$	Chaleur spécifique	W/ kg.°C
$C_r$	Coefficient des pertes calorifiques dues au réseau de tuyauterie	-
$C_{sen,oc}$	Chaleur sensible des occupants	W
$C_{\Delta a,lat}$	Coefficient majorateurs des gains latents	-

## Nomenclature

$C_{\Delta a, \text{sen}}$	Coefficient majorateurs des gains sensibles	-
$C_{\Delta te}$	Facteur de la paroi considérée	$^{\circ}\text{C}$
$D$	Déperditions thermiques totales	$\text{W}/^{\circ}\text{C}$
$d$	Diamètre de tube	m
$d_e$	Déperditions thermiques du local non chauffé vers l'extérieur	$\text{W}/^{\circ}\text{C}$
$D_{li}$	Déperditions à travers les liaisons	$\text{W}/^{\circ}\text{C}$
$D_{\text{inc}}$	Déperditions à travers les parois en contact avec les locaux non chauffés	$\text{W}/^{\circ}\text{C}$
$D_R$	Déperditions thermiques par renouvellement d'air	$\text{W}/^{\circ}\text{C}$
$d_r$	Déperditions par renouvellement d'air du local non chauffé	$\text{W}/^{\circ}\text{C}$
$D_{R_s}$	Déperditions par renouvellement d'air supplémentaires dues au vent	$\text{W}/^{\circ}\text{C}$
$D_{R_v}$	Déperditions par renouvellement d'air dû au ventilation	$\text{W}/^{\circ}\text{C}$
$D_{\text{surf}}$	Déperditions surfaciques à travers les parties en contact avec l'extérieur	$\text{W}/^{\circ}\text{C}$
$D_s$	Déperditions à travers les parois en contact avec le sol	$\text{W}/^{\circ}\text{C}$
$D_T$	Déperditions thermiques par transmission	$\text{W}/^{\circ}\text{C}$
$h$	Coefficient de transfert de chaleur par convection	$\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$
$h_e$	Coefficient extérieur d'échanges superficiels	$\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$
$h_i$	Coefficient intérieur d'échanges superficiels	$\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$
$H_r$	L'humidité relative	%
$HS_{b,e}$	Humidité spécifique de base de l'air extérieur	$\text{g}_{\text{vap}}/\text{kg}_{\text{gas}}$
$HS_{b,i}$	Humidité spécifique de base de l'air intérieur	$\text{g}_{\text{vap}}/\text{kg}_{\text{gas}}$
$I_{t,b}$	Rayonnement total de base pour le mois, la latitude et l'orientation considérés	$\text{W}/\text{m}^2$
$I_{t,b}(40)$	Rayonnement total de base pour le mois de Juillet, la latitude $40^{\circ}$ Nord et pour l'orientation considérée	$\text{W}/\text{m}^2$
$K$	Coefficient de transmission surfacique	$\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$
$k_l$	Coefficient de transmission linéique	$\text{W}/\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C}$
$k_s$	Coefficient de transmission linéique du plancher bas ou du mur enterré	$\text{W}/\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C}$
$L$	Longueur intérieure de la liaison	m
$l$	Longueur de tube	m
$m$	Débit massique d'air	$\text{kg}/\text{s}$
$m_p$	La masse des Poulet	kg

## Nomenclature

N	Taux horaire de renouvellement d'air	$h^{-1}$
n	Nombre d'occupants	-
$n_p$	Nombre des poulets	-
Nu	Nombre de Nusselt	-
P	Périmètre de tube	m
$P_i$	Périmètre intérieur du plancher bas	m
Pr	Nombre Prandtl	-
Q	Puissance de chauffage fournie par une chaufferie	W
$Q_{lat,oc}$	Gains latents des occupants	W
$Q_{sen,oc}$	Gains sensibles des occupants	W
$q_v$	Débits de ventilation minimum	$m^3/h$
$q_{vinf}$	Débit dû aux infiltrations	$m^3/h$
R	Résistance thermique	$m^2 \cdot ^\circ C/W$
r	Rayon	m
Re	Nombre de Reynolds	-
$S_i$	Surface intérieure de la paroi	$m^2$
$S_{app}$	Surface de la zone d'apport	$m^2$
$T_{au}$	Coefficient de réduction de température	-
T	Température	$^\circ C$
$T_e(t)$	Température extérieure sèche à l'heure t	$^\circ C$
$T_{e,b}$	Température sèche de base de l'air extérieure	$^\circ C$
$T_{e,m}$	Température moyenne sèche de l'air extérieur	$^\circ C$
$T_{i,b}$	Température sèche de base de l'air intérieur	$^\circ C$
$T_{inc}$	Température de l'espace non chauffé.	$^\circ C$
V	Volume habitable du local ou hors oeuvre	$m^3$
v	Vitesse	m/s
$W_{eff}$	Puissance nominale	W
$W_n$	Puissance nominale de l'ampoule ou du tube fluorescent	W

**Symboles grecs :**



## Nomenclature

$\phi_{\text{lat}}$	Gains latents des poulets	W
$\phi_{\text{sen}}$	Gains sensibles des poulets	W
$\phi_{\text{tot}}$	Gains totaux des poulets	W
$\Delta t_e$	Différence équivalente de température à l'heure t	°C
$\Delta t_{\text{em}}$	Différence équivalente de température à l'heure t pour l'orientation de la paroi considérée	°C
$\Delta t_{\text{es}}$	Différence de température équivalente à l'heure t en considérant que la paroi est à l'ombre	°C
$\eta$	Rendement du moteur	-
$\nu$	La viscosité cinématique	m <sup>2</sup> /s
$\lambda$	La conductivité thermique	w/m.°C
$\rho$	Masse volumique	kg/m <sup>3</sup>

### Les indices :

a	Air
e	Extérieur
i	Intérieur
m	Moyenne
s	Sol
th	Thermique

### Abréviations :

ECAS	Échangeur de chaleur air sol
ECAS-P	Échangeur de chaleur air sol destiné au poulailler



---

# INTRODUCTION GÉNÉRALE

---

### Introduction

La croissance démographique et la sécurité alimentaire ont été la cause directe du développement du secteur de la volaille dans des nombreuses régions du monde, et selon l'Organisation des Nations Unies pour l'alimentation et l'agriculture (FAO), la viande de volaille devrait couvrir 50% de la consommation mondiale de viande d'ici 2025.[1]

Cette augmentation dans le domaine de l'industrie avicole correspond à une augmentation de la consommation énergétique mondiale, car c'est l'une des industries énergivores qui consomment des grandes quantités de combustible et d'électricité, afin de maintenir les températures nécessaires à l'élevage de volailles, notamment avec l'émergence de vagues de chaud et froid qui provoquent des stress thermiques. Ces conditions stressantes entraînent une mortalité élevée et une consommation d'énergie plus élevée en utilisant les systèmes de ventilation, de refroidissement et de chauffage. Cette consommation entraîne des coûts plus élevés et augmente les émissions de polluants atmosphériques.

Afin d'adapter la température intérieure à la température confortable du poulet à faible coût, deux solutions principales sont possibles. La première solution est de réduire les pertes d'énergie résultant des poulaillers, tandis que la seconde solution consiste à utiliser des sources d'énergie renouvelable pour fournir les besoins thermiques nécessaires à ces poulaillers.

### Problématique

Le principal problème est la grande consommation d'énergie par les systèmes de refroidissement, de chauffage et de ventilation, afin de fournir des conditions climatiques appropriées pour la croissance et l'élevage de volailles, en particulier dans les conditions climatiques difficiles de la ville de Biskra. En plus d'autres problèmes résultant de l'utilisation de ces systèmes, dont le plus important est les fortes émissions de dioxyde de carbone, qui a un impact environnemental et un impact sur les conditions d'air à l'intérieur du poulailler.

### Objectifs

Ce mémoire doit répondre aux objectifs suivants :

- Présenter une étude énergétique sur le secteur avicole
- Présenter une étude sur les techniques qui ont été développées dans le domaine de l'utilisation des énergies renouvelables pour le refroidissement et le chauffage.
- Déterminer les besoins thermiques de chauffage et de refroidissement d'un poulailler industriel.

- Proposer des modèles mathématiques permettant de calculer les dimensions et la profondeur appropriée d'un échangeur de chaleur air-sol destiné pour un poulailler industriel.
- Vérifier l'efficacité du système lorsqu'il fonctionne dans des conditions climatiques difficiles.

### **Organisation de ce mémoire :**

Cette étude s'articule autour de cinq chapitres :

- ⇒ Le premier chapitre de cette thèse s'intéresse à une étude générale sur les poulaillers industriels où les exigences et les conditions thermiques nécessaires à l'élevage des poulets, sont présentés. Puis, les conditions extérieures appropriées pour la construction de ces poulaillers sont déterminées. Ensuite, les divers systèmes de ventilation, de chauffage et de refroidissement actuellement utilisés dans les poulaillers sont présentés. Enfin, la consommation d'énergie résultant de l'utilisation de ces systèmes est indiquée.
- ⇒ Le deuxième chapitre présente les travaux récents appliquant les énergies renouvelables dans le domaine avicole.
- ⇒ Au troisième chapitre, une étude pratique est menée dans Groupe Salem Avicole, Un bâtiment est choisi pour collecter ses données scientifiques nécessaires pour cette étude dans certaines périodes de croissance du poulet. Après cela, une étude théorique est réalisée, afin de déterminer les formules nécessaires pour calculer la puissance de chauffage et de refroidissement de ce poulailler dans ces périodes de croissance.
- ⇒ Dans le chapitre quatre un échangeur de chaleur air-sol destiné au poulailler (P-ECAS) est choisi comme un système de refroidissement et de chauffages pour le poulailler considéré. Ce chapitre est subdivisé en trois parties principales. Premièrement, Une modélisation mathématique permettant d'étudier la distribution de la température du sol pour arriver à la profondeur optimale de l'enfouissement du tube dans le sol. Deuxièmement une modélisation mathématique permettant de déterminer la capacité d'P-ECAS à répondre aux besoins thermiques requis dans le poulailler. Troisièmement une validation des résultats numériques des modèles avec ceux de l'expérimentale trouvés dans la littérature.
- ⇒ Le cinquième chapitre est réservé à l'exposition, l'évaluation et l'interprétation des différents résultats obtenus.
- ⇒ Enfin le travail est clôturé par une conclusion générale.



---

# CHAPTER I

## GÉNÉRALITÉS SUR LES POULAILLERS INDUSTRIELS

---

## I.1. Introduction :

La conception des poulaillers et les conditions climatiques internes du bâtiment jouent un rôle essentiel dans la détermination de la santé, de la croissance et des performances productives optimales des poulets. La compréhension des principes de ventilation de base, l'isolation, l'éclairage sont essentielle pour une conception et une gestion appropriée du bâtiment. Au cours de chaque cycle de croissance, les exigences de la température d'air intérieur changent en fonction des besoins du poulet, ce qui donne un cycle de charge chauffage/refroidissement, Il en résulte une grande consommation des sources énergétique pour fournir ces conditions.

## I.2. Les poules de chair :

### I.2.1. Les conditions de confort :

Les conditions atmosphériques permettant une meilleure production des poules de chair sont résumées dans les tableaux ci-dessous :

**Tableau I.1.** Guide de la température et de l'humidité en fonction de l'âge du poulet. [2]

Âge (semaine)	Température (°C)	Humidité relative (%)
1	32-30	50-70
2	30-26	50-70
3	26-23	50-70
4	23-20	50-70
5	20	50-70
> 5	< 20	70-80

**Tableau I.2.** Normes pour les gaz nocifs. [3]

Gaz	Dose
Ammoniac NH <sub>3</sub>	< 10 ppm.
Monoxyde de carbone CO	< 10 ppm.
Dioxyde de carbone CO <sub>2</sub>	< 0,3 % ou 3000 ppm.

### I.2.2. La chaleur perdue par le poulet :

La chaleur des poulets peut être perdue de différentes façons. Trois méthodes normales de perte de chaleur sont énumérées ci-dessous :

- **Conduction** : La chaleur sera transférée d'une surface en contact avec une autre, par exemple si les poulets sont assis sur une litière plus froide que leur corps. Cependant, la litière immédiatement sous les poulets assume rapidement une température proche de celle du corps.
- **Convection** : la perte de la chaleur se produira à cause de la montée naturelle de l'air chaud autour d'un corps chaud. Fournir de l'air en mouvement peut favoriser la convection, mais seulement si l'air se déplace suffisamment vite pour briser la couche limite d'air immobile qui entoure le corps.
- **Rayonnement** : Le corps perdra de la chaleur si les surfaces environnantes sont inférieures à la température de surface de poulet. Inversement, les murs et les toits chauds peuvent émettre de la chaleur vers les surfaces aviaires.

Lorsqu'un poulet ne peut plus maintenir son équilibre thermique par l'une de ces trois méthodes, il doit utiliser une perte de chaleur par évaporation. La perte de chaleur par évaporation, bien qu'essentielle pour le poulet, ne contribue pas à chauffer le poulailler.

- **Évaporation** : Ceci est très important à des températures élevées car les volailles ne transpirent pas mais dépendent de leur essoufflement. Ceci n'est efficace que si l'humidité n'est pas trop élevée.

Les conditions chaudes et humides sont donc beaucoup plus stressantes que les conditions sèches et chaudes. [4]

### I.3. Le milieu de vie :

#### I.3.1. Choix de site :

L'implantation du bâtiment peut impacter fortement les consommations d'énergie de ce dernier.

- La présence de vent trop violent ou au contraire l'absence de vent sur le site d'implantation peut induire un refroidissement ou un réchauffement non maîtrisé du bâtiment d'élevage et ainsi générer des surconsommations d'énergie.
- Il faut veiller également à ne pas implanter la construction à proximité d'un plan d'eau ou au-dessus d'une nappe phréatique. Ces deux cas peuvent générer des remontées d'eau dans le bâtiment par le sol, et peut accélérer le vieillissement des matériaux (isolants, structure...).

- Les obstacles peuvent casser la vitesse du vent mais peuvent aussi être à l'origine de turbulence. La distance minimale conseillée entre deux bâtiments d'élevage est de 50m, toutefois celle-ci pourra être ramenée à 20m s'il existe une haie de végétaux entre les bâtiments. [5]

### **I.3.2 L'orientation des bâtiments :**

L'orientation des bâtiments doit être choisie en fonction de deux critères :

- Le mouvement du soleil. On a intérêt à orienter les bâtiments selon un axe Est-Ouest de façon à ce que les rayons du soleil ne pénètrent pas à l'intérieur du bâtiment.
- La direction des vents dominants. L'axe du bâtiment doit être perpendiculaire à celle-ci pour permettre une meilleure ventilation.

Lorsque ces deux conditions ne sont pas compatibles, la position par rapport aux vents sera privilégiée.

Lorsqu'on construit une série de bâtiments, il faut veiller à ce que le vent ne souffle pas directement de l'un dans l'autre.

En Algérie l'orientation doit être Nord-Sud pour éviter l'exposition aux vents : du Nord froids en hiver ; du Sud chauds en été. [6]

### **I.3.3 Isolation du bâtiment :**

L'isolation thermique d'un poulailler a pour but de rendre l'ambiance de ce dernier la plus indépendante possible des conditions climatiques extérieures, et doit permettre par conséquence :

- D'éviter les déperditions de la chaleur en saison froide ; en limitant l'impact de la températures basses et du vents extérieur sur le poulailler.
- De maintenir une température plus ou moins fraîche en été ; en limitant au maximum l'entrée de la chaleur rayonnée par le soleil dans le poulailler.
- De limiter la puissance de l'installation de chauffage, et de refroidissement, ainsi que la consommation d'énergie.

L'isolation concerne le sol, les parois et la toiture (qui sont soutenues par un revêtement extérieur de couleur clair reflétant les rayons solaires).

Elle fait appel à différents types d'isolants tels que :

- Les mousses de polystyrène expansé.



- Le polystyrène expansé moulé.
- Le polystyrène expansé en continu ou thermo-comprimé.
- Le polystyrène extrudé.
- Les fibres minérales (laine de verre, laine de roche).
- Les mousses de poly uréthane.
- Le béton cellulaire. [6]

#### I.3.4. L'éclairage du bâtiment :

L'éclairage joue un rôle très important dans l'élevage des poulets, il doit être bien contrôlé en permanence pour assurer une bonne production, elle est aussi un point sur lequel une diminution de la consommation est possible par le recours à des dispositifs récents « basse consommation ». [5]

Les ampoules les plus utiliser dans l'élevage des volailles sont :

- **Les ampoules à incandescences** : il faut 4 watts au m<sup>2</sup> de superficie au sol soit 880 w pour 220 m<sup>2</sup>, il faut environ 14 ampoules de 60 watts chacune qui s'allument par 4 ampoules tous les 7 mètres.
- **Les tubes fluorescents** : il est préconisé 6 tubes fluorescents simples de 1.20 m qui s'allument par 2 tubes tous les 7 mètres. [6]

#### I.3.5 La ventilation du bâtiment :

Il existe deux types de ventilation de base : la ventilation naturelle et ventilation mécanique.

- **La ventilation naturelle** : "ventilation par rideau" repose sur l'ouverture du bâtiment dans la bonne mesure pour permettre aux brises extérieures et aux courants de convection intérieurs de faire circuler l'air dans et à travers le bâtiment. Cela se fait souvent en abaissant les rideaux latéraux, les volets ou les portes.

La ventilation naturelle (rideau) ne fonctionne bien que lorsque les conditions extérieures sont proches de ce qui est nécessaire à l'intérieur du poulailler.

- Par temps chaud, des vents forts sont nécessaires pour obtenir un taux de renouvellement d'air acceptable.
- Par temps frais, l'air extérieur froid est susceptible de tomber directement sur les poulets. [7]

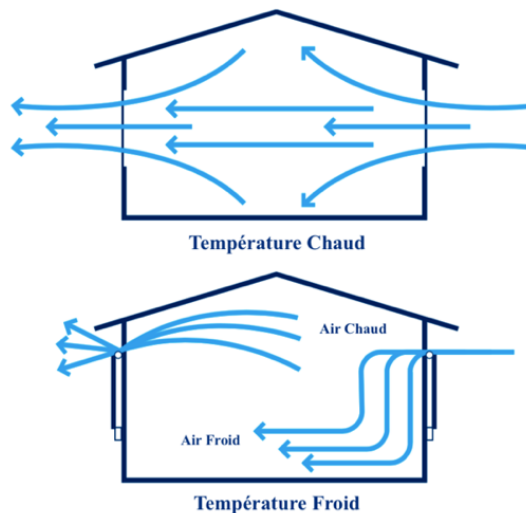


Figure I.1: La ventilation naturelle dans un poulailler.[7]

- **La ventilation mécanique :** "ventilation dynamique " utilise des ventilateurs pour amener l'air dans et à travers le bâtiment. La ventilation électrique permet généralement un contrôle beaucoup plus important du taux de renouvellement de l'air et du flux d'air traversant, en fonction de la configuration des ventilateurs et des prises d'air ainsi que du type de contrôle utilisé.[7]

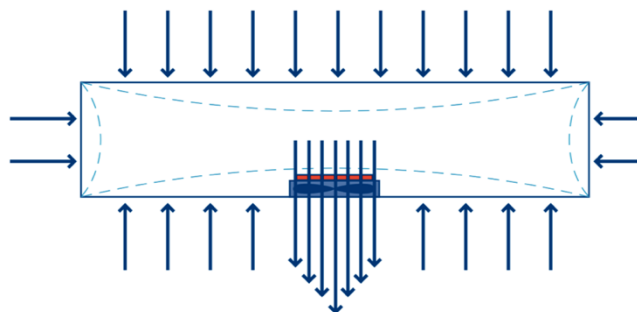


Figure I.2 : La ventilation dynamique dans un poulailler.[7]

Les systèmes de ventilation dynamique peuvent utiliser une pression positive ou négative.

- **Dans la ventilation à pression positive :** Les systèmes de ventilateurs poussent l'air extérieur dans le bâtiment.
- **Dans la ventilation à pression négative :** Les systèmes de ventilateurs tirent l'air hors du bâtiment. Cela crée un vide partiel (pression négative) à l'intérieur. La réalisation du vide partiel pendant la ventilation permet de bien mieux contrôler le flux d'air traversant

et d'obtenir des conditions plus uniformes dans tout le bâtiment, de sorte que l'air extérieur est aspiré par des entrées dans les murs ou sous l'avant toit. La ventilation des poulaillers à pression négative alimentée par un ventilateur peut fonctionner avec différentes configurations de ventilateur et d'admission d'air selon trois modes différents :

- 1) **Ventilation minimale « évent »** : Fonctionnant sur une minuterie et utilisée par temps froid ou pour les poussins, l'air entre à une vitesse suffisante et à la même vitesse par toutes les entrées.

Il existe quatre variations courantes sur les configurations d'entrée pour une ventilation minimale :

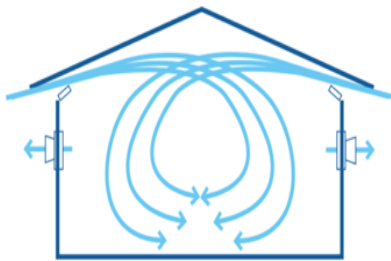


Figure I.3 : Ventilation latérale. [7]

- A. Ventilateurs d'extraction sur les murs latéraux et les entrées d'air autour du périmètre. Cette configuration fonctionne bien par temps frais et pour une utilisation dans des maisons ventilées par tunnel fonctionnant en mode transition.



Figure I.4 : Ventilation transversale. [7]

- B. Les ventilateurs d'extraction d'un côté du bâtiment et les entrées d'air de l'autre. Communément appelée « ventilation transversale », cette configuration est particulièrement utilisée dans les zones où la ventilation par tunnel n'est pas nécessaire.

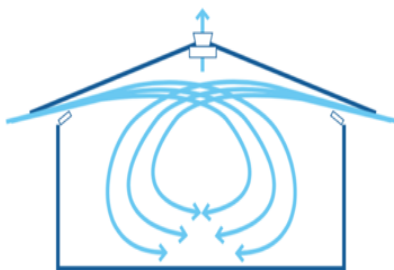
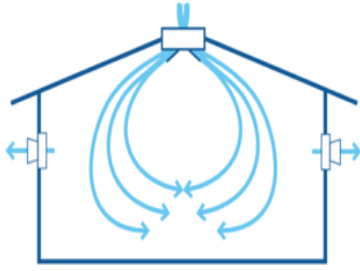


Figure I.5 : Ventilation combi-tunnel.[7]

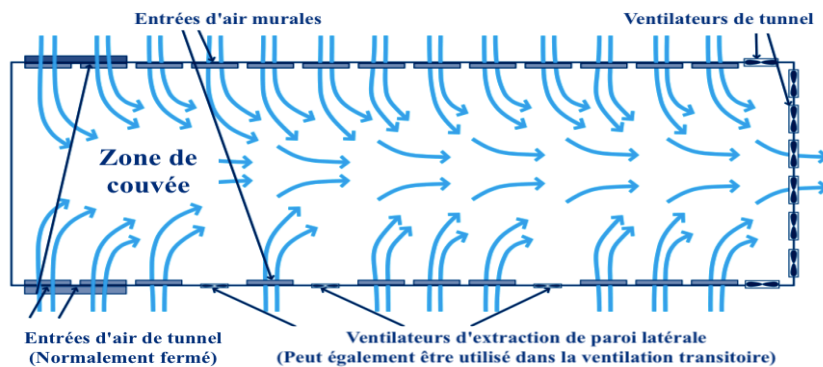
- C. Ventilateurs d'échappement dans le toit et entrées d'air dans les flancs. Souvent appelé « extraction de crête », ce type d'installation est également utilisé dans les climats plus froids.



**Figure I.6 :** La ventilation de flux inverse.[7]

D. Ventilateurs d'extraction dans les parois latérales et les entrées d'air au sommet du toit. Souvent appelée ventilation « à flux inversé », cette configuration est similaire à la configuration a ci-dessus, à l'exception de l'emplacement des entrées d'air.[7]

2) **Ventilation transitoire :** La ventilation de transition fonctionne d'une manière similaire à la ventilation minimale ; les entrées d'air fonctionnant sur la base d'une pression négative dirigent l'air entrant, à grande vitesse, à l'écart des poulets, vers le sommet du toit où il se mélange avec l'air chaud dans le bâtiment avant de retomber au sol. Si la température du bâtiment continue d'augmenter au-dessus de la température de référence, une plus grande capacité de ventilation sera nécessaire. Après que tous les ventilateurs des parois latérales fonctionnent en continu, les ventilateurs du tunnel vont également se mettre en marche. Les entrées d'air de la ventilation en tunnel restent alors fermées pendant cette ventilation de transition ; l'air pénètre uniquement à travers les entrées des parois latérales. [8]



**Figure I.7 :** Ventilation transitoire dans un poulailler.[7]

3) **La ventilation en tunnel :** doit être utilisée uniquement lorsque la ventilation de transition n'est plus capable de maintenir les poulets dans une ambiance confortable. Elle est utilisée par temps chaud à très chaud et généralement lorsque les poulets sont plus âgés. Dans ce type de ventilation, de grands volumes d'air sont aspirés vers le bas sur toute la longueur du bâtiment, ce qui permet de renouveler l'air dans un court laps de temps. Cela engendre un flux d'air à grande vitesse sur les poulets et crée un courant

d'air frais qui permet de les rafraîchir. En changeant le nombre de ventilateurs en marche, on peut faire varier la vitesse de l'air entrant dans le bâtiment et l'effet de refroidissement sur les poulets.[8]

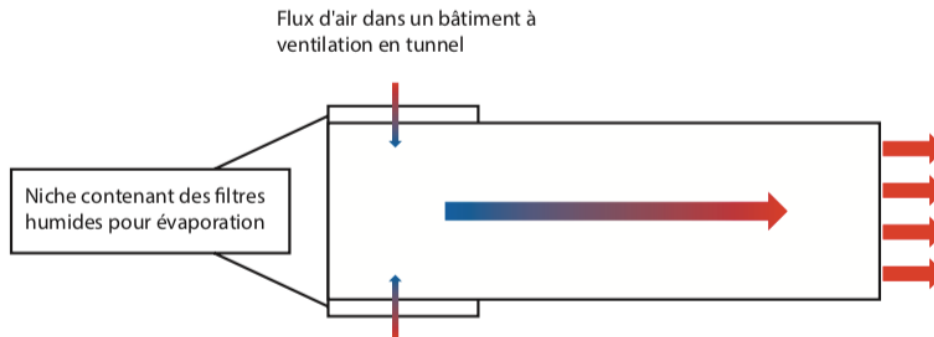


Figure I.8 : La ventilation en tunnel. [8]

## I.4. Les systèmes de chauffage et de refroidissement :

### I.4.1. Systèmes de chauffage :

Il y a deux types de chauffage sont couramment utilisés dans les élevages de volailles : les radiateurs à chauffage et les réchauffeurs à air chaud forcés. [9]

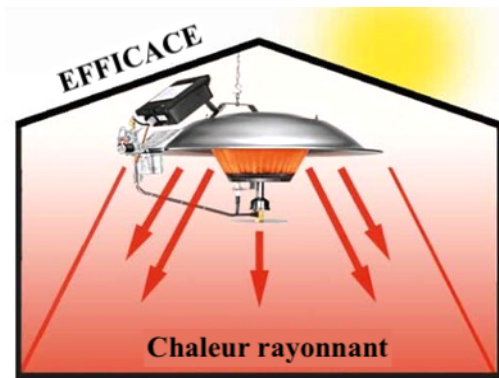
#### a. Les radiateurs à chauffage :

L'énergie radiante se propage dans l'air par des ondes électromagnétiques et doit entrer en contact avec un objet pour produire un effet de chauffage. Quand il frappe un objet, l'énergie radiante est absorbée et convertie en chaleur.

Les appareils de chauffage par rayonnement utilisés dans les poulaillers créent un environnement confortable pour les poulets de deux manières.

- Premièrement, lorsque les appareils de chauffage sont allumés, les poulets absorbent directement l'énergie émise.
- Deuxièmement, la litière absorbe l'énergie des chauffages, ce qui fait monter sa température. La litière chauffée crée un microclimat près de la litière qui convient aux poulets.

Lorsque des appareils de chauffage par rayonnement sont utilisés, les températures de l'air ne sont pas uniformes dans toute la maison.[9]

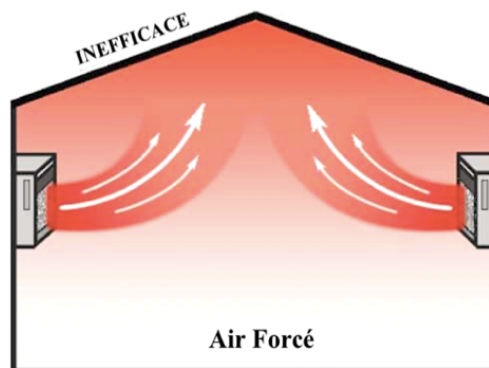


**Figure I.9 :** Schéma de fonctionnement du radiateur à chauffage. [10]

**b. Les réchauffeurs à air chaud forcés :**

Les radiateurs utilisent l'énergie libérée par le processus de combustion pour chauffer l'air. Les ventilateurs de l'unité distribuent ensuite l'air chaud dans toute la maison. Les radiateurs sont généralement installés sur un côté d'un poulailler, ce qui permet une meilleure distribution de la chaleur dans toute la maison. Ils fonctionnent bien pendant les derniers stades de grossissement, lorsque les poulets peuvent tolérer des températures plus froides, mais ils peuvent ne pas maintenir les températures plus chaudes près de la litière nécessaire pendant la couvaison précoce en raison de la stratification thermique de l'air. La stratification thermique se produit lorsque l'air chaud soufflé dans la maison par le radiateur monte au plafond et crée une différence de température verticale dans la maison.

Dans certains cas où des températures adéquates ne peuvent être maintenues, des systèmes de chauffage par rayonnement sont utilisés.[9]



**Figure I.3:** Schéma de fonctionnement du réchauffeur à air chaud forcés. [10]

### I.4.2. Systèmes de refroidissement par évaporation :

Il s'agit d'un système qui consiste à diminuer la température de l'air en évaporant de l'eau. Il améliore les conditions d'ambiance par temps chaud et augmente l'efficacité de la ventilation en tunnel. Il existe deux types principaux de refroidissement par évaporation : Les pad cooling et les systèmes de pulvérisateur.[8]

#### a. Les pad cooling :

Les pad-cooling sont mouillés à l'aide de buses à brouillard ou par des gouttes d'eau. Au fur et à mesure que l'air aspiré dans la maison se déplace à travers le coussinet mouillé, l'eau s'évapore du coussinet (pad-cooling), réduisant ainsi la température de l'air. [11]

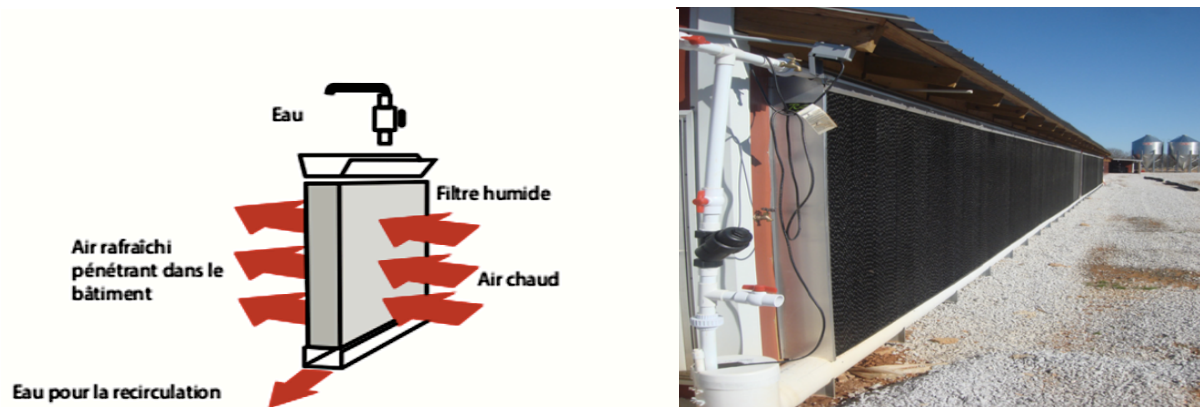


Figure I.4 : Système d'évaporation par les pad-cooling [8]

#### b. Pulvérisation:

Les systèmes de pulvérisation rafraichissent l'air entrant par l'évaporation de gouttelettes d'eau obtenues par pompage à travers les buses du pulvérisateur. Les lignes de pulvérisation doivent être placées près des entrées d'air pour optimiser la vitesse d'évaporation et des lignes supplémentaires doivent être ajoutées dans tout le bâtiment.[8]



Figure I.5 : Système d'évaporation pulvérisation [8]

### I.5. La consommation des sources d'énergétique dans les poulaillers :

Dans la filière avicole, les sources d'énergies directes utilisées au niveau des bâtiments sont:

- Gaz, Fuel, Diesel ou propane pour le chauffage des bâtiments.
- Électricité pour l'éclairage, la ventilation, l'abreuvement, l'alimentation...,
- Fuel pour les travaux de curage et autres matériels motorisés, le groupe électrogène ou génératrices.[12]

### I.6 Situation énergétique au niveau de la production avicole :

En production de volailles de chair, l'énergie directe, c'est-à-dire celle consommée directement dans les bâtiments d'élevage, représente près de 3 % du coût de production du vif.

Par ailleurs, il est important de comptabiliser l'énergie indirecte, correspondant à l'énergie consommée dans la fabrication et le transport des intrants de l'agriculture (aliments, engrais et autres fertilisants, matériels et bâtiments...). Pour l'aviculture ce sont essentiellement les aliments, les poussins et la litière qui sont à l'origine de ces dépenses d'énergie indirecte.[12]

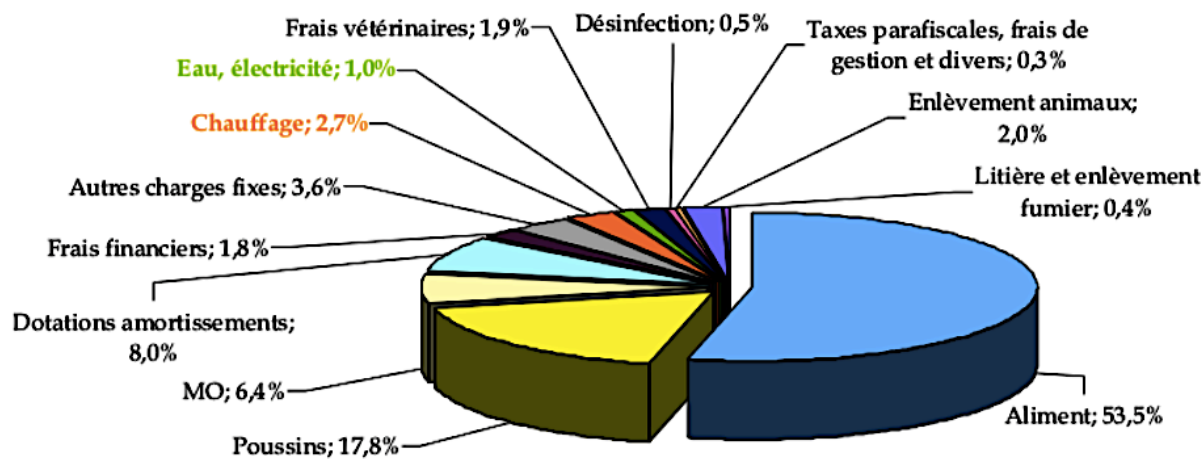


Figure I.6 : Part de l'énergie dans le coût de production du poulet standard en 2006. [12]



**I.7. Conclusion :**

La température, l'éclairage et la ventilation sont les conditions les plus importantes qui contrôlent la croissance et l'amélioration de la production avicole. Et pour fournir ces conditions, les spécialistes ont conçu des nombreuses techniques grâce auxquelles ils ont essayé de combiner des conditions adaptées et de réduire la consommation en réduisant l'influence des conditions extérieures par l'isolation ou par la bonne orientation du bâtiment. Mais ce dernier consomme toujours de grandes quantités d'énergies fossiles et émet de grandes quantités de CO<sub>2</sub>, ce qui a des effets négatifs sur la production et sur l'environnement.



---

# CHAPTER II

**SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIQUE**

---

## II.1. Introduction:

L'aviculture est l'une des industries à forte intensité énergétique qui consomment une grande quantité d'énergie pour fournir un environnement intérieur adapté à la santé et à la production des poulets. À l'heure actuelle, il existe de nombreuses recherches et pratiques visent à réduire cette consommation. Parmi eux, l'application des technologies énergétiques renouvelables et durables à l'aviculture afin de réaliser des économies d'énergie et une réduction des émissions de dioxyde de carbone. Jusqu'à 85% d'économies d'énergie peuvent être réalisées en utilisant ces technologies avancées par rapport aux poulaillers traditionnels avec un temps de récupération de 3 à 8 ans

Parmi ces technologies on cite :

## II.2. Les technologies de chauffage :

Pour essayer d'utiliser l'énergie renouvelable dans les systèmes de chauffage, une étude technico-économique a été réalisée en Égypte par **Heidi El Zanaty**, où la demande de chauffage d'un poulailler de 24000 poulets a été calculée, estimée à 161 kW. Puis un système de chauffage solaire (SCS) est conçu pour couvrir une partie de cette demande.

Le système comprend les trois sous-systèmes liés suivants :

- Capteur solaire thermique.
- Système de stockage thermique
- Système de distribution de chaleur.

La consommation de combustible dans le poulailler modèle utilisant un système de chauffage traditionnel à base de combustible s'élevé à environ 65000 litres par an.

Pour déterminer la conception la plus économique et la quantité d'énergie thermique réalisées par le SCS, un espace de solution composé de 65 solutions est créé en variant la surface de conception ( $A_{SC}$ ) des capteurs solaires de 40 m<sup>2</sup> à 139 m<sup>2</sup> et le volume des 33 réservoirs de stockage ( $V_{R\acute{e}s\acute{e}r\acute{v}}$ ) de 4 m à 12 m.

La valeur actuelle nette (VAN) est calculée pour chaque solution en utilisant le prix du carburant local en Égypte, qui est de 0,25 \$/litre.

La meilleure solution avec la VAN la plus élevée de 19,428 \$ se trouve à la solution 46, où  $A_{SC} = 114,7 \text{ m}^2$  et  $V_{\text{Réserv}} = 4 \text{ m}^3$ , et il couvre 77% de la demande de chaleur du poulailler, laissant 23% à couvrir par une source auxiliaire.

**Tableau II.1.** Le résultat le plus économique de l'espace de solution. [14]

N° de solution	$A_{SC} (\text{m}^2)$	$V_{\text{Réserv}} (\text{m}^3)$	L'énergie auxiliaire %	Investissement USD	Économies de carburant USD	VAN
46	114.716	4	23%	74,444.30	12,631.42	19,428

L'étude économique est répétée en utilisant le prix de référence minimum international, qui est égal à 1,05 \$ / litre. La VAN la plus élevée se trouve à 411,341 \$ pour la solution numéro 60, où  $A_{SC} = 131,1 \text{ m}^2$  et  $V_{\text{Réserv}} = 12 \text{ m}^3$ , et il couvre 90% de la demande de chaleur du poulailler, laissant 10% à être couvert par une source auxiliaire.

**Tableau II.2.** Le résultat le plus économique de l'espace de solution à l'utilisation des prix internationaux du carburant.[14]

N° de solution	$A_{SC} (\text{m}^2)$	$V_{\text{Réserv}} (\text{m}^3)$	L'énergie auxiliaire %	Investissement USD	Économies de carburant USD	VAN
60	131.104	12	10%	95,889.20	61,726.12	411,341

Ainsi, l'auteur a conclu que si les prix du carburant en Égypte augmentaient pour atteindre le prix minimum international du carburant, le chauffage du poulailler modélisé à l'aide du SCS sera vital et extrêmement rentable par rapport au système de chauffage conventionnel à base de carburant.

Afin de construire une solution de chauffage entièrement verte pour les poulaillers, des bio-digesteurs sont introduits pour produire du biogaz à partir des déchets des poulets.

Le poulailler modélisé d'une capacité de 24000 poulets de chair dans cette recherche produit 46,754 kg de fumier par cycle, ce qui équivaut à environ 306 tonnes de fumier par an. Donc cette maison capable de produire 29800  $\text{m}^3$  de biogaz, l'équivalent de 17877 litres de kérosène (ou diesel) par an.

En revenant aux résultats, l'auteur a constaté que l'énergie auxiliaire nécessaire à la conception de la solution 46 est de 23%. Ainsi, 23% de la consommation annuelle totale de carburant, ce qui équivaut à environ 15000 litres, est nécessaire pour compléter le SCS. Il est clair que la quantité de carburant qui peut être produite à partir des déchets du poulet par année

est suffisante pour couvrir l'énergie auxiliaire nécessaire pour compléter la conception SCS de la solution 46. [14]

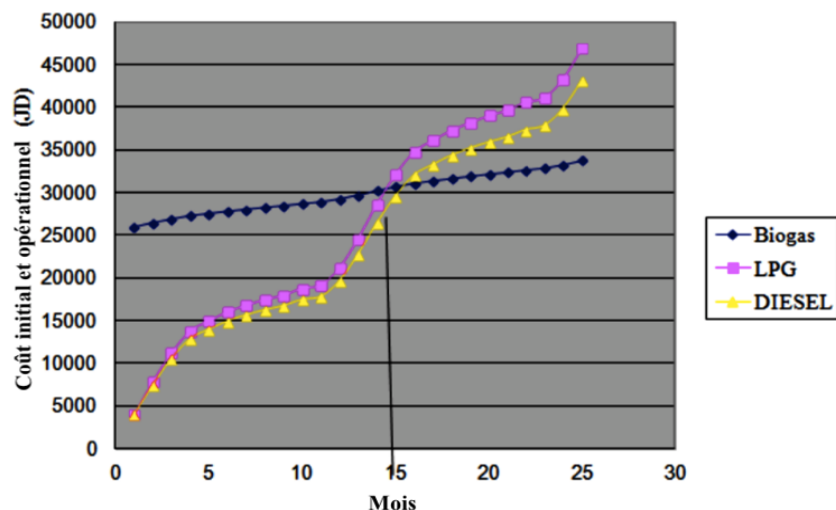
En Jordanie, **Ismail Al-Masalhah et al**, ont discuté de la faisabilité d'utiliser le biogaz produit par la fermentation de la bouse de vache pour chauffer un poulailler standard situé autour de l'aéroport Queen Alia.

Après avoir rassemblé les informations réelles sur le poulailler, l'auteur a calculé la charge thermique requise pour une année entière, qui a atteint son maximum (62,39 kW) au mois de janvier.

La quantité de carburant domestique conventionnel, de GPL (gaz de pétrole liquéfié) et de diesel nécessaire pour chauffer cette maison a été déterminée, où sa consommation maximale a été 4487,5 kg pour le Diesel et 4193,5 kg pour GPL au mois de janvier. Après cela, l'auteur a calculé la quantité de biogaz nécessaire pour le chauffer, où elle était 7548,3 en le même mois.

Enfin, l'auteur a fait une analyse financière pour confirmer la faisabilité de cette technologie.

La figure suivante montre une comparaison des flux de trésorerie des modes de chauffage sur une période de vingt-cinq mois.



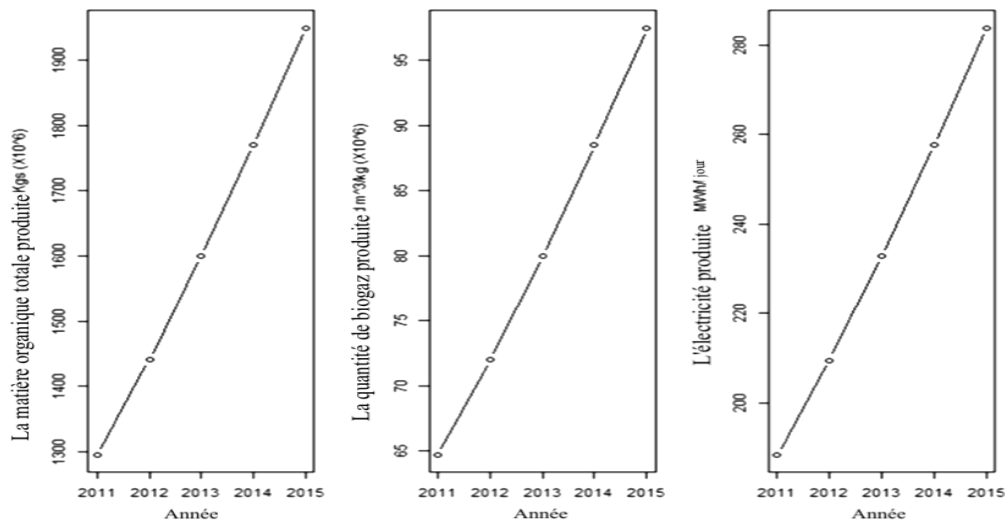
**Figure II.1** : Comparaison des flux de trésorerie des modes de chauffage sur une période de vingt-cinq mois.[15]

A partir des résultats l'auteur a trouvé que l'utilisation de ce système est tentante pour réduire les coûts des fortes consommations de carburant. Même si le coût initial peut être élevé au début mais il sera facilement compensé par les économies de ces systèmes.[15]

**Muhammad Arshad et al**, ont fait une autre étude sur la faisabilité des déchets de volaille pour la production d'énergie au Pakistan.

L'auteur discute dans cette étude la technologie de conversion ces déchets en biogaz puis la production de l'électricité.

La figure (II.2) montre la matière organique totale produite dans un poulailler, la quantité de biogaz produit et la possibilité de production d'électricité.

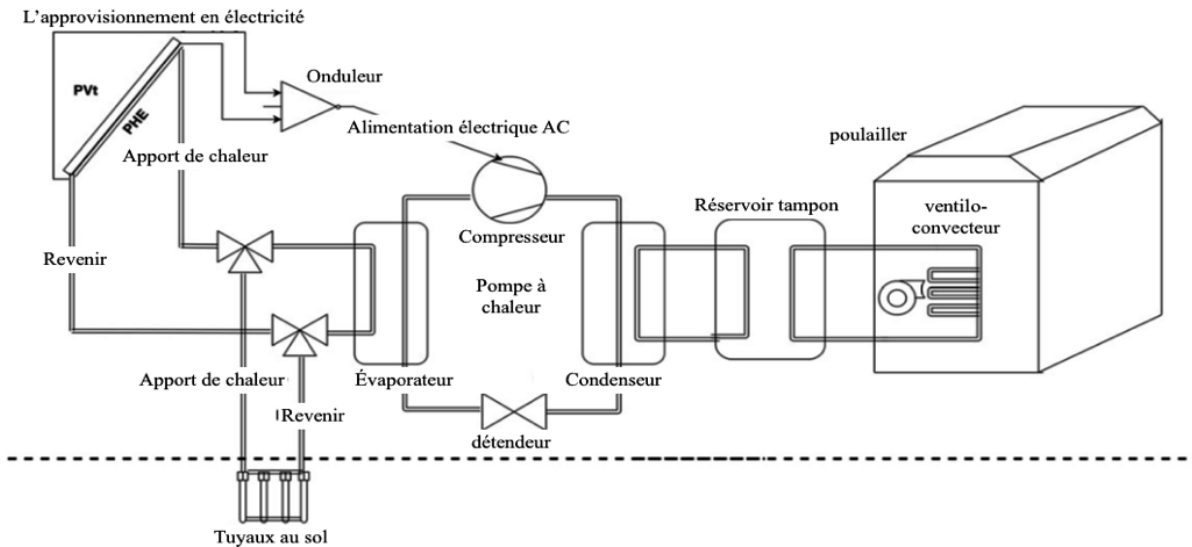


**Figure II.2 :** Production estimée de biogaz et production d'électricité basée sur le total des déchets de volaille (matière organique) produits entre 2011 et 2015. [16]

L'auteur a trouvé que sur la base de la quantité de biogaz produit à partir des déchets de volaille, il est possible de produire 280 MWh/ jour d'électricité. De plus, cela réduira l'impact environnemental des déchets de volaille. [16]

**Tugba Gurler et al**, ont étudié les résultats d'un essai sur le terrain d'une conception de système HVAC (heating, ventilation and air-conditioning) innovante et rentable appliquée à un poulailler a été présentée au UK.

Ce système comprend deux nouveaux composants intégrés : un échangeur de chaleur en polyéthylène (ECP) basé sur un réseau photovoltaïque thermique (PVt) et un réseau de tuyaux de mise à la terre efficace et innovant couplé à un système HVAC entraîné par une pompe à chaleur (PC).



**Figure II.3 :** Système de chauffage.[17]

Cette étude s'est concentrée sur deux cycles de production ; un en automne et un en hiver.

Le tableau (II.3) montre les conditions et les réalisations du cycle 1 et du cycle 2.

**Tableau II.3.** Tests du cycle 1 et du cycle 2. [17]

Test	Période de production	N° de poulets	Chaleur fournie (kWh)	Électricité produite (kWh)
Cycle 1	7 semaines	6700	3733	1283
Cycle 2	7 semaines	6700	2432	593

A partir des résultats l'auteur trouve que 3733 kWh et 2432 kWh d'énergie thermique ont été fournis dans chaque cycle de croissance de 7 semaines, respectivement. Et Il résume les résultats principaux de cette étude dans les trois points suivants :

- Le système a réussi à couvrir la quantité de 6165 kWh des besoins en énergie de chauffage de la remise sélectionnée pendant le fonctionnement du système pour les conditions hivernales.
- Les tubes ECP et thermiques innovantes ont pu fournir une chaleur suffisante à la section évaporateur d'énergie PC.
- L'électricité produite a le potentiel de répondre aux besoins énergétiques de PC au cours de la période qui a le plus besoin d'énergie.[17]

Dans une autre étude, **Choi et al**, ont utilisé une pompe à chaleur géothermique (PCG) pour le chauffage économique d'un poulailler industriel de [13m×69m] de dimension et contenant 34000 poulets de chair pendant la saison hivernale.

L'auteur s'est concentré dans cette étude sur :

- L'effet d'un système de chauffage utilisant un PCG sur les performances de production et l'environnement de logement des poulets de chair.
- Une analyse comparative entre le système PCG et un système de chauffage conventionnel utilisant du diesel comme un carburant.
- Les concentrations d'O<sub>2</sub>, de CO<sub>2</sub> et de NH<sub>3</sub> dans le poulailler, la consommation d'énergie et le coût du chauffage, ainsi que les performances de production des poulets de chair.

Les résultats sont résumés dans les tableaux suivants :

**Tableau II.4.** L'effet du système de chauffage sur la concentration de gaz O<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub> et NH<sub>3</sub>. [18]

Semaines	Teneur en O <sub>2</sub> (%)		CO <sub>2</sub> content (ppm)		NH <sub>3</sub> content (ppm)	
	Système GHP	Système conventionnel	Système GHP	Système conventionnel	Système GHP	Système conventionnel
1	20.6	20.0	4,500	6,500	1.0	3.0
2	20.7	20.4	3,281	4,304	4.0	14
3	20.6	20.8	2,803	3,967	10	25
4	20.5	20.6	3,299	4,945	11	20
5	20.4	20.6	3,967	3,866	15	21

**Tableau II.5.** Consommation d'énergie totale et coûts de chauffage. [18]

	Système GHP	Système conventionnel
Consommation de carburant (L)	160	2,813
Consommation d'électricité (kWh)	1,905	292
Coût total d'énergie pour le chauffage (won) <sup>2</sup>	222,363	2,711,217

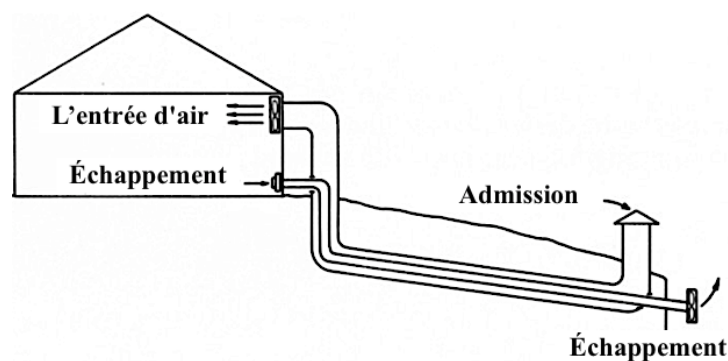
D'après les résultats, l'auteur trouve que le système PCG pourrait augmenter les performances de production des poulets de chair en raison de l'amélioration de la qualité de l'air intérieur avec un environnement de logement amélioré. Il est également conclu que le système PCG émet moins de CO<sub>2</sub> et de NH<sub>3</sub> avec un coût énergétique inférieur à celui du système de chauffage conventionnel pour les poulets de chair. [18]



Le travail de recherche présenté par **R.G. Diener et al**, est consacré à l'utilisation d'un échangeur de chaleur à tube enterré à contre-courant pour chauffer l'air d'admission pendant les périodes de basse température ambiante.

Cet échangeur de chaleur permet d'utiliser le sol ainsi que la chaleur perdue dans l'air d'échappement pour chauffer l'air d'admission pendant les périodes de basse température ambiante.

Dans le premier cas, l'air d'admission est chauffé via l'air d'échappement uniquement, et dans le deuxième cas, l'air d'admission est chauffé à la fois par l'air d'échappement et par le sol. (Figure II.4)



**Figure II.4 :** Échangeur de chaleur enterré (contre-courant) fixé au poulailler.[19]

Le nombre d'échangeurs de chaleur par bâtiment a ensuite été dicté par les exigences maximales de ventilation (tableau II.6).

**Tableau II.6.** Les exigences maximales de ventilation. [19]

Age (semaine)	$T_{\text{ext}}$ (°C)	$T_{\text{int}}$ (°C)	( $\text{m}^3/\text{min}$ )	N° des tubes	Chaleur totale requise (kW)
1	2	32	51	10	50
2	2	29	136	26.7	89.3
3	2	27	238	46.7	130
4	2	24	391	76.7	176
5	2	21	459	90	208
6	2	21	527	103.7	235
7	2	21	550	116.7	263

Les tubes de longueur 9.1m à 45.6m, de diamètre extérieur de 300mm en acier ondulé, et un diamètre intérieur de 216 mm en aluminium.

Le débit dans chaque tube est de 5,1  $\text{m}^3/\text{min}$  à une vitesse maximale de 152 m/min.

Le tableau suivant résume les résultats obtenus :

**Tableau II.7.** Résumé de la simulation d'échangeur de chaleur. [19]

Age (semaine)	La Chaleur de l'échangeur kW				% de la chaleur requise fournie par les tubes			T <sub>air entrant</sub> dans la maison		Efficacité	
	Un tube		Tous les tubes		Cas1	Cas2	Différence	Cas1	Cas2	Cas1	Cas2
	Cas1	Cas2	Cas1	Cas2							
1	6420	6490	64200	64900	35.1	36	0.9	16.5	16.7	0.49	0.49
2	5840	6220	156000	166000	48.5	51.7	3.2	15.2	16	0.49	0.52
3	5250	5960	245000	278000	52.6	59.6	7	13.8	15.4	0.49	0.55
4	4670	6590	358000	436000	56.2	68.8	12.6	12.5	14.8	0.49	0.59
5	4090	5420	368000	488000	49.2	65.2	16.0	11.1	14.2	0.49	0.65
6	4090	5420	422000	560000	50	66.3	16.3	11.1	14.2	0.49	0.65
7	4090	5420	477000	632000	50.4	66.9	16.5	11.1	14.2	0.49	0.65

L'auteur montre que le faible pourcentage de chaleur requise fournie au cours de la première semaine par rapports aux autres semaines est dû à la faible ventilation requise par les poussins. Au contraire, les semaines suivantes, lorsque les besoins de ventilation par poulet sont beaucoup plus importants et la contribution de l'échangeur augmente. Cependant, L'auteur trouve que à la deuxième semaine, le cas 2 commence à devenir plus efficace.

Finalement l'étude montre que 50% de l'énergie totale requise par le poulailler peut être récupérée uniquement à partir de l'air extrait (cas I). Si l'effet du sol est pris en considération (cas 2), 67% de l'énergie totale requise par le poulailler peut être fournie par cet échangeur de chaleur. [19]

### II.3. Les technologies de refroidissement :

Il est possible d'atteindre une efficacité élevée dans les poulaillers, d'augmenter la qualité du produit et d'augmenter le confort de vie avec une ventilation adéquate et appropriée. Pour cela **Hui Xue et al**, ont utilisé le CFD (Computational Fluid Dynamics) pour étudier l'uniformité de la distribution du flux d'air dans un poulailler, et l'objectif de leur recherche était d'étudier la distribution de l'air dans un poulailler ventilé en tunnel avec des Pad-cooling, d'identifier les facteurs clés qui affectent l'uniformité du flux d'air dans les différents passages et d'optimiser l'installation des pad-cooling supplémentaires pour améliorer la distribution de l'air intérieur.

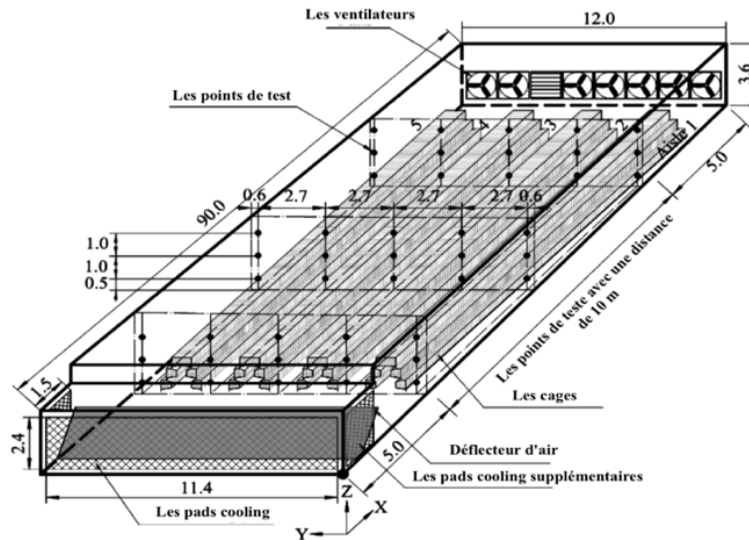


Figure II.5 : Disposition du poulailler expérimental et l’emplacement des points de test. [20]

La figure (II.6) montre la distribution de l'air dans différents passages de l'espace de la pièce avec des pad-cooling supplémentaires. Où Il y avait une plus grande variabilité. Et la figure (II.7) montre La vitesse de l'air dans les passages sans les pad-cooling supplémentaires.

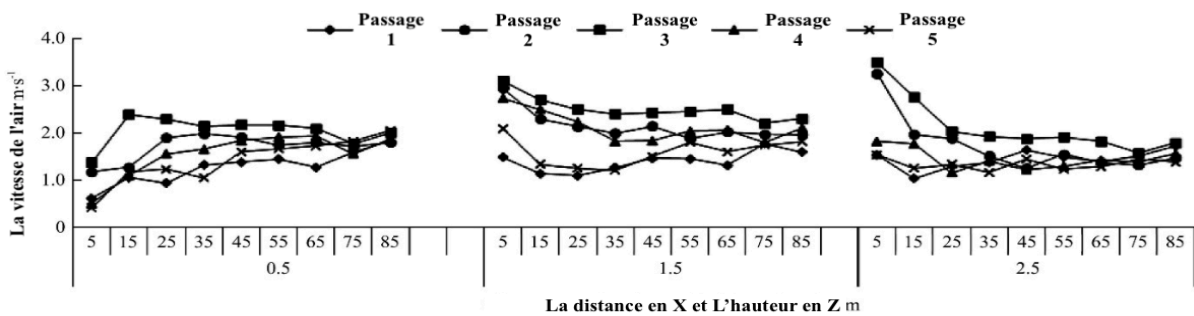


Figure II.6 : Répartition de l'air dans différents passages avec des pads-cooling supplémentaires. [20]

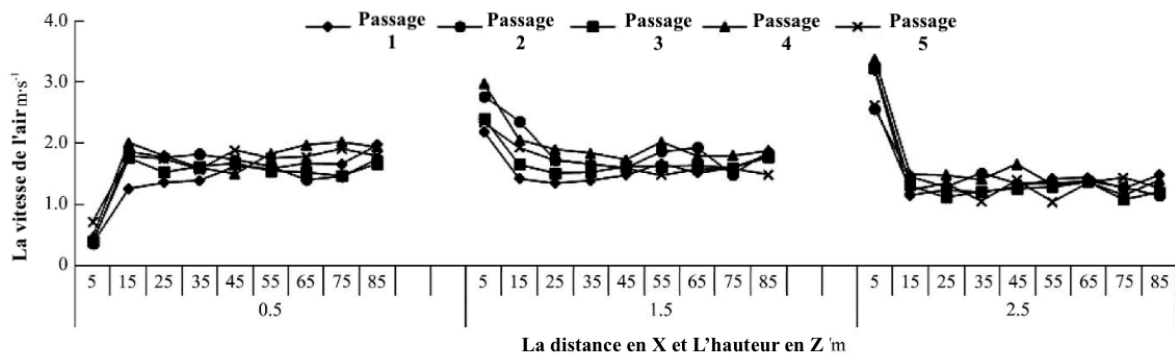


Figure II.7 : Répartition de l'air dans différents passages sans les pads-cooling supplémentaires. [20]

Les profils de vitesse de l'air montrent que la distribution de l'air pouvait être améliorée de toute évidence sans les deux pad-cooling supplémentaires à l'extrémité des parois latéraux.

La recherche a montré que la distribution du flux d'air pouvait être améliorée dans différents passages lorsque les pad-cooling supplémentaires dans la paroi latérale était éloigné du mur d'extrémité sur une certaine distance.

Pour déterminer l'influence de différentes distances sur la distribution du flux d'air, un calcul simulé a été effectué avec des distances de 2, 3 et 4 m, respectivement.

L'auteur résume les résultats de cette simulation dans les points suivants :

- Lorsque  $D=2\text{m}$ , le flux d'air dans les passages proche des parois latéraux a été augmenté, mais la vitesse de l'air dans le passage central était encore supérieure.
- Lorsque  $D=3\text{m}$ , les vitesses d'écoulement d'air dans tous les passages étaient relativement uniformes.
- Lorsque  $D=4\text{m}$ , le flux d'air dans le poulailler était évidemment incliné vers les passages 1 et 5, la vitesse du vent dans les passages centraux a diminué.

Les résultats de l'étude montrent que la vitesse de l'air dans les passages proches des parois latéraux peut être considérablement améliorée lorsque les pad-cooling supplémentaires sont éloignés sur une certaine distance du mur d'extrémité. [20]

Dans une autre étude **Metin PETEK et al**, ont comparé les performances du refroidissement d'un système de refroidissement traditionnel (contrôle) et à deux étages (expérience).

Le système à deux étages, qui composait d'un tube métallique de 24m de long et de 28cm de diamètre, avec un tube en polyéthylène de 20cm de diamètre à l'intérieur. De l'eau a été remplie dans l'espace entre les tubes. Le système a été enterré à une profondeur de 2.5 m dans le sol et a été connecté à une boîte de contreplaqué d'une épaisseur de 20 mm et d'un volume de 15m<sup>3</sup>. À l'intérieur de la boîte se trouvait un pad cooling de refroidissement avec ventilation tunnel. (Figure II.8).

L'unité de commande avait un système de refroidissement par évaporation traditionnel comprenant un pad cooling avec ventilation tunnel. Les performances de refroidissement des systèmes de refroidissement traditionnels et à deux étages sont présentées dans le tableau (II.8)

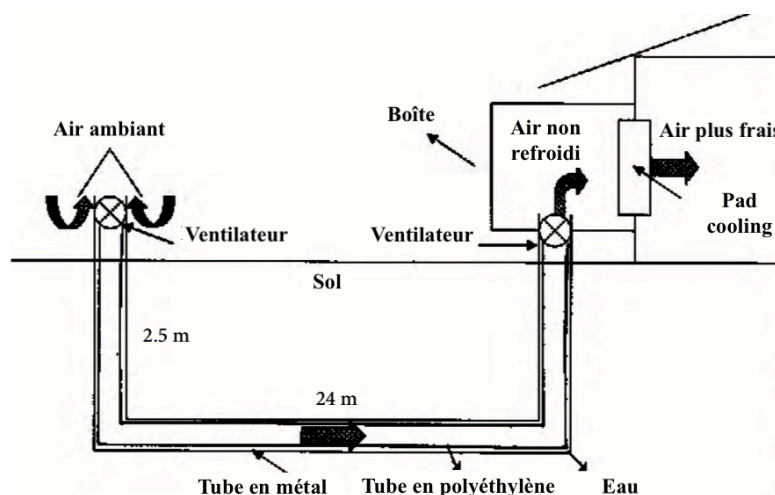


Figure II.8 : Conception du système de refroidissement à deux étages. [21]

Tableau II.8. Performances de refroidissement des systèmes de refroidissement traditionnels et à deux étages. [21]

	Air entrant	Air du bâtiment		Air évacué	Efficacité de refroidissement (%)
	À l'intérieur de la boîte	Côté pad	Côté ventilateur	Devant le ventilateur	
T (° C)					
Traditionnel	31.65 ± 0.77 <sup>a</sup>	26.92 ± 0.70	31.06 ± 0.70	31.06 ± 0.65	42.00
Deux étages	29.60 ± 0.87 <sup>b</sup>	26.79 ± 0.61	32.01 ± 0.73	32.01 ± 0.58	43.00
HR (%)					
Traditionnel	59.75 ± 6.5 <sup>a</sup>	59.10 ± 1.5	52.60 ± 6.5 <sup>a</sup>	53.10 ± 5.9 <sup>a</sup>	
Deux étages	49.50 ± 6.4 <sup>b</sup>	50.65 ± 0.9	37.00 ± 7.3 <sup>b</sup>	33.50 ± 3.4 <sup>b</sup>	

a-b: dans les lignes, les valeurs avec différentes lettres en exposant diffèrent significativement

Tableau II.9. Performances de croissance des poulets de chair élevés dans des systèmes de refroidissement traditionnels et à deux étages. [21]

Âge (semaines)	Gain de poids corporel (g)		Ratio de conversion des aliments		Taux de mortalité (%)	
	Traditionnel	Deux étages	Traditionnel	Deux étages	Traditionnel	Deux étages
1	111.20 ± 2.26	114.84 ± 1.92	1.21	1.12	0.75	0.83
2	363.15 ± 5.00	367.18 ± 5.23	1.28	1.23	1,53	1.58
3	777.20 ± 9.55	793.88 ± 8.17	1.34	1.29	2.08	2.16
4	1287.84 ± 13.46	1309.65 ± 16.85	1.44	1.34	2.30	2.33
5	1713.00 ± 19.88	1733.84 ± 27.85	1.57	1.53	2.56	2.55
6	2279.36 ± 31.6 <sup>b</sup>	2343.72 ± 33.02 <sup>a</sup>	1.63	1.61	2.83	2.81

A partir des résultats l'auteur a constaté dans cette étude que la combinaison des 2 processus (tubes souterrains et les pad cooling) avec la ventilation du tunnel dans le système de refroidissement à deux étages réduisait plus efficacement la température de l'air entrant sans augmenter l'HR. La température de l'air ambiant était plus basse à l'intérieur de la boîte après avoir traversé le tube dans le système de refroidissement à deux étages. Le sol et l'eau relativement froids ont aidé à refroidir l'air, réduisant les coûts électriques utilisés pour refroidir l'air.[21]

**Ahachad, M et al**, ont étudié l'efficacité du système de refroidissement passif pour éviter les dommages de production dus au stress thermique.

Une étude expérimentale a été menée entre deux poulaillers identiques : l'un équipé d'un système de refroidissement passif et l'autre non.

Le but de ces expériences était de montrer, d'une part, les performances du système de refroidissement par brouillard haute pression pour répondre aux charges de refroidissement du poulailler, et d'autre part, les principaux avantages de l'utilisation d'un tel système.

Le tableau (II.10) montre les résultats expérimentaux de cette étude.

**Tableau II.10.** Résultats expérimentaux.[22]

Résultats techniques	Poulailler sans système de refroidissement passif	Poulailler avec système de refroidissement passif
Date d'entrée	14 juillet 2003	15 juillet 2003
Nombre de volailles d'élevage	8000	8000
Date de vente	22 août 2003	24 août 2003
Nombre de volailles vendues	6995	7446
Poids total à la vente (kg)	13012.8	14743.08
Poids net individuel (kg)	1.860	1.980
Mortalité (nombre)	1005	554
Taux de mortalité (%)	0.125	0.069
Poids total des aliments consommés (kg)	26450	29635
Cote de consommation	3.78	3.98

A partir des résultats l'auteur a observé une diminution de la température interne d'environ 9°C. En ce qui concerne la qualité de la production, il a constaté une baisse importante du taux de mortalité ainsi qu'une augmentation du poids des volailles.[22]

Pour étudier le bénéfice de l'utilisation de l'énergie zéro dans l'acquisition de l'énergie électrique, **Ahmet Nedim Yüksel et al**, ont conçu un projet pour la ventilation et le refroidissement un poulailler de 5000 poules en Tekirdağ (Turquie), En utilisant l'énergie solaire.

Les valeurs calculées des panneaux solaires et du système de refroidissement dans le tableau (II.11)

**Tableau II.11.** Les valeurs calculées du système de ventilation et de refroidissement. [23]

Surface du ventilateur (m <sup>2</sup> )	Volume de ventilation (m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> )	Nombre d'aspirateurs (pièces)	Besoin énergétique total (kWh)
18.75	67500	7	4.05

A partir des résultats de tableau (II.11), l'auteur trouve que pour refroidie l'air dans ce poulailler il est besoin a sept aspirateurs de 0,55 kWh avec une capacité de ventilation de 6750 m<sup>3</sup>h<sup>-1</sup>, une surface de ventilation de 18,75 m<sup>2</sup> et une pompe de circulation de 0,2 kWh pour le mouillage. Avec une énergie électrique de 4,05 kWh, obtenue en utilisant zéro énergie.

L'auteur a également mentionné que l'énergie suffisante n'est pas produite dans le système en raison de certaines conditions négatives, de l'encrassement des panneaux de verre, des conditions météorologiques extérieures trop chaudes et froides, de l'arrivée non perpendiculaire des rayons du soleil le matin et du soir et des pertes dans le système. Pour ces raisons, et pour se ce système fonctionne efficacement, doit utiliser un système de panneaux solaires de 5,0 kWh, ce qui est 25% plus élevé que le requis.[23]

#### II.4. Les technologies de chauffage / refroidissement en parallèle :

Au Maroc, la conception d'un échangeur de chaleur air-sol a été étudiée pour un poulailler typique, par **Azzeddine Laknizi et al**, et ils ont évalué les économies possibles de consommation de ce dernier

La conception de l'ECAS est une grille de Tichlemann de 10 tubes. La longueur et le diamètre de chaque tube sont respectivement de 30 m et 0,2 m.

Une vitesse d'écoulement d'air de 2 m/s et une température de l'air de (40°C pour le refroidissement et 1°C pour le mode de chauffage) sont utilisées dans les conditions aux limites d'entrée.

A partir des résultats obtenus par « Fig. II.9 » et « Tableau II.12 ». L'auteur trouve que la température de l'air à l'intérieur des poulaillers situés dans différentes régions climatiques (six villes représentatives) au Maroc pouvait être abaissée à moins de 26°C en période chaude et chauffée à plus de 14°C en période froide, ce qui réduit considérablement l'impact de la vague de chaleur / froid. [24]

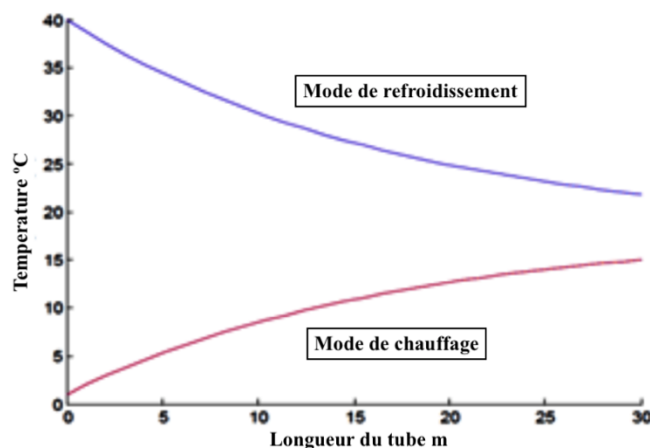


Figure II.9 : Profil de température. [24]

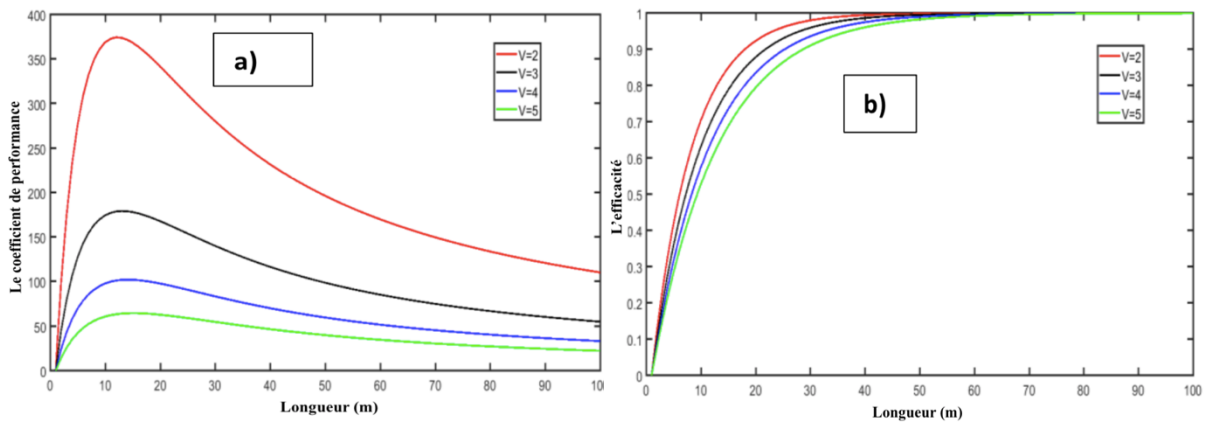
Tableau II.12. La température de sortie et le gain de chaleur. [24]

	Agadir	Tangier	Fez	Ifrane	Marrakech	Errachidia
Température d'entrée	46.2	38.9	43	27.8	45.3	41.1
	1	0.3	-3.1	-2.24	0.3	-3
Température de sortie	26.15	22.72	22.94	22.93	24.43	22.04
	18.24	15.97	14.88	15.53	16.47	14.33
Transfert de chaleur (kW)	15.4	12.4	15.4	3.7	16.1	14.7
	13.3	12.1	13.8	13.7	12.4	13.3

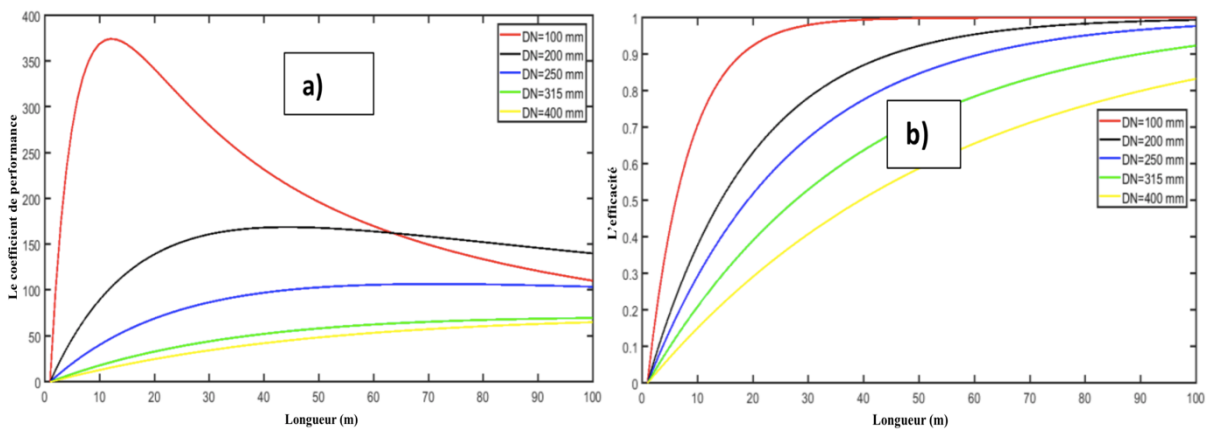
En 2018, **Azzeddine Laknizi et al**, on a proposé une étude paramétrique afin de trouver la géométrie et les conditions de fonctionnement optimales d'un échangeur de chaleur air-sol (ECAS), où l'influence de diamètre, de vitesse et des propriétés thermo-physiques de l'ECAS est étudiée. Les résultats de l'étude paramétrique sont considérés comme des paramètres d'entrée pour les simulations horaires.

Les figures ci-dessous montre l'effet de la vitesse d'air, de diamètre du tube et de conductivité thermique du tube sur le coefficient de performance et l'efficacité.

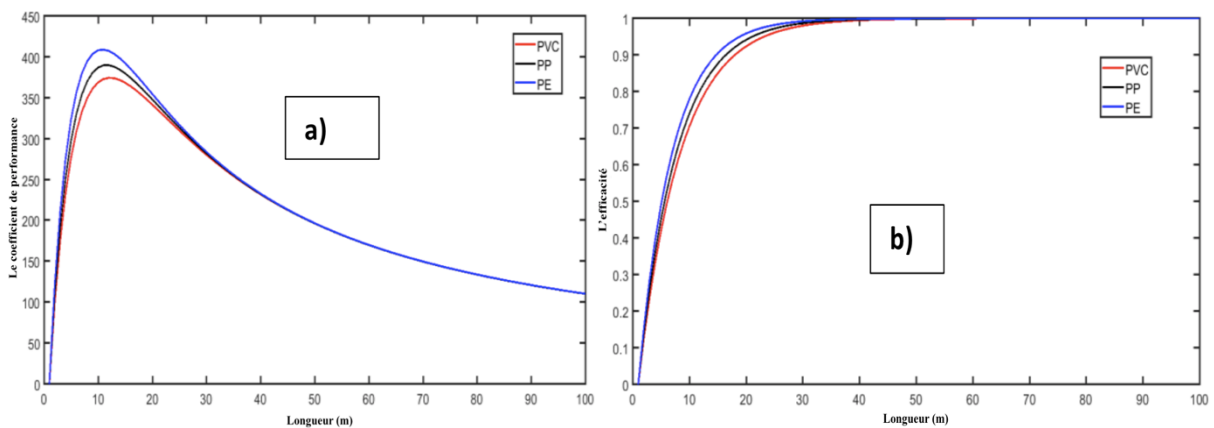




**Figure II.10 :** L'effet de la vitesse de l'air sur : **a)** le coefficient de performance. **b)** l'efficacité. [1]



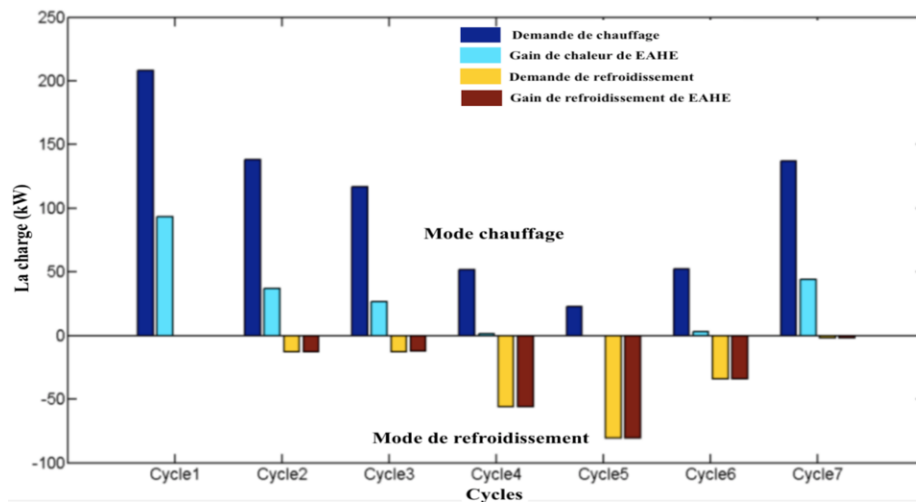
**Figure II.11 :** L'effet du diamètre du tube sur : **a)** le coefficient de performance. **b)** l'efficacité. [1]



**Figure II.12 :** L'effet de la conductivité thermique du tube sur: **a)** le coefficient de performance, **b)** l'efficacité.[1]

Les résultats de cette étude paramétrique montrent que

- L'efficacité et le coefficient de performance diminuent avec l'augmentation de la vitesse et l'augmentation de diamètre du tube.
- Le coefficient de performance et l'efficacité changent légèrement par rapport à la conductivité thermique du tube.



**Figure II.13 :** Le gain d'énergie pendant toute l'année. [1]

L'auteur résume la contribution de l'ECAS à la demande de chauffage et de refroidissement comme suit :

- La demande annuelle de chauffage est de 418,38 MWh, alors que l'utilisation de l'ECAS peut couvrir 146,38 MWh, ce qui représente 35 %.
- La demande annuelle de refroidissement est de 104,46 MWh, tandis que l'utilisation d'un ECAS peut couvrir 104,30 MWh, ce qui représente 99,84%.
- Le système peut atténuer les émissions d'un montant de 108,4668 tonnes de CO<sub>2</sub> par an. [1]

En 2019, **Azzeddine Laknizi et al**, ont développé un nouveau système pour chauffer et refroidir un poulailler. Le système se compose d'un échangeur de chaleur air-sol, d'une boîte de mélange et d'une récupération de chaleur air-air, qui sont combinés pour contrôler efficacement la température à l'intérieur du poulailler.

La figure (II.14) illustre le modèle de système proposé.

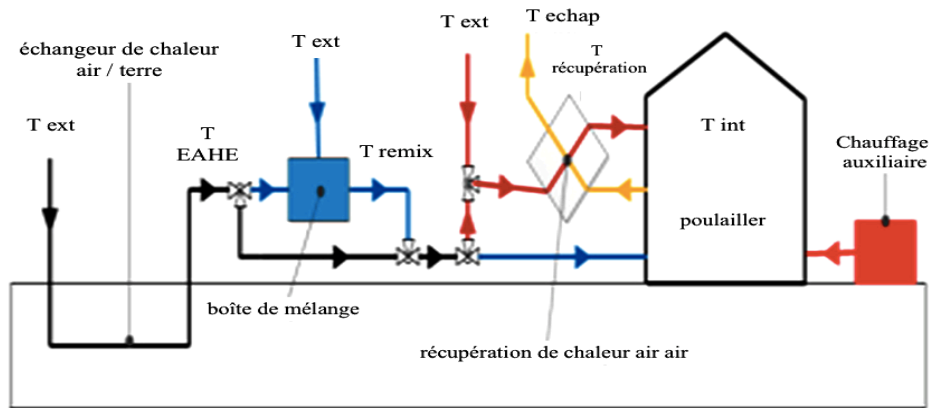


Figure II.14 : Modèle de système [25]

La figure (II.15) montre la performance énergétique du système proposé au cours d'une année agricole de sept cycles complets.

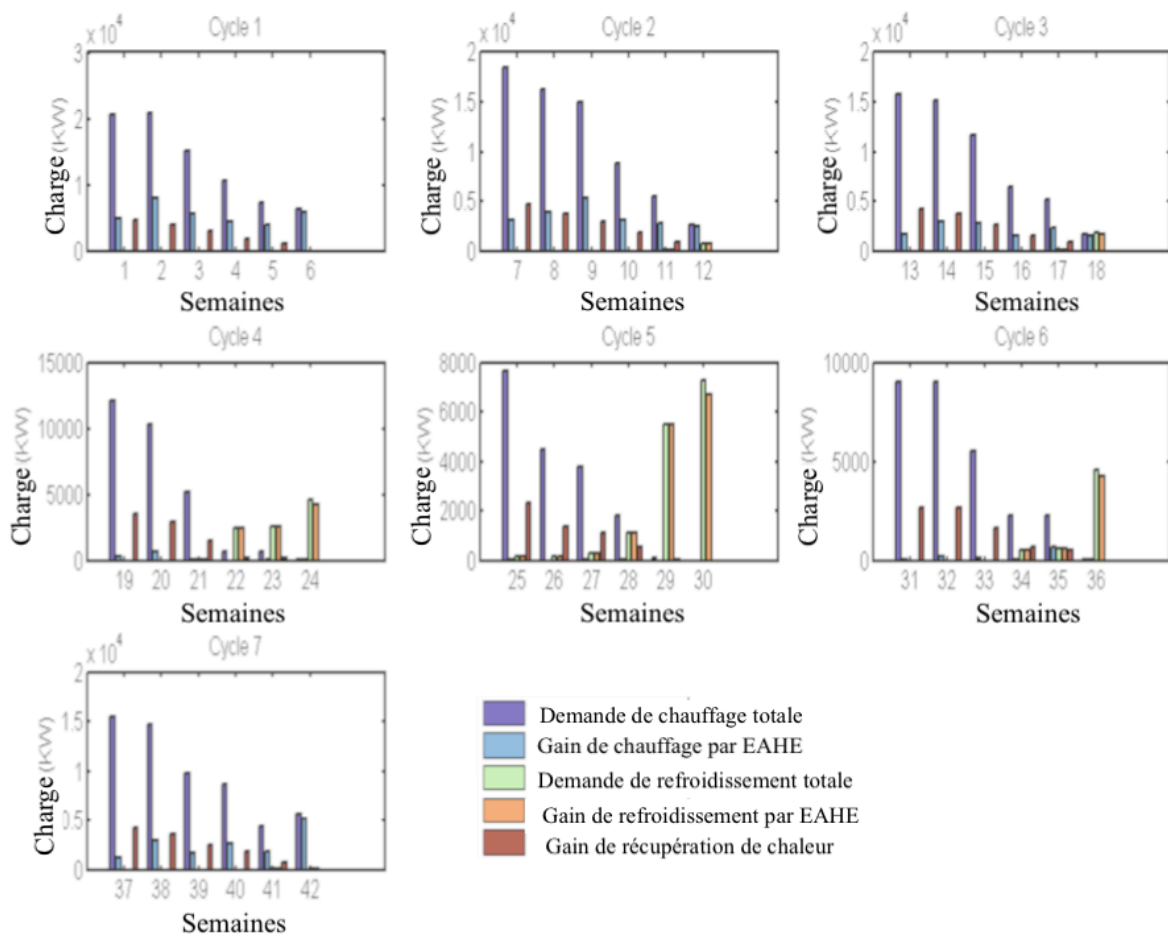


Figure II.15 : Transfert de charge hebdomadaire pendant les sept cycles complets. [25]

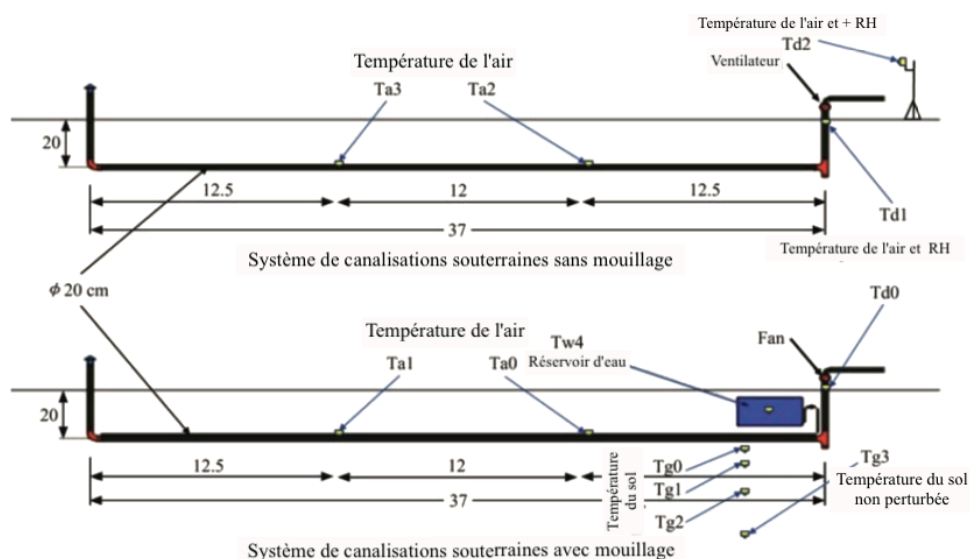
Les résultats de l'étude montrent que le système proposé peut refroidir l'air dans le stress thermique et chauffer l'air dans le stress froid, avec une réduction dans la demande énergétique du poulailler.

- La couverture en mode refroidissement est de 96%
- La couverture en mode chauffage est de 34,7 %, en plus que l'utilisation du système proposé entraîne une réduction des émissions de CO<sub>2</sub>. [25]

Une autre expérience a été menée en Irak, où **Wasseem Morshed et al** ont proposé une étude comparative entre les performances thermiques de l'ECAS dans un sol sec et mouillé artificiellement. Des tests ont été effectués dans la province de Bassorah (Irak), deux ECAS expérimentaux ont été construits dans un poulailler et testés de juin à septembre 2013.

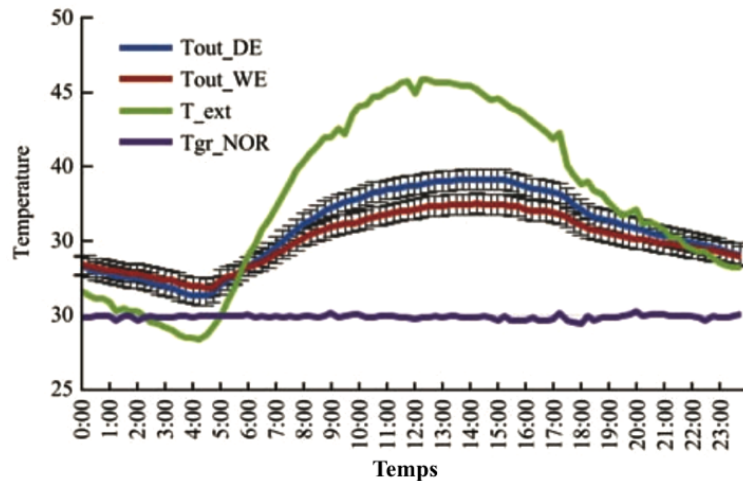
Les échangeurs de tuyaux ont été enterrés à 2 m de profondeur. Un échangeur de chaleur fonctionnait dans un sol sec (ES), tandis que l'autre fonctionnait dans un sol mouillé artificiellement (EM).

Dans le système EM, un tube goutte à goutte placé à 10 cm au-dessus du tuyau d'air a mouillé le sol autour de l'échangeur.

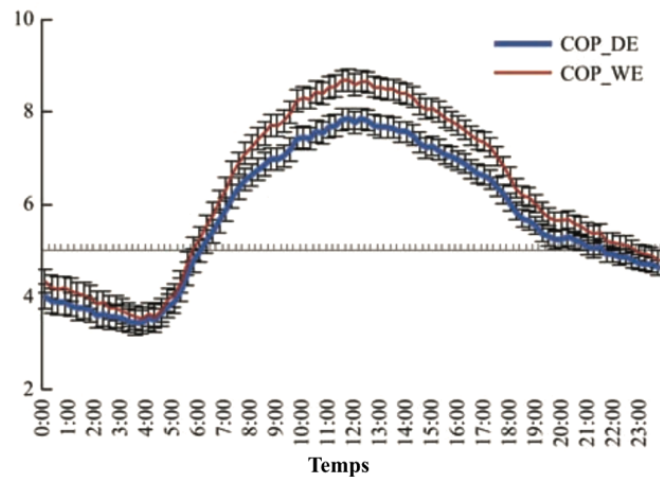


**Figure II.16 :** Schéma de l'ECAS ES (ci-dessus) et EM (ci-dessous) [26]

La figure (II.17) représente les températures de l'air aux sorties des systèmes EAHE en relation avec la température extérieure et au sol pendant toute la journée. Et la figure (II.18) présente les résultats en termes de coefficient de performance des systèmes EAHE pendant la journée moyenne.



**Figure II.17** :  $T_{\text{air}}$  aux sorties de ECAS en relation avec  $T_{\text{air}}$  extérieure et  $T_{\text{sol}}$  [26]



**Figure II.18** : COP de ECAS pendant la journée moyenne [26]

L'auteur trouve que :

- La technique de mouillage du sol autour d'ECAS peut améliorer l'efficacité d'échange thermique.
- La longueur du tuyau a un impact significatif sur les performances des systèmes ECAS, mais avec un mouillage artificiel cet effet devient plus remarquable par rapport au système sec.
- Le système EM réduit la température de l'air entrant plus efficacement que le système ES. [26]

Au UK, une conception innovante du système (HVAC : Heating Ventilation and Air Conditioning) a été introduite pour les applications des poulaillers, par **Theo Elmer et al.**

Le nouveau système fournit un chauffage très efficace à l'aide d'un réseau thermique photovoltaïque (PVt) utilisant un nouveau type d'échangeur de chaleur en polyéthylène (ECP), couplé à une pompe à chaleur et à un réseau de canalisations souterraines très efficaces.

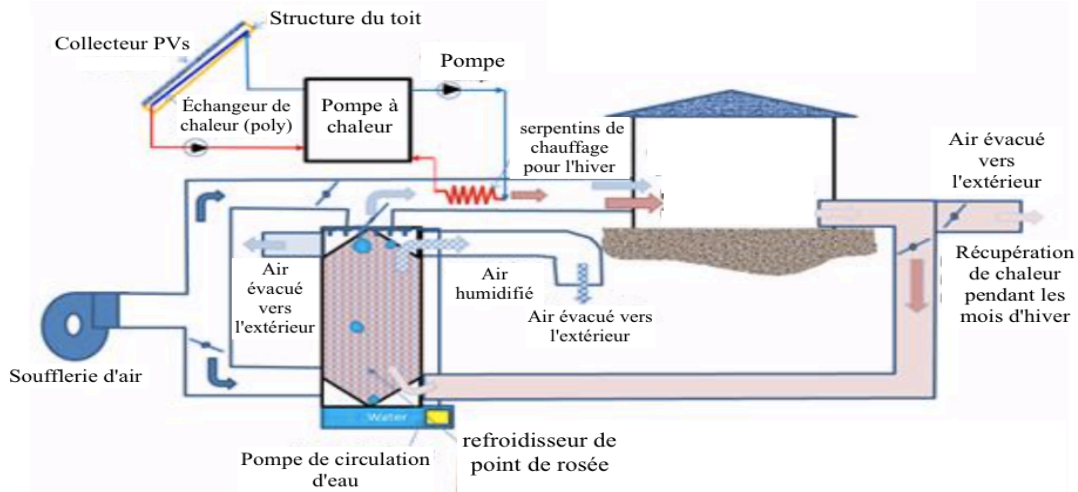


Figure II.19 : Présentation du système. [27]

L'auteur a constaté que ce nouveau système peut fournir un chauffage très efficace en hiver et une bonne performance de refroidissement en été et ce système peut fournir une solution très efficace pour améliorer la régulation thermique et le contrôle de la qualité de l'air dans les applications des poulaillers. [27]

En chine, une simulation (DeST: Designer's Simulation Toolkit ) a été développée et validée pour simuler l'environnement thermique d'un poulailler commercial, par **Yang Wang et al.**

La température ambiante de base du poulailler horaire a été simulé pour 2017 (Figure II.20).

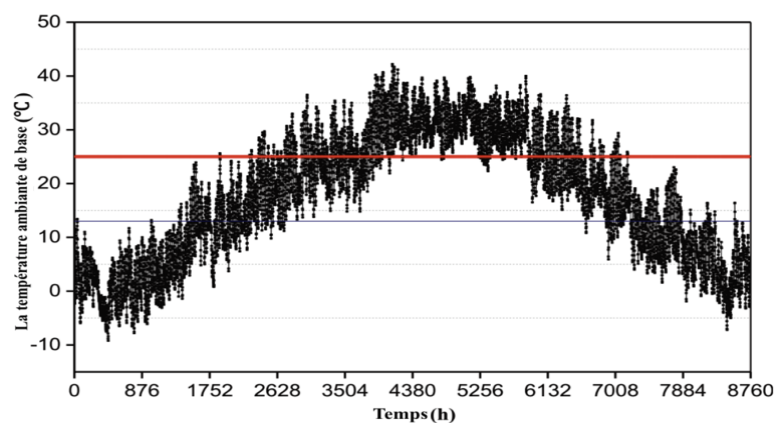


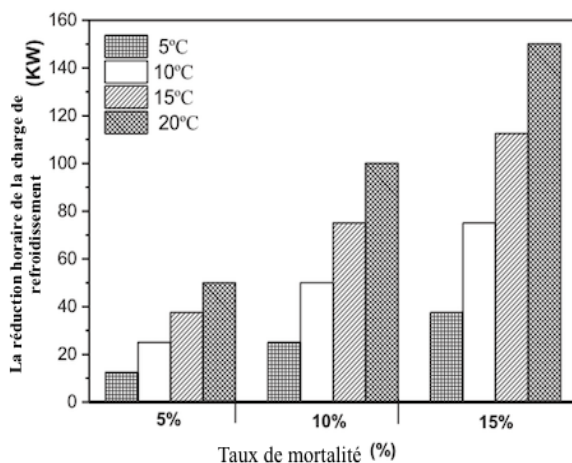
Figure II.20 : Température ambiante de base simulée en 2017. [28]

La plage de la température ambiante de base du poulailler était de  $-9,2$  à  $42,2$  °C.

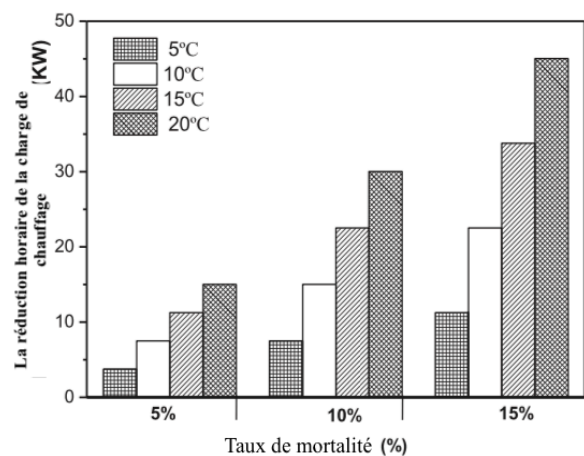
Les températures recommandées pour la production de poules sont de  $13$  à  $25$  °C (En dessous de  $13$ °C, un chauffage est nécessaire pour maintenir la température corporelle des poulets et a plus de  $25$ °C, un refroidissement est nécessaire pour atténuer le stress thermique).

D'après l'auteur la proportion de temps pendant laquelle la température ambiante de base du poulailler était inférieure à  $13$ °C (ligne bleue horizontale sur la figure II.20) et supérieure à  $25$ °C (ligne rouge horizontale sur la figure II.20) était de  $26,60\%$ ,  $34,60\%$ , respectivement.

Les figures ci-dessous présentant les résultats de la réduction de la charge horaire avec des taux de ventilation variables en fonction de trois taux de mortalité ( $5,0\%$ ,  $10,0\%$  et  $15,0\%$ ) sous quatre niveaux de différence de température intérieure-extérieure ( $5$ °C,  $10$ °C,  $15$ °C et  $20$ °C). Dans cette simulation, lorsque les taux de mortalité étaient de  $5,0\%$ ,  $10,0\%$  et  $15,0\%$ , le taux de ventilation total a été réduit de  $750,6$ ,  $1501,2$  et  $2251,8$   $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ , respectivement.



**Figure II.21** : Réduction horaire de la charge de refroidissement. [28]



**Figure II.22** : Réduction horaire de la charge de chauffage. [28]

A partir de ces résultats, l'auteur a vu que la simulation était un outil efficace et précis pour prédire la charge thermique dynamique du poulailler. Où il trouve que les résultats entre les données mesurées et simulées étaient exacts.

La température ambiante de base du poulailler était de  $-9,2$  à  $42,2$ °C ; ainsi, le poulailler avait besoin de chauffage ou de refroidissement pour maintenir une température convenable pendant  $61,20\%$  de l'année. De plus, les résultats suggèrent que les taux de ventilation totale du poulailler devraient être réduits à mesure que les taux de mortalité augmentent avec le temps. [28]

**Tableau II.13.** Les technologies utilisées pour réduire la consommation des poulaillers

N°	Les systems proposes	Mode	Pays	Principaux conclusions
1	Système de chauffage solaire (SCS)	C	Égypte	Récupéré 77% du chauffage par le SCS, et 100% avec l'utilisation du biogaz comme une source auxiliaire.
2	Système de Biogaz (bouse de vache)	C	Jordanie	Réduction des coûts de consommation élevée de carburant.
3	Système de Biogaz (déchets de volaille)	C	Pakistan	Production d'électricité et réduction de l'impact environnemental.
4	Système de (PVt/Pompe à chaleur)	C	UK	Couvert une quantité d'énergie thermique et électrique.
5	Pompe à chaleur géothermique	C	Corée	Amélioration de la qualité de l'air dans le poulailler et réduire le coût de l'énergie de chauffage.
6	L'échangeur de chaleur à tube enterré courant	C	États-Unis	Couvert jusqu'à 50% du chauffage par le tube chauffé avec de l'air d'échappement uniquement et 67% lors du chauffage de l'air d'admission à la fois l'air d'échappement et la terre.
7	Distribution de l'air d'un poulailler ventilé en tunnel.	F	Chine	Identifié les facteurs clés qui affectent l'uniformité du flux d'air et optimisé l'installation des pad-cooling.
8	Système de refroidissement à deux étages	F	Turquie	Réduction de la température de l'air entrant plus efficacement sans augmenter l'HR, ce qui réduit la consommation d'énergie et augmente les performances de croissance.
9	Système de refroidissement passif	F	Maroc	A montré une diminution de la température de l'air intérieur de 5 à 9 °C.
10	Solaire photovoltaïque	F	Turquie	Fourni l'énergie électrique nécessaire pour refroidir le poulailler.
11	Échangeur de chaleur (air-sol)	C/F	Maroc	La température est abaissée à moins de 26°C en période chaude et chauffée à plus de 14°C en période froide.
12	Échangeur de chaleur (air-sol)	C/F	Maroc	Couvert 96% du refroidissement et 34,7% du chauffage.
13	L'échangeur de chaleur (air-sol)	C/F	Maroc	Couvert 35% du chauffage et 99,84% du refroidissement. Atténué les émissions de 108,4668 tonnes de CO <sub>2</sub> par an.
14	Échangeur de chaleur (air-sol)	C/F	Irak	Le mouillage du sol a amélioré l'efficacité d'échange thermique.
15	Système HVAC	C/F	UK	Réussit à produire plus d'énergie de chauffage et de refroidissement que de l'énergie électrique.
16	Simulation dynamique de la charge thermique	C/F	Chine	Un outil efficace et précis pour prédire la charge thermique et dynamique.



**II.5. Conclusion :**

La plupart des études précédentes montrent qu'il est difficile de fournir l'énergie de chauffage ou de refroidissement nécessaire de façon complète dans les poulaillers, mais ils contribuent à améliorer les conditions internes et à réduire le coût et la consommation énergétiques.



---

# CHAPITER III

**ÉTUDE DES BESOINS THERMIQUES D'UN POULAILLER  
INDUSTRIEL**

---

### III.1. Introduction:

L'objectif de ce chapitre est d'étudier les besoins thermiques d'un poulailler industriel situé dans la région de Biskra.

Cette étude est divisée en deux parties principales :

- Étude pratique : a été réalisée au Groupe Salem Avicole, où toutes les informations sur le poulailler (orientation, dimensions, structure, etc.) et sur les conditions internes et externes du bâtiment ont été collectées.
- Étude théorique : les formules nécessaires pour le calcul des apports et des déperditions de la chaleur ont été déterminées, ce qui a permis de déterminer la puissance de chauffage et de refroidissement requise de ce poulailler.

### III.2. Étude pratique :

Afin de collecter les informations scientifiques nécessaires à cette étude, nous avons effectué une période de stage dans l'institution de Groupe Salem Avicole, succursale de Sidi Okba, Biskra.

#### III.2.1. Présentation du cadre d'étude : Groupe Salem Avicole

##### III.2.1.1. Description de la société de stage :

Groupe Salem Avicole SARL est une société à responsabilité limitée situé à Biskra, en Algérie, Son propriétaire est **Mr. Mohamed Adel SALEM**.

Les activités principales de la société sont la production et la vente des viandes, d'œufs et d'aliments, et les activités parallèles qu'elle mène sont la vente de fientes des poulets.

##### III.2.1.2. L'encadreur de stage :

Cette étude a été encadrée dans la société par **Mr. Salem BOUDABOUS**, qui est un ingénieur en bio-animale, et il a joué un rôle majeur dans la collecte des informations nécessaires à l'étude.

##### III.2.1.3. Le site de stage :

Le chair 1 ou l'étude a été menée est l'un des chairs de la société, ou il est situé à Sidi Okba, Biskra. Ce chair contient 18 poulaillers de dimensions de [105 m × 14.25 m × 5.8 m] chacun a une capacité de 20000 poulets de souche **Arbor Acres**.

Google Maps Groupe Salem Avicole, Sidi Okba, Biskra



**Figure III.1** : photo de site groupe Salem Sidi Okba donnée par Google Maps [29]

#### **III.2.1.4. Les systèmes (chauffage/refroidissement) utilisés dans les poulaillers de Groupe Salem Sidi Okba :**

Le système de ventilation et de refroidissement utilisé dans les bâtiments est le système de combi-tunnel.

- Le système ventile selon le principe du mode de ventilation minimale combi-tunnel avec un entrée d'air par les entrées muraux et sortie d'air par les cheminées dans le toit.
- Le système refroidi selon le principe de tunnel. L'air est aspiré par des plaques de refroidissement (pad-cooling) sort par les ventilateurs d'extraction à haut débit du côté opposé du bâtiment.

Le système de chauffage utilisé est le chauffage de Jet-Master P40-P120, et c'est un réchauffeur à air chaud forcé, utilisant le fuel comme un combustible. Avec des ventilateurs internes qui permettent à l'air chaud de circuler dans le bâtiment.

Chaque bâtiment comprend :

**Tableau III.1.** Les machines dans le poulailler.

	N° de disques	Tension [V]	L'intensité [A]	Puissance [W]
Ventilation	4	400	1,30	540
	14	400	3,10	1500
Pompe	4	230	6,30	750
Alimentation	4	400	1,70	550
Éclairage	34	230	0,15	32,5
Chauffage	4	230	3,5	770



**Figure III.2 :** Poulailler industriel photo réelle Groupe Salem, Sidi Okba.

### III.2.2. Le poulailler de l'étude :

Dans cette partie de l'étude, un poulailler a été choisi et considéré comme exempt de tous les systèmes de chauffage/ refroidissement mentionnés précédemment, afin de calculer les besoins thermiques de ce poulailler selon ses conditions de travail maximal.

Selon les étapes suivantes :

- Détermination des coordonnées géographiques du poulailler.
- Détermination des conditions de travail maximale du poulailler.
- Détermination des dimensions et de la structure du bâtiment.

### III.2.2.1. Les coordonnées géographiques du site de poulailler :

Le poulailler est situé dans le chair 1 à Sidi Okba, Biskra avec les coordonnées géographiques suivantes

- Latitude : 34° 45' 0'' Nord.
- Longitude : 5° 54' 0'' Est.
- L'altitude : 54 m. [30]

Il appartient à la zone climatique considérée par DTR :

- En hiver « C ».
- En été « E ». [31]

### III.2.2.2. Les conditions du travail maximale du poulailler :

Pour déterminer le période du travail maximal de ce poulailler, nous avons coordonne entre les conditions maximales intérieur et extérieur comme suivant :

**Tableau III.2.** Les conditions maximales intérieures et extérieures du poulailler.

	Les conditions intérieures maximales		Les conditions extérieures maximales	
<b>Cas 1</b>	Les poulets ont les premières semaines de croissance	Besoin des températures élevées	Hiver	Le jour le plus froid de l'année
<b>Cas 2</b>	Les poulets ont les dernières semaines de croissance	Besoin des températures basses	Été	Le jour le plus chaud de l'année

#### a) Les conditions extérieures maximales :

Les données météorologiques de la région de Biskra et de site de Sidi Okba ont été collectées au cours des années 2019 et 2020 à partir de la base des données info-climat [32], weather atlas [33] et la base des données de système viper (système de ventilation dans les bâtiments).

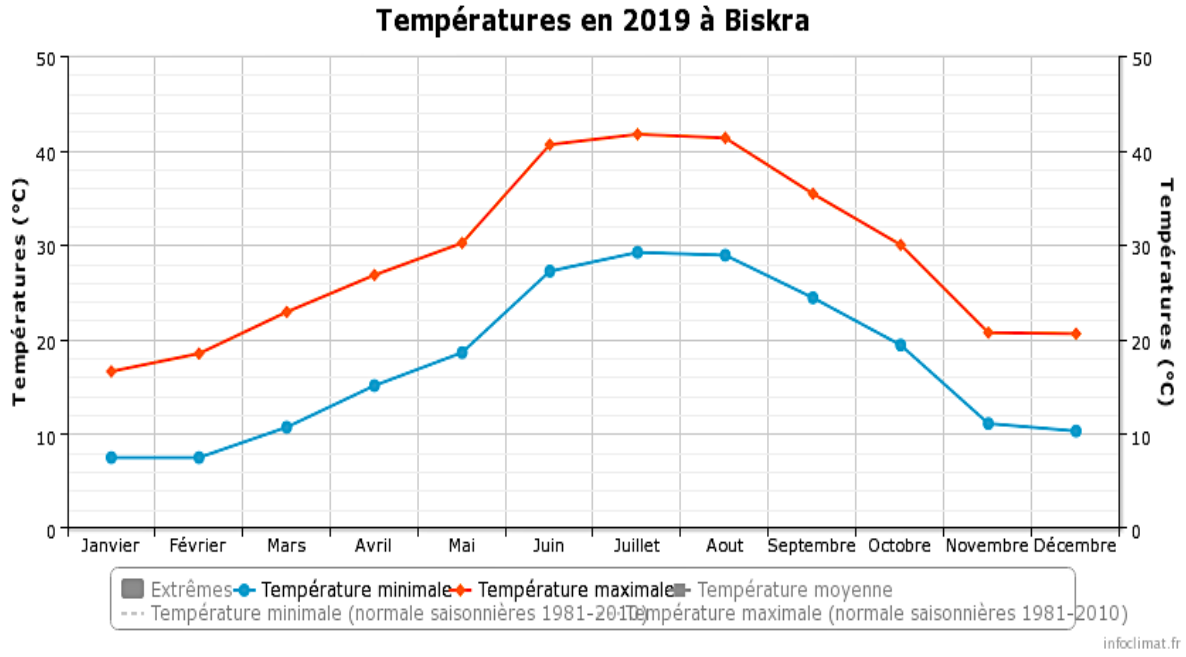


Figure III.3 : Variation de la température de l'année 2019, Biskra. [32]

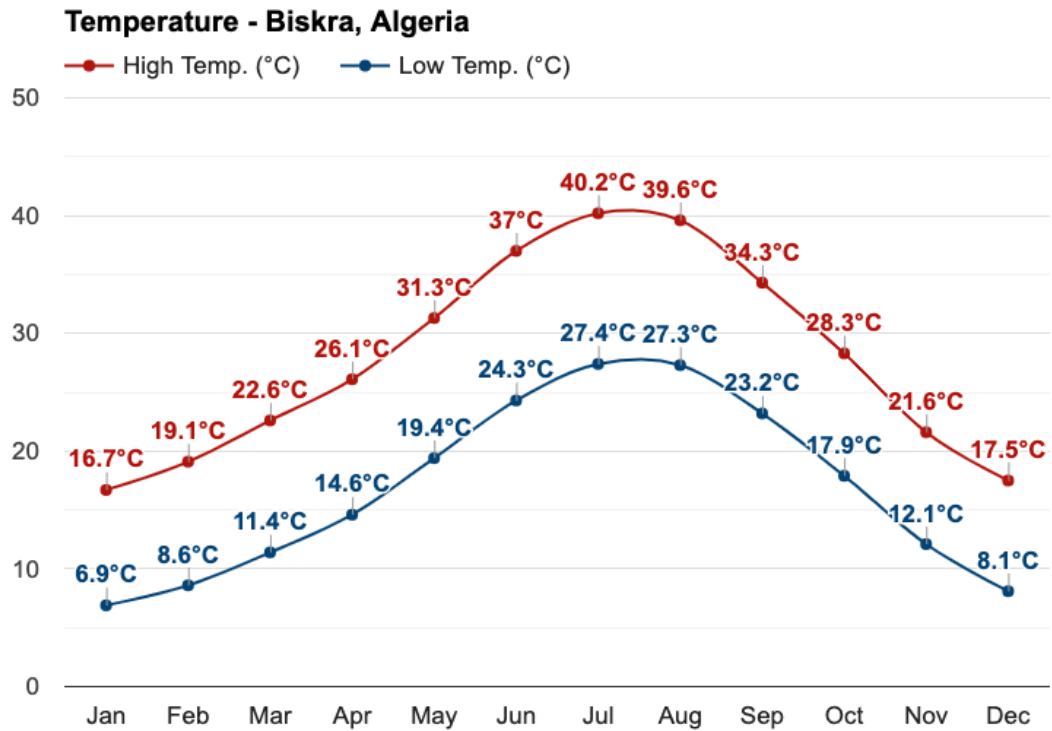


Figure III.4 : Variation de la température de l'année 2020, Biskra. [33]

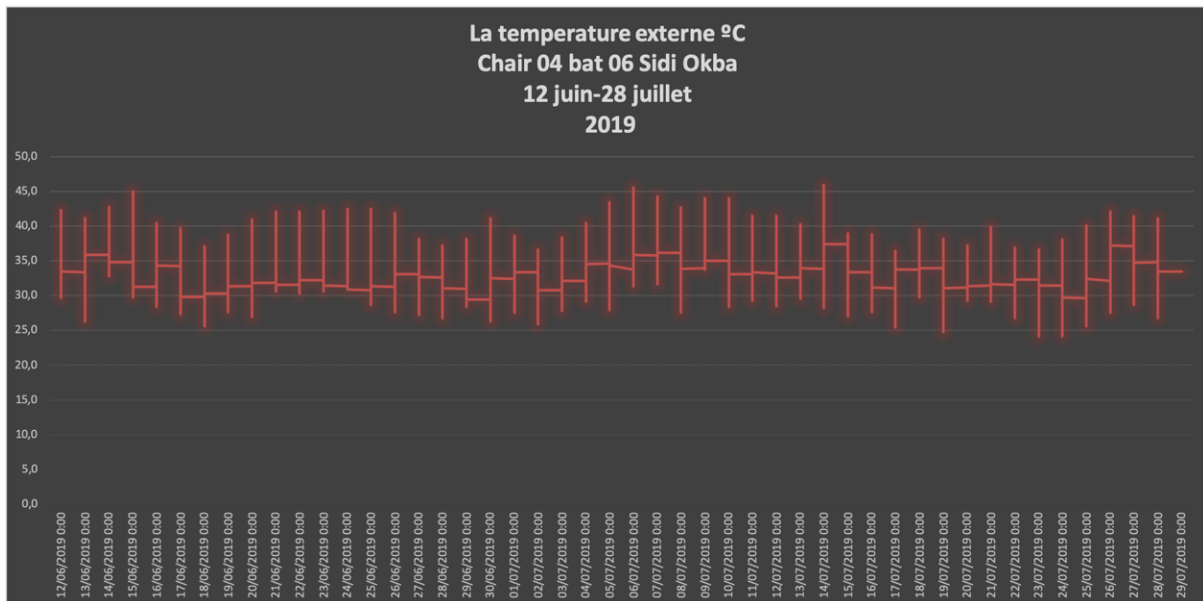


Figure III.5 : Variation de la température en (12 Juin-29 Juillet 2019), Sidi Okba Biskra.

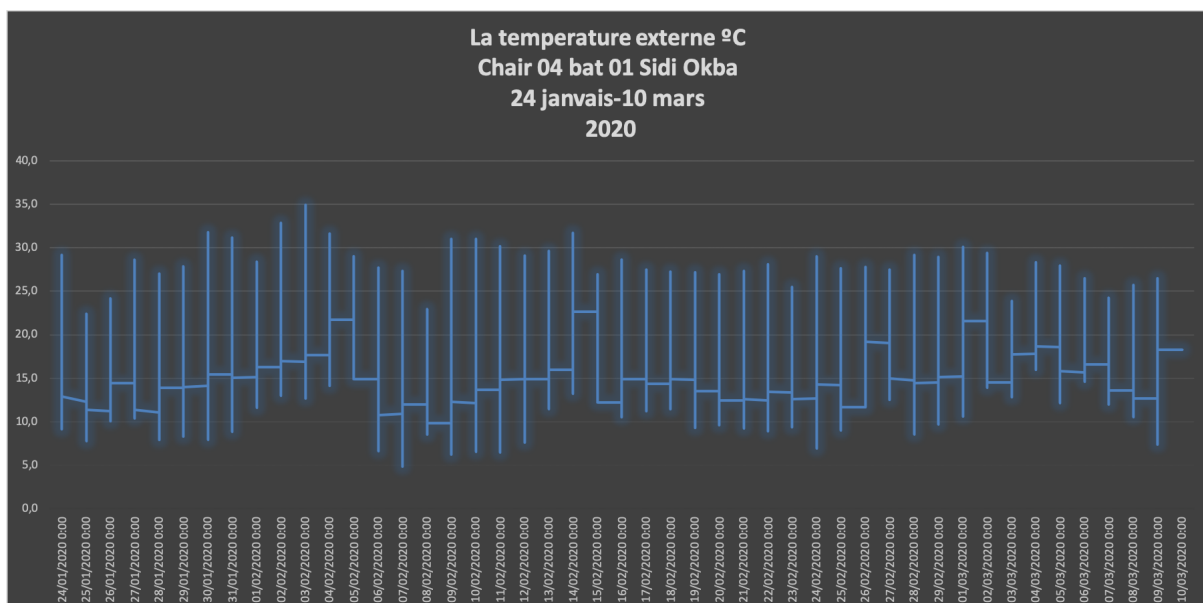


Figure III.6 : Variation de la température en (24 Janvais-10 Mars 2020), Sidi Okba Biskra.

A partir des figures (III.3) et (III.4), on trouve que le mois le plus chaud et le plus froid sont respectivement juillet 2019 et janvier 2020.

A partir des figures (III.5) et (III.6), on observe que les bâtiments étaient vides dans les premiers jours du mois de janvier (le jour le plus froid), et parce que les températures minimales entre les mois janvier et février sont proche, nous prendrons dans cette étude que le jour le plus froid celui du mois de février 2020.



Les conditions climatiques externes sont résumées dans le tableau ci dessous :

**Tableau III.3** Les conditions climatiques externes du jour le plus chaud et le plus froid de l'année.

Conditions externes	Hiver 2020	Été 2019
La date	07 Février	14 Juillet
La température C°	4.8	46.0
L'humidité relative %	43	20
La vitesse du vent km.h <sup>-1</sup>	11	16
Le temps (h)	-	18h

**b) Les conditions intérieures maximales :**

Les conditions intérieures du poulailler sont résumées dans le tableau ci dessous :

**Tableau III.4.** Les conditions de base interne.

Conditions interne	Hiver 2020	Été 2019
La date	07 Février	14 Juillet
La température C°	27	20
L'humidité relative %	60	70
La vitesse du vent m.s <sup>-1</sup>	0.3	2
L'Age de poulet (jours)	13	31
Le poids de poulet (kg)	0.402	1.764

**III.2.2.3. Les dimensionnes et la structure du bâtiment :**

Le bâtiment étudié fait 105 m de long sur 14.25 m de large avec un 3.225 m hauteur de murs et une courbure de toit de 20° (figure III.8).

Les murs du bâtiment sont construits en panneau sandwich a l'épaisseur de 5 cm, le toit se compose à deux couches de panneau sandwich de 4 et 5 cm avec une couche a 20 cm de laine de verre au milieu et le plancher en béton armé d'épaisseur de 13 cm.

Les mures (Nord/Est) et (Sud/Ouest) contiennent 55 fenêtres de démentions [0,588 m × 0,3 m] et une porte de démentions [2,60 m × 2 m].

Le mur (Ouest /Nord) contient une porte de [1.60 m × 2m].



Figure III.7 : l'orientation des bâtiments de groupe Salem Sidi Okba selon Google Maps [29]

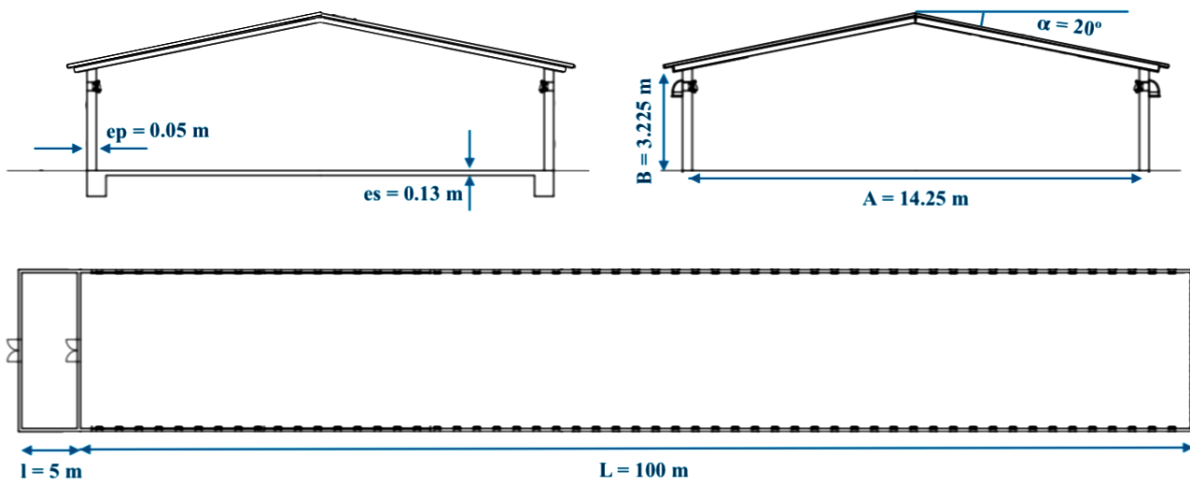


Figure III.8 : Schéma du poulailler.

Tableau III.5. Les surfaces et l'orientation du bâtiment.

	Orientation	Surfaces (m <sup>2</sup> )			
		Paroi	Mur net	Porte	Fenêtre
Paroi 1	Nord / Est	322.5	307.5980	5.2	0.1764
Paroi 2	Est / Sud	45.9562	45.9562	-	-
Paroi 3	Sud / Ouest	322.5	307.5980	5.2	0.1764
Paroi 4	Ouest /Nord	45.9562	42.7562	3.2	-
Plancher	-	1425			
Toiture	-	1516			

### III.3. Étude théorique :

Le calcul des charges thermiques c'est à dire les apports et les déperditions est nécessaire pour déterminer la valeur thermique optimale nécessaire au bâtiment et il permet d'éviter la surconsommation d'énergie.

- La méthode et la procédure du calcul :

La méthode de calcul utilisée pour évaluer les apports et les déperditions thermiques est la méthode de calculs présentée dans DTR.

Les calculs sont résumés à une feuille **Numbers** (est une application de feuille de calcul développée par Apple, fonctionnée comme Microsoft Excel) dans le chapitre 5.

#### III.3.1. Déperditions calorifiques :

La chaleur se déplace naturellement du chaud vers le froid. Dès que l'on chauffe un bâtiment à une température supérieure à celle de l'extérieure, la chaleur va essayer de sortir de l'intérieur du bâtiment vers le milieu extérieur. Ce déplacement de chaleur de l'intérieur vers l'extérieur s'appelle la déperdition calorifique.

Les déperditions calorifiques sont égales au flux de chaleurs sortant d'un local, ou d'un groupe des locaux, par transmission de chaleur à travers les parois et par renouvellement d'air pour un degré d'écart de température entre l'intérieur et l'extérieur. [34]

##### III.3.1.1. Déperditions totales :

Les déperditions totales sont données par :

$$D = D_T + D_R \quad (\text{III. 1})$$

Où  $D_T$  et  $D_R$  (en  $W/^\circ C$ ) sont respectivement les déperditions thermiques par transmission et les déperditions par renouvellement d'air.

##### III.3.1.2. Déperditions calorifiques par transmission $D_T$ :

Les déperditions par transmission sont données par :

$$D_T = D_{surf} + D_{li} + D_s + D_{tnc} \quad (\text{III. 2})$$

- $D_{surf}$  (en  $W/^\circ C$ ) représente les déperditions surfaciques à travers les parois en contact avec l'extérieur.
- $D_{li}$  (en  $W/^\circ C$ ) représente les déperditions à travers les liaisons.
- $D_s$  (en  $W/^\circ C$ ) représente les déperditions à travers les parois en contact avec le sol.

- $D_{inc}$  (en  $W/°C$ ) représente les déperditions à travers les parois en contact avec les locaux non chauffés.

**a) Déperditions surfaciques par transmission à travers les parois :**

$$D_{surf} = K_{hiver} \times S_i \quad (III. 3)$$

- $S_i$  (en  $m^2$ ) est la surface intérieure de la paroi.
- $K_{hiver}$  (en  $W/m^2.°C$ ) représente le coefficient de transmission surfacique en hiver et calculer par :

$$\frac{1}{K_{hiver}} = \sum R + \frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i} \quad (III. 4)$$

**b) Déperditions à travers les ponts thermiques :**

Les ponts thermiques sont des points de jonction où l'isolation n'est pas continue et qui provoquent des pertes de chaleur. [35]

Les déperditions à travers les ponts thermiques sont calculées par :

$$D_{li} = k_l \cdot L \quad (III. 5)$$

Les déperditions par ponts thermiques pour tout le logement peuvent être évaluées à 20% des pertes surfaciques par transmission à travers les parois du logement, soit :

$$D_{li} = \sum (k_l \cdot L) = 0.20 \sum (K_{hiver} \cdot S_i) \quad (III. 6)$$

$$D_{li} = 0.20 \sum D_{surf} \quad (III. 7)$$

- $k_l$  (en  $W/m.°C$ ) représente le coefficient de transmission linéique de la liaison.
- $L$  (en m) représente la longueur intérieure de la liaison.

**c) Déperditions à travers les parois en contact avec le sol :**

Les déperditions  $D_s$ , pour un plancher bas ou un mur enterré, sont données par la formule :

$$D_s = k_s \times P \quad (III. 8)$$

- $P$  (en m) représente le périmètre intérieur pour les planchers bas.
- $k_s$  (en  $W/m.°C$ ) est le coefficient de transmission linéique du plancher bas ou du mur. Les valeurs des coefficients  $k_s$  sont données en fonction de la différence de niveau  $z$ .

Pour un plancher bas enterré, la différence de niveau est la différence entre le niveau de la face supérieure du plancher et le niveau du sol. Elle est comptée négativement lorsque le plancher est plus bas que le sol, et positivement dans le cas contraire (figure).[31]

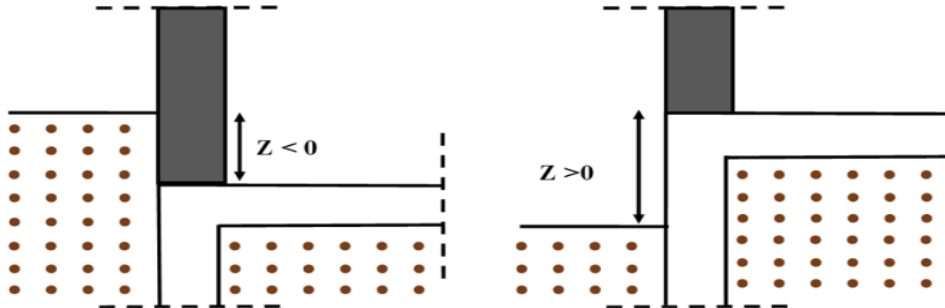


Figure II.9 : Différence de niveau d'un plancher par rapport au sol.[31]

#### d) Déperditions à travers les parois en contact avec les locaux non chauffés :

On entend par local non chauffé tout local pour lequel le chauffage n'existe pas ou risque d'être interrompu pendant de longues périodes, ainsi que tout local chauffé par intermittence.

$$D_{Inc} = T_{au} [ \sum D_{surf} + \sum k_l \cdot L ] \quad (\text{III. 9})$$

Où  $T_{au}$  est le coefficient de réduction de température et il est donné par la formule suivante :

$$T_{au} = \frac{T_i - T_{Inc}}{T_i - T_e} = \frac{d_e}{d_e + a_c} \quad (\text{III. 10})$$

- $a_c$  (en  $W/^\circ C$ ) représente les apports de chaleur des divers locaux chauffés vers le local non chauffé et sont calculant en utilisant la formule suivant :

$$a_c = \sum (K_{hiver} \times S_i) + \sum (k_l \times L) \quad (\text{III. 11})$$

en considérant la ou les parois séparatrices entre les locaux non chauffés et les locaux chauffés.

- $d_e$  (en  $W/^\circ C$ ) représente les déperditions du local non chauffé vers l'extérieur et sont données par la formule suivante :

$$d_e = \sum (K \times S_i) + \sum (k_l \times L) + d_r \quad (\text{III. 12})$$

$d_r$  (en  $W/^\circ C$ ) représente les déperditions par renouvellement d'air du local non chauffé, qui sont calculées différemment selon la formule suivante :

$$d_r = 0,34 \times N \times V \quad (\text{III. 13})$$

- $V$  (en  $m^3$ ) est le volume du local non chauffé.
- $N$  (en  $h^{-1}$ ) est le taux horaire de renouvellement d'air du volume  $V$  du local non chauffé.

### III.3.1.3. Les déperditions par renouvellement d'air :

Les déperditions calorifiques par renouvellement d'air d'un local représentent les pertes de chaleur provenant des entrées d'air neuf et de l'excédent d'air extrait, ainsi que des infiltrations d'air dans le local en cause des perméabilités des parois.[31]

$$D_R = D_{Rv} + D_{Rs} \quad (\text{III. 14})$$

Où  $D_{Rv}$  représente les déperditions dues au fonctionnement normal des dispositifs de ventilation et calculer par la formule suivante [15] :

$$D_{Rv} = 0,34 \times Q_v \quad (\text{III. 15})$$

- $n_p$  nombre des poulet.
- $Q_v$  (en  $m^3/h$ ) le débit nécessaire pour les poulets de chair.

$$Q_v = m_p \times n_p \times q_v \quad (\text{III. 16})$$

$D_{Rs}$  représente les déperditions supplémentaires dues au vent et calculer par la formule suivante [31] :

$$D_{Rs} = 0,34 \times Q_s \quad (\text{III. 17})$$

- 0,34 (en  $Wh/m^3 \cdot ^\circ C$ ) est la chaleur volumique de l'air.
- $Q_s$  (en  $m^3/h$ ) est le débit supplémentaire par infiltrations dues au vent.

### III.3.1.4. Puissance de chauffage :

La puissance de chauffage est l'énergie nécessaire pour assurer une température de consigne et de confort dans la pièce ou le bâtiment à chauffer, cette puissance ne doit pas être inférieure aux déperditions de base.

Théoriquement, il suffirait d'une puissance utile égale aux déperditions de base pour être en mesure d'assurer la température de consigne d'un local. Mais dans le cas pratique, en

raison de l'inertie du bâtiment et des éventuelles pertes calorifiques dues aux réseaux de tuyauterie, la puissance à fournir doit être supérieure aux déperditions de base.[34]

La puissance de chauffage  $Q$  nécessaire pour un logement est donnée par [31] :

$$Q = [(1 + \text{Max}(C_r, C_{in})) \times D_T] + [(1 + C_r) \times D_R] \times (T_{i,b} - T_{e,b}) \quad (\text{III. 18})$$

$C_r$  est un ratio estimé des pertes calorifiques dues au réseau de tuyauteries éventuel.

$C_{in}$  représente un coefficient de surpuissance.

### III.3.2. Les apports calorifiques :

Les apports calorifiques (appelés aussi gains) d'un local sont égaux à la somme des apports de chaleur sensible et latente, provenant d'une source intérieure ou extérieure du local, pour des conditions extérieures et intérieures déterminées.[31]

#### a) Les apports calorifiques sensibles :

Les apports calorifiques sensibles, ou gains sensibles, sont les apports de chaleur qui affectent directement la température sèche de l'air du local considéré.

$$A_{sen} = APO + AV + AI_{sen} + AINF_{sen} \quad (\text{III. 19})$$

- APO (en W) représente les apports par les parois opaques.
- AV (en W) représente les apports à travers les parois vitrées.
- $AI_{sen}$  (en W) représentent les parties sensibles des apports internes.
- $AINF_{sen}$  (en W) représentent les parties sensibles des apports dus aux infiltrations d'air.

#### b) Les apports calorifiques latent :

Les apports calorifiques latents, ou gains latents, sont les apports d'humidité sous forme de vapeur d'eau qui affectent le local considéré.

$$A_{lat} = AI_{lat} + AINF_{lat} \quad (\text{III. 20})$$

- $AI_{lat}$  (en W) représentent les parties latentes des apports internes.
- $AINF_{lat}$  (en W) représentent les parties latentes des apports dus aux infiltrations d'air.

#### III.3.2.1. Apports totaux :

Les apports calorifiques totaux ou puissance frigorifique sont égaux aux gains du local augmentés, d'une part des quantités de chaleur correspondant au débit d'air total qui passe à travers l'installation, et augmentés, d'autre part, des quantités de chaleur provenant de l'installation elle-même. [31]

Les apports calorifiques totaux sensibles  $AT_{sen}$  et latents  $AT_{lat}$  sont donnés par :

$$AT_{sen} = (C_{\Delta a, sen} \cdot A_{sen}) + AREN_{sen} \quad (III. 21)$$

$$AT_{lat} = (C_{\Delta a, lat} \cdot A_{lat}) + AREN_{lat} \quad (III. 22)$$

- $C_{\Delta a, sen}$  et  $C_{\Delta a, lat}$  sont coefficient majorateur des gains sensibles (échauffement du ventilateur, réseau de conduits d'air traversant des locaux non conditionnés) et latents (tels que ceux dus aux fuites d'air éventuelles dans les réseaux de conduits d'air) qui prend en compte les gains supplémentaires.
- $AREN_{sen}$  et  $AREN_{lat}$  (en W) représentent les apports sensibles et latents dus à la ventilation des locaux.

### III.3.2.2. Apports externes :

#### a) Les apports à travers les parois aériennes :

Les apports de chaleur par les parois opaques extérieures tiennent compte de la différence de température entre les faces des parois, de l'ensoleillement, de l'amortissement et du déphasage dans la paroi du flux de chaleur induit. [31]

$$APO(t) = 1.2 \times K_{été} \times S_i \times \Delta t_e(t) \quad (III. 23)$$

1,2 (sans dimension) est un coefficient majorateur tenant compte des apports latéraux linéiques (à travers les ponts thermiques).

Le coefficient  $K_{été}$  des parois opaques est donné par la formule suivante :

$$\frac{1}{K_{été}} = \sum R + \frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i} \quad (III. 24)$$

La différence de température équivalente  $\Delta t_e(t)$  est donnée par [30] :

- Paroi ensoleillée :

$$\Delta t_e(t) = \Delta t_{es}(t) + C_{\Delta te} + \frac{\alpha}{0.9} [\Delta t_{em}(t) - \Delta t_{es}(t)] \times \frac{I_{t,b}}{I_{t,b}(40)} \quad (III. 25)$$

- Paroi à l'ombre 24/24h :

$$\Delta t_e(t) = \Delta t_{es}(t) + C_{\Delta te} \quad (III. 26)$$

- $\Delta t_{es}(t)$  (en °C) représente la différence de température équivalente à l'heure t en considérant que la paroi est à l'ombre.



- $\Delta t_{em}(t)$  (en °C) est la différence équivalente de température à l'heure  $t$  pour l'orientation de la paroi considérée.
- $C_{\Delta te}$  est un facteur de correction.
- $\alpha$  est le facteur d'absorption de la paroi.
- $I_{t,b}$  et  $I_{t,b}(40)$  (en  $W/m^2$ ) représentant le rayonnement total de base pour le mois, la latitude et l'orientation considérés et le rayonnement total de base pour le mois de Juillet, la latitude  $40^\circ$  Nord et pour l'orientation considérée respectivement

**b) Les apports à travers un plancher en contact avec le sol [31]:**

$$APO_S = K_{été} \times S_i \times (T_m - T_{i,b}) \quad (III. 27)$$

- $K_{été}$  (en  $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ) est le coefficient de transmission en partie courante de la paroi considérée en été.
- $T_m$  (en °C) est la température moyenne sèche de l'air extérieur.

**III.3.2.3. Apports internes :**

On désigne par gains internes, les quantités de chaleur dégagée sous forme latente ou sensible à l'intérieur des locaux conditionnés. [30]

**a) Gains dus à la chaleur des poulets [36] :**

La production de chaleur totale de la poule est donnée par :

$$\phi_{tot} = \phi_{sen} + \phi_{lat} \quad (III. 28)$$

Pour calculer la production de chaleur latente et sensible du poulet, une équation développée par Pedersen & Thomsen (2000) a été utilisée, comme indiqué ci-dessous :

$$\phi_{tot} = 9.84 \cdot m_p^{0.75} (4 \cdot 10^{-5} \cdot (20 - T_{i,b})^3 + 1) \quad (III. 29)$$

$$\phi_s = 0.83 \cdot \phi_{tot} (0.8 - 1.85 \cdot 10^{-7} (T_{i,b} + 10)^4) \quad (III. 30)$$

Où  $m_p$  (en kg) est la masse du poulet.

**b) Gains dus aux occupants [31] :**

Les gains dus aux occupants sont une source de chaleur sensible et latente.

- Gains sensibles occupants :

$$Q_{sen,oc} = n \cdot C_{sen,oc} \quad (III. 31)$$

- Gains latents occupants :

$$Q_{lat,oc} = n \cdot C_{lat,oc} \quad (\text{III. 32})$$

- n nombre d'occupants.
- $C_{sen,oc}$  et  $C_{lat,oc}$  (en W) la chaleur sensible et latente des occupants.

**c) Gains dus aux machines entraînées par un moteur électrique [31] :**

Les moteurs électriques et les machines entraînées par ces moteurs constituent des sources de gains sensibles. Dans le cas où le moteur et la machine entraînée sont dans le même local climatisé, toute l'énergie absorbée est dissipée sous forme de chaleur dans le local climatisé. L'apport AI dû à l'ensemble moteur-machine est donné par la formule :

$$A_{MÉ} = W_a = \frac{W_{eff}}{\eta} \quad (\text{III. 33})$$

- $W_a$  (en W) est la puissance absorbée
- $W_{eff}$  (en W) est la puissance nominale.
- $\eta$  est le rendement du moteur.

**d) Gains dus à l'éclairage [31] :**

Les appareils d'éclairage constituent une source de chaleur sensible.

Si l'on connaît la puissance installée pour l'éclairage, les gains dus à l'éclairage sont donnés par la formule suivante :

$$A_{\dot{E}} = \sum (W_n \cdot C_{me} \cdot C_{cr}) \quad (\text{III. 34})$$

- $W_n$  (en W) est la puissance nominale de l'ampoule ou du tube fluorescent.
- $C_{me}$  est un coefficient de majoration.
- $C_{cr}$  est le pourcentage de chaleur résiduelle correspondant à la part d'énergie restant dans la salle.

**III.3.2.4. Apports de chaleur par introduction d'air extérieur :**

On parle des apports par introduction d'air neuf. Lorsque l'air, en provenance de l'extérieur, pénètre directement c'est-à-dire sans transiter par la centrale de traitement d'air, que cet air pénètre par des entrées d'air non souhaitées (aux infiltrations AINF) ou souhaitée (au renouvellement de l'air AREN).

Lorsque l'apport d'air neuf extérieur se fait principalement au niveau de la centrale de traitement d'air. Ce dernier apport d'air neuf extérieur est de type indirect et ne doit en aucun cas être comptabilisé dans la charge du local.[37]

Les gains sensibles dus au renouvellement de l'air  $AREN_{sen}$ , et dus aux infiltrations  $AINF_{sen}$  sont donnés par les formules données ci-après [31] :

$$AREN_{sen}(t) = 0,320 \times qv \times (T_e(t) - T_{b,i}) \quad (III. 35)$$

$$AINF_{sen}(t) = 0,320 \times qv_{inf} \times (T_e(t) - T_{b,i}) \quad (III. 36)$$

- 0,320 (en  $J/m^3 \cdot ^\circ C$ ) représente le produit de la chaleur spécifique de l'air ( $1004 J/kg \cdot ^\circ C$ ) par la masse volumique de l'air ( $1,15 kg/m^3$ ) et par un facteur de conversion ( $1/3600$ ).
- $T_e(t)$  (en  $^\circ C$ ) représente la température sèche de l'air extérieur à l'heure t et calculer par :

$$T_e(t) = T_{b,e} - (C_{TS}(t) \times Eb) \quad (III. 37)$$

- $C_{TS}(t)$  représente un coefficient correcteur.
- $Eb$  (en  $^\circ C$ ) représente l'écart diurne de base.

Les gains latents dus au renouvellement de l'air  $AREN_{lat}$ , et dus aux infiltrations  $AINF_{lat}$  sont donnés par les formules données ci-après :

$$AREN_{lat}(t) = 0,797 \times qv \times Max. [(HS_{b,e} - HS_{b,i}), 0] \quad (III. 38)$$

$$AINF_{lat}(t) = 0,797 \times qv_{inf} \times Max. [(HS_{b,e} - HS_{b,i}), 0] \quad (III. 39)$$

- 0,797 (en  $J \cdot kg_{air} / g_{vap} \cdot m^3_{air}$ ) représente le produit de la masse volumique moyenne de l'air ( $1,15 kg/m^3$ ) par la chaleur de vaporisation de l'eau ( $2498 J/g$ ) et par un facteur de conversion ( $1/3600$ ).[31]

III.4. Organigramme du calcul :

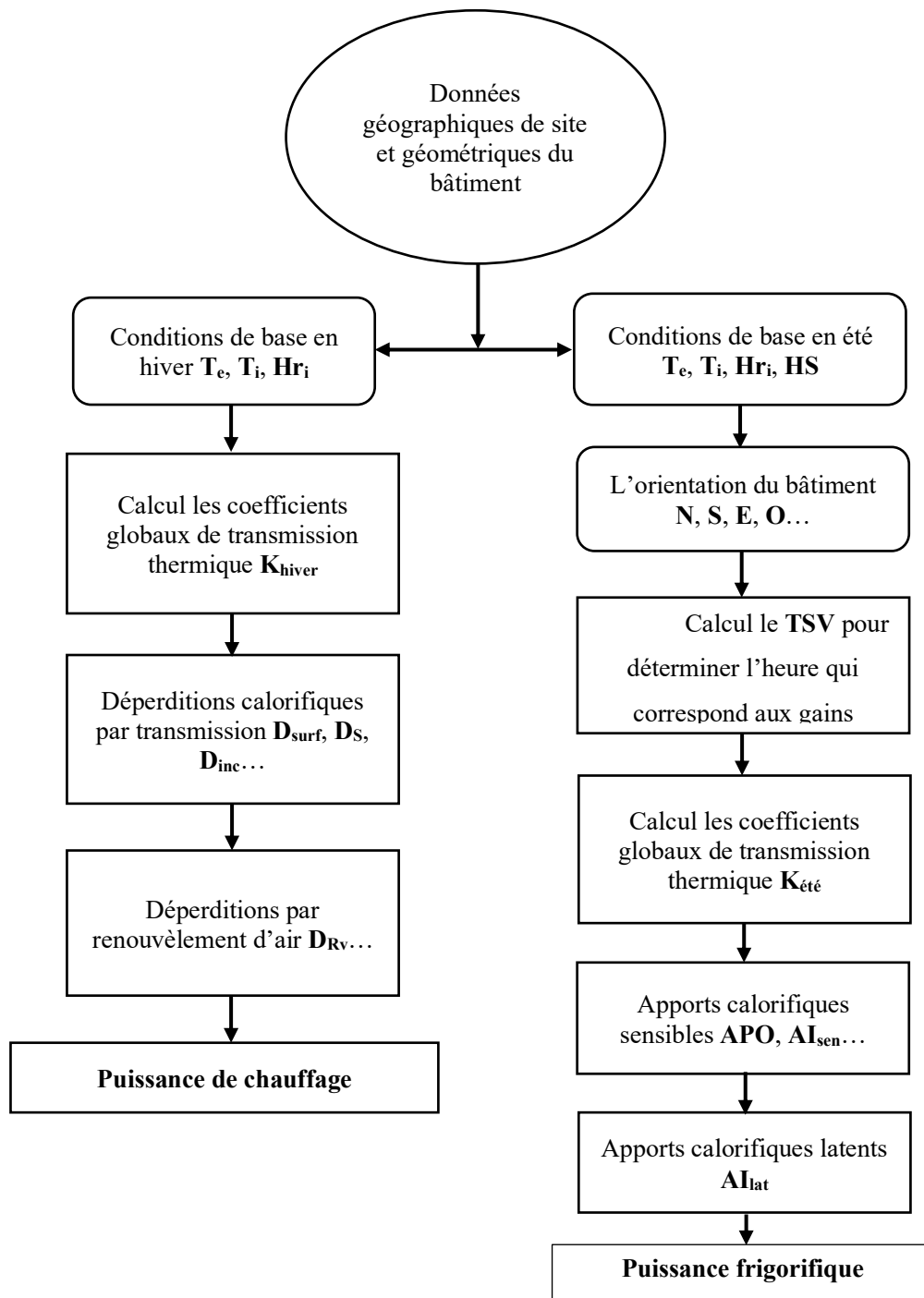


Figure III.10 : Organigramme du calcul.



---

# CHAPITER IV

**DIMENSIONNEMENT D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR AIR-SOL  
DESTINÉ AU POULAILLER (P-ECAS)**

---

## IV.1 Introduction :

Un échangeur de chaleur (air-sol) a été choisi comme un système de refroidissement et de chauffages pour le poulailler étudié dans le chapitre précédent.

Les buts de ce chapitre sont :

- Premièrement, une modélisation mathématique permettant de déterminer les profils de températures du sol à différentes profondeurs pour déterminer la profondeur optimale de l'enfouissement du tube.
- Deuxièmement, une modélisation mathématique permettant de déterminer la température de l'air à la sortie d'un échangeur (air-sol).
- Troisièmement, une validation des résultats numériques des modèles avec ceux de l'expérimentale trouvés dans la littérature.

## IV.2 Description de l'échangeur enterré :

### IV.2.1 Principe de fonctionnement :

Un échangeur de chaleur air-sol (ECAS) est un système géothermique qui utilise l'inertie thermique du sol pour chauffer ou refroidir une partie de l'air de renouvellement d'un habitat. Il est parfois appelé puits canadien ou puits provençal.[38]

Le phénomène du refroidissement et du chauffage par la géothermie s'appuie principalement sur le fait qu'en été la température du profond du sol étant basse par comparaison à celle de l'air ambiant, et l'inverse en hiver.[39]

Le dimensionnement d'un puits canadien est assez délicat du fait du nombre de paramètres à optimiser : débit de ventilation, longueur, diamètre, la distance entre les tubes et la profondeur d'enfouissement.

### IV.2.2 Les caractéristiques des tubes :

- **Le débit d'air :** Le débit d'air dans les canalisations intervient simultanément sur l'échange convectif entre l'air et la canalisation et sur la puissance thermique apportée au bâtiment [40]

Le débit total de l'air circulant dans l'échangeur doit assurer l'ensemble des besoins de renouvellement d'air des pièces à ventiler.

La détermination du débit d'air total maximal constitue le premier paramètre de dimensionnement de l'échangeur.[41]

- **Longueur du conduit échangeur** : La longueur des tubes détermine la surface d'échange et le temps que l'air reste dans les tubes. Ainsi, la longueur optimale de l'échangeur dépend principalement du débit d'air dans les tubes, où plus le débit dans le tube est bas, plus la température est atteinte assez rapidement, et à une certaine longueur, cette valeur est établie, elle a atteint son efficacité maximale. En revanche, plus le débit est élevé, plus cette limite est longue. Par conséquent, il est préférable d'utiliser plusieurs tubes de longueur raisonnable (20 à 40 m) afin de réduire le coût et de contrôler le débit d'air. [40][41]
- **Diamètre du conduit échangeur** : L'augmentation du diamètre du tube affecte l'augmentation de la surface d'échange, mais n'augmente pas nécessairement l'échange de chaleur. La valeur optimale du diamètre est également associée à la vitesse du flux d'air à l'intérieur du tube, où lorsque le rayon est petit, le point central du tube se rapproche du sol, ce qui permet un transfert plus rapide de la chaleur entre l'air et le sol. Toutefois, si le diamètre est trop petit, il provoque l'augmentation de la pression de l'air à l'intérieur du tube et permet ainsi un flux d'air plus rapide et n'aura pas assez de temps sous terre pour dissiper l'excès de chaleur au sol, à moins que le tube ne soit assez long. [40]
- **Disposition des échangeurs** : La disposition des tubes dépend de la surface disponible. Les plus utilisés sont : la disposition circulaire, les méandres (serpentins) et la grille de Tichelmann.[24]

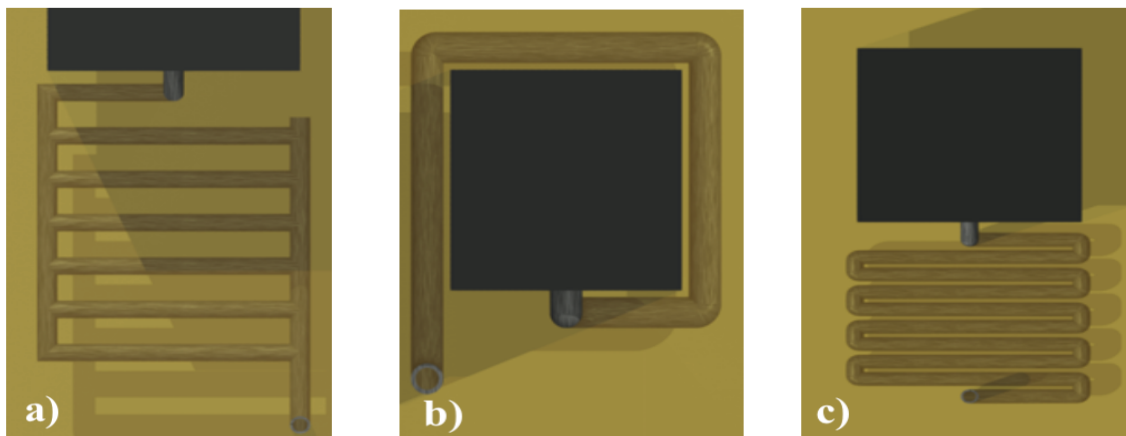


Figure IV.1: Disposition a) La grille de Tichelmann, b) Circulaire et c) Les méandres. [24]

- **Distance entre les canalisations** : La fonction de stockage et d'amortissement thermique de l'échangeur de chaleur est assurée par la couche de sol se trouvant en contact ou à proximité de chaque tube, la température de la portion de sol située entre les tubes est influencée simultanément par les deux, ce qui réduit localement la capacité de stockage du

sol, c'est pour sa-il important d'assurer une distance suffisante pour maintenir l'effet de stockage thermique entre les canalisations adjacentes. La majorité des études effectuées disent qu'il est préférable que le diamètre de sol soit supérieur à 3 fois le diamètre des tubes afin de garantir un bon échange thermique de chaque tube avec le sol. [41][42]

- **La profondeur d'enfouissement des canalisations :** Le sol est considéré comme un tampon thermique entre la surface l'extérieur et la canalisation enterrée. C'est lui qui isole cette dernière de l'influence des conditions atmosphériques. La profondeur d'enfouissement est un paramètre important qui va jouer sur la qualité de cette isolation, une profondeur plus grande améliore l'isolation de la canalisation et le déphasage.

Si la température de l'air ambiant supérieur la température du sol l'augmentation de la profondeur du sol équivaut à la diminution de l'amplitude de la température du sol.

Si la température de l'air ambiant inférieure à la température du sol l'augmentation de la profondeur du sol équivaut à l'augmentation de l'amplitude de la température du sol.

Au delà d'une dizaine de mètres sous la surface du sol, la température du sol ne varie plus sous l'effet de l'évolution de la température extérieure de chaleur.[40][43]

Dans cette étude on essaiera de trouver des expressions de température du sol en fonction de la profondeur et le temps ( $z,t$ ) et les expressions de la température de l'air à la sortie de l'échangeur de chaleur.

### IV.3 Formulation mathématique :

Le modèle théorique utilisé pour étudier l'ECAS comprend deux parties principales : la première est liée au sol et la seconde est consacrée à l'échangeur de chaleur au sol.

#### IV.3.1 Hypothèses considérées :

Dans ce qui suit on va considérer les hypothèses suivantes :

- La température extérieure du tube est constante.
- Le sol est considéré comme étant homogène, par conséquent, les propriétés thermophysiques du sol sont considérées constantes (masse volumique, conductivité thermique, chaleur massique, ...etc.).
- La variation temporelle du taux d'humidité du sol due à l'infiltration d'eau est négligée et aucune nappe phréatique n'est prise en compte sous la zone d'implantation de l'échangeur.



- La vitesse de l'air est considérée constante tout le long de l'échangeur (air/sol) enterré.
- Les propriétés thermo-physiques de l'air sont considérées constantes (masse volumique, conductivité thermique, chaleur massique, ...etc.).

### IV.3.2 Le modèle thermique du sol :

Pour calculer la température du sol à différentes profondeurs et à tous les moments, plusieurs modèles ont été proposés. Le plus couramment utilisé est le modèle proposé par Van Wijk et Kasuda qui ont constaté que la température du sol est fonction de la période de l'année et de la profondeur sous la surface qui peut être décrite par la corrélation suivante [44] :

$$T_S(z, t) = T_{moy} - T_{amp} \times \exp\left(-z \sqrt{\frac{\pi}{365 \times \varphi}}\right) \times \cos\left(\frac{2\pi}{365} \times \left(t - t_0 - \frac{z}{2} \sqrt{\frac{365}{\pi \times \varphi}}\right)\right) \quad (IV.1)$$

- $T_S(z, t)$  : Température du sol en profondeur  $z$  et période de l'année.
- $T_{moy}$  : Température moyenne de surface (température moyenne de l'air).
- $T_{amp}$  : Amplitude de la température de surface  $[(T \text{ maximale} - T \text{ minimale}) / 2]$
- $z$  : Profondeur sous la surface (surface = 0).
- $t$  : heure actuelle (jour).
- $t_0$  : jour de l'année de la température minimale de surface.
- $\varphi$  : Diffusivité thermique du sol.

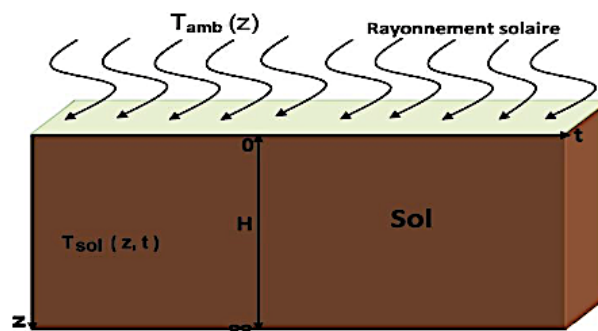


Figure IV.2: Schéma du transfert de chaleur dans le sol. [41]

### IV.3.3 Le modèle thermique de l'échangeur (air/sol) :

Le modèle de calcul est basé sur la résolution de l'équation thermique [45] :

$$m. cp. (T(x) - T(x + dx)) = \frac{(T(x) - T_S)}{R_{th}}. dx \quad (IV.2)$$

Où  $R_{th}$  est la résistance thermique globale entre l'air du tuyau et le sol environnant de l'échangeur de chaleur sol-air peut être exprimée par la relation (IV.3) :

$$R_{th} = R_a + R_t + R_s \quad (IV.3)$$

La résistance thermique  $R_a$  due au transfert de chaleur par convection entre l'air dans le tuyau et la surface intérieure du tuyau calculée comme [45] :

$$R_a = \frac{1}{h \cdot P_i} \quad (IV.4)$$

Où

$$h = \frac{Nu \cdot \lambda_a}{d} \quad (IV.5)$$

La conductivité thermique de l'air ( $\lambda_a$ ) dans l'équation (IV.5) est calculé à l'aide de l'équation (IV.6) [46] :

$$\lambda_a = 0,02442 + (10^{-4} \cdot (0,6992 \cdot T_{amb})) \quad (IV.6)$$

Le nombre de Nusselt pour le débit d'air à l'intérieur d'un tuyau donné par l'équation (IV.8) pour le refroidissement et (IV.9) pour le chauffage [47] :

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.3} \quad (IV.8)$$

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (IV.9)$$

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad (IV.10)$$

La viscosité cinématique de l'air dans l'équation (IV.10) est calculé à l'aide de l'équation (IV.11) [46] :

$$\nu = 10^{-4}(0,1335 + 0,000925 \cdot T_{amb}) \quad (IV.11)$$

La résistance thermique du tube  $R_t$  [45] :

$$R_t = \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi \cdot \lambda_t \cdot l} \quad (IV.12)$$

La résistance thermique  $R_s$  de l'anneau de sol est donnée par l'équation (IV.13) [45] :

$$R_s = \frac{\ln\left(\frac{r_s}{r_e}\right)}{2\pi \cdot \lambda_s \cdot l} \quad (IV.13)$$

Plusieurs travaux dans la littérature ont considéré l'épaisseur appropriée de l'espace annulaire du sol. En conclusion de toutes ces recherches, l'épaisseur du sol varie avec la durée de fonctionnement de l'échangeur de chaleur. Dans ce travail l'épaisseur de l'espace annulaire du sol a été prise comme étant égale au rayon du tuyau ( $r_s = 2r_i$ ).

Après avoir divisé l'équation (IV.2) sur  $dx$ , cette équation peut s'écrire comme suit [45]:

$$-m \cdot cp \cdot \frac{dT}{dx} = \frac{(T(x) - T_s)}{R_{th}} \tag{IV.14}$$

Alors

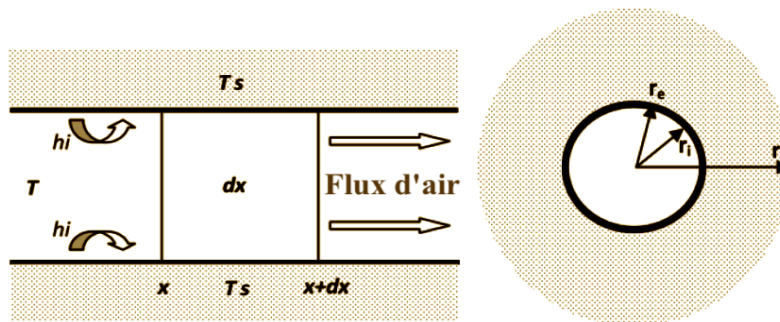
$$T(x) = A \cdot \exp\left(\frac{-x}{m \cdot cp \cdot R_{th}}\right) + B \tag{IV.15}$$

Nous pouvons déterminer les constantes A, B si nous tenons compte des conditions aux limites :

$$\text{Pour : } x \Rightarrow \infty \quad T(x) = T_s \implies B = T_s$$

$$\text{Pour : } x = 0 \quad T(x) = T_{amb} \implies A = T_{amb} - T_s$$

$$T(x) = (T_{amb} - T_s) \cdot \exp\left(\frac{-x}{m \cdot cp \cdot R_{th}}\right) + T_s \tag{IV.16}$$



**Figure IV.3:** Schéma de l'échangeur Terre-air (ECAS) avec les couches est montré en coupe transversale. [45]

#### IV.3.4 Atténuation du CO<sub>2</sub> :

L'atténuation des émissions de gaz à effet de serre résultant des économies d'énergie dues à l'utilisation d'P-ECAS dans le poulailler est calculée par l'équation suivante [25] :

$$M_{GES} = (C_{CO_2} + C_{CH_4} + C_{N_2O}) \times E_s \tag{IV.17}$$

- $M_{GES}$  : la quantité d'émissions de gaz à effet de serre en kg.

- $C_{CO_2}$  : les facteurs d'émission de  $CO_2$  ( $CO_2/kWh$ ), en Algérie  $C_{CO_2} = 0,66420926$  ( $CO_2/kWh$ ).
- $C_{CH_4}$  : les facteurs d'émission de  $CH_4$  ( $CH_4/kWh$ ), en Algérie  $C_{CH_4} = 0,00001224888$  ( $CH_4/kWh$ ).
- $C_{N_2O}$  : les facteurs d'émission  $N_2O$  ( $N_2O/kWh$ ), en Algérie  $C_{N_2O} = 0,00000129799$  ( $N_2O/kWh$ ). [48]

Les valeurs de  $CH_4$  et  $N_2O$  sont transformées en leur valeur équivalente en  $CO_2$  en utilisant le facteur de potentiel de réchauffement global (GWP) qui est égal à 25 fois pour  $CH_4$  et 298 fois pour  $N_2O$ . [25]

$E_s$  est l'économie d'énergie en kWh et calculer par l'équation suivante [24] :

$$E_s = \dot{q} \times N_j \times N_h \quad (IV. 18)$$

- $\dot{q}$  : le taux de transfert de chaleur en kW.
- $N_h$  : le nombre d'heures.
- $N_j$  : le nombre de jours.

#### IV.4 Validation du modèle :

Pour vérifier la fiabilité du code de calcul réalisé afin d'entamer l'étude de dimensionnement du système, on a voulu comparer nos résultats par rapport à d'autres rencontrés dans la littérature.

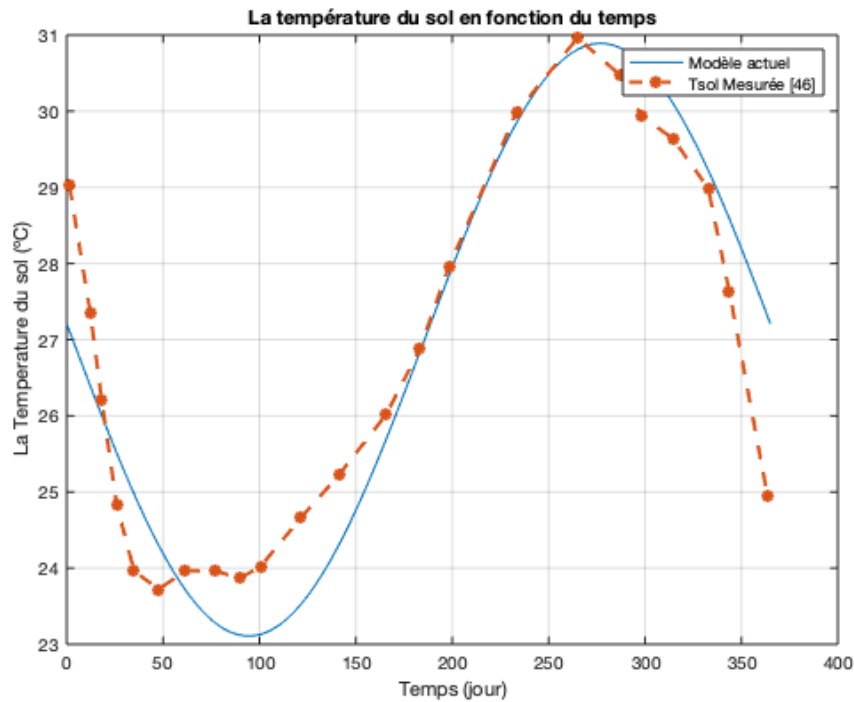
##### IV.4.1 Validation du modèle de température du sol :

Le code de calcul a été validé par les valeurs mesurées de la température du sol au Koweït [46]. Les mêmes données météorologiques ont été utilisées et sont indiquées dans le tableau (IV.1).

Les résultats de comparaison dans la figure (IV.4), montrent qu'un bon accord a été trouvé entre les valeurs mesurées et calculées.

**Tableau IV.1.** Les données météorologiques de Koweït. [46]

$T_{moy}$ (°C)	27
$T_{amp}$ (°C)	13.3
$\alpha$ ( $m^2/h$ )	0.0038
$t_0$ (h)	552
$z$ (m)	4



**Figure IV.4:** Comparaison entre la température du sol calculée et mesurée, à 4 m de profondeur.

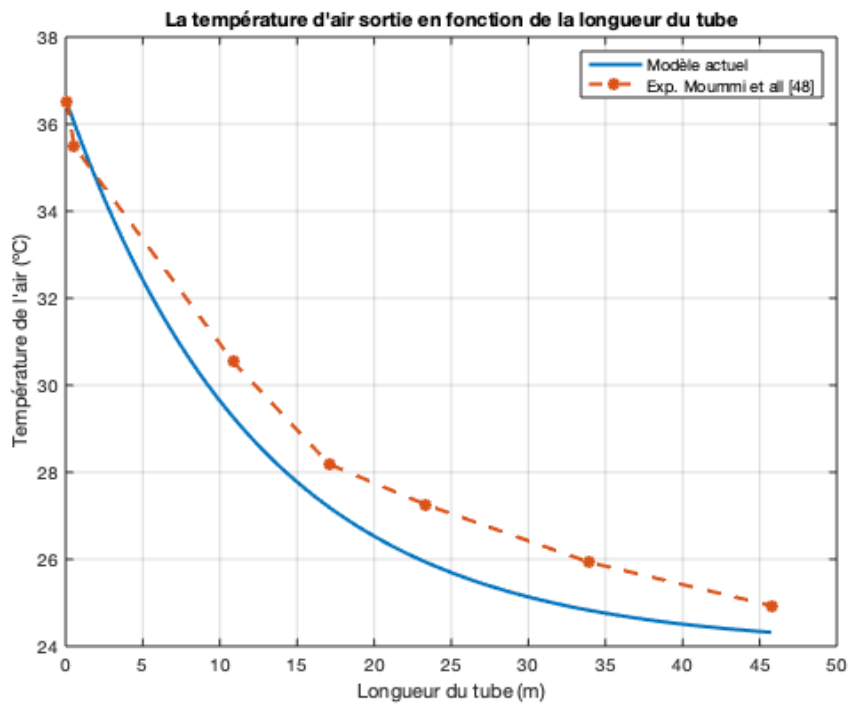
#### IV.4.2 Validation du modèle d'échangeur de chaleur Air-Sol :

Le code de calcul a été validé avec les données expérimentales obtenues par Moummi et al. [49], d'un échangeur de chaleur air-sol à l'Université de Biskra. En utilisant les mêmes données géométriques et climatiques voir tableau (IV.2).

Les résultats de comparaison dans la figure (IV.5), montrent qu'un bon accord a été trouvé entre les températures de l'air calculées dans cette étude avec celles rapportées dans l'étude de Moummi et al. Le code reflète le phénomène réel avec une erreur de champ maximale de 1,3°C.

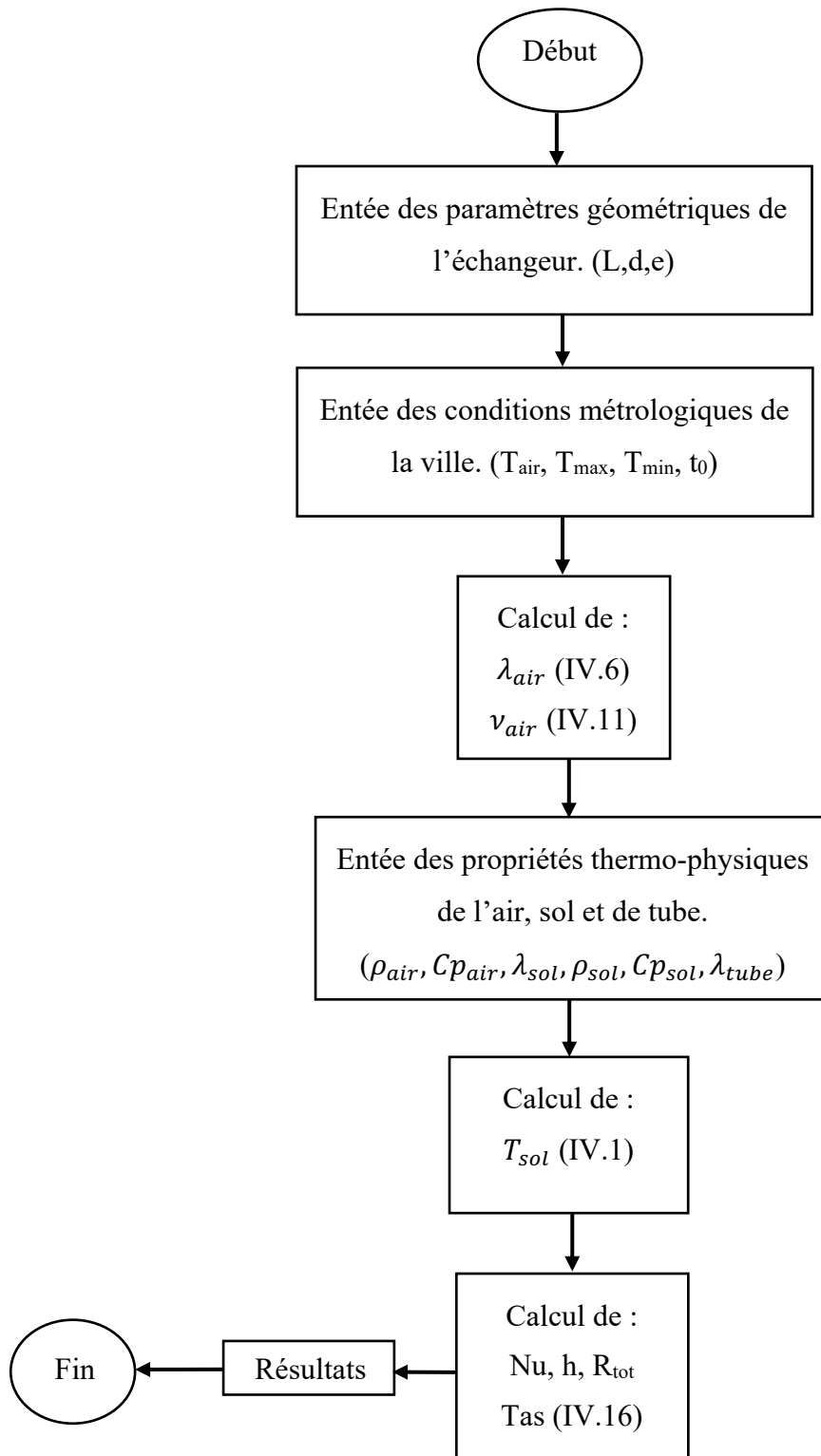
**Tableau IV.2.** Les caractéristiques spécifiques de l'échangeur utilisées par Moumami et all. [49]

Matériau du tuyau	PVC
Longueur du tuyau (m)	60
Profondeur de la tuyauterie (m)	3
Diamètre intérieur (m)	0.11
Épaisseur du tuyau (m)	0.003
Température d'entrée (° C)	36,572
Température de sortie (° C)	24
Débit volumétrique (m <sup>3</sup> / h)	155.43



**Figure IV.5:** Comparaison entre les valeurs de code du calcul, et les valeurs expérimentales du Moumami et all.

## IV.5 Organigramme du programme :

Figure IV.6 : Organigramme du programme qui calcule  $T_{as}$ .



---

# CHAPTER V

## RÉSULTANTS ET DISCUSSIONS

---



## V.1 Introduction :

Dans ce chapitre, nous présenterons les résultats de l'étude du système P-ECAS utilisé pour chauffer et refroidir le poulailler considéré.

Ce chapitre est divisé en deux parties principales

1. Poulailler sans P-ECAS : Les exigences thermiques sont déterminées selon la méthode DTR présentée au chapitre 3.
2. Poulailler avec P-ECAS : où les résultats des modèles mathématiques mentionnés au chapitre 4 sont présentés.
  - Tout d'abord, le profil de température est illustré pour déterminer la profondeur optimale pour l'installation de P-ECAS.
  - Ensuite, l'influence des différents paramètres géométriques sur le comportement thermique de l'échangeur (air/sol) est étudiée, puis les dimensions de ce système sont déterminées.
  - Enfin, l'efficacité du système P-ECAS à répondre aux besoins thermiques du bâtiment est déterminée et comparée avec l'efficacité des systèmes actuellement utilisés.

## V.2 Poulailler sans P-ECAS :

### V.2.1 Le bilan thermique du bâtiment :

Le bilan thermique est une comptabilité des entrées et des sorties d'énergie du bâtiment pendant une période de temps donnée.

Le bilan thermique permet de

- Connaître la consommation d'énergie pour le chauffage et le refroidissement.
- Déterminer les différents flux thermiques de l'enveloppe du bâtiment (pertes et gains, externes et internes).
- Dimensionnement des installations techniques tels que système de chauffage et de refroidissement nécessaire pour ce bâtiment.

Dans ce bilan thermique les déperditions et les apports par infiltration de l'air au par les ponts thermiques sont négligeable à cause de la bonne isolation des parois, des portes et des fenêtres. Et les apports au renouvellement d'air AREN, sont négligeable aussi parce qu'elle se fait principalement au niveau de l'installation.

**V.2.1.1 Calcul la puissance de chauffage :**

Toutes les valeurs considérées dans le bilan thermique de déperdition sont données dans l'Annexe A.

- Calcul du coefficient de transmission Hiver :

Le coefficient de transmission par l'équation (III. 4) est calculé comme suit :

**Tableau V.1.** Coefficient de transmission  $K_{\text{hiver}}$

Parois	Matériaux	e (m)	$\lambda$ (W/m.°C)	R (m.°C/W)	$1/h_e+1/h_i$ (m <sup>2</sup> .°C/W)	$K_{\text{hiver}}$ (W/m <sup>2</sup> .°C)
Mur N/E	Panneau sandwich	0,05	0,0255	1,9607	0,17	0,4693
Mur E/S	Panneau sandwich	0,05	0,0255	1,9607	0,17	0,4693
Mur S/O	Panneau sandwich	0,05	0,0255	1,9607	0,17	0,4693
Mur O/N	Panneau sandwich	0,05	0,0255	1,9607	0,22	0,4585
Toiture	Panneau sandwich	0,04	0,0255	8,5294	0,14	0,1153
	Laine de verre	0,20	0,04			
	Panneau sandwich	0,05	0,0255			
Plancher	Béton	0,13	1,5	0,0866	0,22	3,2608
Porte	Aluminium	0,005	230	1,5789	0,17	0,5717
	Polystyrène	0,06	0,038			
	Aluminium	0,005	230			
Porte O/N	Aluminium	0,005	230	1,5789	0,22	0,5558
	Polystyrène	0,06	0,038			
	Aluminium	0,005	230			
Fenêtre	Polypropylène	0,002	0,22	0,2813	0,17	2,2156
	Polystyrène	0,01	0,038			
	Polypropylène	0,002	0,22			

Tableau V.2. Calcul de la puissance de chauffage (Numbers).

Les données				
L (m)	l (m)	H (m)	T <sub>e,b</sub> (°C)	V(m <sup>3</sup> )
100	14,25	3,225	1	322,4062
C <sub>r</sub>	C <sub>in</sub>	T <sub>i,b</sub> (°C)	Hr <sub>i,b</sub> (%)	N (h <sup>-1</sup> )
0	0,15	27	50	0,5
Les déperditions par transmission (W/°C)				
La déperdition surfacique à travers les parois				
Parois	S(m <sup>2</sup> )	K <sub>hiver</sub> (W/m <sup>2</sup> . °C)	D <sub>surf</sub> (W/°C)	
<b>Mur</b>	-----			
N/E	307,598	0,4693	144,3590	
E/S	45,9562	0,4693	21,5677	
S/O	307,598	0,4693	144,3590	
O/N	42,7562	0,4585	19,6059	
<b>Fenêtre</b>	-----			
N/E	9,702	2,2156	21,4960	
S/O	9,702	2,2156	21,4960	
<b>Porte</b>	-----			
N/E	5,2	0,5717	2,9731	
S/O	5,2	0,5717	2,9731	
O/N	3,2	0,5558	1,7787	
<b>Toiture</b>	-----			
Horizontale	1516	0,1153	174,8676	
Les déperditions surfacique Totale D <sub>s</sub> (W/°C)			534,0918	
Les déperditions à travers les parois en contact avec le sol				
Parois	P (m)	k <sub>s</sub> (W/m <sup>2</sup> . °C)	D <sub>s</sub> (W/°C)	
<b>Plancher</b>	228,5	1,75	399,875	
Les déperditions à travers les parois en contact avec le sol			399,875	
Les déperditions à travers les parois en contact avec les locaux non chauffer				

Parois	S(m <sup>2</sup> )	K <sub>hiver</sub> (W/m <sup>2</sup> . °C)	D <sub>si</sub> (W/°C)	D <sub>rloc</sub> (W/°C)
<b>Mur</b> -----				
N/E	16,125	0,4693	7,5676	
E/S	42,75625	0,4585	19,6059	
S/O	16,125	0,4693	7,5676	
O/N	42,75625	0,4693	20,0659	
				54,8090
<b>Porte</b> -----				
E/S	3,2	0,5558	1,7787	
O/N	3,2	0,5717	1,8296	
<b>Toiture</b>				
	76	0,1153	8,7664	
Les déperditions du local non chauffé vers l'extérieur d <sub>e</sub> (W/°C)				100,6063
Les apports des divers locaux chauffés vers le local non chauffé a <sub>c</sub> (W/°C)				21,3846
Parois	T <sub>au</sub>	D <sub>si</sub> (W/°C)	D <sub>lnci</sub> (W/°C)	
Mur O/N	0,8247	19,6059	16,1690	
Porte O/N	0,8247	1,7787	1,4669	
Les déperditions à travers les parois en contact avec les locaux non chauffer				17,6360
<b>Les déperditions par transmission totale</b>				<b>951,6028</b>
Les déperditions par renouvellement d'air (W/°C)				
q <sub>v</sub> (m <sup>3</sup> /h)	(ρ*cp)/3600		D <sub>r</sub> (W/°C)	
8028	0,34		2729,52	
<b>Les déperditions par renouvellement d'air totale</b>				<b>2729,52</b>
<b>LA PUISSANCE DE CHAUFFAGE (W)</b>				
<b>99420,4452</b>				

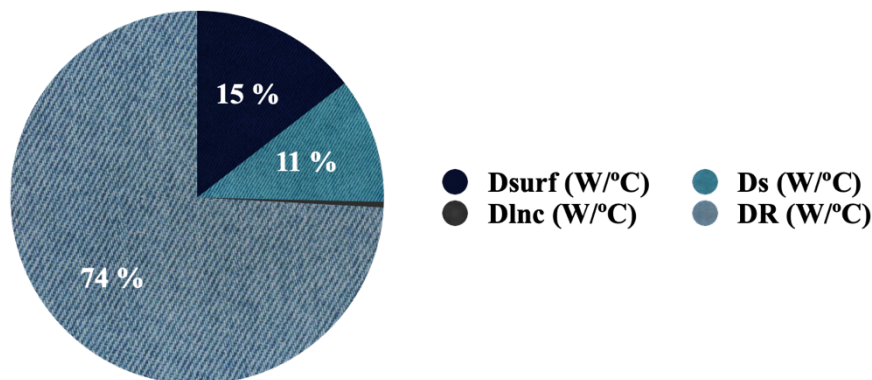


Figure V.1 : Répartition en % des déperditions thermiques (Numbers).

Le bilan thermique de ce poulailler en hiver, permet d'observer les déperditions thermiques à travers les différentes parties du bâtiment, où on constate que :

- La plus grande perte de chaleur provient du renouvellement d'air, environ 74%.
- Les pertes de chaleur à travers les murs et la toiture, sont moins car ils sont composés de matériaux isolants.
- Les pertes de chaleur à travers le sol représentent 11% et on peut réduire cette valeur à partir de l'isolement du sol.
- Les pertes de chaleur à travers les locaux non chauffés et à travers les ponts thermiques sont négligeables.

Il permet également de déterminer la puissance de chauffage nécessaire pour fournir la chaleur appropriée dans ce poulailler elle est estimée d'environ 110,892 kW.

- Le débit nécessaire dans le local en hiver :

Le débit d'air nécessaire à apporter l'oxygène et à extraire l'ammoniac  $Q_v$  est calculé le 07/02/2020 par la formule (III.16), où il est égal à 24400 (m<sup>3</sup>/h).

### V.2.1.2 Calcul de la puissance de refroidissement :

Toutes les valeurs considérées dans le bilan thermique des apports est donnée dans l'Annexe B.

- Calcul du coefficient de transmission été :

**Tableau V.3.** Coefficient de transmission  $K_{été}$ .

Parois	R (m. °C/W)	1/h <sub>e</sub> +1/h <sub>i</sub> (m <sup>2</sup> .C°/W)	$K_{été}$ (W/m <sup>2</sup> . °C)
Mur N/E	1,9607	0,14	0,4760
Mur E/S	1,9607	0,14	0,4760
Mur S/O	1,9607	0,14	0,4760
Mur O/N	1,9607	0,21	0,4606
Toiture	8,5294	0,20	0,1145
Plancher	0,0866	0,12	4,8387
Porte	1,5789	0,14	0,5817
Porte O/N	1,5789	0,21	0,5589
Fenêtre	0,2813	0,14	2,3733

Tableau V.4. Calcul la puissance frigorifique (Numbers).

Les données						
TSV (h)	$T_{i,b}$ (°C)	$H_{r,i,b}$ (%)	$T_{e,b}$ (°C)	$HS_{b,i}$ (g <sub>vap</sub> /kg <sub>gas</sub> )	$HS_{b,e}$ (g <sub>vap</sub> /kg <sub>gas</sub> )	
17,19	22	50	44	6,5	9.90	
Apports à travers les parois opaques APO						
Les apports à travers les parois aériennes						
Les données						
Parois	$\Delta t_{es}$ (t) (°C)	$\Delta t_{em}$ (t) (°C)	$C_{\Delta t_e}$ (C°)	$I_{t,b}$ (W/m <sup>2</sup> )	$I_{t,b}$ (40°) (W/m <sup>2</sup> )	$\alpha$
<b>Mur</b>	-----					
N/E	7,105	7,8	12,2	406,825	400	0,5
E/S	7,105	8,205	12,2	352,525	394	0,5
S/O	7,105	22,895	12,2	352,525	394	0,5
O/N	7,105	-	12,2	-	-	-
<b>Fenêtre</b>	-----					
N/E	7,105	7,8	12,2	406,825	400	0,5
S/O	7,105	22,895	12,2	352,525	394	0,5
<b>Porte</b>	-----					
N/E	7,105	7,8	12,2	406,825	400	0,5
S/O	7,105	22,895	12,2	352,525	394	0,5
O/N	7,105	-	12,2	-	-	-
<b>Toiture</b>	-----					
Horizontale	5,3287	19,1145	12,2	756,05	734	0,5
Calcul						
Parois	$\Delta t_e$ (t) (°C)	S(m <sup>2</sup> )	$K_{été}$ (W/m <sup>2</sup> . °C)	APO (W)		
<b>Mur</b>	-----					
N/E	19,6976	307,5980	0,4760	3460,9775		
E/S	19,8517	45,9562	0,4760	521,1273		
S/O	27,1538	307,5980	0,4760	4771,0494		
O/N	19,305	42,7562	0,4606	456,2826		
<b>Fenêtre</b>	-----					
N/E	19,6976	9,7020	2,3733	544,2840		
S/O	27,1538	9,7020	2,3733	750,3100		
<b>Porte</b>	-----					
N/E	19,6976	5,2	0,5817	71,5033		
S/O	27,1538	5,2	0,5817	98,5692		
O/N	19,305	3,2	0,5589	41,4374		
<b>Toiture</b>	-----					
Horizontale	25,4175	1516	0,1145	5296,9953		
Les apports à travers les parois aériennes				<b>16012,5366</b>		
Les apports à travers un plancher en contact avec le sol						

Paroi	$T_m(^{\circ}C)$	$S(m^2)$	$K_{été} (W/m^2. ^{\circ}C)$	$APO_s (W)$
Plancher	33	1425	4,8387	75846,7741
Les apports à travers un plancher en contact avec le sol				<b>75846,7741</b>
<b>Apports à travers les parois opaques APO</b>				<b>91859,3108</b>
<b>Apports internes AI</b>				
<b>Poulets</b> -----				
$m_p (kg)$	$N^{\circ}$	$A_{ptot} (W)$	$A_{Ps} (W)$	$A_{PI} (W)$
1,585	20000	301134,1665	151467,8223	149666,3442
<b>Moteur électrique</b> -----				
$N^{\circ}$	$W_{eff} (W)$		$\eta$	$A_E (W)$
4	550		0,72	3055,5555
<b>Occupants</b> -----				
$N^{\circ}$	$C_{Soc} (W)$	$C_{Loc} (W)$	$A_{Ocs} (W)$	$A_{Ocl} (W)$
1	100	120	100	120
<b>Éclairage</b> -----				
$N^{\circ}$	$W_n (W)$	$C_{me}$	$C_{cr}$	$AI_{ei} (W)$
34	32,5	1,2	1	1326
<b>Les apports internes sensible</b>				
<b>Les sources</b>	$C_s$	$N_{AI}$	$A_s (W)$	$AI_s (W)$
Poulets	1	1	151467,8223	151467,8223
Moteur électrique	0,85	1	3055,5555	2597,2222
Occupants	0,90	1	100	90
L'éclairage	0,85	1	1326	1127,1
Les apports internes sensible				<b>155282,1445</b>
<b>Les apports internes latente</b>				
<b>Les sources</b>	$C_l$	$A_l (W)$		$AI_l (W)$
Poulets	1	149666,3442		149666,3442
Occupants	0,90	120		108
Les apports internes latente				<b>149774,3442</b>
<b>Les apports interne totaux</b>				<b>305056,4888</b>
<b>La puissance calorifiques</b>				
$C_{\Delta as}$	$C_{\Delta al}$	$AT_s (W)$		$AT_L (W)$
1,15	1,1	284212,6736		164751,7786
<b>LA PUISSANCE FRIGORIFIQUE (W)</b>				
<b>448964,4523</b>				

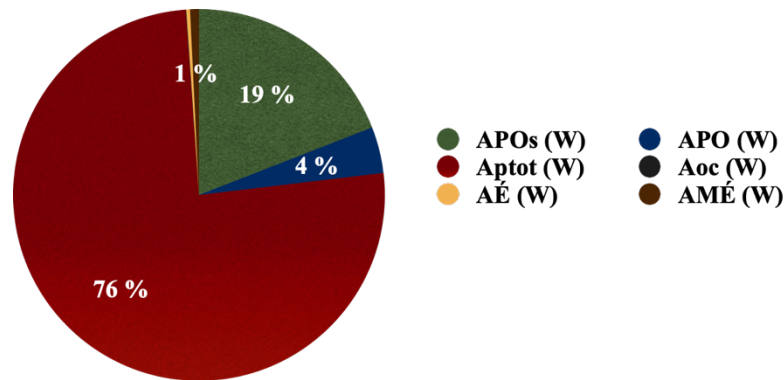


Figure V.2 : Répartition en % des apports calorifiques (Numbers).

On peut observer le gain de chaleur qui affecte sur le bâtiment, qu'il s'agisse des gains externes entrant à travers la structure du bâtiment (chaleur, soleil ...) ou internes (chaleur perdue par les poulets, les machines ...), où on constat que :

- Les apports thermiques interne représentent 77% de celui qui entre par la structure du bâtiment.
- Les apports thermiques émis par les poulets représentent la plus grande source de chaleur, 76%. Car la chaleur produite par les animaux par temps chaud est émise sous forme de vapeur d'eau dans l'air, et cela provoque un stress thermique dans le bâtiment.
- Les apports thermiques émis par les machines, l'éclairage et l'occupation sont négligeables par rapport aux autres sources de chaleur.
- Les apports thermiques entrant par les murs et le toit du bâtiment sont faibles comparés aux apports thermiques entrant par le sol car le toit et les murs sont constitués de matériaux isolants.

La puissance de refroidissement nécessaire pour fournir la chaleur appropriée dans ce poulailler est estimée à environ 448,964 kW.

- Le débit nécessaire dans le local en été :

Le débit d'air nécessaire à apporter l'oxygène et à extraire l'ammoniac  $Q_v$  est calculé le 14/07/2019 par la formule (III.16), où il est égal à 8028 ( $m^3/h$ ).



### V.3 Poulailier avec P-ECAS :

Dans cette partie, le bâtiment est équipé d'un système de chauffage / refroidissement P-ECAS.

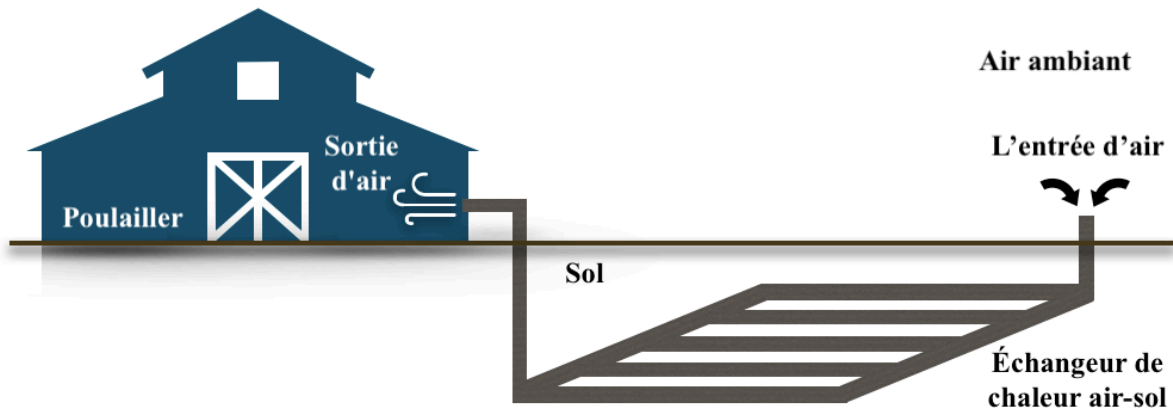


Figure V.3 : Schéma de la conception du système P-ECAS.

Afin de déterminer les dimensions de cette installation, nous menons l'étude suivante.

#### V.3.1. Méthodologie d'exploration de l'espace de conception :

Le modèle de la température du sol validé a été utilisé pour déterminer la température à différentes profondeurs d'installation.

Les paramètres utilisés dans le modèle sont résumés ci-dessous :

- Les conditions météorologiques :

Les conditions météorologiques de la ville de Biskra située dans la région du Sud algérien sont fournies par info-climat [32] et weather atlas [33] :

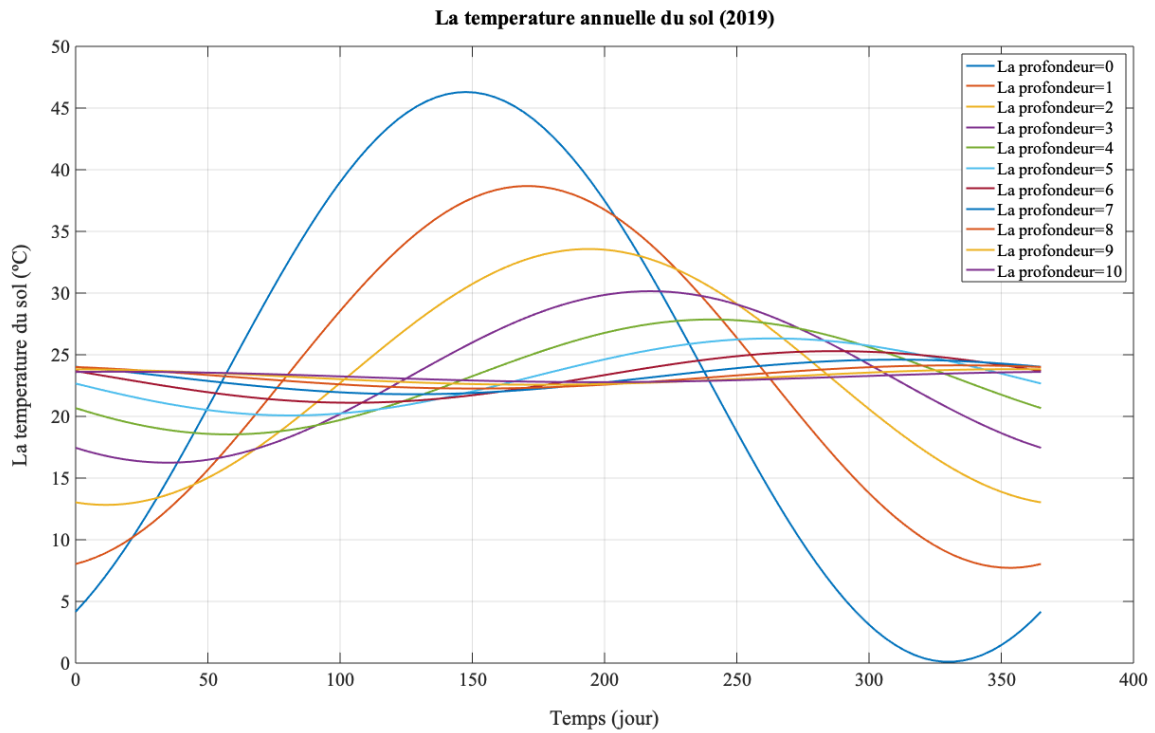
- **L'année 2019** :  $T_{\text{moy}}=23,2\text{ °C}$ ,  $T_{\text{amp}} = 1,3\text{ °C}$ ,  $T_{\text{max}} = 47,5\text{ °C}$ ,  $t_0 = 330$  jours.
- **L'année 2020** :  $T_{\text{moy}}=22,9\text{ °C}$ ,  $T_{\text{amp}} = 2,5\text{ °C}$ ,  $T_{\text{max}} = 47,5\text{ °C}$ ,  $t_0 = 3$  jours.

- Les caractéristiques thermo-physique du sol :

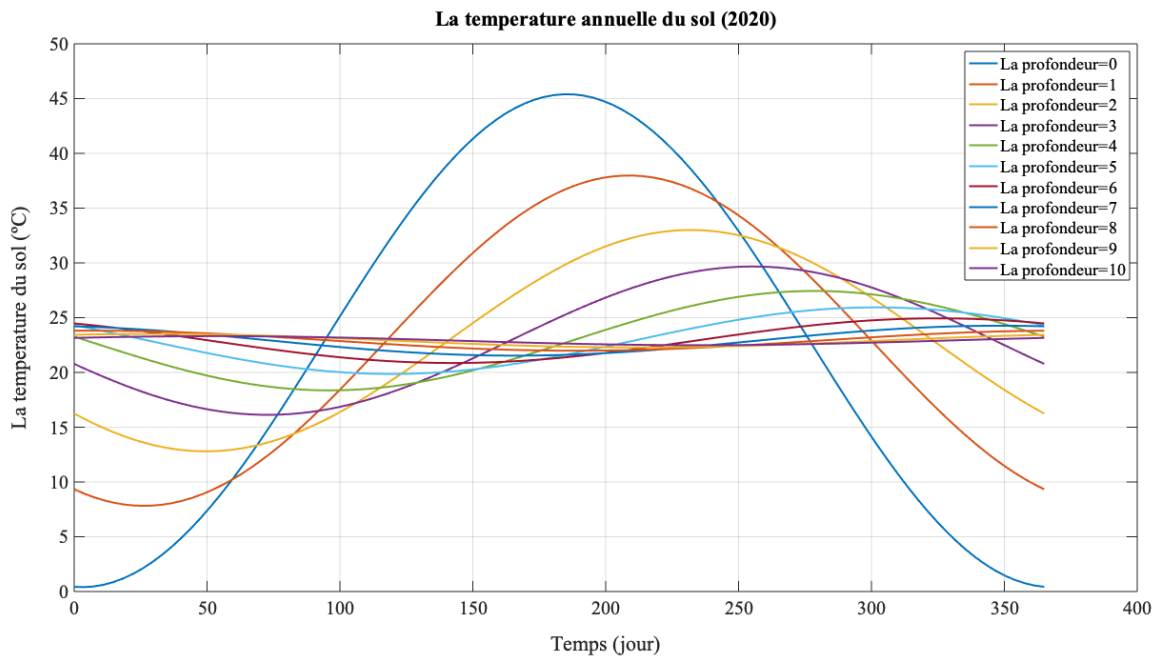
La nature de sol de la région de Biskra est Limon argilo –sableux.

Tableau V.5. Propriétés thermo-physiques du sol [50]

$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p$ (J/kg.°C)	$\lambda$ (W.m/°C)
1800	1340	1.5



**Figure V.4:** Répartition de la température du sol pour différentes profondeurs au cours de l'année 2019.



**Figure V.5:** Répartition de la température du sol pour différentes profondeurs au cours de l'année 2020.

Les figures (V.4) et (V.5) représentent les variations de température du sol nu au cours de l'année 2019 et 2020 respectivement, pour différentes profondeurs, dans la ville de Biskra.

L'augmentation de la profondeur dans le sol entraîne une diminution de l'amplitude de la température du sol jusqu'à atteindre une valeur constante tout au long de l'année (c'était environ 23°C pour les deux ans) à une profondeur de 10 m. À cette profondeur, la température n'est pas affectée par les fluctuations quotidiennes et saisonnières.

Il y a une température confortable entre 20 et 26 °C à une profondeur d'installation de 5 m. Où sa valeur exacte était en 2019 entre [20 °C – 26.32 °C] et en 2020 entre [19.86 °C – 25.94 °C].

Par conséquent, la profondeur 5m, est choisi pour l'étude de l'P-ECAS afin d'atteindre une température maximale de 26 °C et minimale de 20 °C.

A partir des résultats du modèle du sol et après avoir choisi la profondeur appropriée pour l'installation du système (P-ECAS), le modèle de ECAS a été utilisé afin de déterminer le dimensionnement de l'échangeur de chaleur (air-sol) nécessaire pour fournir les besoins de renouvellement d'air dans le poulailler (cela augmente avec l'âge des poulets), en tenant compte des conditions suivantes :

- 1) La vitesse maximale est 2.5 (m/s).
- 2) La surface et le coût de l'échangeur de chaleur.

Les caractéristiques de tube PVC et les paramètres d'entrée dans l'ECAS ont été déterminés sur les conditions maximale suivantes :

**Tableau V.6.** Propriétés thermo-physiques des tubes PVC. [51]

$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	C <sub>p</sub> (J/kg.°C)	$\lambda$ (W.m/°C)
1380	1046	0.2

**Tableau V.7.** Les paramètres d'entrée de l'ECAS.

	T <sub>sol</sub> (°C)	T <sub>e,b</sub> (°C)	L'Age des poulets (jour)	Débit d'air total nécessaire (m <sup>3</sup> /h)
Été (195 <sup>ème</sup> jours)	24.3	44	31	24400
Hiver (38 <sup>ème</sup> jours)	22.4	1	12	8028

V.3.2. Analyse des paramètres intervenant dans le dimensionnement du P-ECAS :

V.3.2.1. Effet de diamètre :

- Mode de rafraîchissement :

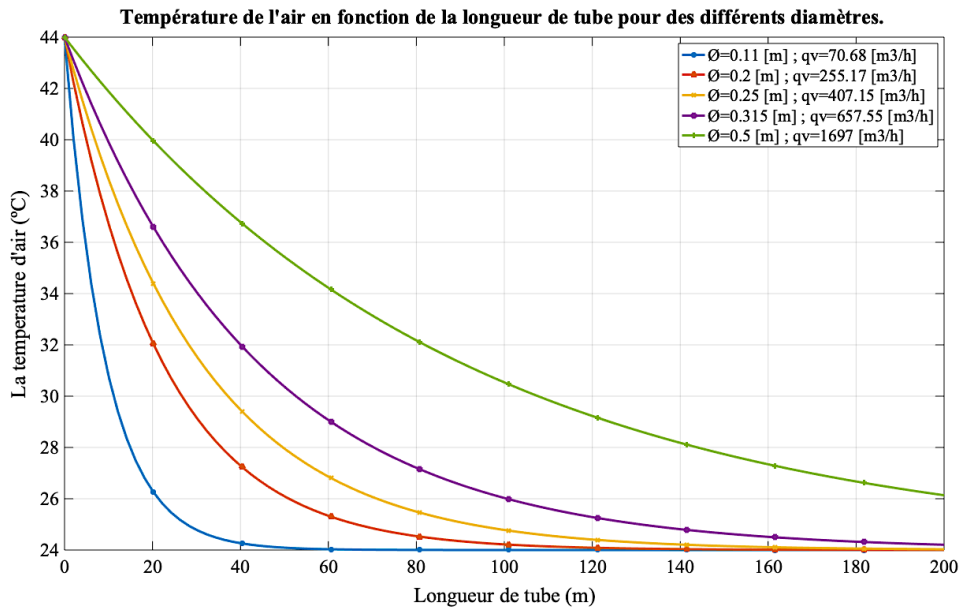


Figure V.6 : L'effet de la variation des diamètres de l'ECAS sur la distribution de la température, pour une vitesse d'air de 2.5 (m/s), (Mode refroidissement).

- Mode de chauffage :

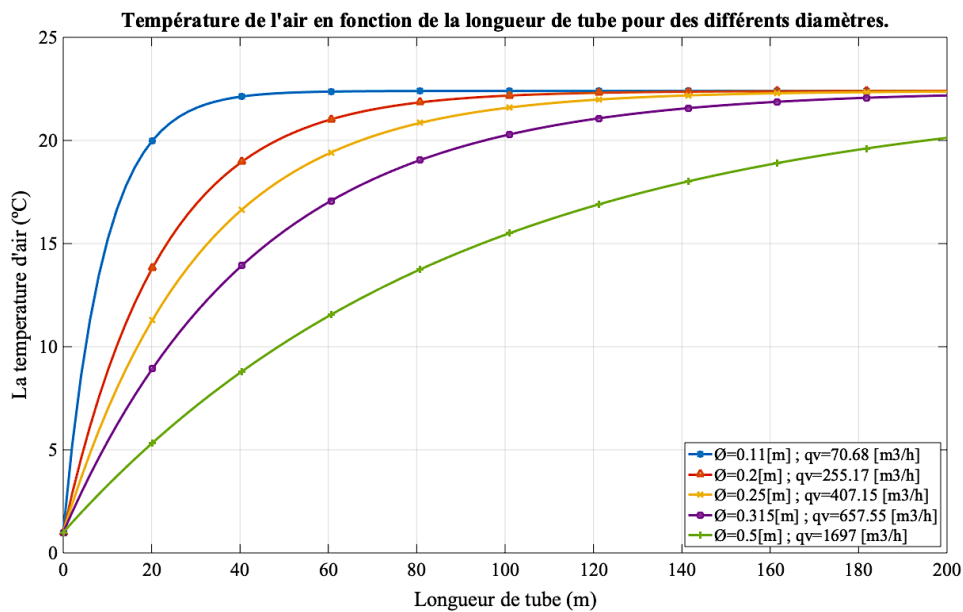


Figure V.7 : L'effet de la variation des diamètres de l'ECAS sur la distribution de la température, pour une vitesse d'air de 2.5 (m/s).

Les figures (V.6) et (V.7) montrent l'effet de la variation du diamètre des tubes sur la température d'air local le long d'un tube de l'ECAS. La température extérieure est 44°C en été et 1°C en hiver.

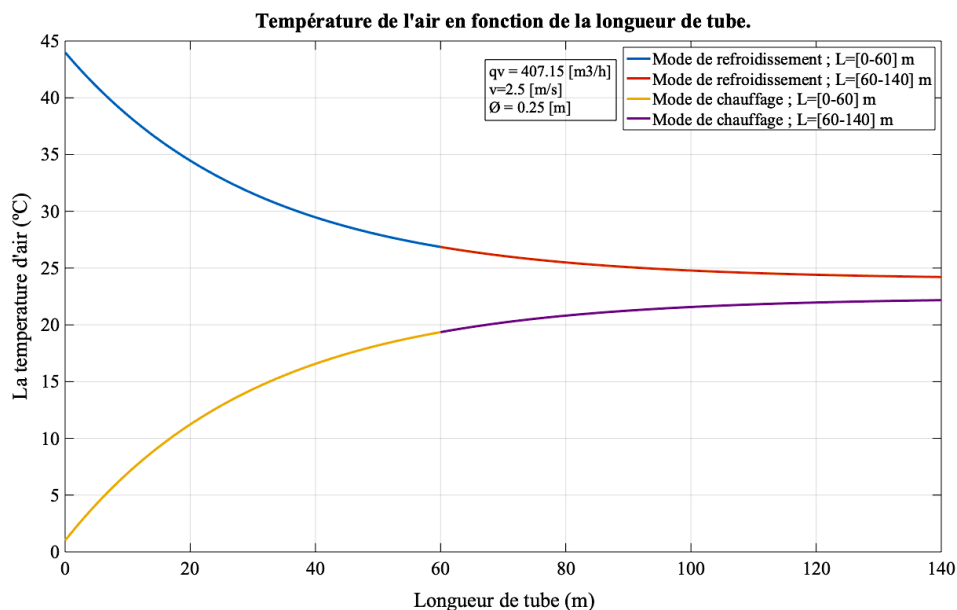
Où on remarque que la température de l'air diminue pour tous les diamètres en mode refroidissement (l'été) et augmente en mode chauffage (hiver).

Dans le premier cas (figure V.6), on constate une diminution de la température d'air avec la diminution du diamètre. Et une augmentation de la température avec la diminution de diamètre dans le deuxième cas (figure V.7). Où 0,11 (m) donne la température le plus basse en mode refroidissement (figure V.6) et la plus élevée en mode de chauffage (figure V.7), puis 0.20, 0.25, 0.315 mètre respectivement.

A partir des figures on observe aussi que le diamètre influe essentiellement sur le débit d'air à l'intérieur de tube. Plus le diamètre est petit, plus le débit d'air est petit (cas  $v=cst$ ) et plus la longueur de tube est courte.

Cela peut s'expliquer ces résultats par le fait qu'avec un petit diamètre, l'air dans le tube est proche du sol environnant, de sorte que la température de l'air s'approche progressivement de la température du sol, où sa température est basse en été et chaude en hiver, contrairement à la température de la surface.

### V.3.2.2. Effet de la longueur :



**Figure V.8 :** Évolution de la température d'air en fonction de la longueur de tube, étudiés à un débit d'air de 407.15 (m<sup>3</sup>/h).

La figure (V.8) exprime la variation de la température de l'air local le long d'un tube de l'ECAS à un débit d'air de 255.1759 m<sup>3</sup>/h pour les deux modes refroidissement et chauffage.

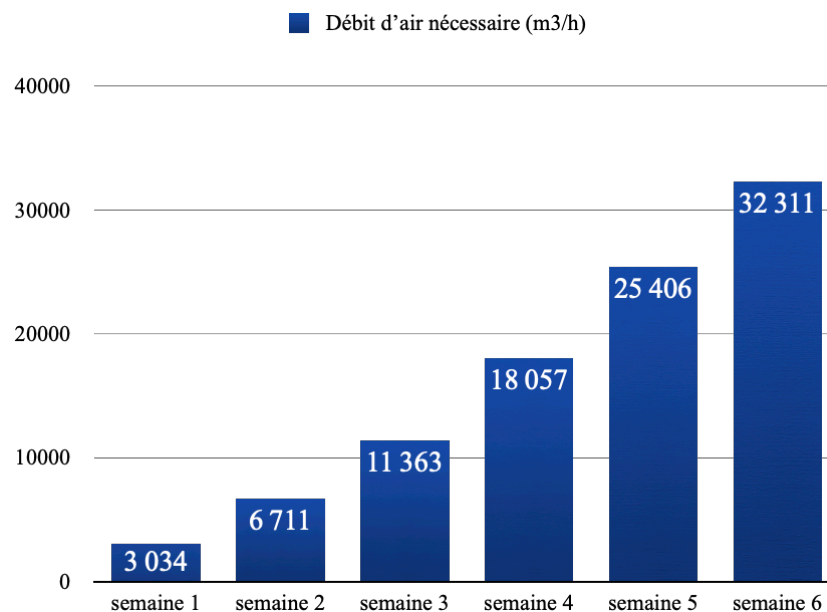
À partir de cette figure, on peut voir que la température local de l'air diminue en le premier mode, et augmenter dans la deuxième le long de la direction du flux, en raison du transfert de chaleur entre l'air et le sol.

Le changement de la température de l'air est fort pour les premiers 60 mètres de tube par rapport à la longueur restante, et cela se produit en raison de la grande différence entre la température du sol et de l'air, et cette différence diminue avec l'augmentation de la longueur.

### V.3.2.3 Étude économique :

Pour choisir les dimensions convenables de P-EAS il faut prendre en considération les cotés économique et surfacique, l'étude est faite à la dernière semaine de croissance des poulets, où le débit est maximal.

Les diamètres et les prix des tubes PVC utilisés dans cette étude sont mentionnées dans l'annexe C.



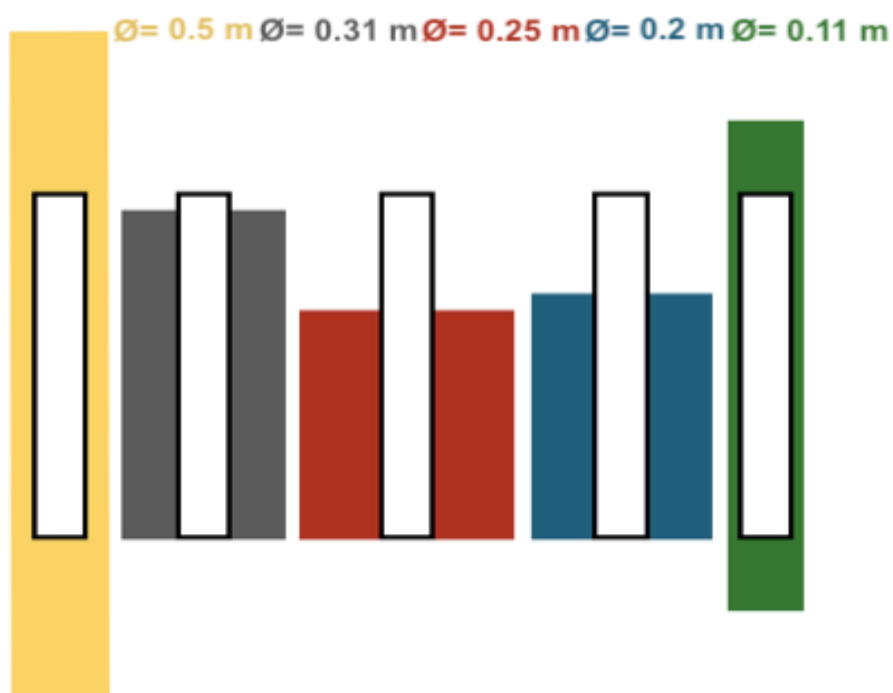
**Figure V.9 :** La quantité d'air nécessaire au bâtiment étudié, en fonction des semaines de croissance du poulet.

Selon la figure on remarque que les besoins d'air pour les poulets augmentent avec les semaines de croissance. C'est à dire le système doit fournir la quantité d'air appropriée pour chaque stade de croissance. Pour cela l'étude présentée dans le tableau ci-dessous permet de

déterminer le nombre des tubes nécessaire pour fournir le maximum de débit d'air qu'il correspondant à la dernière semaine de croissance.

**Tableau V.8.** L'espace occupé par P-ECAS en le cas maximal et le prix total des tubes.

$\emptyset$ (m)	Distance entre les tubes $D=R_{sol}$ (m)	$q_v$ ( $m^3/h$ )	N° (tube)	L (m)	l (m)	Surface occupée par P-ECAS dans le sol ( $m^2$ )	Prix des tubes (DA)	$\Delta T=T_e-T_s$ ( $^{\circ}C$ )
0,11	0,22	70,68	457	21	150,637	3163,394	1280005,659	18
0,2	0,4	255,17	127	50	75,575	3778,761	2532507,739	18
0,25	0,5	407,15	79	70	59,019	4131,345	3703418,068	18
0,315	0,63	657,55	49	101	45,805	4626,391	5128418,168	18
0,5	1	1697	19	205	27,560	5649,821	16133286,584	18
1	2	6927	5	636	11,993	7627,868	-	18



**Figure V.10 :** Schéma des surfaces exploitées par P-ECAS pour différents diamètres, par rapport à celui du poulailler.

Le tableau permet de résumer les points suivants :

- L'augmentation du diamètre entraîne une augmentation du débit d'air à l'intérieur de chaque tube.

- L'augmentation du débit d'air à l'intérieur de chaque tube nécessite une augmentation de la longueur pour permettre un échange adéquat entre l'air et le sol. Pour atteindre une différence de température de 18°C.
- La surface de l'échangeur de chaleur air sol augmente avec l'augmentation du diamètre et ceci est dû à l'augmentation de la distance entre les tubes du P-ECAS.

Sur la base des résultats obtenus de l'étude paramétrique et économique susmentionnée, on utilise un ECAS en PVC, à 7 tubes sont utilisés dans la première semaine de croissance du poulet, atteindre à 79 tubes fonctionnant au cours de la dernière semaine du stade de croissance pour fournir un débit d'air total Estimé à 32164.85 (m<sup>3</sup>/h).

Chaque tube a :

- Un débit d'air de 407.15 (m<sup>3</sup>/h).
- Une vitesse de 2.5 (m/s).
- Un diamètre de 250 (mm).
- Une longueur de 70 (m).

**Tableau V.9.** Nombre des tubes opérationnels en fonction de l'exigence du débit de ventilation

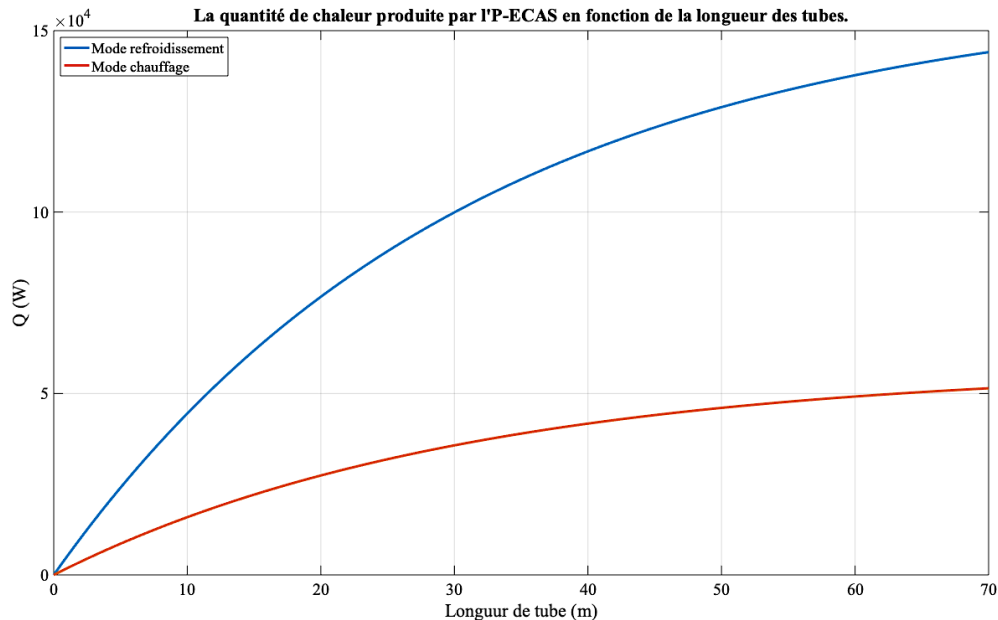
Age des poulets (semaine)	1	2	3	4	5	6
N (tube)	7	16	28	44	62	79

Notre période d'étude, comme mentionné précédemment, et qui correspond aux conditions internes et externes maximales du poulailler, C'est la deuxième semaine et la cinquième semaine de croissance. Où nous avons 16 tubes fonctionnant au maximum pour le chauffage et 62 tubes pour le refroidissement, ce nombre peut être inférieur selon la quantité d'air nécessaire dans ce jour-là.



### V.3.3. L'efficacité du système P-ECAS pour répondre aux besoins thermiques du bâtiment

#### V.3.3.1. La quantité de chaleur couvrir par l'P-ECAS :



**Figure V.11 :** La quantité de chaleur produite par l'P-ECAS.

La figure (V.8), indique la variation de la quantité de chaleur transférée le long du l'P-ECAS à un débit d'air totale de 24429 ( $\text{m}^3/\text{h}$ ) avec une température d'entrée de 44 ( $^{\circ}\text{C}$ ) dans le mode refroidissement, et à un débit d'air totale de 8143 ( $\text{m}^3/\text{h}$ ) avec une température d'entrée de 1 ( $^{\circ}\text{C}$ ) dans le mode chauffage.

À partir de cette figure, on observe que la quantité de chaleur a augmenté le long de la direction d'écoulement, jusqu'à atteindre 51430 (W) en 70 mètres dans le mode chauffage et 144100 (W) dans le mode refroidissement. Cette variation a raison de l'augmentation de la différence de température ( $\Delta T$ ) le long de tube.

A partir des résultats précédents, on voit que le chauffage peut couvrir est présent pendant la première semaine où une forte demande coïncide avec le mois le plus froid.

Tandis que la demande de refroidissement est présente dans la quatrième semaine, qui coïncide avec le mois le plus chaud.

La contribution de l'P-ECAS à la demande de chauffage et de refroidissement se résume comme suit :

- La demande de chauffage maximal calculée au bilan thermique est de 99420.4452 (W), tandis que l'utilisation d'ECAS peut couvrir 51430 (W), ce qui représente 52 %.
- La demande de refroidissement maximale est de 448964,4523 (W), tandis que l'utilisation d'un ECAS peut couvrir 144100 (W), ce qui représente 32 %.

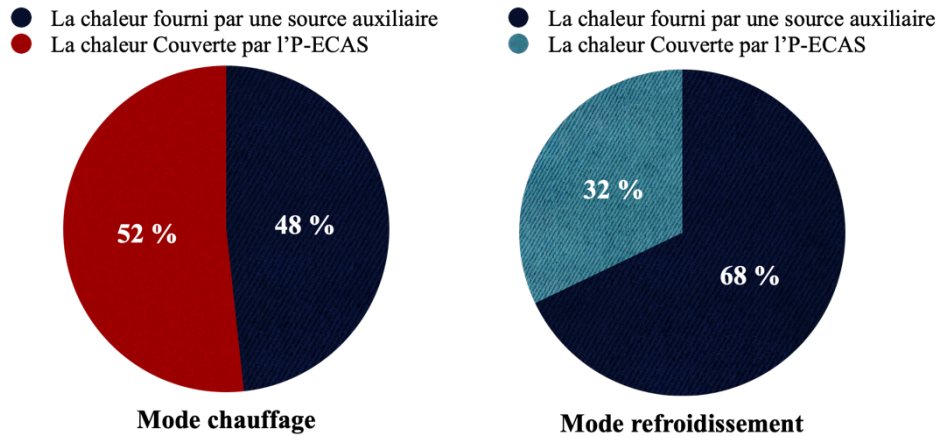


Figure V.12 : Répartition en % de chaleur couverte par ECAS.

V.3.3.2. Température de l'air produit par P-ECAS :

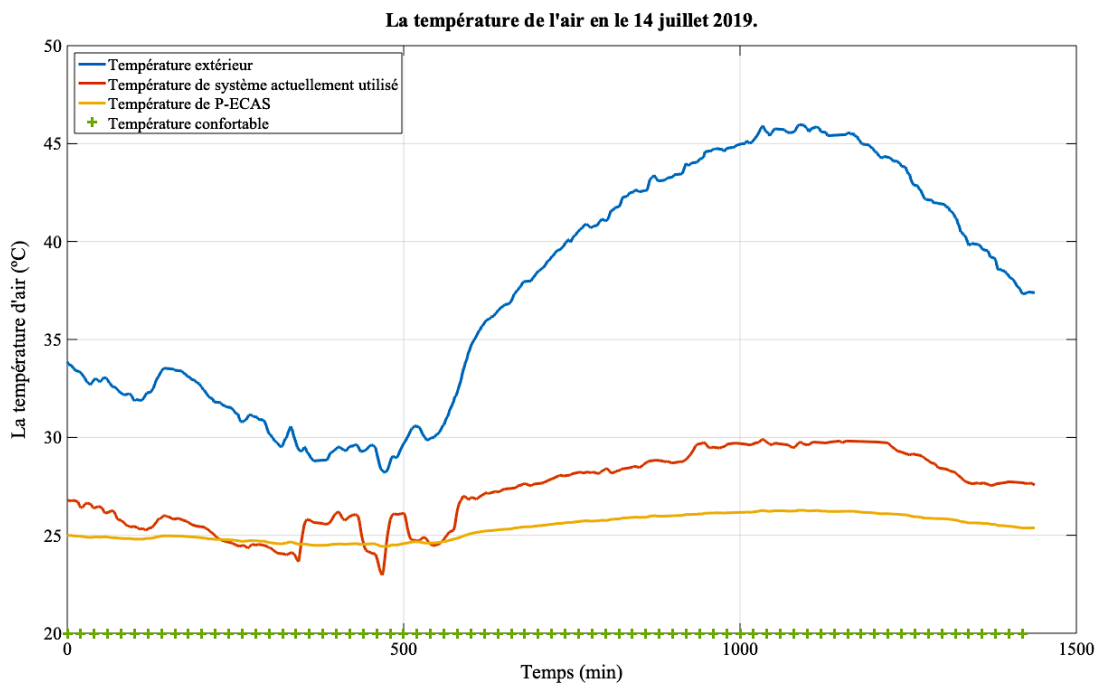
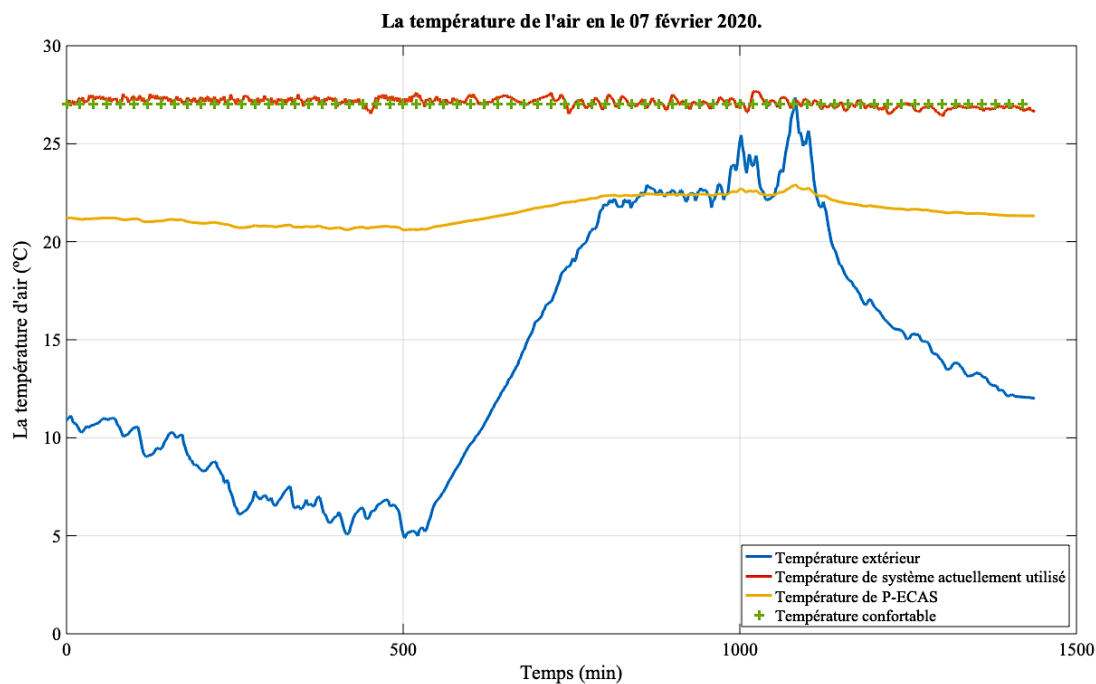


Figure V.13 : Les profils de température à chaque deux minutes au cours du jour le plus chaude de l'année, cela correspond à la 4<sup>ème</sup> semaine de la croissance des poulets.



**Figure V.14 :** Les profils de température à chaque deux minutes au cours du jour le plus froid de l'année, cela correspond à la 2<sup>ème</sup> semaine de la croissance des poulets.

Les figures (V.13) et (V.14) montrent les profils de température d'air à l'extérieur et à l'intérieur du poulailler à chaque deux minutes au cours du jour le plus chaud (14 juillet) et le plus froid de l'année (07 février) respectivement.

A partir des deux figures, on remarque que la température extérieure est incompatible avec la température requise (température intérieure).

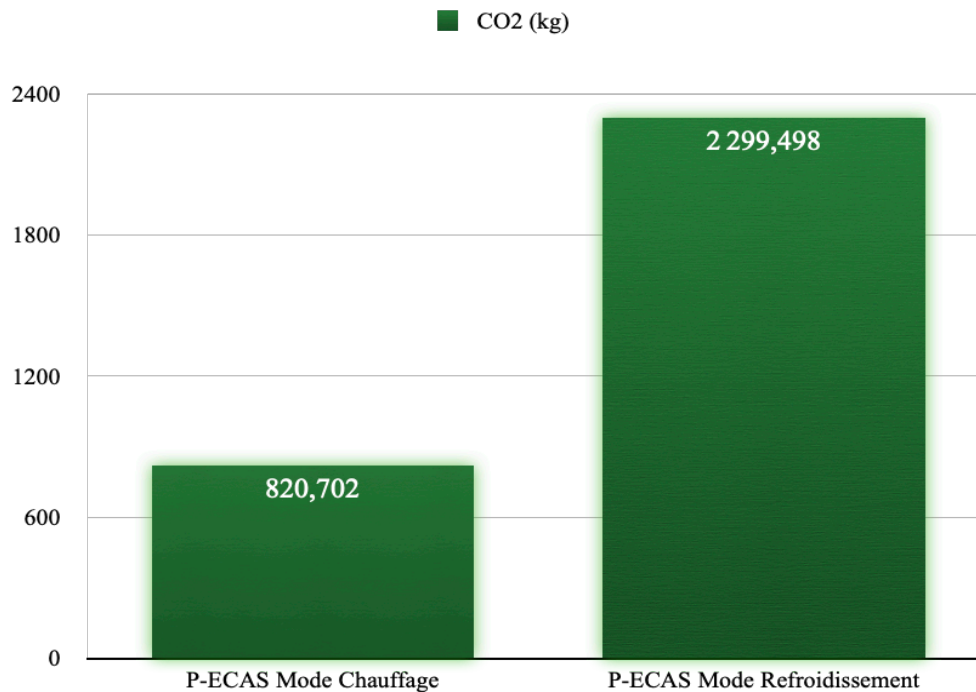
Selon les résultats obtenus à partir de la figure (V.13), on observe que l'ECAS a abaissé la température de l'air dans le poulailler pendant les 24 h.

L'air d'admission à la température maximale de 46°C s'est refroidi jusqu'à 26,28°C par l'ECAS, tandis que le système actuellement utilisé dans les poulaillers atteint une température de 29,76°C où la température confortable dans cet âge est 20°C.

Quant à la figure (V.14), montre l'effet de l'ECAS pour augmenter de la température, où l'air d'admission à une température minimale de 4.8°C est chauffée jusqu'à 20.59°C par l'ECAS, tandis que le système actuellement utilise atteint une température de 27.31°C la température confortable dans cet âge est 27°C.

### V.3.3.3. Atténuation du CO<sub>2</sub> par l'utilisation de P-ECAS :

Sur la base des résultats de la simulation, la figure (V.15) montre la quantité de CO<sub>2</sub> qui peut être atténuée en utilisant le système proposé.



**Figure V.15 :** Atténuation du CO<sub>2</sub> en utilisant l’P-EAHE.

D'après les résultats, on remarque que le système peut atténuer 820.702 kg (0,820 tonnes par jour) de CO<sub>2</sub> dans le jour le plus froid où les systèmes de chauffage fonctionnent au maximum. Et 2299.498 kg (2,2994 tonnes par jour) de CO<sub>2</sub> dans le jour le plus chaud où les systèmes de refroidissement du bâtiment fonctionnent au maximum.

# CONCLUSION GÉNÉRALE

Dans ce travail, la demande de chauffage et de refroidissement d'un poulailler d'une capacité de 20 000 poulets de la société de Groupe Salem Avicole, situé dans la région de Sidi Okba, Biskra, Algérie, est calculée.

Les besoins de chauffage maximums de ce poulailler sont calculés pour les conditions de travail hivernales extrêmes, qui correspondent aux conditions extérieures maximales (le jour le plus froid). Et aux conditions intérieures maximales liées à l'âge des poulets (dans les premières semaines, les besoins de chauffage sont les plus importants).

Les besoins de refroidissement maximums sont également calculés, pour les conditions de travail estivales extrêmes, qui correspondent aux conditions extérieures maximales (le jour le plus chaud). Et les conditions intérieures maximales liées à l'âge des poulets (dans les dernières semaines, les besoins de refroidissement sont les plus importants).

Pour faire cette étude, les informations météorologiques et géographiques de cette zone ainsi que les informations internes et externes du bâtiment, sa structure et sa superficie ont été recueillies en détail, et tous les gains et pertes thermiques ont été calculés selon la méthode DTR.

On a trouvé que la puissance de chauffage de ce poulailler atteint 99,4204 (kW). Et la puissance de refroidissement atteint 448,9644 (kW).

Après avoir calculé les besoins de chauffage et de refroidissement de ce poulailler. Un échangeur de chaleur air-sol est conçu pour couvrir une partie de cette demande.

Pour concevoir cet échangeur les étapes suivantes sont respectées :

- Une étude est faite sur la distribution de la température du sol afin de trouver la profondeur appropriée pour l'installation de ce système.
- Une étude paramétrique est réalisée pour explorer la conception de l'espace afin de déterminer la géométrie optimale de ce système.
- Une étude économique est faite dont le but de déterminer les prix des tubes PVC et la surface qu'ils occupent dans le sol.
- Simulation d'une journée pour chaque période de croissance sélectionnée, ce qui correspond au jour le plus chaud et le plus froid de l'année.

## Conclusion générale

Les résultats de l'étude des profils de la température du sol montrent que la profondeur appropriée pour installer l'P-ECAS est de 5 (m), ce qui permet une température maximale de 26 (°C) et une température minimale de 20 (°C).

Les résultats de l'étude paramétrique ont également montré qu'il est recommandé d'utiliser un échangeur de chaleur air-sol avec des tubes en PVC allant de 7 à 79 tubes au maximum, selon la quantité d'air nécessaire pour les poulets. Chaque tube a 250 (mm) de diamètre et 70 (m) de longueur afin d'aboutir aux exigences thermiques du poulailler.

En utilisant les paramètres de conception choisis dans un poulailler typique et dans des conditions climatiques spécifiques, les performances thermiques du système ont montré que la température de l'air à l'intérieur du poulailler peut être abaissée pendant les périodes chaudes et chauffée pendant les périodes froides, ce qui réduit considérablement l'effet de la vague de chaleur / froid.

Le système peut couvrir la demande d'énergie dans les périodes maximales de sa consommation de 52% dans le cas du chauffage et de 32% dans le cas du refroidissement, et cette valeur augmente dans les conditions de fonctionnement normales du bâtiment,

Le système est capable de fournir une température de 20,59 en hiver lorsque la température extérieure est de 4,8 °C. Et il est capable de fournir une température de 26,28 °C en été, lorsque la température extérieure est de 46 °C. Ce qui indique l'efficacité du système en chauffage et en refroidissement.

Un autre avantage de l'utilisation de l'P-EAHE est le côté environnemental. Le système peut réduire les émissions des gaz à effet de serre de 2299.498 (kg) de CO<sub>2</sub> par jour en mode refroidissement et d'environ 820.702 (kg) de CO<sub>2</sub> par jour en mode chauffage. Cette valeur est considérée comme la valeur minimale que le système peut atténuer, car elle correspond aux conditions de fonctionnement maximales alors que le système est plus efficace dans des conditions normales.



---

# RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

---

## RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] **Azzeddine LAKNIZI, Mustapha MAHDAOUI, Kamal ANOUNE, et al.** “Parametric Study and Energy Performance of an Earth-Air Heat Exchanger for a Poultry House in Morocco”. *International Journal of Renewable Energy Research (IJRER)*, 2018, Vol 8, No 4, P2047-2056.
- [2] **Ayodeji OLOYO et Adedamola OJERINDE**, “Poultry Housing and Management”, *Poultry - An Advanced Learning*, Asghar Ali Kamboh, IntechOpen, 2019. <https://www.intechopen.com/books/poultry-an-advanced-learning/poultry-housing-and-management>
- [3] **Cobb**,” Le guide d'élevage : poulet de chair”, 2014.
- [4] **Defra**, “Heat Stress in Poultry Solving the Problem”, 2005.
- [5] **ITAVI**, “Guide du bâtiment d'élevage à énergie positive (BEBC+)”, Paris, 2013.
- [6] **Zouhir DJEROU**, " Influence des condition l'élevage sur les performances chez le poulet de chair", Mémoire de Magister, Université Mentouri de Constantine 2006.
- [7] **Ross**, “Environmental Management in the Broiler House”, 2010.
- [8] **Aviagen**, “Arbor Acres : Poulet Manuel d'élevage”, 2014.
- [9] **Linhoss JOHN**, “Modern Broiler House Heating Systems”, Université de Mississippi, 2017.
- [10] Radiant heat works like the sun, warming the animals and litter below it without warming the air first. [Schema]. In : hogslat. Disponible sur : <<https://www.hogslat.com/brooder-heaters-gro-series>> (Consulté le 22/2/2020).
- [11] **R. A. Bucklin, J. P. Jacob, F. B. Mather, J. D. Leary, et I. A. Naas**, “Tunnel Ventilation of Broiler Houses”. Service d'extension UF / IFAS, Université de Floride. 2018. publication scientifique.



- [12] ITAVI. Les consommations d'énergie dans les bâtiments avicoles. 2008.
- [13] Yuanlong CUI, Theo ELMER, Tugba GURLER, Yuehong SU, SAFFA RIFFAT. "A comprehensive review on renewable and sustainable heating systems for poultry farming". *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 2020, Vol 15, P 121– 142. <https://doi.org/10.1093/ijlct/ctz048>
- [14] Heidi EL ZANATY. "A Techno-Economic Study for Heating Poultry Houses Using Renewable Energy", Memoire Master, Université américaine du Caire, 2009.
- [15] Ismail MASALHA, Mutaz ELAYYAN et Husam ISSA. "Use of Biogas Energy in Poultry Farming Heating". *The International Journal of Engineering and Science*, Vol 06, 2017, P 58-63, <https://doi.org/10.9790/1813-0603025863>
- [16] Muhammad ARSHADA, Ijaz BANOAA, Nasrullah KHANA, Mirza Imran SHAHZADB, Muhammad YOUNUSA, Mazhar ABBASA, et Munawar IQBALC. "Electricity generation from biogas of poultry waste: An assessment of potential and feasibility in Pakistan". *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol 81, January 2018, Pages 1241-1246, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.09.007>
- [17] Tugba GURLER, Theo ELMER, Yuanlong CUI, Siddig OMER, et Saffa RIFFAT. "Experimental investigation of a novel PVt/heat pump system for energy-efficient poultry houses". *International Journal of Low-Carbon Technologies*, Vol 13, Issue 4, December 2018, P 404–413, <https://doi.org/10.1093/ijlct/cty049>
- [18] H.C. Choi, H.M. Salim, N. Akter , et al. "Effect of heating system using a geothermal heat pump on the production performance and housing environment of broiler chickens". *Poultry science*, 2012, Vol 91, P275-281, <https://doi.org/10.3382/ps.2011-01666>
- [19] R. G. DIENER, J. F. AVERY, J. L. MOSELEY, et M. L. McNEER. "Analysis for an underground heat exchanger for poultry buildings". *Journal of Agricultural Engineering Research*, Vol 34, No3, 1986, P187-198, [https://doi.org/10.1016/S0021-8634\(86\)80017-8](https://doi.org/10.1016/S0021-8634(86)80017-8)

- [20] **X. Hui, Q. Zhu, J.Q. Ni, B.M. Li, Z.X. Shi, S.M. Zhao, Wang Y.** “Effect of cooling pad installation on indoor airflow distribution in a tunnel-ventilated laying-hen house”. *Int J Agric & Biol Eng*, 2016, Vol 9, No4, P 169-177, <https://doi.org/10.3965/j.ijabe.20160904.2447>
- [21] **Metin PETEK, Serdal DIKMEN, et Mehmet Mustafa OĞAN.** “Performance analysis of a two-stage pad cooling system in broiler houses”. *Turkish Journal of Veterinary and Animal Sciences*, 2012, Vol 36, No 1, P21-26, <https://doi.org/10.3906/vet-1101-755>
- [22] **M. Ahachad, R. Belarbi, N. Bouaziz, A. Draoui et F. Allard.** “Poultry housing in the Arab World: Applying principles of thermal exchange to improve performance (A case study of Morocco)”. *Emirates Journal of Food and Agriculture*, Vol 20, P60-75, <https://doi.org/10.9755/ejfa.v20i1.5181>
- [23] **Ahmet Nedim YÜKSEL, Elif Yüksel TÜRKBOYLARI.** “Ensuring the Ventilation and Cooling of Poultry Houses with Zero Energy”. 1st International Congress on Biosystems Engineering (ICOBEN2019), 24-27 September 2019, Antakya, Hatay, Turkey, P148-154, <http://icoben2019.mku.edu.tr/files/2019-12-ICOBEN2019-Proceeding-E-book-2-final.pdf>
- [24] **A. Laknizi, A. ElMaakoul, A. Ben Abdellah, M. Bouya, S. Dhimdi and S. Said,** “Evaluation of earth-air heat exchanger for cooling and heating a poultry house: Case study in Morocco”. *2015 3rd International Renewable and Sustainable Energy Conference (IRSEC)*, Marrakech, 2015, P1-5, <https://doi.org/10.1109/IRSEC.2015.7455040>
- [25] **Laknizi A., Mahdaoui M., Abdellah A.B., Anoune K., Bouya M.** “Energy Performance and Environmental Impact of an Earth-Air Heat Exchanger for Heating and Cooling a Poultry House”. In: Ezziyyani M. (eds) *Advanced Intelligent Systems for Sustainable Development .AI2SD 2018. Advances in Intelligent Systems and Computing*, Vol 912. Springer. 2019, P149–157, [https://doi.org/10.1007/978-3-030-12065-8\\_15](https://doi.org/10.1007/978-3-030-12065-8_15)

- [26] **Wasseem MORSHED, Lorenzo LESO, Leonardo CONTI, Giuseppe ROSSI, Stefano SIMONINI et Matteo BARBARI.** “Cooling performance of earth-to-air heat exchangers applied to a poultry barn in semi-desert areas of South Iraq.” *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*, Vol 11, No3, 2018, P47-53, <https://doi.org/10.25165/j.ijabe.20181103.3047>
- [27] **Theo ELMER, Yuanlong CUI, Tugba GURLER, Saffa RIFFAT.** “Development of an innovative PVt / heat pump and evaporative cooling HVAC system for poultry house applications”. 2016, <https://doi.org/10.13140/RG.2.1.4479.7682>
- [28] **Yang WANGA, Baoming LIA, Chao LIANGA, Weichao ZHENG.** “Dynamic simulation of thermal load and energy efficiency in poultry T buildings in the cold zone of China”. *Computers and Electronics in Agriculture*, Vol 168, janvier 2020, <https://doi.org/10.1016/j.compag.2019.105127>
- [29] **Google Maps.** Sidi Okba Biskra. (2020). [Carte]. Disponible sur : <https://www.google.com/maps/@34.771443,5.8756983,1295m/data=!3m1!1e3> (consulté le 05/03/2020).
- [30] **DB-City.** [En ligne] Disponible sur : <https://fr.db-city.com/Algérie--Biskra--Sidi-Okba--Sidi-Okba> (consulté le 05/03/2020).
- [31] **Centre National d’Etudes et de Recherches Intégrées du Bâtiment** “DOCUMENT TECHNIQUE REGLEMENTAIRE”, 2011.
- [32] **Température en 2019 à Biskra.** [Courbe]. In : Infoclimat. Disponible sur : <https://www.infoclimat.fr/climatologie/annee/2019/biskra/valeurs/60525.html> (consulté le 05/03/2020).
- [33] **Average temperature Biskra, Algeria.** (2020). [courbe] In : weather atlas. Disponible sur : <https://www.weather-atlas.com/en/algeria/biskra-climate> (consulté 06/03/2020).
- [34] **Kenza MAHTOUT, Yacine MEDJKOUNE.** “Etude d’une centrale de traitement d’air du bâtiment de stockage de sucre en morceaux- CEVITAL”. Mémoire de MASTER. Université Abderrahmane MIRA BEJAIA, 2018.

- [35] **Toutsurlisolation** [En linge] Disponible sur :<<https://www.toutsurlisolation.com/Isolation-thermique/Reussir-son-isolation-thermique/Qualite-de-mise-en-aeuvre/Les-ponts-thermiques>> (consulté le 10/03/2020).
- [36] **Mariano P. SILVA, Fernando C. BAËTA, Ilda TINÔCO, et al.** “Evaluation of a simplified model for estimating energy balance in broilers production housing”. *Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental*, 2007, Vol 11, No 5, P 532-536.
- [37] **Rana ISMAIL.** “Conception, étude et analyse du conditionnement d’air et de chauffage d’un établissement scolaire libanais”. Mémoire d’Ingénieur, Institut des Sciences Appliquées et Economiques Centre associé au Conservatoire National des Arts et Métiers Paris, 2015. <https://dumas.ccsd.cnrs.fr/dumas-01655860>
- [38] **B. Kaboré, W.P.G. Ouedraogo, S. Kam, M. Ousmane et D.J. Bathiébo.** “Echangeur de chaleur air-sol à Ouagadougou : Revue de la littérature, étude analytique et expérimentation”. *Revue des Energies Renouvelables*, Vol 20, N°3, 2017, P363 – 375.
- [39] **N. Moummi , H. Benfatah , N. Hatraf , A. Moummi et S.Youcef Ali.** “Le rafraîchissement par la géothermie : étude théorique et expérimentale dans le site de Biskra”. *Revue des Energies Renouvelables*, Vol 13, N°3 2010, P399–406.
- [40] **Alaeddine BOUMEDJANE, Abdelmadjid GHEZAL.** “Etude des performances thermiques d’un échangeur de chaleur (conduite enterrée) air/sol”. Mémoire de Master, Université Saad Dahlab de Blida 1, 2018.
- [41] **Elbouti SATARA, Abdelhakim MABROUKI.** “Etude d’un échangeur de chaleur air/sol”. Mémoire Master, Université Kasdi Merbah Ouargla, 2016.
- [42] **Yousef BELLOUFI.** “Intitulé Etude théorique et expérimentale de l’exploitation de la géothermie dans le réchauffement ou le refroidissement d’un fluide caloporteur utilisé pour le confort thermique de l’habitat”. Thèse de Doctorat LMD, Université Mohamed Khider de Biskra, 2017.

- [43] **Alaa Hlaichi Mohammed, Hashim Al-zuwaini, Vitaly Sergeev, Ekaterina Socolova, Sergei Skulkin, et Liliya Mukhametova.** “Passive cooling by integrate solar chimney with earth to air heat exchanger”. *International Journal of Mechanical Engineering and Technology*, Vol 10, 2019, P1375-1390. <https://www.researchgate.net/publication/332260791>
- [44] **Georgios A. FLORIDES, et A. Kalogirou SOTERIS.** “Annual ground temperature measurements at various depths”. 2005.
- [45] **Amar ROUAG, Adel BENCHABANE, Adnane LABED, Khaled BELHADJ et Nora BOULTIF.** Applicability of a Solar Adsorption Cooling Machine in Semiarid Regions: Proposal of Supplementary Cooler Using Earth-Water Heat Exchanger. *International Journal of Heat and Technology*, Vol 34, No 2, 2016, P281-286. <https://doi.org/10.18280/ijht.340218>
- [46] **F. Al-Ajmi, D.L. Loveday, V.I. Hanby.** “The cooling potential of earth–air heat exchangers for domestic buildings in a desert climate”. *Building and Environment*, Vol 41, 2006, P235-244. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2005.01.027>
- [47] **Fuxin NIU, Yuebin YU, Daihong YU, Haorong LI.** “Heat and mass transfer performance analysis and cooling capacity prediction of earth to air heat exchanger”. *Applied Energy*, Vol 137, 2015, P211-221. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.10.008>
- [48] **Matthew BRANDER, Aman SOOD, Charlotte WYLIE, et al.** “Document technique: Electricity-specific emission factors for grid electricity”. *Ecometrica*, 2011. [Emissionfactors.com](http://Emissionfactors.com)
- [49] **N. Moummi, H. Benfatah, N. Hatraf, A. Moummi et S.Youcef Ali.** “Le rafraîchissement par la géothermie : étude théorique et expérimentale dans le site de Biskra”. *Revue des Energies Renouvelables*, Vol 13, No3, 2010, P399–406. <https://www.researchgate.net/publication/270582403>
- [50] **Mohamed SAADEDDINE.** “Identification et analyse des principaux facteurs influant le comportement thermique d’un échangeur air/sol enterré”. Thèse de Doctorat LMD, Université Mohamed Khider de Biskra, 2017

## Références bibliographiques

- [51] **latrach.net**. [En ligne]. Disponible sur: <<https://www.latrach.net/pvc-leur-propriete>> (consulté le 19/05/2020).
- [52] **MansouriPlast**, [En ligne], Disponible sur : <<http://mansouriplast.com/produits/tubes/pression> > (consulté le 20/07/2020).
- [53] **Aviagen Brief**. “Minimum Ventilation Rates”, février 2018.



---

# ANNEXES

---


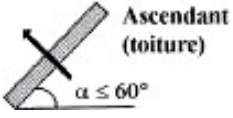
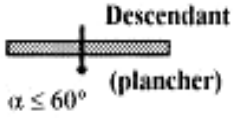
## 1- La zone climatique en période d'hiver :

**Tableau A.1.** Liste des communes pour le zonage hiver (CHAUFFAGE).[31]

Wilaya	Communes	Zone climatique
07 BISKRA	Groupe de communes 1 : Khangat Sidi Nadji	B
	Groupe de communes 2 : Toutes les communes autres que celles figurant aux groupes de communes 1	A

## 2- La valeur de la résistance thermique superficielle d'hiver varie avec la position de la paroi horizontale ou verticale et les résistances thermiques d'échanges superficiels :

**Tableau A.2.** Résistances thermiques superficiels d'hiver. [31]

1/h en m <sup>2</sup> .°C/ W	Paroi en contact avec :			Paroi en contact avec :		
	1/h <sub>i</sub>	1/h <sub>e</sub>	1/h <sub>i</sub> +1/h <sub>e</sub>	1/h <sub>i</sub>	1/h <sub>e</sub>	1/h <sub>i</sub> +1/h <sub>e</sub>
 Latéral (Mur) $\alpha > 60^\circ$	0,11	0,06	0,17	0,11	0,11	0,22
 Ascendant (toiture) $\alpha \leq 60^\circ$	0,09	0,05	0,14	0,09	0,09	0,18
 Descendant (plancher) $\alpha \leq 60^\circ$	0,17	0,05	0,22	0,17	0,17	0,34



### 3- Le coefficient de transmission linéique du plancher en fonction de la différence de niveau z :

**Tableau A.3.** Coefficient ks en fonction de la différence de niveau z. [31]

z (m)	Inférieur à - 6,00	De -6,00 à - 4,05	De -4,00 à - 2,55	De -2,50 à - 1,85	De -1,80 à - 1,25	De -1,20 à - 0,75
Ks (W/m.°C)	0	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00
z (m)	De - 0,70 à - 0,45	De - 0,40 à -0,25	De - 0,20 à 0,20	De 0,25 à 0,40	De 0,45 à 1,00	De 1,05 à 1,50
Ks (W/m.°C)	1,20	1,40	1,75	2,10	2,35	2,55

### 4- La température extérieure de base en fonction de l'altitude et de la zone climatique :

**Tableau A.4.** Températures extérieures de base.[31]

Zones	Altitude(m)	T <sub>be</sub> (°C)	Zones	Altitude(m)	T <sub>be</sub> (°C)
Zone A	<300	3	Zone C	<300	1
	300 à 450	2		300 à 450	0
	450 à 600	1		450 à 600	-1
	600 à 800	0		600 à 800	-2
	≥ 800	-1,5		≥ 800	-4,5
Zone A1	<300	7	Zone D	<300	4
	300 à 450	6		300 à 450	3
	450 à 600	5		450 à 600	2
	600 à 800	4		600 à 800	1
	≥ 800	2,5		≥ 800	-0,5
Zone B	<450	-2			
	450 à 600	-3			
	600 à 800	-4			
	≥ 800	-5,5			

### 5- Le taux horaire de renouvellement d'air du volume du local non chauffé N :

**Tableau A.5.** Le taux horaire de renouvellement d'air d'un local non chauffé.[31]

Dépendances	N (en h <sup>-1</sup> )
Maison individuelle, toutes dépendances (caves, garage, cellier, ...)	0,5
Immeuble collectif d'habitation	
- Circulation commune	
• Sans ouverture directe sur l'extérieur	0,5
• Avec ouverture directe sur l'extérieur	2
• Avec bouche ou gaine de désenfumage ouverte en permanence	4
- Hall d'entrée	4
- Garage collectif	1
- Autres dépendances	0,5

## 6- Les valeurs de $C_{in}$ et $C_r$ :

- Le coefficient  $C_{in}$  prend les valeurs suivantes :
  - 0,10 en cas de chauffage continu.
  - 0,15 en cas de chauffage discontinu, et dans le cas d'une construction dont la classe d'inertie est "faible" ou "moyenne".
  - 0,20 en cas de chauffage discontinu, et dans le cas d'une construction dont la classe d'inertie est "forte".
- Le coefficient  $C_r$  prend les valeurs suivantes :
  - 0 pour les installations de type "chauffage individuel".
  - 0,05 pour les installations de type "chauffage central" dans lesquelles toutes les tuyauteries sont calorifugées,
  - 0,10 pour les installations de type "chauffage central" dans lesquelles les tuyauteries sont calorifugées seulement dans les zones non chauffées,
  - 0,20 pour les installations de type "chauffage central" dont le réseau de tuyauteries n'est pas calorifugé.**[31]**




### 1- La zone climatique en période d'été :

**Tableau B.1.** Liste des communes pour le zonage été. [31]

Wilaya	Communes	Zone climatique
07 BISKRA	Groupe de communes 1 : El Kantara, Ain Zaatout, Djemorah, M_Ziraa, D M_Chouneche, Branis, Chetma, Khangat Sidi Nadji, Zeribet El Oued, El Feidh	D
	Autres communes.	E

### 2- La valeur de la résistance thermique superficielle d'été varié avec la position de la paroi horizontale ou vertical et les résistances thermiques d'échanges superficiels :

**Tableau B.2** Résistances thermiques superficiels d'été. [31]

1/h en m <sup>2</sup> .°C/ W	Paroi en contact avec :			Paroi en contact avec :		
	1/h <sub>i</sub>	1/h <sub>e</sub>	1/h <sub>i</sub> +1/h <sub>e</sub>	1/h <sub>i</sub>	1/h <sub>e</sub>	1/h <sub>i</sub> +1/h <sub>e</sub>
 Latéral (Mur) α > 60°	0,10	0,04	0,14	0,10	0,11	0,21
 Ascendant (toiture) α ≤ 60°	0,16	0,04	0,20	0,17	0,17	0,33
 Descendant (plancher) α ≤ 60°	0,08	0,04	0,12	0,08	0,09	0,17

### 3- Le Temps Solaire Vrai :

$$T_{SV} = (T_O - 1) + (4 \times SHFT) + ET$$

- SHFT (en degrés) est la longitude, positive à l'Est de Greenwich (méridien de référence).
- $T_o$  (en heures) est l'heure officielle.
- 4 (en minutes) représente la correction pour la rotation terrestre ; cette correction est de 4 minutes par degré de longitude, soit 1 heure correspond à  $15^\circ$ .
- ET (en minutes) est l'équation du temps qui tient compte du fait que, d'une part la trajectoire de la Terre autour du soleil est elliptique (d'où une vitesse plus grande en hiver et plus faible en été), et d'autre part du fait que l'inclinaison de l'axe de rotation de la Terre n'est pas constante.

#### 4- Le rayonnement diffus de base :

**Tableau B.3.** Rayonnement de base.[31]

Rayonnement total de base $I_{t,b}$ et diffus de base $I_{d,b}$ (en $W/m^2$ )										
Latitude Nord	Mois	Orientation								
		N	NE	E	SE	S	SO	O	NO	Horiz
30°	Juillet	50	413	516	315	94	315	516	413	776
	Août	34	340	520	406	198	406	520	340	741
	Septembre	28	284	498	479	330	479	498	284	668
40°	Juillet	47	400	516	394	217	394	516	400	734
	Août	34	321	511	459	321	459	511	321	675
	Septembre	28	183	470	511	441	511	470	183	577

#### 5- Les valeurs des caractéristiques climatiques de base de l'air extérieur :

**Tableau B.4.** Conditions extérieures de base.[31]

Zone climatique		Température sèche $TS_{b,e}$ ( $^\circ C$ )	Humidité spécifique $HS_{b,e}$ ( $g_{vap}/kg_{gas}$ )	Ecart diurne $E_b$ ( $^\circ C$ )	Température moyenne $TS_m$ ( $^\circ C$ )	Ecart annuel de température EAT ( $^\circ C$ )
<b>D</b>	alt < 1000m	40	8,5	20	27	41,5
	alt $\geq$ 1000m	34	8,5	18	25	40
<b>E</b>		44	6,5	15,5	33	38

## 6- Différence équivalente de température pour les murs extérieurs et la toiture :

Tableau B.5. Différence équivalente de température pour les murs extérieurs.[31]

Différence équivalente de température $\Delta t_{es}(t)$ ou $\Delta t_{em}(t)$ - Murs ensoleillés ou à l'ombre				
Orientation	$m_{surf}$ (kg/m <sup>2</sup> )	Temp Solaire Vrais		
		16	17	18
NE	≤100	7,8	7,8	7,8
	300	6,7	7,2	7,8
	500	5,5	6,1	6,7
	≥700	7,8	6,7	5,5
E	≤100	7,8	7,8	7,8
	300	6,7	7,2	7,8
	500	10,0	8,9	7,8
	≥700	10,0	9,4	8,9
SE	≤100	8,9	8,3	7,8
	300	10,0	8,3	7,8
	500	10,0	9,4	7,8
	≥700	8,9	10,0	8,9
S	≤100	14,4	11,1	8,9
	300	14,4	12,8	11,1
	500	8,9	10,0	10,0
	≥700	5,5	7,2	7,8
SO	≤100	22,2	22,8	23,3
	300	17,8	19,4	20,0
	500	7,8	10,6	12,2
	≥700	4,4	5,0	5,5
O	≤100	22,2	25	26,7
	300	14,4	18,9	22,2
	500	6,7	9,4	11,1
	≥700	5,5	6,1	6,7
NO	≤100	13,3	18,3	22,2
	300	6,7	11,7	16,7
	500	3,3	5,0	6,7
	≥700	3,3	3,9	4,4
N (à l'ombre)	≤100	7,8	7,2	6,7
	300	5,5	6,1	6,7
	500	2,2	2,8	2,8
	≥700	1,1	1,7	2,2

Tableau B.6. Différence équivalente de température pour les toits extérieurs.[31]

Différence équivalente de température $\Delta t_{es}(t)$ ou $\Delta t_{em}(t)$ - Toits ensoleillés ou à l'ombre				
Condition	$m_{surf}$ (kg/m <sup>2</sup> )	Temp Solaire Vrais		
		16	17	18
Ensoleillé	≤50	23,9	25,6	25
	≤100	22,8	23,9	23,9
	200	21,1	22,2	22,8
	300	19,4	21,1	21,7
	≥400	17,8	19,4	20,6
A l'ombre	≤100	7,8	7,2	6,7
	200	6,7	7,2	6,7
	300	4,4	5	5,5

Dans le cas où la toiture est isolée (c'est à dire que la fonction d'isolation est assurée par un feuillet de matériau isolant dont la conductivité thermique est inférieure à  $0,12 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$ , et que l'épaisseur du feuillet isolant assure une résistance thermique supérieure à  $0,5 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C/W}$ ), on prendra pour  $\Delta t_{em}(t)$  et  $\Delta t_{es}(t)$  75% des valeurs données dans le tableau B.6.

### 7- Facteur de correction $C_{\Delta t_e}$ :

**Tableau B.7.** Facteur de correction  $C_{\Delta t_e}$ . [31]

Valeurs de $C_{\Delta t_e}$ (en $^\circ\text{C}$ )		
$\Delta t_{s_{\max}} = T_{S_{b,e}} - T_{S_{b,i}}$	Ecart diurne de base $E_b$ (en $^\circ\text{C}$ )	
	15	16
22	11,9	11,4

### 8- Le facteur d'absorption $\alpha$ d'une paroi extérieure :

- Face extérieure de couleur claire (blanc, crème),  $\alpha = 0,50$ .

**Tableau B.8.** Gains dus aux occupants. [31]

Degré d'activité	Exemple d'application	Température sèche du local ( $^\circ\text{C}$ )			
		24		21	
		Apports sensibles (Sen) et latents (Lat) en W/pers.			
		Sen	Lat	Sen	Lat
Travail léger	Atelier, usine	86	134	107	113

### 9- Les rendements moyens des moteurs électriques en fonction de la puissance nominale :

**Tableau B.9.** Rendements moyens des moteurs électriques. [31]

Puissance nominale		Rendement (%)
(W)	(ch)	
550	3/4	72

**10- Coefficient de majoration  $C_{me}$  et le pourcentage de chaleur  $C_{cr}$  :**

- $C_{me}$  est un coefficient de majoration ; il est égal à 1,2 pour les lampes à incandescence.
- $C_{cr}$  est le pourcentage de chaleur résiduelle correspondant à la part d'énergie restant dans la salle ;  $C_{cr}$  est 1 pour les installations dont l'éclairage n'est pas raccordé à un système d'extraction d'air.

**11- Le coefficient de simultanéité relatif à l'apport interne  $C_s$  :****Tableau B.10.** Coefficients de simultanéité des gains internes.[31]

Apport	Nature des apports	Coefficient de Simultanéité $C_s$	
		Locaux	
		Artisanal	Industriel
Occupation	Sensible Latent	0,90	
Moteur électriques	Sensible Latent	0,85	
Éclairage fluorescent encastré, éclairage incandescent non encastré	Sensible Latent	0,85	

On prendra un coefficient de simultanéité maximal (égal à 100 %) pour les poulets car ce type d'apport n'est pas considéré comme négligeable.[31]

**12- Le coefficient d'amortissement relatif à l'apport interne :**

Le coefficient d'amortissement  $N_{AI}$  relatif aux apports internes dus aux occupants, poulets, l'éclairage et aux moteur électrique est égale à 100% dans le cas où la durée de l'apport interne est supérieure à la durée de fonctionnement de l'installation.[31]

**13- Les Coefficient majorateur des gains sensibles  $C_{\Delta as}$  des gains latents  $C_{\Delta al}$  :****Tableau B.11.** Valeur des coefficients majorateurs des gains sensibles et latents.[31]

Disposition des conduits d'air	$C_{\Delta as}$	$C_{\Delta al}$
Installation dont les conduits d'air sont à l'extérieur des locaux climatisés, ou traversant des locaux non climatisés	1,15	1,10

Les prix des tubes PVC

Les caractéristiques des tubes PVC : Longueur : 6 mètres.

**Tableau C.1. Prix des tube PVC. [52]**

CODE	Désignation du tube PVC	Diamètre extérieur nominal $\Phi$ (mm)	Epaisseur nominale (mm)	Prix (HT)
Ø 32.4	tube en PVC Ø 32 PN4	32	1.80	260.00 DA
Ø 40.4	tube en PVC Ø 40 PN4	40	1.80	270.00 DA
Ø 50.4	tube en PVC Ø 50 PN4	50	1.80	330.00 DA
Ø 63.4	tube en PVC Ø 63 PN4	63	1.80	400.00 DA
Ø 80.4	tube en PVC Ø 80 PN4	80	1.80	550.00 DA
Ø 90.4	tube en PVC Ø 90 PN4	90	1.80	700.00 DA
Ø 100.4	tube en PVC Ø 100 PN4	100	2.10	800.00 DA
Ø 110.4	tube en PVC Ø 110 PN4	110	2.00	800.00 DA
Ø 125.4	tube en PVC Ø 125 PN4	125	2.50	1200.00 DA
Ø 160.4	tube en PVC Ø 160 PN4	160	3.20	1700.00 DA
Ø 200.4	tube en PVC Ø 200 PN4	200	4.00	2400.00 DA
Ø 250.4	Tube en PVC DN 250 PN4	250	3.20	4000.00 DA
Ø 315.4	tube en PVC Ø 315 PN4	315	6.20	6200.00 DA
Ø400.4	tube en PVC Ø 400 PN4	400	7.90	12000.00 DA
5006	Tube PVC diamètre 500 PN6 à joint	500	12.00	24800.00 DA



**Tableau D.1.** Débit de ventilation minimum pour les poulets de chair. [53]

Poids vif (kg)	Poids vif (lb)	Débits de ventilation minimum (m <sup>3</sup> /h)	Débits de ventilation minimum (ft <sup>3</sup> /min)
0.05	0.11	0.047	0.080
0.10	0.22	0.141	0.083
0.15	0.33	0.208	0.122
0.20	0.44	0.258	0.152
0.25	0.55	0.305	0.180
0.30	0.66	0.350	0.206
0.35	0.77	0.393	0.231
0.40	0.88	0.435	0.256
0.45	0.99	0.475	0.280
0.50	1.10	0.514	0.303
0.55	1.21	0.552	0.325
0.60	1.32	0.589	0.347
0.65	1.43	0.625	0.368
0.70	1.54	0.661	0.389
0.75	1.65	0.696	0.410
0.80	1.76	0.731	0.430
0.85	1.87	0.765	0.450
0.90	1.98	0.798	0.470
0.95	2.9	0.831	0.489
1.00	2.20	0.864	0.509
1.10	2.43	0.928	0.546
1.20	2.65	0.991	0.583
1.30	2.87	1.052	0.619
1.40	3.9	1.112	0.654
1.50	3.31	1.171	0.689
1.60	3.53	1.229	0.723
1.70	3.75	1.286	0.757
1.80	3.97	1.343	0.790
1.90	4.19	1.398	0.823
2.00	4.41	1.453	0.855
2.20	4.85	1.561	0.919

2.40	5.29	1.666	0.981
2.60	5.73	1.769	1.041
2.80	6.17	1.870	1.101
3.00	6.61	1.969	1.159
3.20	7.05	2.067	1.217
3.40	7.50	2.163	1.273
3.60	7.94	2.258	1.329
3.80	8.38	2.352	1.384
4.00	8.82	2.444	1.438
4.20	9.26	2.535	1.492
4.40	9.70	2.625	1.545

## **Résumé :**

Ce travail comprend une étude de conditionnement d'air d'un poulailler industriel du Groupe Salem Avicole à Biskra. Les données réelles de ce poulailler ont été collectées pour calculer à la fois les puissances de chauffage et de refroidissement, en se basant sur la méthode DTR dans les calculs des apports et des déperditions de chaleur. Ensuite, la faisabilité d'utiliser un échangeur de chaleur air-sol destiné à un poulailler P-ECAS a été étudiée en tant que solution d'énergie propre pour économiser une partie de ces besoins thermiques. Cette partie comprend une étude de la température du sol à différentes profondeurs afin de déterminer la profondeur appropriée pour installer ce système, puis une étude paramétrique et économique afin de déterminer les dimensions de ce système, soit en termes thermiques, ou en termes de surface occupé et les coûts. Finalement, son utilisation dans les conditions externes et internes maximales a révélé son rôle dans la fourniture de l'énergie nécessaire, la température appropriée et la réduction des émissions de gaz à effet de serre dans ce poulailler.

**Mots clés :** poulaillers, conditions de confort, les déperditions thermiques, les apports thermiques, la température du sol, échangeur de chaleur air-sol, refroidissement, chauffage, impact environnemental.

## **Abstract:**

This work includes a study of the air conditioning of an industrial poultry house of Salem Avicole Group in Biskra. The real data of this poultry house were collected to calculate both heating and cooling powers, basing on DTR method in calculations of both heat gain and loss. Then, the feasibility of using an air-earth heat exchanger intended for a poultry house P-ECAS was investigated as a clean energy solution to save part of these thermal needs. This part includes a study of the soil temperature at different depths in order to determine the appropriate depth to install this system, then a parametric and economic study in order to determine the appropriate dimensions of our system, in thermal terms, or in terms of surface occupied and costs. Ultimately, its use in the maximal external and internal conditions revealed its role in providing necessary energy, appropriate temperature, and reducing greenhouse gas emissions in this poultry house.

**Keywords:** poultry houses, comfort conditions, heat losses, heat inputs, ground temperature, air-ground heat exchanger, cooling, heating, environmental impact.

## ملخص :

يتضمن هذا العمل دراسة تكييف الهواء في حظيرة دجاج صناعية تابعة لمجموعة سالم للدواجن في بسكرة. تم جمع البيانات الفعلية من حظيرة الدجاج وتم حساب قدرة التسخين والتبريد اللازمة لها، من خلال حساب مدخلات

الحرارة وفقد الحرارة بطريقة DTR.

بعد ذلك، تم فحص جدوى استخدام مبادل حراري هواء / تربة لحظيرة دواجن P-ECAS كحل للطاقة النظيفة لتوفير بعض هذه الاحتياجات الحرارية، يتضمن هذا الجزء دراسة درجة حرارة التربة على أعماق مختلفة لتحديد العمق المناسب لتركيبة هذا النظام، ثم دراسة بارامترية واقتصادية لتحديد أبعاد النظام سواء من الناحية الحرارية أو من حيث السطح المشغول والتكاليف .

أخيراً، أظهر استخدامهم في أقصى الظروف الخارجية والداخلية دوره في توفير الطاقة اللازمة ودرجة الحرارة المناسبة وتقليل انبعاثات غازات الاحتباس الحراري في حظيرة الدجاج هذه .

**الكلمات المفتاحية:** بيوت الدواجن، ظروف الراحة، فقد الحرارة، مدخلات الحرارة، درجة حرارة الأرض، مبادل حراري أرضي، تبريد، تدفئة، تأثير بيئي .