

UNIVERSITE D'ALGER

9/76

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE MECANIQUE

2 en

THESE DE FIN D'ETUDES

VOLANT THERMIQUE ANNUEL

الدرسة الوطنية للعلوم الهندسية

مكتبة SOL

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
EN CLIMATISATION
BIBLIOTHEQUE

Proposée par :

M. G. D'ALBON

Dr Professeur

Etudiée par :

A. NOUACER

Promotion : 1976

UNIVERSITE D'ALGER

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT DE MECANIQUE

THESE DE FIN D'ETUDES

**VOLANT THERMIQUE ANNUEL
SOL
EN CLIMATISATION**

Proposée par
M. G. D'ALBON
Dr Professeur

Etudiée par :
A. NOUACER
Promotion : 1976

À MES PARENTS



À TOUS MES AMIS

-- A V A N T P R O P O S --



Au terme de ce travail, je tiens à remercier Monsieur
G.D'ALBON Docteur Professeur à l'Université d'Alger,
d'avoir bien voulu patronner cette étude.

Ma reconnaissance à tous ceux qui ont contribué
à ma formation.



A.NOUACER.

 H A P I T R E 

1-	Introduction	1
1-01	Présentation du problème	1
1-02	Principe du volant thermique annuel	2
1-03	Géothermie	3

 H A P I T R E 

2-	Propositions d'observations et mesures	4
2-01	Sonde pour mesurer la température	4
2-02	Mesure de la chaleur spécifique du sol	4
2-03	Mesure de la conductibilité thermique	6
2-04	Cheix des lieux d'application	6
2-05	Mesures réalisées	7

 H A P I T R E 

3-	Organisation de la relation thermique bâtiment-sol	8
3-01	Convection et conduction en régime variable	9
3-01-01	Calcul du flux thermique par convection air/sol	9

	Pages
3-01-02 Calcul du flux thermique par conduction sol/sol.	11
3-01-03 Exemple	15
3-02 Considérations pour déterminer l'optimum des diamètres des gaines d'air	17
3-02-01 Ensemble des paramètres mis en jeu	18
3-03 Analyse dimensionnelle	21
3-03-01 Paramètres invariants	21
3-03-02 Conséquences sur la section transversale totale	22
3-03-03 Relation donnant la densité du flux	24
3-03-04 Considération du poids des tubes	29
3-03-05 Influence sur les pertes de charge	30
3-03-06 Variation de la température de l'air le long du tube	31

II H A P I T R E III

4- Calcul d'une installation type par une étude d'approche	39
4-01- Conditions favorables au volant thermique annuel	40
4-01-01 Critères climatiques	40
4-01-02 Critères sur les pro- -priétés du sol	41
4-01-03 Programme de climatisation	41
4-02 Calcul d'approche	42
4-02-01 Dimenssions extérieures de l'habitat	42
4-02-02 Programme de soufflage	42
4-02-03 Bilan thermique de base	44
4-02-04 Bilan thermique moyen	46
4-02-05 Volume du sol qui réalise le volant	47
Conclusion	56 et 57

— III — II — I —

— III — I N T R O D U C T I O N —

I- INTRODUCTION

1.01 : Présentation du Problème

Le volant thermique annuel est une étude qui va être appliquée dans la climatisation

La connaissance du bâtiment, de la température ambiante, de l'état hygrométrique, du flux solaire direct, du flux diffus, nous renseignent sur le bilan thermique. Une source de chaleur qui est constituée par le sol, caractérisée par une différence de température avec l'air ambiant. La température du sol (T_s) varie avec la profondeur et devient approximativement constante à partir de 4 à 5 mètres environ quelque soit la saison.

$$T_s = f(p) \quad p = \text{profondeur}$$

Le sol est déterminé par trois paramètres qui sont:

- La chaleur spécifique C_s
- La conductibilité thermique λ
- La densité du sol ρ

Une source de chaleur et un volant thermique dont une étude complète et rationnelle du bâtiment du point de vue thermique et des relations avec l'ambiance ; doit tenir compte des trois éléments

- Le flux incident solaire
- L'état de l'air
- L'état et les propriétés du sol

Il est nécessaire d'établir des relations thermiques du bâtiment et ces trois éléments dont le but est d'assurer le confort avec une technologie utilisant les moyens les plus simples et de meilleur marché dans le chauffage et la climatisation.

Autrefois les bâtiments par leur épaisseur, donc de par leur inertie constituent le volant thermique naturel et assurent

.../...

un confort pour leurs occupants.

à l'heure actuelle, la nouvelle technique utilise des matériaux réalisant des parois minces qui nécessitent une climatisation dans le bâtiment.

Dans cette présente étude, on propose une série d'observations et de mesures nécessaires à l'élaboration d'un projet par voie de calculs fermes.

On procède également à une analyse dimensionnelle de similitude qui sera basée sur un projet quelconque pris comme référence.

Cette analyse va nous fixer sur le choix des diamètres des tubes d'échange de chaleur air/sol.

1.02 Principe du volant thermique annuel

C'est un procédé qui consiste à accumuler des frigories par un moyen naturel au cours de la saison froide de l'année.

Le volant thermique est constitué par le sol il est évident que ce procédé s'il trouve des applications permettra de diminuer de façon considérable l'équipement; ainsi comme nous allons voir une diminution de l'énergie électrique en résulte, de même que la maintenance.

Il ne sera pas exclu de faire appel à un moyen combiné (volant thermique utilisant des frigories d'apport naturel pendant la saison froide et un groupe frigorifique additionnel calculé pour; qui sera mis en fonction lorsque la température ambiante devient non favorable. L'air peut être également humidifié en cas de besoins

.../...

1.03 Géothermie.

La géothermie fait l'objet d'une étude géologique complexe. Elle est une science nouvelle qui consiste à exploiter l'énergie emmagasinée dans les sites géothermiques (site à vapeur, site à eau chaude), certaines roches compactes très chaudes pourront faire l'objet d'une source d'énergie géothermique. Cette énergie est enfouie à une très basse profondeur, elle est utilisée à la production d'électricité, ou d'eau chaude...

Cette présente étude consiste à utiliser le sol comme source énergétique disponible et aussi comme volant thermique à une faible profondeur. Le problème de la géothermie sera donc écarté.

— II II II II II II II II II —

— II II II PROPOSITIONS d' II II II OBSERVATIONS—

ET

II II II MESURES.

Propositions d'Observations et mesures.

Il est nécessaire d'observer les conditions climatiques, ainsi que les caractéristiques physiques du sol (λ, C_s, f) où l'on désire réaliser une climatisation, pour décider du choix du traitement de l'air et de déterminer par voie de calcul le volant thermique à considérer. Ce dernier utilisant le champ thermique naturel du sol à une faible profondeur.

2- 01 Sondes pour mesurer la température

On doit déterminer la variation de la température avec le temps et la profondeur pour chaque saison. On trace ainsi des isothermes sur une journée de 24 heures.

On propose d'utiliser une sonde à thermocouples avec des points de soudures équidistants à intervalle de un (1) mètre sur une profondeur de cinq (5) mètres. (fig: 2.01.01).

On peut aussi limiter la période d'observation aux mois d'Août et Février (pour certaines régions d'Algérie) où on a des résultats déterminants; mais pour avoir une information suffisante pour la régulation de soufflage il est nécessaire d'observer les mesures pour chaque mois.

2- 02 Mesure de la chaleur spécifique du sol

$C_s: (\text{kcal/m}^3\text{-}^\circ\text{c})$

Lorsqu'on exécutera le forage pour installer la sonde à thermocouple on prélèvera une carotte du sol pour déterminer sa chaleur spécifique (C_s).

On prendra soin de mettre la carotte de terre dans un sachet de cellophane pour ne pas altérer son état.

Principe de mesure de C_s :

On utilise les méthodes classiques du calorimètre. On détermine de même la capacité thermique du sol.

$$C = C_s \cdot f$$

f = densité du sol (Kg/m³)

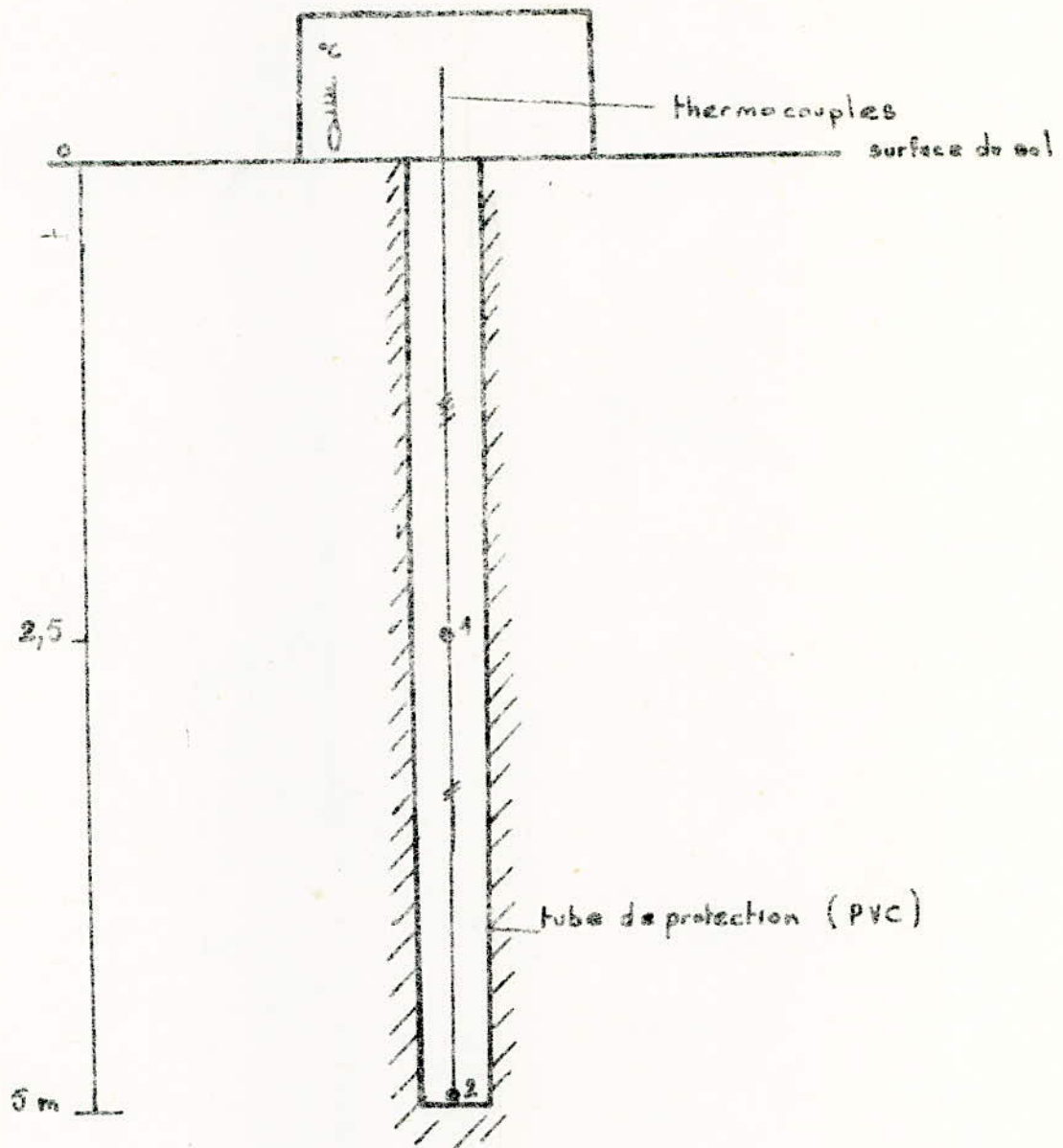
Chaleur spécifique du sol en fonction de l'humidité:

- On met une carotte de terre dans un four pour avoir le sol à l'état sec(%)
- On pèse la carotte(Msol) et on mesure sa chaleur spécifique(C_s sol) par la méthode citée plus haut.
- On sort la carotte de l'eau du calorimètre à ce moment à 100% humide; on pèse la carotte.

$$M = M_{sol} + M_{eau} \text{ (Kg)}$$

$$C_s M = \frac{(C_s \cdot M_{sol} + C_s M_{eau})}{M}$$

Sonde de Mesure de Température



1. point de soudure situé à 2,5 m
2. point de soudure situé à 5 m

fig: 2.01-01

2.03. Mesure de la conductibilité thermique.

Il existe une méthode de mesure dite par percussion d'un champ thermique à l'aide d'un appareil spécial.

Principe:

On fait apparaître en un point un champ thermique électrique en un point A du sol compact (fig. 2.03.01) et on enregistre l'élévation de température dans le temps au point B qui se trouve à une faible distance du point A; connaissant la quantité de chaleur, le temps et l'espace, l'écart de température on déterminera le λ .

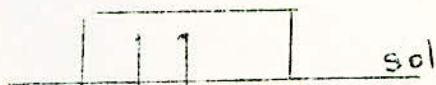


fig. 2-03-01 A B

2.04. Choix des lieux d'application

Le choix des lieux d'application est donné par l'écart de température qui existe entre la saison chaude et la saison froide. Certaines régions d'Algérie s'y appretent; et peuvent donner des résultats satisfaisants. Actuellement nous disposons de toutes les données de l'air en thermométrie (Tableau 2.04.01) celle du sol n'est pas encore connue certaines mesures se font actuellement dans l'intérêt agricole et se limitent à une très faible profondeur d'environ 1 mètre.

.../...

Il serait intéressant pour la climatisation utilisant ce procédé de connaître les températures du sol à une profondeur de 5 mètres sur certains points du territoire privilégiés par le climat.

La température de l'air peut nous fixer sur l'écart de température entre l'air à la surface du sol et à une profondeur de 5 mètres.

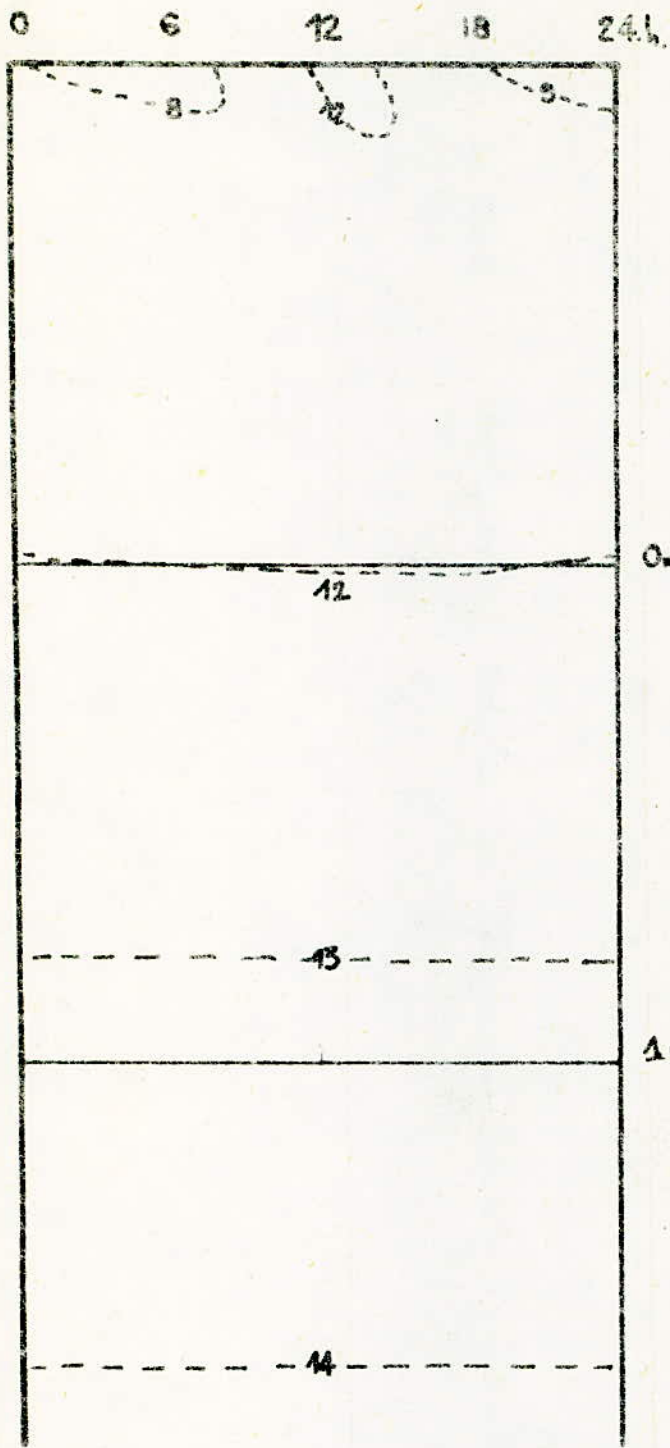
Toutes les régions où la température de l'air peut atteindre le 0° C pendant la période d'hiver pour une assez longue durée peuvent prétendre à ce type de climatisation ; mais ce n'est pas une condition suffisante. En Algérie l'air commence à se refroidir à partir du mois de Novembre et continue jusqu'au mois d'Avril; du mois d'Avril au 15 Mai il n'y a presque pas d'influence air/sol. Du 15 Mai au mois d'Octobre l'air se réchauffe et affecte le sol à une faible profondeur d'environ deux mètres.

2.05. Mesures réalisées.

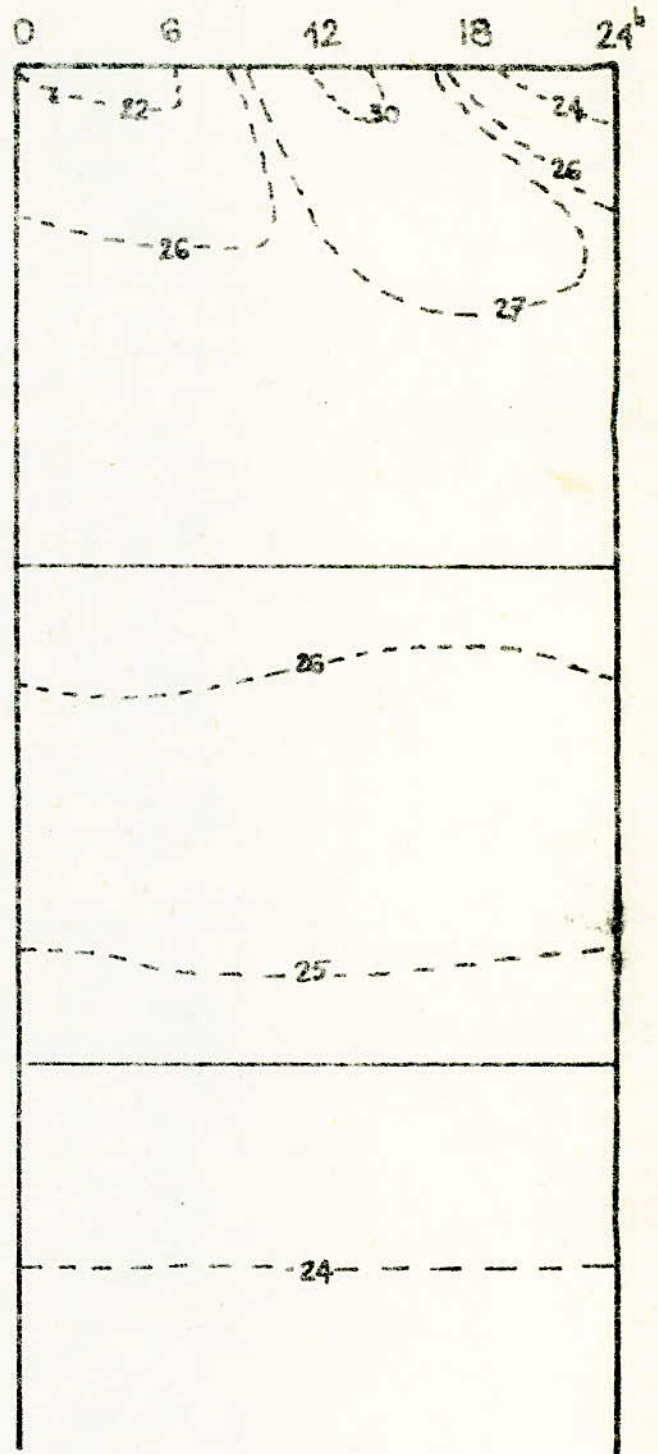
Il existe dans quelques stations météorologiques des prélèvements de température à une profondeur de 1 mètre nous vous faisons connaissance de quelques résultats.

fig.2.05.01 variation de la température au sol pour une durée de 24 heures, mesures effectuées à Oran le mois de Février 1975

fig.2.05.02 variation de la température au sol pour deux périodes distinctes pour une durée de 24 heures; mesures statistiques effectuées entre 1937 et 1942 à El Harrach (I.N.A.)



Fèvrier



Août

Température du sol d'El-Harroch
1937 - 1942

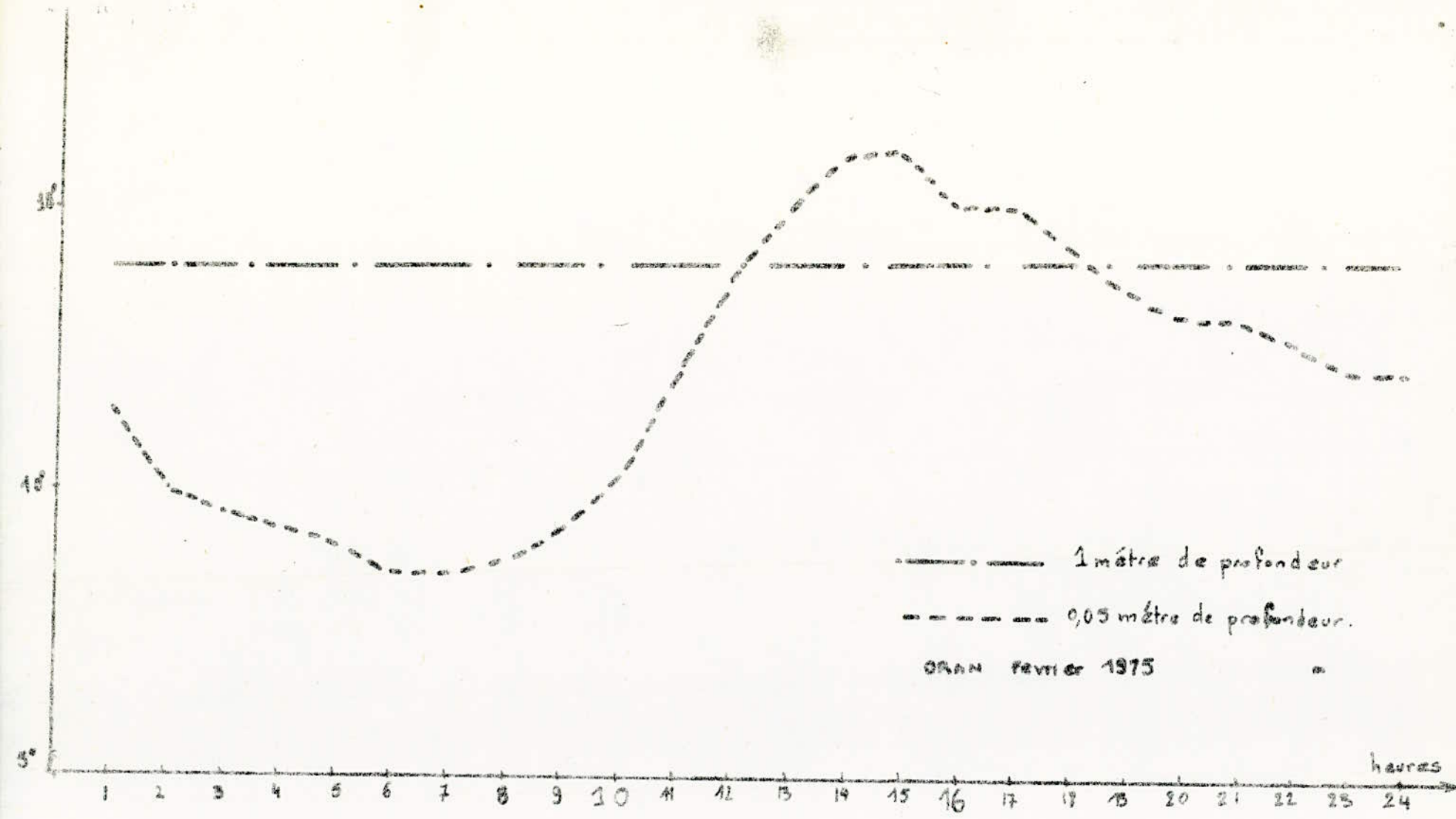


fig: 2. 08-01

Température à une profondeur allant jusqu'à 5 mètres,
mesures effectuées à Ain Taya Ecole Sonarem. Alger

(surface nue)

						sous	sans
						abris	
Pmetre	1	2	3	4	5	0	0
T °c	19,12	19,6	18,88	18,70	18,11	20	33

Avril 1976 . 14h

						sous	sans
						abris	
Pmetre	1	2	3	4	5	0	0
T °c	29	27	24,5	23,5	22,5	22,5	30

Mai 1976 . 14h

Tableau : 2.05.01

Conductibilité Thermique de certains sols

	densité à l'état sec kg/m^3	Température $^{\circ}\text{C}$	conductibilité $\text{kcal.m/m}^2.\text{h.}^{\circ}\text{C}$	humidité %
Argile	1600		0,49	4
De Heally	1440	4	1,23	20
Terre limon	1440	4	0,63	10
	1440		0,93	20
	1600		1,18	20
Sable sec	1505	20	0,28	
Grés	2240	40	1,57	

Valeurs prises sur W. H. Mc. ADAMS

Transmission de la chaleur pages 503 - 513

CONDITIONS EXTERIEURES DE BASE DE L'AIR.
POUR L'ALGERIE

N°	STATIONS	ATTITUDE (N)	LONGITUDE	ALTITUDE (mètres)	CARACTERISTIQUE DE BASE			
					ETE		HIVER	
					T° C	(%)	T° C	(%)
1	ANNABA	36° 50'	07° 49' E	3	35	42	5	90
2	DAR-EL-BEIDA	36° 43'	03° 15' E	24	33	45	5	90
3	EL-OUED	33° 30'	06° 47' E	62	43	16,5	0	90
4	BISKRA	34° 48'	05° 44' E	87	43	21,5	3	90
5	ORAN	35° 37'	00° 36' W	90	34	42	6,5	90
6	EL-ASNAM	36° 12'	01° 19' E	101	41	27	0	90
7	HASSI-MESSA OUD	31° 40'	06° 18' E	142	46	12	0	90
8	ADRAR	27° 53'	00° 17' W	263	46	9,5	0	90
9	AIN-SALAH	27° 12'	02° 28' E	293	46	9,5	0	90
10	TIMIMOUN	29° 12'	00° 17' E	312	45	9,5	0	90
11	EL-GOLEA	30° 34'	02° 52' E	397	44	16	0	90
12	TINDOUF	27° 40'	08° 08' W	401	44	13	0	90
13	GHARDAIA	32° 23'	03° 49' E	441	43	16	0	90
14	BENI-ABBES	30° 08'	02° 10' W	499	43	16	0	90
15	IN-AMENAS	28° 03'	09° 38' E	561	41	13	2	90
16	TLEMCEN	35° 01'	01° 16' W	587	36	-	1,5	-
17	CONSTANTINE	36° 17'	06° 37' E	694	38	28	0	90
18	MILIANA	36° 18'	02° 14' E	715	35	30	1	-
19	BECHAR	31° 37'	02° 14' W	772	40	14	2	90
20	TEBESSA	35° 29'	08° 08' E	813	37	-	1,5	-
21	BATNA	35° 33'	06° 11' E	1052	35	14	4	90
22	DJANET	24° 33'	09° 28' E	1054	37	15	4	90
23	DJELFA	34° 41'	03° 15' E	1144	36	18,5	5,5	90
24	EL-BAYADH	33° 41'	01° 01' E	1310	35	15,5	5,5	-

— II — II — II — II — II — II — II — III —

II ORGANISATION de la II RELATION
II HERMIQUE

— B ATIMENT — II O L —

Notations du chapitre III

T_s : Température du sol à l'équilibre en° C

T_m : Température moyenne(pure considération) en° C

$T_{i,j}$: Température pour une position à un instant donné en° C

$\Delta T(j)$: Accroissement de température lors du passage
du flux thermique d'une tranche à une autre.

$\phi_{i,1}$: Flux thermique par convection Kcal/h.m

h : Coefficient de convection exprimé en Kcal/m.h.° C²

φ : Densité du flux de convection Kcal/m.h

$\Psi_{i,j}$: Quantité de chaleur qui pénètre dans le volume

$V(j)$ par conduction Kcal/h.m²

$\Psi'_{i,1}$: Densité de flux par conduction Kcal/h.m²

λ : Conductibilité thermique du sol en Kcal m/m. h° C²

C'_s : Chaleur spécifique de l'air Kcal/Kg° C

w : Vitesse de l'air dans la conduite en m/s

S : Surface latérale d'échange de chaleur air/sol en m²

D_o : Diamètre du tube en m

$r(j)$: Rayon de l'axe du tube à la couche extérieure

limite (D_s) du sol fig (3.01.02)

$\Delta V(j)$: Volume d'une tranche par unité de longueur(m³/m)

C : Capacité thermique du sol en Kcal/m.° C³

.../...

3. Organisation de la relation bâtiment-sol

La relation bâtiment-sol va influencer beaucoup sur le choix de l'option relative à la manière dont il faut organiser l'utilisation du volant thermique annuel, afin de faciliter:

- La mise en place des tubes d'une part
- Le choix du diamètre du tube qui déterminera le minimum des pertes, tant du point de vue pertes de charges que du point de vue pertes thermique (refroidissement de l'air du à l'organisation du champ thermique dans le sol) d'autre part.

3.01 Convection et conduction en régime variable.

Etude de la variation de la température de l'air le long d'un tube enfoui.

Principe: En soufflé de l'air à une température T_a supposée constante (fig. 3.01.01) et on désire obtenir une température T_b à la sortie.

Pendant la période de soufflage la terre autour du tube s'échauffe; nous nous proposons de déterminer la distance à laquelle la température du sol n'est plus altérée par celle de l'air au bout d'une durée de soufflage déterminée (fig. 3.01.02)

3.01.01 Calcul du flux thermique par convection

air-sol

Soit la température du sol (T_i) variable avec le temps et l'espace.

$$T_{i,j} = f(t_{i,j}; r_j); \begin{cases} i = 0, 1, 2, \dots, n \\ j = 1, 2, \dots, m \end{cases}$$

$$T_{0,1} = T_s$$

.../...

$$T_{i+1,1} > T_{i,1} \quad \text{après soufflage}$$

On cherche à déterminer t au bout duquel $T_i = T_m$

$$T_m = \frac{T_a + T_b}{2}$$

Relation qui donne le flux thermique par la convection

$$\phi_{i,1} = S \cdot h \Delta T = S \cdot h (T_m - T_{i,1})$$

Variation de la température entre une intervalle de temps

(t_{i+1}, t_i) dans la tranche $\Delta V_{(1)}$ due à la variation du flux

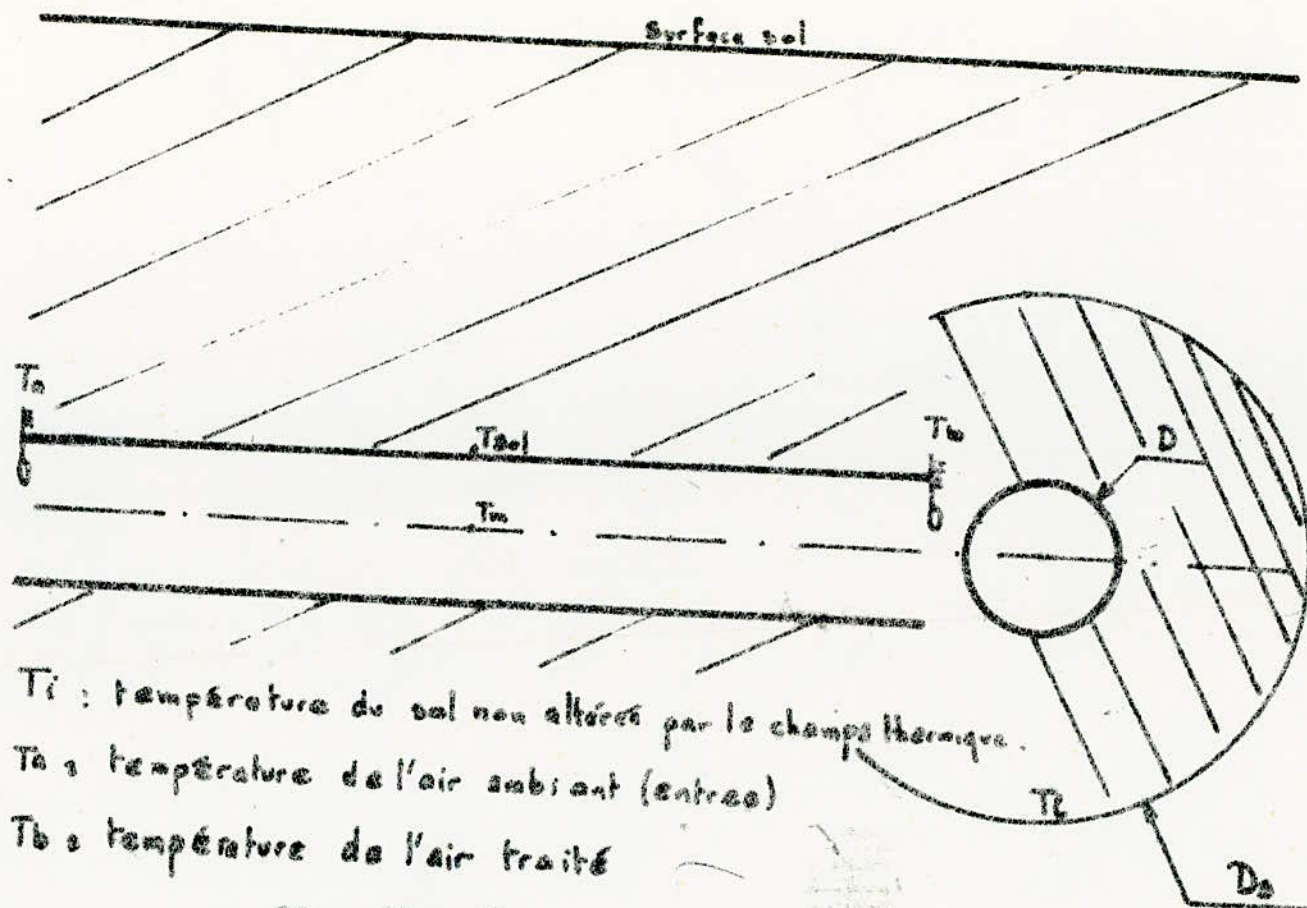
$$T_{i+1,1} = T_{i,1} + \Delta \theta_{(i)}$$

$$\Delta \theta_{(i)} = \frac{\phi_{i,1} \cdot (t_{i+1} - t_i)}{\Delta V_{(1)} \cdot c}$$

$$\Delta V_{(j)} = \frac{3,14}{4} (D_{j+1}^2 - D_j^2)$$

$$\Delta V_{(1)} = \frac{3,14}{4} (D_1^2 - D_0^2)$$

.../...



T_i : température du sol non altérée par le champ thermique.
 T_a : température de l'air ambiant (entrées)
 T_b : température de l'air traité

$$T_m = \frac{T_a + T_b}{2}$$

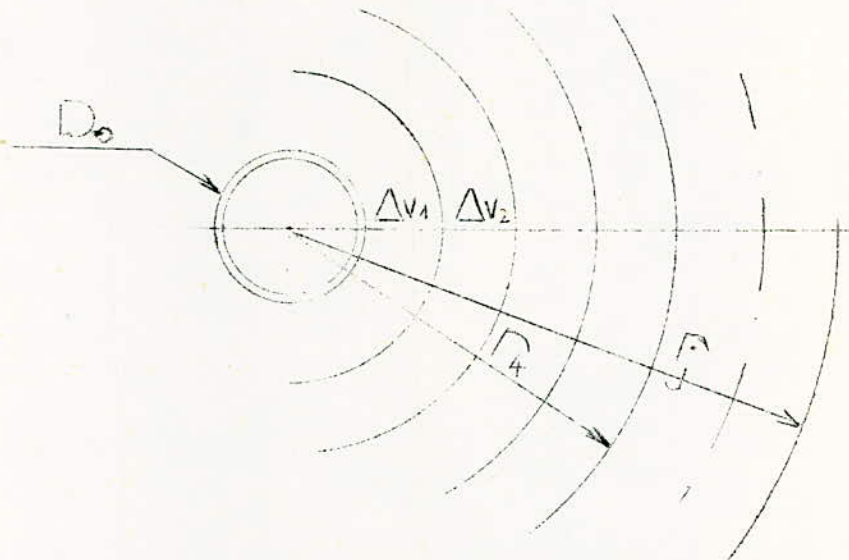
T_s : température du sol.

fig: 3. 01. 04

3.01.02 Calcul du flux thermique par conduction sol/sol.

Considérons des accroissements de volumes $\Delta V_{(j)}$
successifs tel que :

$$\Delta r_j = \Delta r_{j+1} \quad (\text{fig. 3.01.02})$$



Relation qui donne le flux thermique par conduction
flux sol/sol

$$\psi_{i,j} = \frac{\lambda}{\Delta r_{(j)}} 2(3,14) (r_{j+1}) \Delta T_{(j)}; \text{ (Kcal/h.m)}$$

.../...

L'accroissement de température lors du passage du flux thermique d'une tranche à une autre; $\Delta V_{(j)}$ à $\Delta V_{(j+1)}$

est défini comme suit : $\Delta T_{(j)} = T_{i+1,j} - T_{i,j}$

$$\Delta K_{(j)} = \frac{\psi_{i,j}(t_{i+1} - t_i)}{\Delta V_{(j)} \cdot c} ; (^\circ C)$$

Soit : $\Delta T_{(j)} = (T_{i,j+1}; T_{i,j})$ On définit la température moyenne de l'élément du sol compris entre (D_j, D_{j+1}) dans l'intervalle de temps (t_i, t_{i+1}) par la différence des moyennes

$$\Delta T = \frac{(T_{i,j} + T_{i,j+1})}{2} \Big|_{t_{i+1}} - \frac{(T_{i,j} + T_{i,j+1})}{2} \Big|_{t_i}$$

$$\Delta T = \frac{(\psi_{i,j} - \psi_{i,j+1})(t_{i+1} - t_i)}{c \cdot \Delta V_{(j)}}$$

.../...

La quantité de chaleur qui pénètre dans $\Delta V_{(j)}$ est égale à

$$\psi_{i,j} = \psi'_{(i,j)} \cdot 3,14 \cdot D_j$$

$\psi_{i,j+1}$ est considéré au même instant que $\psi_{i,j}$ mais à la sortie du volume $\Delta V_{(j)}$

La différence entre ces deux flux c'est la quantité de chaleur accumulé par heure en considérant les flux constants

élémentaire
L'intervalle de temps $\Delta t_{(i)} = t_{i+1} - t_i$ est choisie

de sorte qu'elle soit assez petite pour que la différence des deux flux considérée ait une variation négligeable pendant cette durée.

Donc le terme $(\psi_{i,j} - \psi_{(i,j+1)}) \Delta t_{(i)}$ est la quantité de chaleur accumulée pendant l'intervalle $\Delta t_{(i)}$ dans le volume $\Delta V_{(j)}$

L'accroissement de la température $\Delta T_{(i,j)}$ dans cette intervalle pour ce volume sera égal au rapport de la quantité de chaleur qui pénètre par la capacité thermique de ce volume de terre $\Delta V_{(j)}$ affecté par le champ thermique.

De même l'accroissement ($D_{j+1} - D_j$) doit être choisi tel-que les différences de température ($T_{i,j} - T_{i,j+1}$) soient petite par rapport à la variation de température dans le le temps et l'espace mis en jeu

- Variation de la Température le long du tube par mètre de longueur.

$$\Delta e^* = \frac{Q}{3600 \dot{m} C_s}$$

Quantité de chaleur échangée entre l'air et le sol

$$Q = \varphi \cdot S \text{ en (Kcal/h)}$$

$$\dot{m} = \frac{3,14}{4} D^2 W$$

Donc :

$$\Delta e^* = \frac{\varphi \cdot S}{\frac{3,14}{4} D \cdot W \cdot C_s \cdot 3600}$$

.../...

3.01.03 Exemple :

Soit une installation utilisant des diamètre de tube de 125 mm, la chaleur spécifique du sol est évalué

à 0,2 Kcal/Kg° C

De densité égale à 2000 Kg/m³, et de conductibilité thermique du sol (λ) de 0,50 Kcalm/m². h.° C

La température de soufflage à l'entrée du tube est de 31°

On peut la ramener à la sortie du tube à 19° C

Constante de l'air :

-Chaleur spécifique de l'air $C_s = 0,3 \text{ Kcal/h.m}^3 \cdot ^\circ \text{C}$

-Densité de l'air $\rho = 1,29 \text{ Kg/m}^3$

-Viscosité cinématique $\nu = 1,57 \cdot 10^5 \text{ maSK}$
à 300° K

-Prandtl $Pr = 0,708$ à 300° K

On détermine la température dans l'espace et dans le temps le long de la conduite suivant la méthode précédente

Courbes 3/1 - 3/2 - 3/3 - 3/4.

.../...

Coefficient de transmission de la chaleur par convection

$$h = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{D}$$

Calcul du Nusselt

$$\text{Nu} = 0,018 \text{ Re}^{0,8} \text{ Pr}^{0,4}$$

Calcul du Reynolds

$$\text{Re} = \frac{W \cdot D}{\mu}$$

d'où :

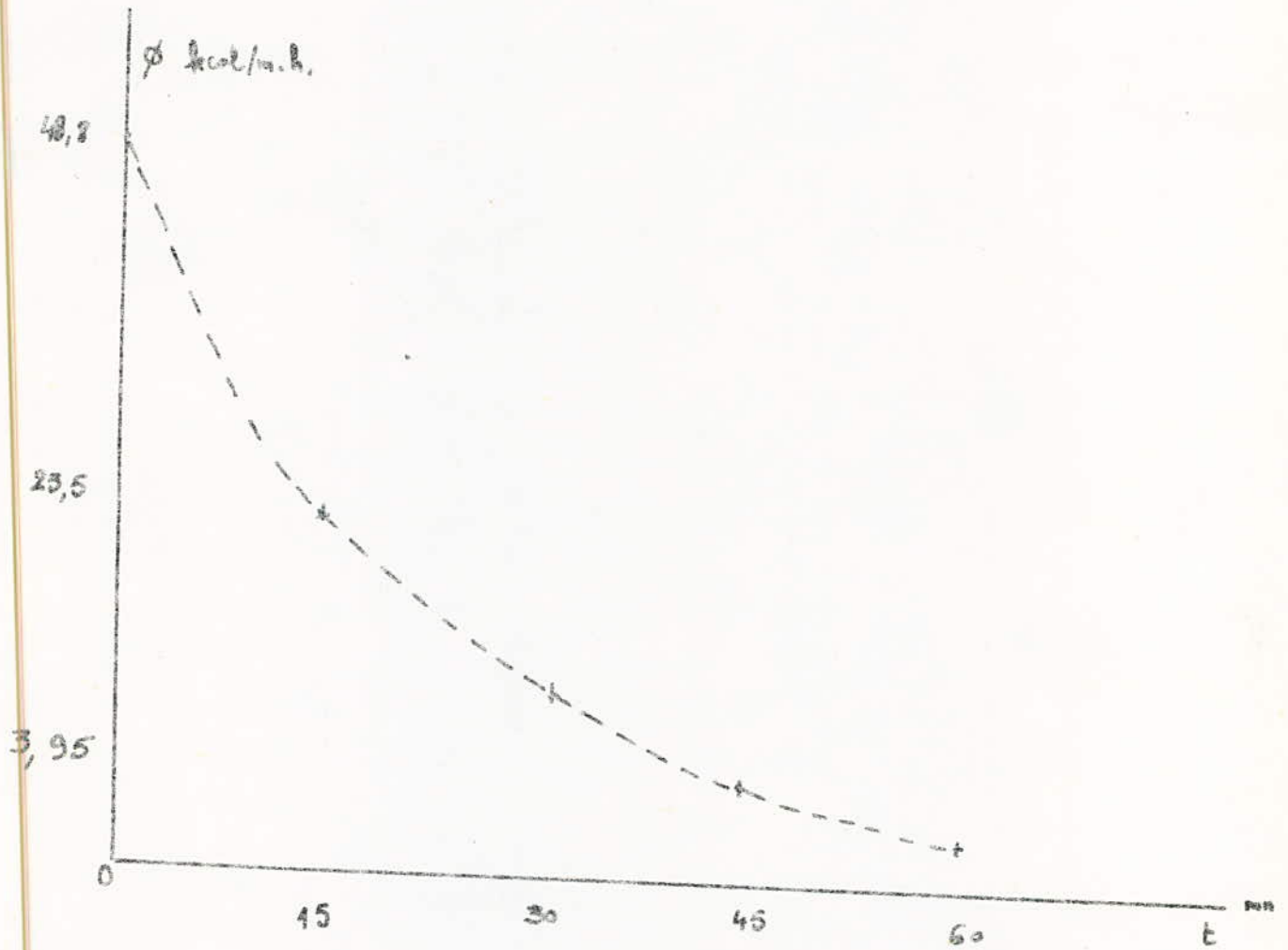
$$\text{Nu} = 0,018 \left(\frac{W \cdot D}{\mu} \right)^{0,8} \text{ Pr}^{0,4}$$

$$h = 0,018 \text{ Pr}^{0,4} \frac{\lambda}{\mu} (W)^{0,8} D^{-0,2}$$

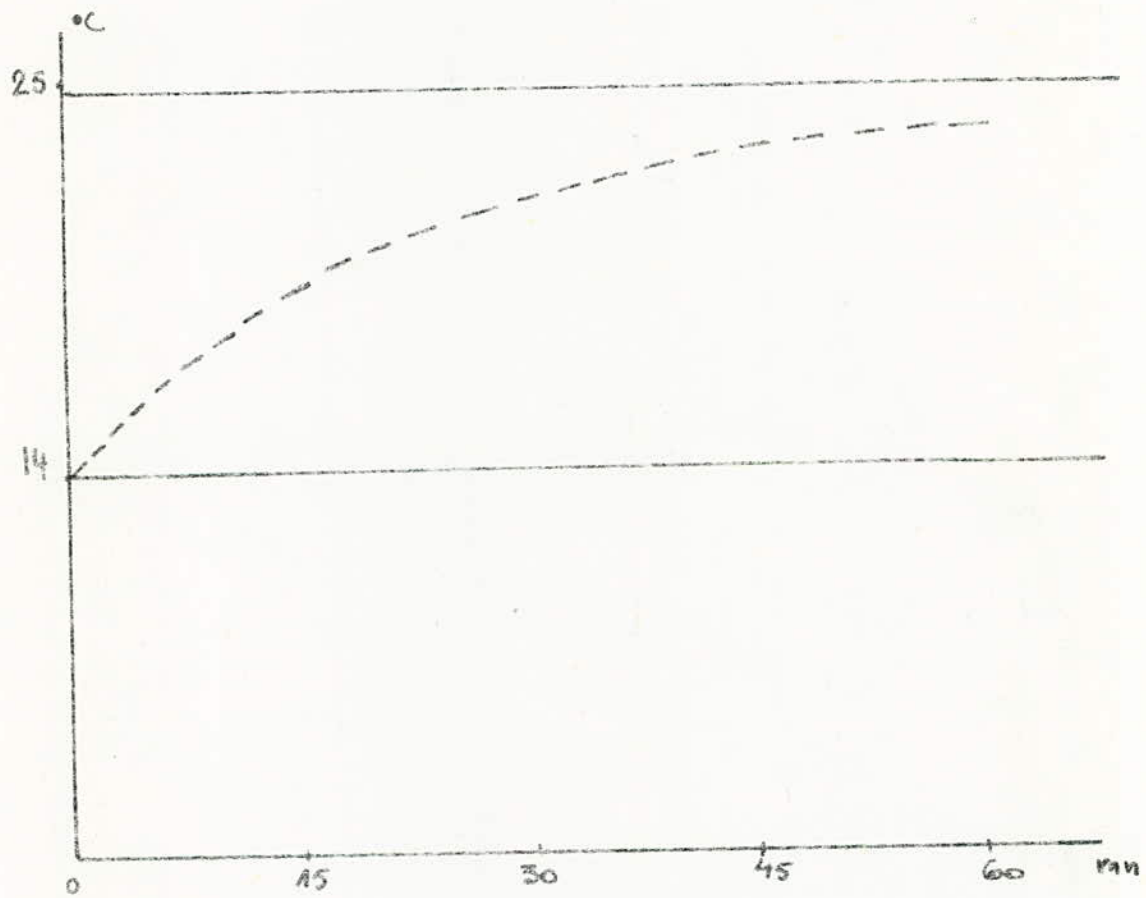
Résultats :

- Re = 7961. W
- Nu = 62,75
- h = 3,72(W)^{0,8}
- h = 11,3 Kcal/m.h.° C²

Variation du flux air/sol pour une durée de 60 minutes

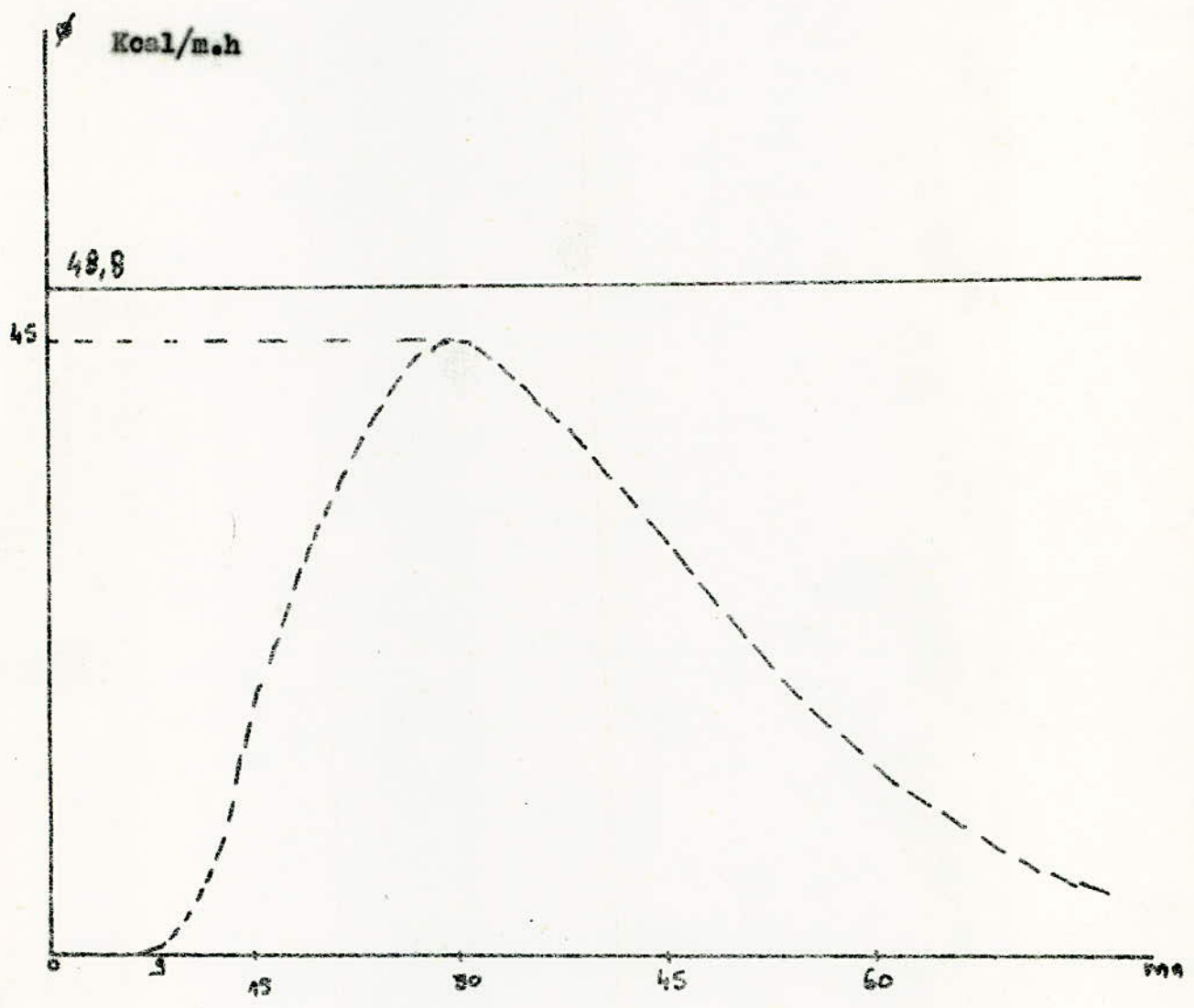


Variation de la température air/sol pour une durée de
60 minutes

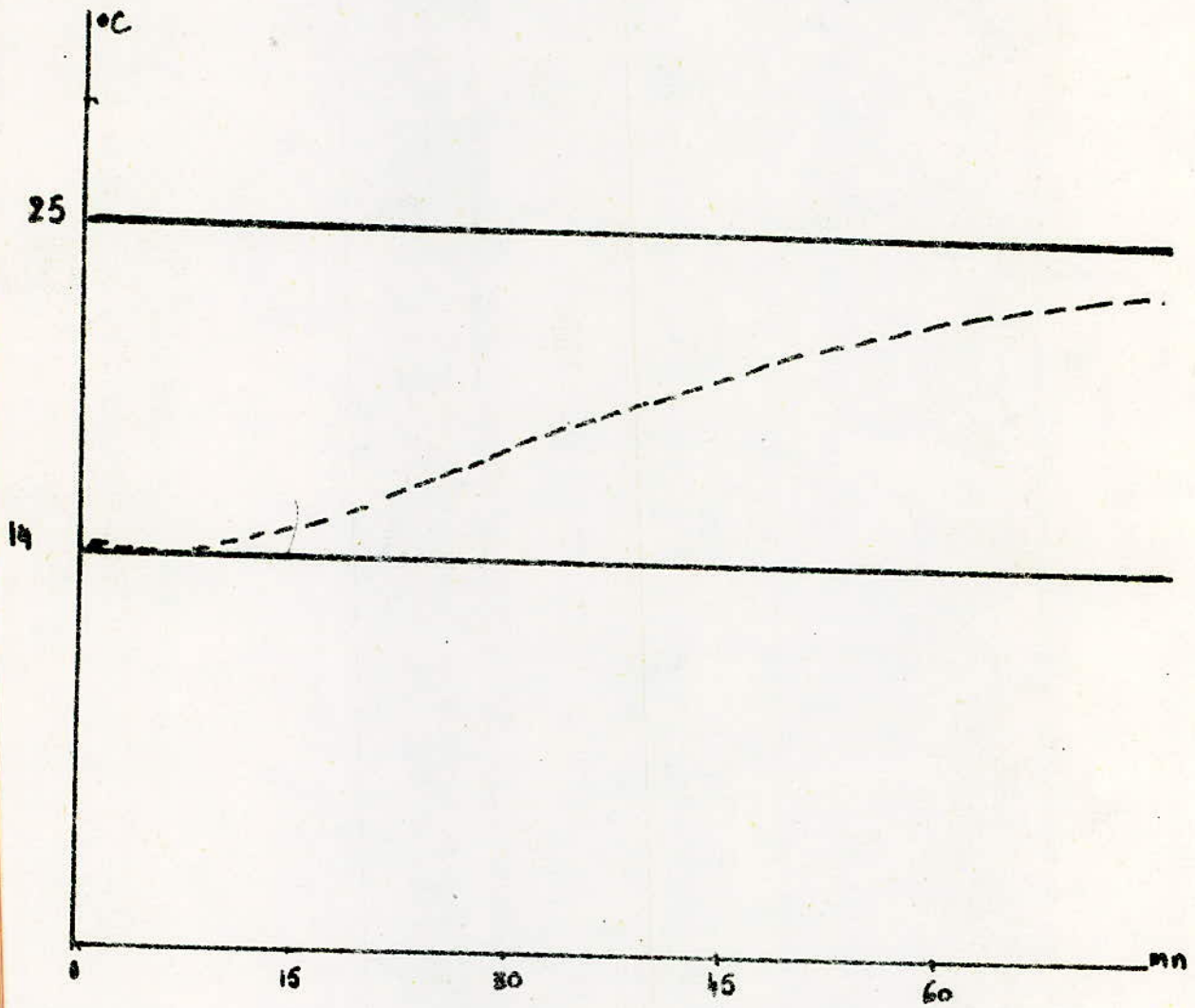


3/2

Variation du flux dans le temps à une distance de 0,50 m.



Variation de la température dans le temps à une distance
de 0,50 m



Débit de l'air.

$$\dot{m} = \rho \cdot w \cdot s$$

$$s = 0,0122m^2$$

$$\dot{m} = 226 \text{ Kg/h}$$

$$\dot{V} = 175 \text{ m}^3/\text{h}$$

3.02 Considération pour déterminer l'optimum

des diamètres des gaines d'air les plus favorables

à l'échange thermique

air/sol

Quelles que soient les voies par lesquelles, on aborde ce problème nous pouvons conclure que les petits diamètres présentent de nombreux avantages tant du point de vue du prix des tubes que du point de vue des conditions d'échange de chaleur air/sol.

Supposons qu'il existe un projet correctement établi qui utilise des tubes de diamètre (D_0) choisi d'une façon arbitraire; nous analysons ce qui se passe si on réalise

le même projet en modifiant le diamètre à une valeur inférieure (D_1)

En ce qui suit et par voie d'analyse dimensionnelle on va établir les conclusions.

L'indice (0) correspond au paramètre d'un projet de référence sauf que le diamètre a été choisi d'une manière arbitraire.

L'indice (1) correspond à une nouvelle situation qui remplit la même condition fonctionnelle imposée au projet

tel que : $D_1 < D_0$.

3.02.01 Ensemble des paramètres mis en jeu

ΔT = écart de température entre l'air et le sol variable

avec l'espace et le temps ($^{\circ} C$)

φ = densité de flux ($Kcal/m \cdot h^2$)

ϕ = flux total correspondant à la conduite ($Kcal/h$)

Q = quantité de chaleur échangée entre l'air et le sol
($Kcal/h$)

D = diamètre du tube (m)

D_s = diamètre du bulbe de terre limite (m)

S = surface totale latérale de l'ensemble des conduites
(m^2)

s = section transversale du tube en (m²)

$$S' = n \cdot s$$

P = masse totale des tubes (Kg)

e = épaisseur du tube (mètre)

l = longueur d'une conduite (mètre)

$$L = n \cdot l$$

n = nombre de conduites parallèle(.)

w = vitesse de l'air par conduite(m/s)

$$W = n \cdot w$$

\dot{m} = débit massique d'air par conduite(Kg/h)

$$\dot{M} = n \cdot \dot{m}$$

\dot{v} = débit volumique d'air par conduite(m³/h)

$$\dot{V} = n \cdot \dot{v}$$

v = volume de terre affecté par le champ thermique
variable par mètre de conduite (m³/m)

$$V = n \cdot v$$

m = masse de terre affectée par le champ thermique
variable par mètre de conduite(Kg/m)

$$M = n \cdot m$$

.../...

ΔP = perte de charge sur la conduite

Δt = intervalle de temps d'écoulement d'air(h)

Δr = intervalle du passage du flux d'une tranche à une
autre pendant la durée t .

.../...

3.03. Analyse Dimensionnelle.

Soient deux installations de coefficient de similitude C_x ---

$C_x = \frac{x_0}{x_1}$; (x_1, x_0) paramètres physiques quelconques des deux situations respectives.

3.03.01 Paramètres invariants.

$$C_v = \frac{V_0}{V_1} = 1$$

$$C_M = \frac{M_0}{M_1} = 1$$

$$C_W = \frac{W_0}{W_1} = 1$$

$$(C_{\Delta T} = \frac{\Delta T_0}{\Delta T_1} = 1)^*$$

$C_{\Delta T} = 1$ a été pris comme invariant d'une manière arbitraire pour simplifier les calculs, cette considération ne peut être valable qu'au début de la mise en marche de l'installation.

Pour la suite nous allons présenter l'analyse ^{qui démontre} que cette considération n'est pas compatible avec les autres conditions imposées.

3.03.02 Conséquences sur la section transversale totale.

On considère le même débit et la même vitesse de l'air dans la conduite.

- Débit volumique $\dot{V} = W \cdot S'$

On peut écrire $C_{S'} = C_v \cdot C_W^{-1}$

$$C_v = 1$$

$$C_W = 1 \Rightarrow C_{S'} = 1$$

Donc :

$$\boxed{S'_0 = S_1}$$

- Section du tube s

$$s = \frac{3,14}{4} \cdot D^2$$

On peut écrire

$$C_s = C_D^2$$

Comme $s = \frac{S'}{n}$

Il vient $C_s = C_{S'} \cdot C_n^{-1}$

Donc $C_s = C_D^2 = C_{S'} \cdot C_n^{-1}$

On tire la relation donnant le diamètre en fonction du nombre de tubes en parallèle.

$$D_1 = D_0 \sqrt{\frac{n_0}{n_1}}$$

Si D_1 \searrow n_1 \nearrow

Ainsi le petit diamètre implique et nous impose un nombre de conduites en parallèle plus grand.

3:03.03 Relation donnant la densité de flux.

$$\varphi = h \cdot \Delta T$$

$$C \varphi = C_h \cdot C \Delta T$$

$$h = 0,18 \text{ Pr}^{0,4} \frac{\lambda}{D} (W)^{0,8} D^{-0,2}$$

$$C \varphi = C_D^{-0,2}$$

Avec les conditions $C \Delta T = 1$ et $C_W = 1$

Dans ce cas nous avons affaire à deux flux, l'un par convection(1) et l'autre par conduction(2)

$$C \varphi_1 = C_h \cdot C \Delta T = C_D^{-0,2}$$

$$C \varphi_2 = C_\lambda C_{\text{grad } T} = C_T C_D^{-1}$$

.../...

Le $C\varphi$ dû à la conduction est plus intense pour les petits diamètres pour un champ thermique géométriquement similaire.

Pour le même flux nous aurons des variations de températures T avec l'espace; qui seront plus faibles pour le même parcours de chaleur. Dans notre calcul nous avons négligé cet effet, donc encore un élément favorable à la conclusion qui suit.

En fait l'erreur ainsi introduite valide davantage notre conclusion concernant l'influence de diminution du diamètre.

Pour être plus précis cette diminution du diamètre élève le gradient thermique et apporte une intensification du transfert de chaleur air/sol en faveur de l'installation.

Considérons le flux par convection, l'autre étant négligé

$$C_{\varphi} = C_D^{-0,2}$$

Avec la considération de la masse de terre qu'il faut considérer
autour de l'ensemble des tubes.

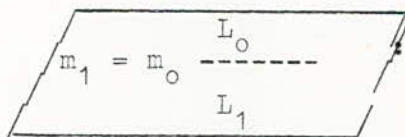
$$C_M = \frac{M_0}{M_1} = 1$$

$$M = m \cdot L$$

$$C_M = C_m \cdot C_L$$

$$C_m = C_L^{-1}$$

Donc



The diagram shows a 3D perspective of a rectangular prism. The front horizontal edge is labeled L_0 . The depth edge, receding into the background, is labeled L_1 . A dashed line indicates the hidden back edge. The prism is drawn with solid lines for visible edges and a dashed line for the hidden back edge.

$$m_1 = m_0 \frac{L_0}{L_1}$$

.../...

Masse de terre affectée par le champ thermique en fonction
du diamètre .

Le flux total par conduction s'écrit :

$$\phi = 3,14 D \varphi L$$

Avec la conduction $C_{\phi} = 1$

$$S = 3,14 DL$$

On a :

$$C_D C_{\phi} C_L = 1$$

$$C_S \cdot C_{\phi} = 1$$

$$C_S \neq 1 \text{ car } C_{\phi} \neq 1$$

Comme $C_{\phi} = C_D^{-0,2}$

Il en résulte :

$$C_L = C_D^{-0,8}$$

.../...

De $C_m = C_L^{-1}$

On en déduit :

$$C_m = C_D^{0,8}$$

$$m_1 = m_0 \left(\frac{D_1}{D_0} \right)^{0,8}$$

Discussion sur C_S

$$C_S = \frac{S_1}{S_0} = C q^{-1} = C_D^{-0,2}$$

$$C_S = C_D^{0,2}$$

.../...

3.0.3.04 Considération du poids des tubes.

Une étude sur les poids des tubes va nous guider sur le choix du diamètre il est à noter que plus le tube par unité de longueur est lourd; plus son prix de revient est élevé.

Masse totale des tubes.

$$P = 3,14 \rho e DL$$

ρ = poids spécifique

$$C_P = C_D \cdot C_e \cdot C_L$$

Nous considérons que $C_e \approx C_D$ pour une petite gamme de diamètre du tube.

Donc $C_P = C_D^2 \cdot C_L$

$$C_L = C_D^{-0,8}$$

$$C_P = C_D^{1,2}$$

D'ou

$$P_1 = P_0 \left(\frac{D_1}{D_0} \right)^{1,2}$$

Aussi donc nous choisissons le petit diamètre.

Car si.

$$\frac{D_1}{D_0} > 1 \Rightarrow D_1 > D_0 \text{ avec } P_1 > P_0$$

$$\frac{D_1}{D_0} < 1 \Rightarrow D_1 < D_0 \text{ avec } P_1 < P_0$$

3.03.05 Influence sur les pertes de charge

$$\Delta P = \zeta \frac{L}{D} \rho \cdot \frac{W^2}{2}$$

Etant un coefficient fonction de l'écoulement

$$\zeta = 0,0072 + 0,611 R_e^{-0,25}$$

La quantité $\rho \frac{W^2}{2}$ étant une énergie cinétique

(...)

On écrit donc le coefficient de similitude

$$C_{\Delta P} = C_{R_e}^{-0,25} C_D^{-1} C_L C_w^2$$

$$C_L = C_D^{-0,8}$$

$$C_{R_e} = C_D^{-0,25}$$

$$C_w^2 = C_D^2$$

D'où

$$C_{\Delta P} = C_D^{-0,05}$$

On en déduit encore une fois de plus que l'emploi du petit diamètre n'influe pas sur les pertes de charge.

3.03.06 Variation de la température de l'air le long du tube.

Dans cette partie nous allons étudier l'influence du choix du diamètre sur la variation de température de l'air le long du tube.

La température de l'air dans la conduite à une position x et, un instant t donnés est une fonction qui suit la loi espace, temps.

$$\theta^* = f(l_x, t_x)$$

.../...

L'équation différentielle de température par rapport à la quantité de chaleur échangée avec le sol et la quantité de chaleur enlevée par l'air est :

$$\Delta e^* = \frac{\Delta Q}{m C'_s}$$

Nous considérons le débit d'air total ainsi que le débit par conduite; hypothèse toujours valable.

$$\dot{M} = \frac{3,14}{4} n \rho D^2 . w$$

$$\dot{m} = \frac{3,14}{4} n \rho D^2 . w$$

Nous avons donc

$$\left(\frac{\partial e^*}{\partial l_x t} \right) = \frac{4 \varphi}{DW \rho C'_s}$$

.../...

De cette relation on peut écrire $C_{\Delta \theta^*}$

$$(0) \frac{4l_0 \varphi_0}{D_w C_S}$$

$$(1) \frac{4l_1 \varphi_1}{D_1 C_S}$$

D'ou $C_1 = C_D C_w C_q^{-1}$

Avec la condition $C_w = 1$ et $C_q = 1$

On a $C_1 = C_D \frac{l_1}{l_0} = \frac{D_1}{D_0}$

De la relation $\dot{M} = \frac{3,14}{4} n.l D^2 . w$

$$C_{\dot{M}} = C_n C_l C_D^2 C_w$$

Comme $C_{\dot{M}} = 1$ il en résulte $C_n^{-1} = C_D^2$

Comme on a $S = 3,141 . D.n$

Avec la condition C_q qui n'est pas toujours valable

On écrit donc : $C_S = C_1 C_D C_n = 1$

$$C_1 = C_D \cdot C_W C_\varphi^{-1}$$

Nous donne

$$C_\varphi = C \Delta \theta^* C_D^{-1}$$

$$C_\varphi = C_D^{-0,5}$$

$$\varphi_1 = \varphi_0 \sqrt{\frac{D_1}{D_0}}$$

Ainsi $D \searrow \varphi \nearrow$

L'erreur sur C_φ considérée pour la relation

$C_S = C_1 C_D \cdot C_n = 1$ est due au fait que l'on néglige le flux transmis par la convection.

$$\varphi^* = f(R_\lambda, R_h) = \frac{dQ}{dt}$$



R_λ : Résistance thermique due à la conduction.

.../...

On considère un exemple d'installation utilisant des diamètres égaux à la moitié de ceux de référence avec des coefficients de similitude égaux par ailleurs .

$$D_1 = \frac{1}{2} D_0$$

Nous écrivons les surfaces d'échange

$$S_0 = 3,14 D_0 n_0 l_0$$

$$S_1 = 3,14 D_1 n_1 l_1$$

Les surfaces transversales

$$S'_0 = n_0 s_0$$

$$S'_1 = n_1 s_1$$

On a les relations suivantes

$$C_{S'} = C_n s_1 = C_n C_D^2 = 1$$

$$C_n = C_D^{-2}$$

$$C_S = C_D C_n \cdot C_l = 1$$

$$C_D^{-1} C_l = 1$$

$$C_l = C_D$$

$$C_D = \frac{1}{2} \quad C_l = \frac{1}{2} \quad ; \quad C_n = 4$$

Remarque : nous optons pour la configuration (1) de la (fig. 3.03.01); correspondante au diamètre D_1 qui donne une mise en terre des tubes en faveur de la diminution des pertes de charge et du champ thermique grâce aux grands arcs.

Autres types d'installations en faveur des pertes de charge.

soient les installations A et B (fig. 3.03.02 et 3.03.03)

l'installation A est composée de deux compartiments de conduites avec trois collecteurs d'air; deux pour l'extraction de l'air neuf placés au deux

extrémités et un collecteur intermédiaire (occupant l'axe central du bâtiment) pour le soufflage d'air dans les locaux.

Dans le collecteur 1 arrive un débit d'air $\dot{m}_1 = \frac{\dot{m}}{2}$

Dans le collecteur 2 arrive un débit d'air $\dot{m}_2 = \frac{\dot{m}}{2}$

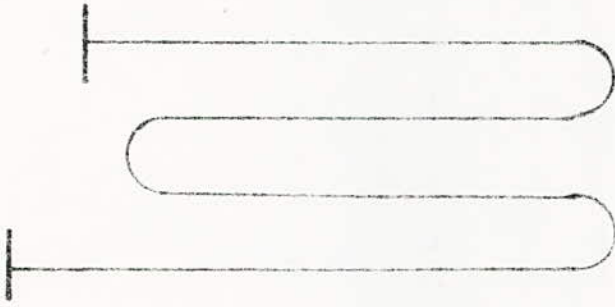
Le collecteur 3 embrasse un débit d'air égal à

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}$$

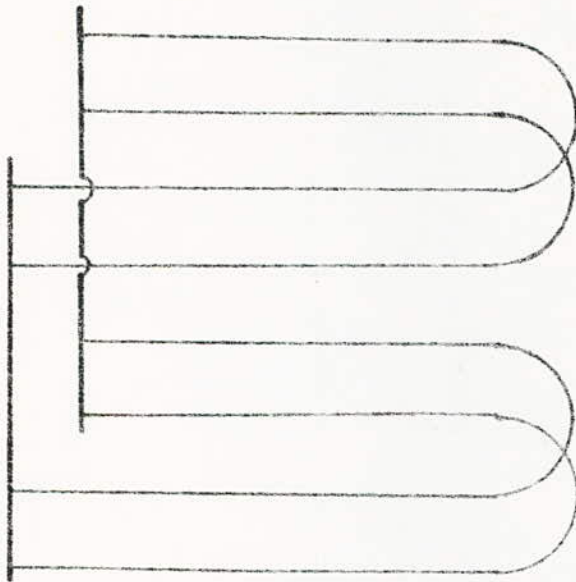
La longueur de la conduite étant

$$l_1 = \frac{l}{2} \quad \text{et} \quad l_2 = \frac{l}{2}$$

$$l = l_1 + l_2$$



(0)



(1)

fig: 3-03-01

L'installation B est composée de deux collecteurs placés
aux deux extrémités des conduites un pour le soufflage d'air
dans les locaux; l'autre joue le rôle d'extracteur d'air neuf

avec les conditions $\dot{m} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$

$$l = l_1 + l_2$$

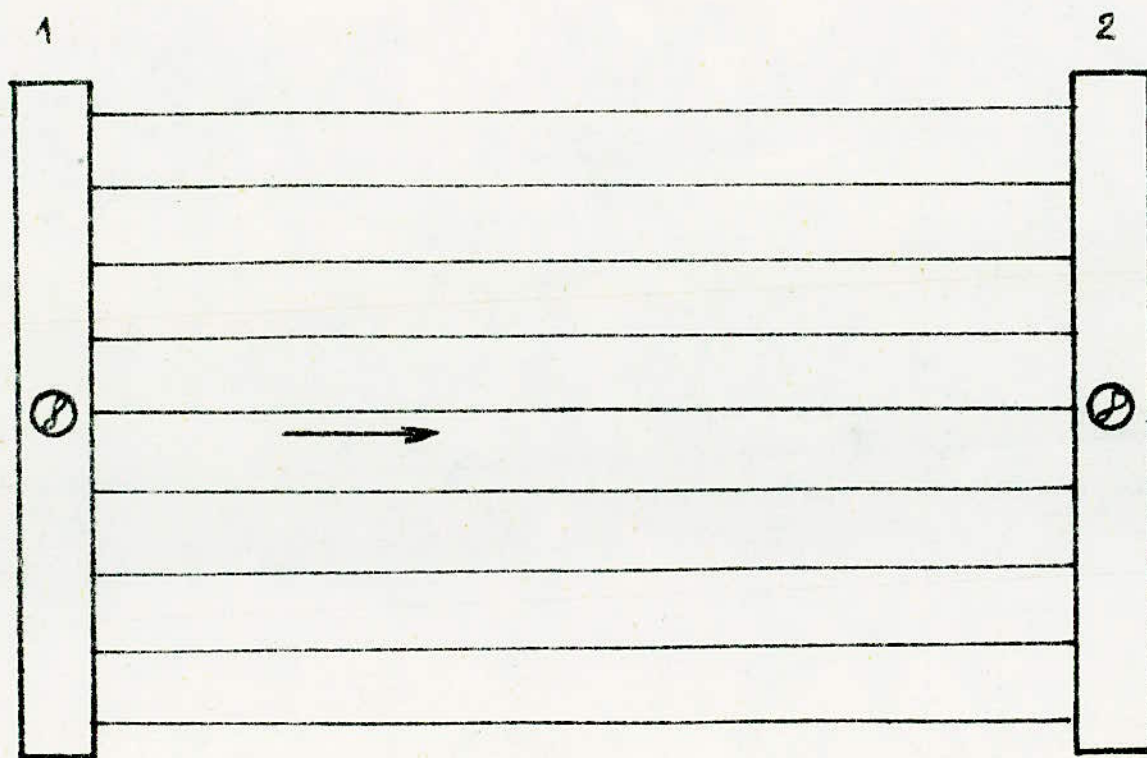
On voit que les pertes de charge sont doubles dans le cas
de l'installation B

$$(\Delta P)_B = 2 (\Delta P)_A$$

.../...

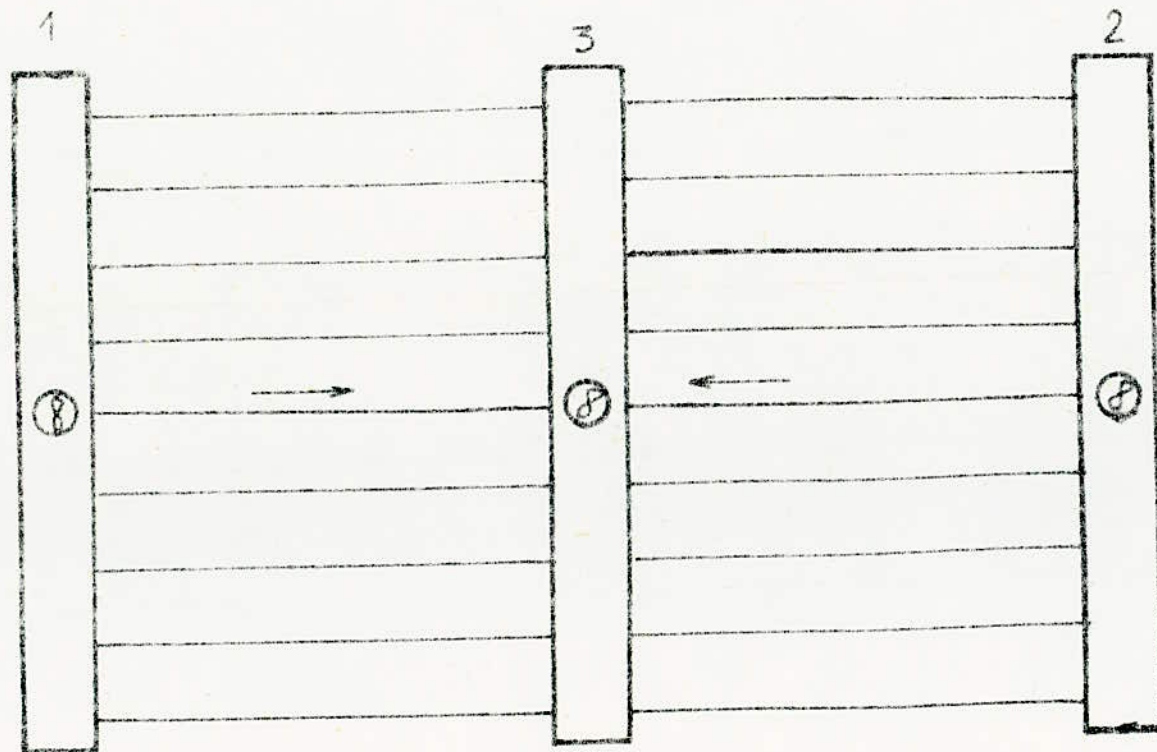
...

Fig : 3-03-03



B

fig: 3.03-02



A

En conclusion générale : On peut dire que les conduites courtes permettent de diminuer les pertes de charges de moitié, et donnent également une distribution de l'air avec une économie de g. aines donc diminution des pertes de charges sur le débit d'air de soufflage.

Les meilleurs solutions sont pour les installations qui utilisent les petits diamètres.

. La limite étant imposée par les conditions constructives

:

COMPLEMENT DU CHAPITRE III

Description du phénomène physique de l'échange de chaleur
air/sol

La variation de la température de l'air le long de la conduite est régie par la loi :

$$\frac{dT}{dl} = - \frac{3,14 D}{m C_s} \varphi(l,t)$$

$\varphi(l,t)$ est dépendant de la température du sol T_s de la température de l'air ambiant T_a pour une vitesse donnée, d'une manière complexe.

La température du sol T_s à une position (i,j) elle aussi régie par un phénomène complexe de :

- Le transfert de chaleur air/sol avec :

$$\varphi(l,t) = h \cdot \Delta T$$

- Le transfert de chaleur à travers le sol sur les directions (r,l)

$$(l,t) = - \text{grad } T$$

Donc de l'ensemble champ thermique sol étudier sur les directions (r,l) variables dans le temps.

Au début du soufflage à l'entrée du tube l'air se trouve à des températures (supposées homogènes) élevées par rapport au sol. Il se produit le phénomène suivant : Le transfert de chaleur sera intense dans la première portion du bulbe de terre entraîné dans le volant thermique; de ce fait la température de l'air est sujette à des variations rapides, à la sortie du premier tronçon la température sera très basse.

On épuisera les réserves du "froid" dans le sens du soufflage d'air avec un déplacement de la région d'exploitation de la réserve du "froid" le long du tube.

Par la suite nous allons faire un calcul d'approche concernant le volume de terre entraîné dans le processus (du champ thermique variable journalier sol)

Pour déterminer le volume élémentaire du volant thermique avec la condition que son élévation de température ne dépasse pas les prévisions journalières de pointe.

Il revient à déterminer le rayon limite du sol avec des approximations successive au sens large, ainsi nous pouvons en déduire la valeur de la résistance thermique totale air/sol et d'en déduire la densité du flux

$$\phi = \frac{\Delta T}{R}$$

R = Résistance thermique totale.

— - -)) -

 A L C U L d'UNE I N S T A L L A T I O N

 Y P E

) A R

 N E - T U D E d' -) P P R O C H E

Notation du Chapitre IV

- q : Densité de flux en $\text{Kcal/m}^2\text{h} \cdot ^\circ\text{C}$
- T_s : Température du sol en $^\circ\text{C}$
- ΔT : Ecart thermique de la température moyenne du sol entre le début et la fin de la climatisation (annuelle)
- Q_s : Chaleur sensible due à l'apport de l'air en Kcal/Kg
- Q_i : Chaleur dégagée par l'intérieur
- Q_{frig} : Chaleur à extraire des locaux à climatiser
- Q_{AN} : Réserve de "froid" annuelle
- P_{max} : Puissance de base
- P_{moy} : Puissance moyenne
- $\dot{m}_s, \dot{m}_m, \dot{m}_n$: Respectivement des débit massique d'air de soufflage de recyclage, d'apport neuf.
- \dot{V}_s : Débit volumique de soufflage
- L_l, l_e : Respectivement en longueur et en largeur extérieures de l'habitat.
- h : Hauteur intérieure de l'habitat.
- S_b : Surface extérieure de l'habitat.
- S_n : Surface des locaux climatisés.
- l_h, L_h, P_h : Respectivement longueur, largeur et profondeur du volant thermique.

V : Volume du sol qui réalise le volant thermique

$$u : \frac{V}{n}$$

D : Diamètre du tube

e : Epaisseur du tube

D_s : Diamètre du bulbe de sol autour du tube

e, i, m, s : Sont des indices qui caractérisent l'état de l'air.

h_m : enthalpie mélange d'air

h_s : enthalpie de soufflage d'air

h_i : enthalpie de l'air dans les locaux

P_T : Prix du tube.

.../...

4. Calcul d'une installation type par une étude d'approche.

L'idée d'employer le sol comme volant thermique, annuel dans la climatisation; rencontre la difficulté due à la mauvaise conductibilité du sol, le passage de l'air "froid" pendant dans les tubes enterrés surtout en saison froide et au moment du refroidissement de l'air par récupération du "froid" qui constitue le volant thermique.

Les flux de chaleur importants dans un milieu à faible conductibilité implique d'importants gradients thermiques imposés par la loi de Fourier.

$$\varphi = - \lambda \text{ grad } T$$

La voie d'analyse dimensionnelle nous permet d'aboutir à des conclusions importantes; concernant l'utilisation des faibles diamètres :

- Une élévation du gradient thermique avec des écarts de température faibles.
- Une économie sur la matière.

Aussi par souci d'économie d'énergie actuellement sujet

.../...

d'actualité; le volant thermique annuel fourni par le sol n'apparaît plus comme une utopie.

De cette manière cette étude est largement justifiée par le calcul préliminaire.

La première étape qu'on a été amené à suivre est l'étude d'approche se rapportant à des conditions réelles et fréquentes. La deuxième étape consiste à établir un programme de recherche expérimentale théorique approfondie; pour définir des critères d'emploi d'un pareil projet et lui donner un appui sûr.

Les paramètres ont été établis pour une petite installation dans le but d'une application expérimentale future mais les calculs resteront valables pour d'autres installations de plus grandes importances .

4.01 Conditions favorables au volant thermique annuel.

4.01.01: Critères climatiques

- Un climat à caractère continental prononcé.
- De grands écarts de température entre l'été et l'hiver; et entre le jour et la nuit.

- Un grand écart de température entre le jour et la nuit en hiver et à la mi-saison.
- Une température moyenne annuel plus petite que 16°C .

Cette limite peut être étudiée d'une manière plus précise; Car elle conditionne la température d'équilibre du sol à une profondeur de 4 à 5 mètre, qui est un facteur important.

La climatisation est toujours imposée par la température la plus élevée.

4.01.02 Critères sur les propriétés du sol.

- Assez bonne conductibilité thermique
- Une capacité thermique élevée (par mètre cube de terre).
- Une température du sol (T_s) à 5 mètres environ de profondeur tel que

$$T_s \leq 16^{\circ} \text{C}$$

4.01.03 Programme de climatisation.

Pour aboutir à un bilan thermique et une réalisation économique judicieux, un travail de coordination entre architecte, ingénieur en bâtiment, et spécialiste en climatisation doit prendre davantage d'ampleur.

4.02 Calcul d'approche

On se propose de faire une étude pour un projet situé dans des hypothèses qu'on peut trouver sur le territoire Algérien. Elle sera limitée à une climatisation d'un bâtiment "administratif" d'une élévation au rez-de chaussée.

4.02.01 Dimensions extérieures de l'habitat:

$$l_e = 10 \text{ mètres}$$

$$L_e = 15 \text{ mètres.}$$

- Surface de l'habitat :

$$S_b = l_e \times L_e = 150 \text{ m}^2$$

- Surface des locaux à climatiser

$$S_n = 100 \text{ m}^2$$

- Contenance d'air des pièces climatisées

$$V = S_n \cdot h = 300 \text{ m}^3$$

4.02.02 Programme de soufflage :

On désire un brassage d'air neuf de 1,5, renouvellement d'air par heure par rapport à la contenance d'air des pièces climatisées (été comme hiver).

$$B = \frac{\dot{m}_n}{V}$$

*Le recyclage étant admis.

.../...

La température à l'intérieur du bâtiment doit être égale à 26° C pour une température extérieure d'été de base égale à 35° C. L'humidité extérieure de l'air est de 30%, l'humidité intérieure est non contrôlée la durée de soufflage est prévue pour 110 jours à raison de 5 heures 30 mn en moyenne par jour.

La température moyenne annuelle de l'air est de 14° C. en supposant un projet d'architecture soignée du point de vue comportement thermique du bâtiment nous allons opter pour des valeurs paramétriques situées dans le cadre des réalités courantes.

On considère pour la journée de base de pointe un apport extérieur de chaleur sensible de 30 Kcal /hm³ (Le m³ se rapportant à la contenance totale d'air des locaux climatisés):

l'apport moyen extérieur de chaleur sensible pour la saison est 15 Kcal/h.m³

Température moyenne extérieure de l'air pendant la durée annuelle de climatisation est de 30° C.

Un dégagement de chaleur intérieur de 1000 Kcal/h.

...../.....

Le prix de revient pour notre étalon dans la formule classique est considéré à l'heure actuelle à l'indice

$$K = 6 \text{ D.A./frig}$$

(Le cout des constructions des locaux et réservation technique non inclu.

4.02.03 Bilan thermique de base:

Chaleur totale évacuée par l'air:

$$Q_s = V.$$

$$Q_s = 300 \times 30 = 9000 \text{ Kcal/h.}$$

$$Q_i = 1000 \text{ Kcal/h.}$$

$$Q_{\text{frig}} = 10000 \text{ Kcal/h.}$$

Débit d'air de soufflage.

$$Q_{\text{frig}} = \dot{m}_s (h_i - h_s)$$

$$\dot{m}_s = 4000 \text{ Kg/h.}$$

$$\dot{V}_s = 3333 \text{ m}^3/\text{h.}$$

Brassage :

$$B_s = \frac{3333}{300} = 11,11$$

Débit d'air neuf

$$\dot{m}_n = V. 1,5$$

.../...

Débit de recyclage $\dot{m}_r = \dot{m}_s - \dot{m}_n$

	s	n	r
\dot{m} Kg/h	4000	540	3460
\dot{V} $\frac{m^3}{h}$	3333	450	2883

Puissance maximum ou "Puissance de groupe"

$$P_{fmax} = \dot{m}_s (h_n - h_s)$$

$$P_{fmax} = 11200 \text{Kcal/h.}$$

L'évaluation de la puissance frigorifique de base en fonction des paramètres de pointe nous permet de définir la situation approximative nécessaire à l'estimation globale de l'investissement et aussi pour l'analyse du comportement du volant thermique annuel pour la journée de base. La puissance moyenne pour une durée journalière de fonctionnement doit être aussi calculée pour dimensionner l'ensemble du volant thermique .

DIAGRAMME PSYCHROMÉTRIQUE

POUR DE L'AIR SEC A PRESSION NORMALE

- I : QUANTITE DE CHALEUR CONTENUE DANS 1 Kg D'AIR SEC EN Kcal/Kg.
- X : QUANTITE D'EAU CONTENUE DANS 1 Kg D'AIR SEC EN Kg/Kg
- E : HUMIDITE RELATIVE
- t : TEMPERATURE DU THERMOMETRE SEC EN °C.

journée de base

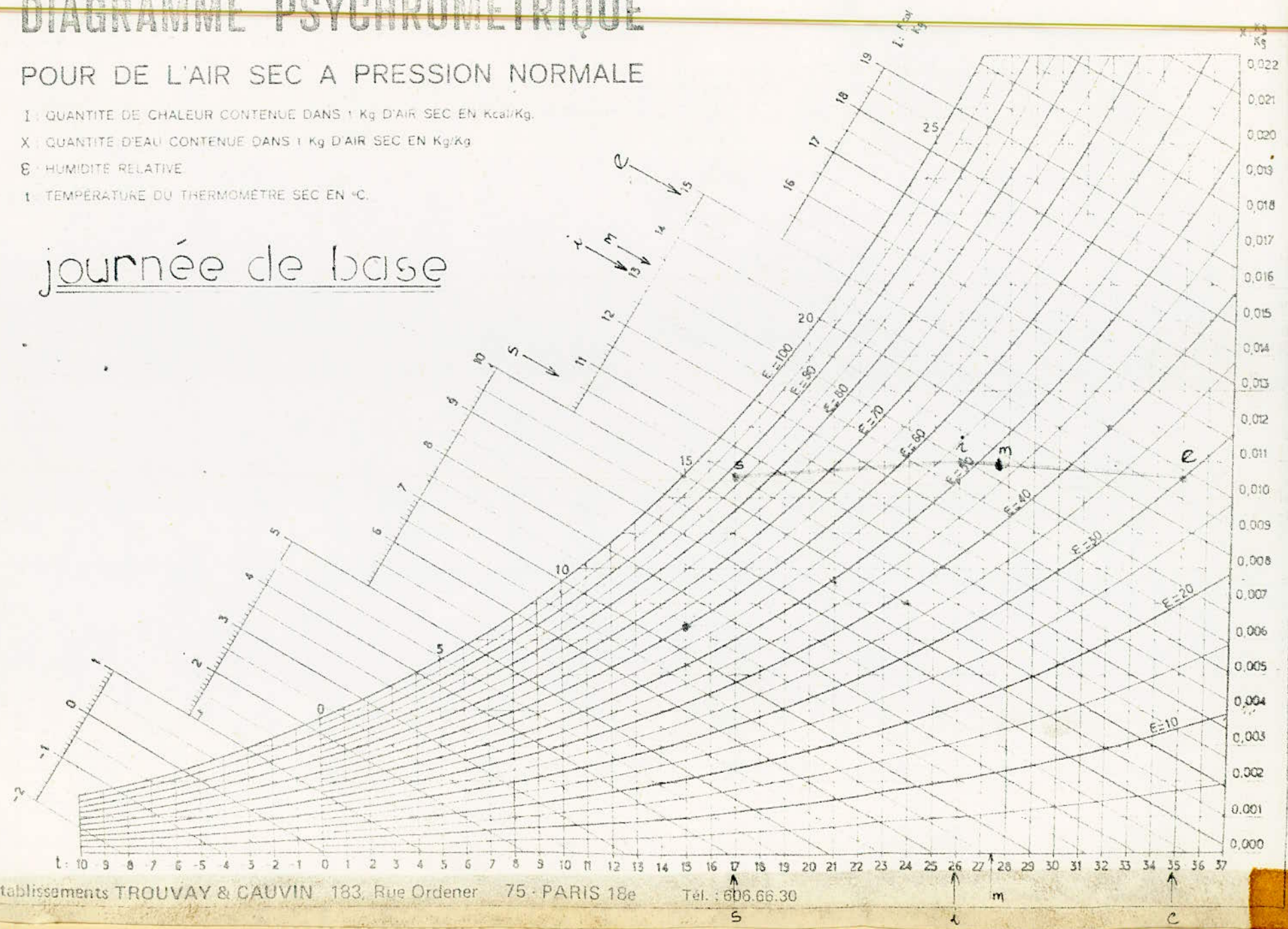
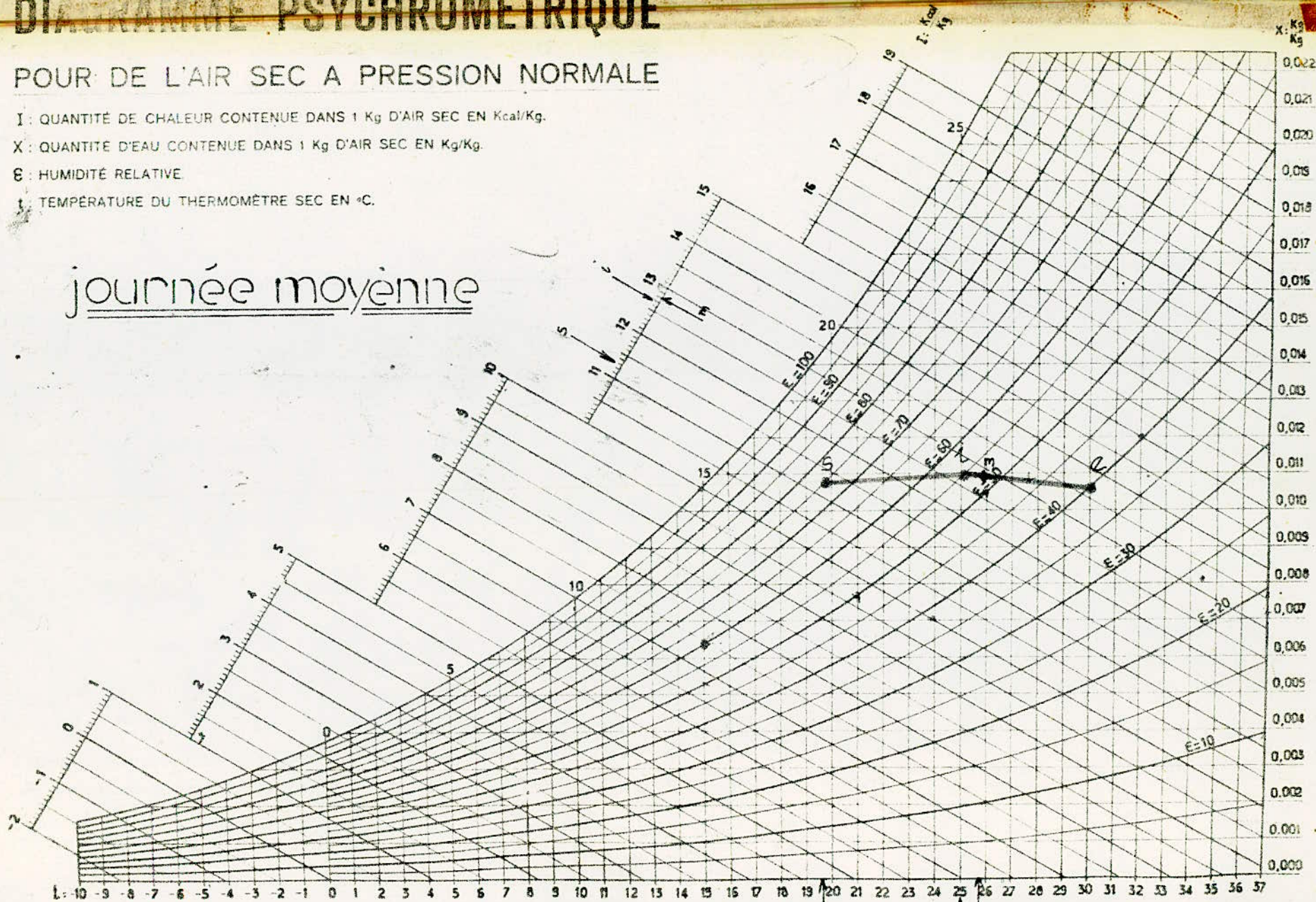


DIAGRAMME PSYCHROMETRIQUE

POUR DE L'AIR SEC A PRESSION NORMALE

- I : QUANTITE DE CHALEUR CONTENUE DANS 1 Kg D'AIR SEC EN Kcal/Kg.
- X : QUANTITE D'EAU CONTENUE DANS 1 Kg D'AIR SEC EN Kg/Kg.
- E : HUMIDITE RELATIVE
- t : TEMPERATURE DU THERMOMETRE SEC EN °C.

journée moyenne



ETATS PHYSIQUE DE L' AIR

Conditions de Base

	T °C	φ %	h kcal/kg	x g/kg
e	35	30	14,8	10,4
i	26	52	13	11
m	27,5	47,5	13,3	10,9
s	17	87,5	10,5	10,8

Conditions Moyennes

	T °C	φ %	h kcal/kg	x g/kg
e	30	40	13,6	10,4
i	25	55	12,7	11
m	25,8		12,8	10,9
s	19,8		11,3	10,8

4.02.04 Bilan thermique moyen

Chaleur totale sensible évacuée par l'air

$$Q_s = V \cdot 15 = 4500 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_i = 1000 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{\text{frig.}} = 5500 \text{ Kcal/h}$$

On conserve le débit d'air nécessaire aux conditions de pointe
et en calcul h_s

$$Q_{\text{frig.}} = \dot{m}_s (h_i - h_s)$$

$$h_s = 11,3 \text{ Kcal/kg}$$

Puissance frigorifique moyenne :

$$Q_{\text{frig.}} = \dot{m}_s (h_m - h_s)$$

$$P_{\text{moy}} = 6000 \text{ frig/h}$$

Quantité de chaleur évacuée par an

$$\begin{aligned} Q_{AN} &= Q_{\text{frig.}} \times N \times t \\ &= 6000 \times 110 \times 5,5 \end{aligned}$$

$$Q_{AN} = 3\,630\,000 \text{ frig/AN}$$

C'est la quantité de frigories nécessaire que l'on doit réserver dans le sol pour subvenir aux besoins de la climatisation

4.02.05 Volume du sol qui réalise le volant.

$$U \cdot C \times \Delta T \cdot \eta = Q_{AN}$$

$$U = \frac{Q_{AN}}{C \cdot \Delta T \cdot \eta}$$

On peut se rendre compte que le système air/sol fonctionne avec un champ thermique se rapprochant du système "anti-méthodique".

Nous avons supposé que notre installation répond aux conditions climatiques continentales.

A Sétif par exemple la température de base considérée pour le chauffage est de -7°C entre 0 h et 7h on dispose

.../...

de températures négatives pendant une durée assez importante de la saison froide et même en mis-saison.

On peut donc admettre une température moyenne du volant thermique réalisée par le sol de 6° C et 16° C respectivement en début et en fin de saison de climatisation.

- Pas d'influence de rayonnement solaire (volant-thermique sous-abri).

$$U = 907,5 \text{ m}^3$$

Profondeur engagée au sol sous le bâtiment

$$P_h = \frac{U}{L_h \times l_h}$$

$$P_h = 3,40 \text{ m}$$

Remarque : On peut dans une étude plus approfondie choisir d'autres dimensions pour réaliser le même volant.

L'emplacement des conduites d'air dans le sol est situé à une profondeur :

$$1 < P_h < 2,5$$

En réalité le volume du volume thermique est plus important que celui qui résulte des calculs si l'on considère tout

l'espace sol engagé dans le processus du champ thermique variable.

Longueur des tubes

$$L = l \times n \quad ; \quad l = 7 \text{ m}; \quad L = 3437 \text{ m}$$

Prix du tube

$$P_T = L \times 4,30$$

$$P_T = 14779 \text{ DA}$$

Diamètre de terre considéré comme volant thermique autour du tube.

$$\text{Débit par tube : } \dot{m} / l = \frac{\dot{V}}{2} = 678 \text{ m}^3 / \text{h.l}$$

Flux d'échange de chaleur par mètre de longueur

$$\phi = \frac{\dot{m}}{l} (h_m - h_s) = 2,715 \text{ Kcal/m.h}$$

$$\phi = \Delta T \cdot U \cdot C \quad \Delta T = 1$$

$$U = 0,00678 \text{ m}^3/\text{m}$$

$$U = \frac{3,14}{4} (D_s^2 - D^2); \quad D_s = 100 \text{ mm}$$

.....

Calcul des conduites par méthode d'approche.

Caractéristiques du tube P.V.C.

D _{mm}	e _{mm}	Poids Kg/M2	Prix DA/ML
40	2	0,336	4,30

On a opté pour ce tube en tenant compte des considérations du chapitre III et aussi par la gamme sur les petits diamètres existante sur le catalogue S.N.M.C. 1976.

Section latérale transversale S'

$$S' = \frac{\dot{V}_s}{W \cdot 3600}$$

$$W = 1,5 \text{ m/s}$$

$$S' = 0,61 \text{ m}^2$$

Nombre de tubes :

$$n = \frac{S'}{s}$$

$$n = 491$$

Régime d'écoulement

Calcul du Reynolds.

$$R_e = \frac{W \cdot D}{j}$$

$$R_e = 3821$$

$$R_e > 2000$$

L'écoulement est turbulent

.../...

Calcul du Nusselt

$$Nu = 0,018 R_e^{0,8} P_r^{0,4}$$

$$Nu = 11,5$$

Calcul du coefficient de transmission de chaleur.

$$h = \frac{Nu \cdot \lambda}{D} ; \lambda = 0,0225 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ \text{C}$$

$$h = 6,46 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ \text{C}$$

- h ↗ si D ↘ et Nu ↗
- m ↗ si R_e ↗
- R_e ↗ si D ↗ et W ↗

il faut faire un compromis : on doit arriver à faire augmenter h et en même temps diminuer le diamètre du tube.

$$\text{si } W \nearrow \text{ et } R_e \nearrow \text{ n} \searrow \text{ } D_s \nearrow$$

Maintenant si on augmente la vitesse, le Reynolds augmente c'est ce que l'on recherche pour faire augmenter le coefficient de transmission de chaleur, mais en même temps on diminue le nombre de tubes; le diamètre limite du sol augmente ce qui n'est pas compatible avec notre conclusion du point de vue thermique

.../...

Le volume de terre autour du tube, affecté par le champ thermique variable sous l'effet du flux thermique journalier défini pour la journée de pointe est petit.

Le rapport des diamètres tube et bulbe du sol est :

$$\frac{D_s}{D} = 2,5$$

L'épaisseur du bulbe de terre n'est pas importante :

$$\frac{D_s - D}{2} = 30 \text{ mm}$$

Elle est conditionnée par le choix des petits diamètres de ce fait la résistance thermique du sol par conduction est réduite; On obtient un bon flux avec un écart thermique réduit.

En dehors des heures de fonctionnement ce petit volume de sol a tout son temps de reprendre la température proche de celle de la température moyenne de l'ensemble du volant thermique.

Fixons maintenant le nombre de tubes 402 et étudions le comportement des autres paramètres.

Il en résulte.

$$L = 2814 \text{ m}$$

$$P_T = 12100 \text{ DA}$$

$$S' = 0,505 \text{ m}^2$$

$$W = 1,83$$

$$\dot{m}/l = 8,29 \text{ m}^3/\text{h.l}$$

$$\phi = 3,316 \text{ Kcal/m.h}$$

$$U = 0,00829 \text{ m}^3/\text{m}$$

$$\frac{D_s - D}{2} = 35 \text{ mm}$$

Régime d'écoulement.

$$R_e = 4660 \quad R_e > 2000$$

$$Nu = 13,42$$

$$h = 7,58 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h}^\circ \text{C}.$$

Considérons l'installation de 402 tubes, on organise

3 rampes(fig. 4.03) .

Nombre de tubes par rampe :
 $n = 134$

Chaque rampe est composée de deux rangées de 67 conduites
chacune.

Les conduites sont reliées au collecteur d'air A, B, C
fig. 4.02

pas entre les axes de deux tubes :

$$\text{pas} = \frac{1}{67} = 150 \text{ mm (fig; 4.03)}$$

Fonction Régulation de l'installation
fig. 4.01.01

Marche hiver :

$$T_a - T_s \leq -2$$

Réserve de froid dans le sol et pré-chauffage
de l'air.

Volets 1,2 ouverts $\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_n$

Bouche 3 entrée chambre de
mélange $\dot{m}_3 = \dot{m}_n$

Volets 5,6 fermés

Volets 8,9 ouverts $\dot{m}_8 + \dot{m}_9 = \dot{m}_r$

Bouche 4 entrée du caisson
d'air $\dot{m}_s = \dot{m}_n + \dot{m}_r$

By-pass 7 fermé

$$T_a - T_s > -2$$

SCHEMAS D'UNE INSTALLATION

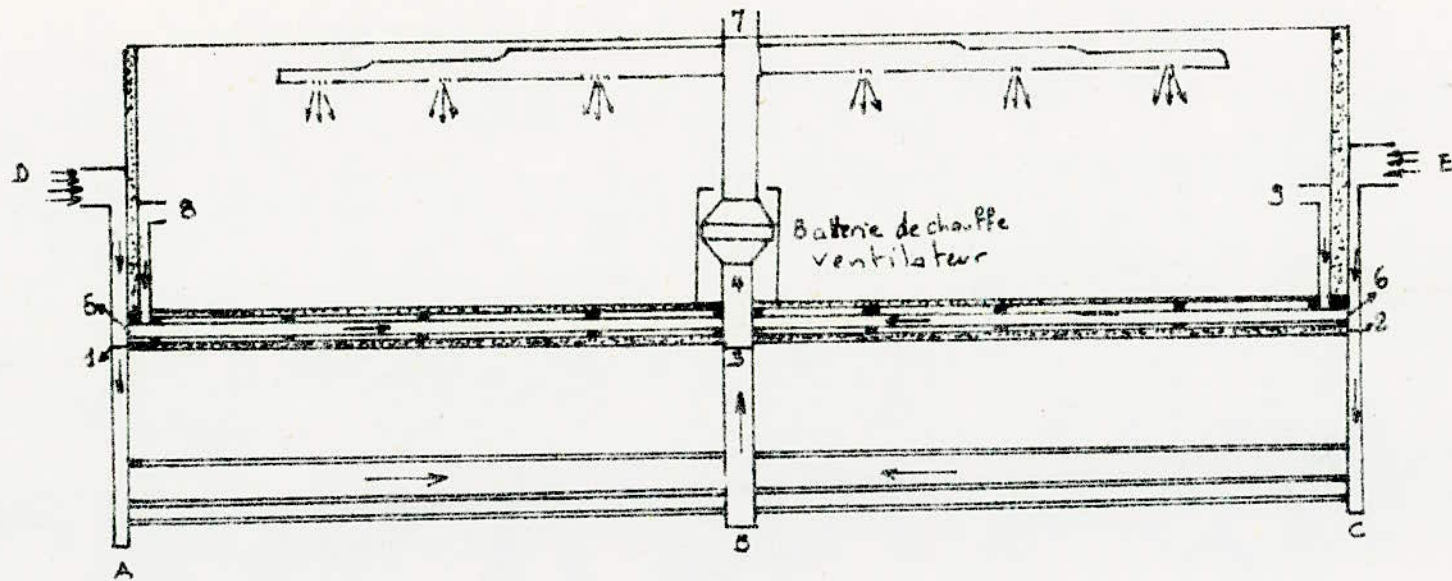


Fig: 4-01-01

$T_a - T_s > - 2$ apport d'air neuf sans prechauffage

Volets 1,2 fermés

Volets 6,5 ouverts

$$\dot{m}_6 + \dot{m}_5 = \dot{m}_n$$

Volets 8,9 ouverts

$$\dot{m}_8 + \dot{m}_9 = \dot{m}_2$$

Bouche 4

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_s$$

Marche été

Climatisation

Volets 1,2 ouverts

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m}_n$$

Bouche 3

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_n$$

Volets 5,6 fermés

Volets 8,9 ouverts

$$\dot{m}_8 + \dot{m}_9 = \dot{m}_r$$

Bouche 4

$$\dot{m}_s = \dot{m}_n + \dot{m}_r$$

By-pass 7 fermé

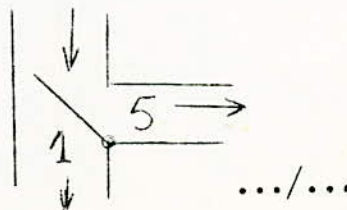
A, C collecteurs d'aspiration

B collecteur central; refoulement vers le caisson d'air

D, E Bouches d'entrée d'air neuf

Les volets 5,1 et 6,2 peuvent être groupés pour simplifier

la commande.



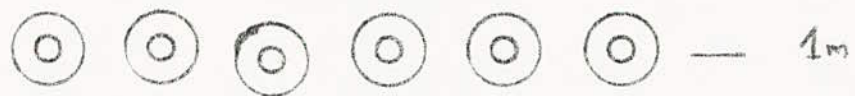


fig: 4. -03

Section transversale partielle

echelles: $\frac{1}{100}$ profondeur

$\frac{1}{10}$ (tubes et intervalles)

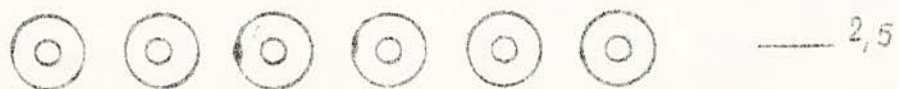
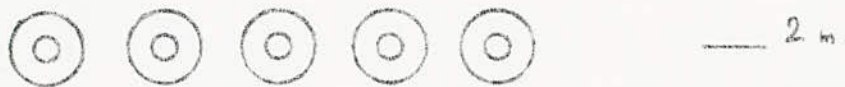
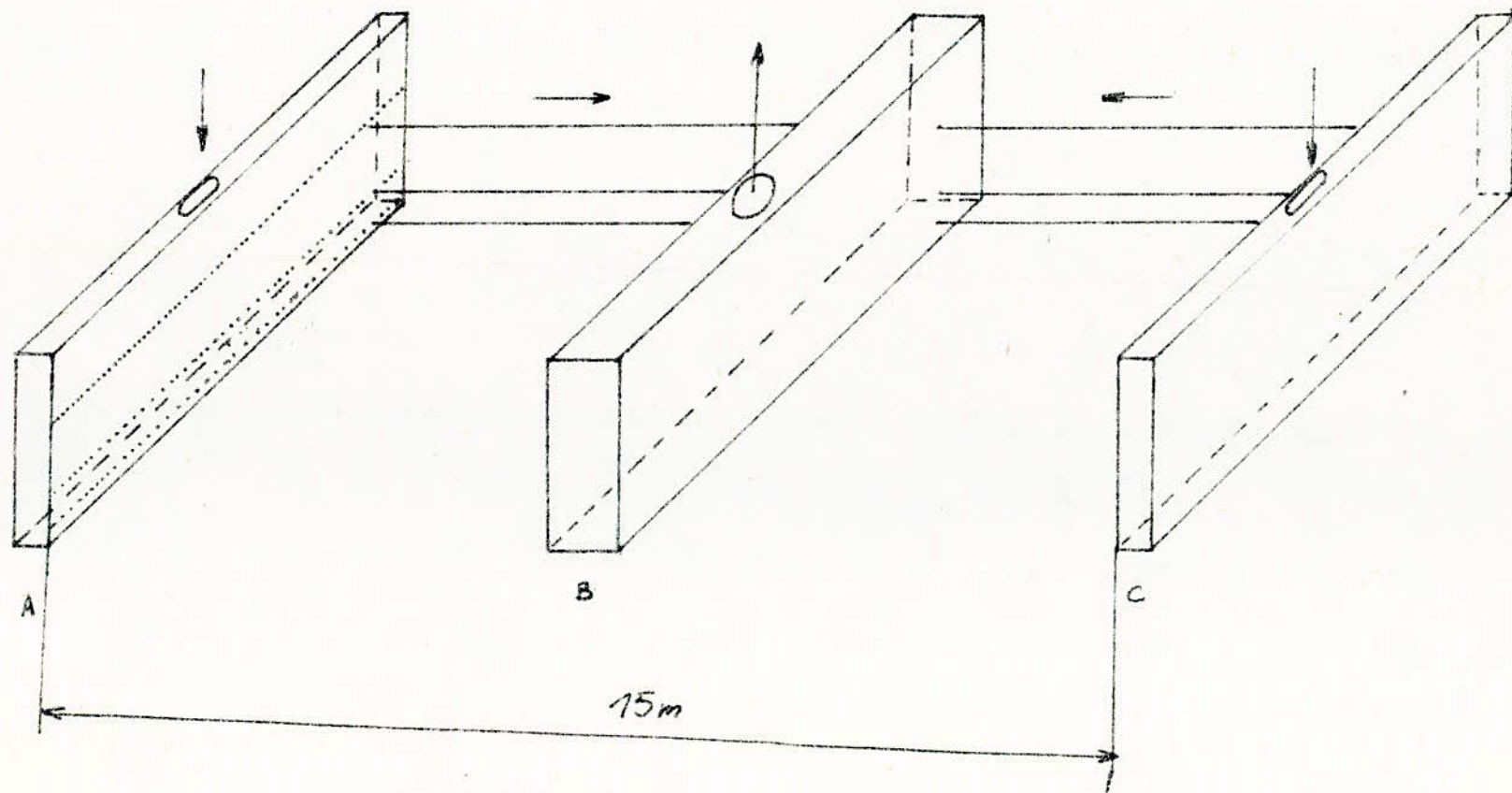


fig: 4 - - 02

echelle: 1/100



CONCLUSION

L'appel à l'analyse de similitude par voie dimensionnelle dans cette présente étude est dû au fait que le volant thermique annuel comme toute autre utilisation du sol comme volant thermique aboutit à une solution simple comme réalisation technique et fonctionnelle.

L'élaboration d'un tel projet par voie de calcul est très laborieuse et implique aussi la connaissance de caractéristique du sol qui sont souvent complexes (conductibilité, chaleur spécifique, densité) par leurs variations avec l'humidité et le champ thermique naturel. Donc la voie la plus favorable ne sera certainement pas celle par le calcul en régime variable qui risque de faire rebuter par sa complexité le volant thermique ; mais celle qui fera appel à une étude expérimentale ramenée à une conclusion pour une autre situation réelle qui déterminera l'influence de la variation des paramètres sur l'ensemble des conditions utiles au projet par le biais des relations entre les coefficients de similitude. Les prévisions resteront approximatives tant que les données sur les propriétés du sol énoncées ne seront pas précises. Il est à noter que les installations avec volant thermique annuel réalisées par le sol seront pourvues de beaucoup d'avantages :
Leur simplicité du point de vue fonctionnement et entretien
leur adaptation avec l'architecture du bâtiment .
L'économie sur l'équipement actuellement exclusivement d'importation.

La limite supérieure de fonctionnement pour assurer une climatisation peut être inférieure à celle réalisée par les méthodes usuelles c'est là le seul obstacle. Mais le volant thermique annuel n'est pas seulement destiné à la climatisation il peut aussi faire office de chauffage.

COMPLEMENT DU CHAPITRE IV.

Dans la relation donnant le volant de terre du volant thermique

$$U = \frac{Q_{AN}}{C \cdot \Delta T \cdot h} \quad (\text{page 47})$$

Etant le coefficient de relation du volant thermique avec le sol qui l'englobe, à été pris égal à l'unité.

En considérant dans l'hypothèse : que les échanges de chaleur durant la saison de climatisation sont nulles.

Cette hypothèse découle des considérations suivantes :

- La température moyenne en saison chaude doit être inférieure à la température d'équilibre (T_s)
- Le volume est refroidi pendant l'hiver à une température plus basse que T_s et fait dépasser, certainement les limites du champ thermique du volant de "froid".

On considère donc l'échange de chaleur entre le sol et le volant thermique comme nul, en tenant compte de la compensation mutuelle globale de deux considérations.

--- B I O G R A P H I E ---

- Mc. Adams : Transmission de la chaleur
- P. Seltzer : Le climat de l'Algérie (travaux de l'Institut
de météorologie et de physique du globe de l'Algérie).
- J. Dubief : Le climat du Sahara (Institut de météorologie et de
physique du globe de l'Algérie).
- Woods : Guide pratique de ventilation.

Notes :

Notes :

Notes :

