

## CONDITIONNEMENT D'AIR PAR TUYAUX ENTERRÉS DANS LE SOL

C. DUTERTRE (1), P. ROUSSEAU (1), J. CASTAING (2), R. COUDURE (2), J.G. CAZAUX (2)

(1) I.T.P., Pôle Techniques d'Élevage - B.P. 3, 35650 Le Rheu

(2) A.G.P.M. - Route de Pau, 64121 Montardon

Un réseau de 32 tuyaux d'une longueur de 50 m, enterrés dans le sol à 1,60 m de profondeur est utilisé pour conditionner l'air de deux porcheries d'engraissement de 96 places chacune.

L'examen des relevés de température révèle qu'en hiver l'air extérieur à  $-6,4^{\circ}\text{C}$  est réchauffé de  $13,7^{\circ}\text{C}$  après passage dans le réseau souterrain, et qu'en été l'air à  $34^{\circ}\text{C}$ , est refroidi de  $13,5^{\circ}\text{C}$ .

En hiver, l'échangeur de chaleur sol-air d'une longueur de 50 m a une efficacité moyenne égale à 1, c'est-à-dire que la température à la sortie du réseau est dans la majorité des cas égale à la température du sol. Les 25 premiers mètres du réseau réalisent les neuf dixièmes du réchauffement potentiel.

En comparaison, en été, l'efficacité moyenne du réseau diminue significativement de 10 % et de 20 % à mi-longueur.

Cette différence d'efficacité entre été et hiver s'explique par le volume d'air à traiter par unité de temps, quatre fois supérieur en été ( $240\text{ m}^3/\text{heure}$  par tuyau contre  $70\text{ m}^3/\text{heure}$  en hiver). De plus, l'énergie libérée par condensation de la vapeur d'eau contenue dans l'air extérieur à l'intérieur du réseau souterrain nuit à l'efficacité de l'échangeur en mode refroidissement.

### **Air-conditioning for piggeries with underground pipes**

An underground net made of 32 pipes 1.60 meter deep and 50 metres long is used to condition air for 192 fattening pigs.

Temperature measurements in winter show that external air at  $-6,4^{\circ}\text{C}$  is warmed up of  $13,7^{\circ}\text{C}$  in the pipes, and that in summer air at  $34^{\circ}\text{C}$  is cooled of  $13.5^{\circ}\text{C}$ .

In winter the heat exchanger soil-air efficiency is equal to 1, i.e exhaust air temperature is often equal to soil temperature. The first 25 metres of the pipe realised nine tenth of the potential reheating.

Comparatively, in summer, the pipes mean efficiency decreases significantly from 10 % to 20 % at the middle of the pipe.

This difference between summer and winter efficiencies can be explained by the air flow rate, 4 times greater in summer ( $240\text{ m}^3/\text{hour}$  per pipe vs  $70\text{ m}^3/\text{hour}$  in winter).

Moreover energy released in the underground pipes because of vapour condensation contained in the external air decreases efficiency in the cooling mode.

## INTRODUCTION

L'exploitation directe de la température du sol pour conditionner l'air des bâtiments n'est pas une idée nouvelle puisqu'au 10ème siècle, TIEDEMANN (1991) mentionne dans l'actuelle IRAN l'utilisation d'un réseau de passages souterrains pour refroidir l'air des bâtiments.

En 1991, la station de l'AGPM de Montardon (64) s'est dotée d'un réseau de tuyaux enterrés dans le sol par lequel l'air de renouvellement chemine avant d'être introduit dans deux salles d'engraissement.

L'efficacité d'un tel système pour amortir les variations de température extérieure, pour réchauffer et refroidir l'air neuf sera discutée dans cet article.

Enfin, l'amélioration des conditions d'ambiance dans les locaux d'élevage obtenue avec le réseau de tuyaux enterrés dans le sol sera mise en parallèle avec l'investissement à réaliser pour la mise en place d'un tel système.

## 1. MATÉRIEL ET MÉTHODE

### 1.1. Bâtiment

Un schéma de l'installation est proposé en figure 1.

La porcherie expérimentale de l'Association Générale des Producteurs de Maïs (A.G.P.M.) se situe à Montardon (Pyrénées-Atlantiques). Le bâtiment d'une longueur de 40 m et d'une largeur de 12 m est constitué de 2 salles d'engraissement de 96 places sur caillebotis intégral, séparées par un magasin contenant les bureaux, les sanitaires et le local de pesée.

Trente-deux tuyaux annelés d'une longueur de 50 m et d'un diamètre intérieur de 140 mm et extérieur de 160 mm sont enterrés à 1,60 m de profondeur. Dans chaque tranchée de 40 cm de large, 2 tuyaux sont disposés et séparés par une couche de sable de 10 cm. Les 16 tranchées sont distantes de 2 m sur une longueur de 43 m puis convergent vers le sous-sol du magasin côté bâtiment et vers la surface du sol côté prise d'air. Un caniveau est prévu dans le sous-sol pour recueillir l'eau de condensation.

### 1.2. Ventilation

Chaque salle d'engraissement est ventilée mécaniquement par deux ventilateurs hélicoïdaux, l'un d'un diamètre de 500 mm est placé à l'entrée du comble, l'autre d'un diamètre de 450 mm est placé dans une cheminée à la sortie du circuit d'air.

Les parois du sous-sol réalisées en béton banché assurent une parfaite étanchéité à la prise d'air. Au débit maximum, la différence de pression mesurée entre le sous-sol et l'extérieur est égale à 100 pascals, soit 2 pascals par mètre, résultat qui concorde avec les pertes de charges théoriques dans des canalisations circulaires lisses lues dans les tables PORCHER (1987).

### 1.3. Mesures effectuées

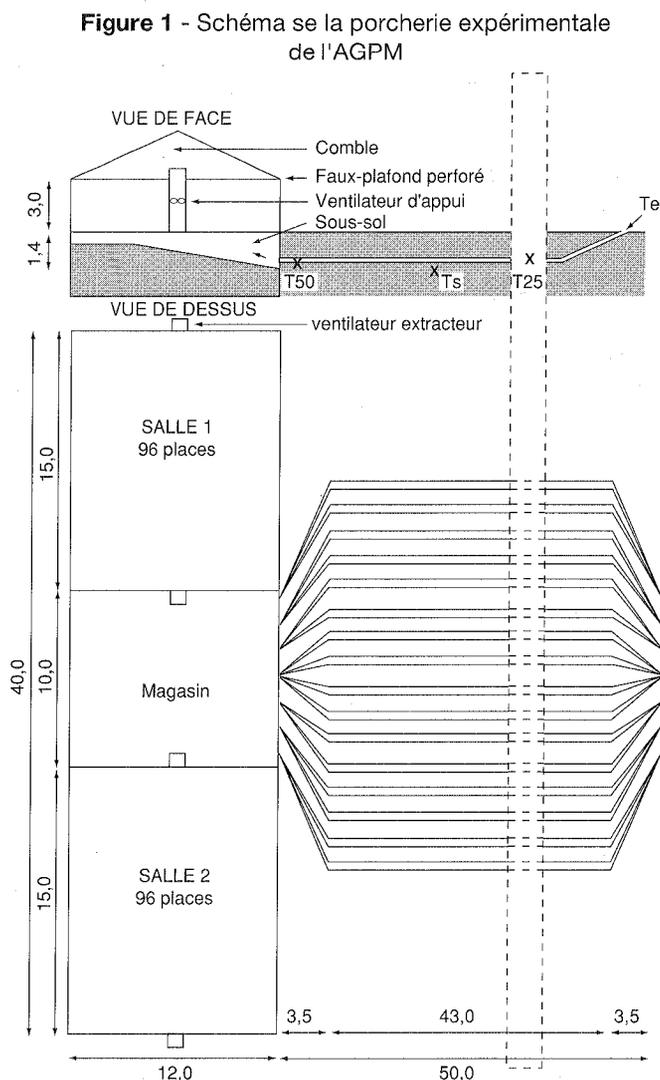
La température est enregistrée toutes les 3 heures par une mini centrale de mesure (GRANT de type écurieil 1206) pendant 3 semaines d'hiver du 22/02/92 au 13/03/92 et pendant 3 semaines d'été du 15/07/92 au 4/08/92.

L'appareil est relié à 4 sondes thermométriques de type CT-UV placées à l'entrée (Te), au milieu et à la sortie du tuyau (T25 et T50) et dans le sol à 1,60 m de profondeur entre 2 tranchées (Ts).

Le niveau de ventilation est constant sur chaque période d'enregistrement, et fixé à 70 m<sup>3</sup>/h par tuyau en hiver et 240 m<sup>3</sup>/h par tuyau en été, soit 12 et 42 m<sup>3</sup>/h par place d'engraissement (tableau 1).

**Tableau 1** - Paramètres de la ventilation au cours des deux saisons d'enregistrement

Saison	Hiver	Été
Niveau de ventilation (%)	20	80
Tension (volts)	80	150
Vitesse d'air (m/s)	1,3	4,5
Débit (m <sup>3</sup> /h/tuyau)	70	240
Débit (m <sup>3</sup> /h/place)	12	42



**Tableau 2** - Températures au milieu et à la sortie d'un tuyau (T25 et T50) en fonction de la température extérieure (Te) et de la température du sol (Ts)

Saison	Température (°C)	Moyenne	Minimum	Maximum	Écart-type
Hiver N obs. : 168	Te	6,9	-6,4	19,9	6,5
	Ts	7,7	7,3	8,4	0,4
	T25	7,7	5,5	9,8	0,9
	T50	7,7	7,2	8,5	0,4
Été N obs. : 168	Te	21,4	16,3	34,0	3,2
	Ts	18,5	17,4	19,6	0,7
	T25	20,6	17,7	22,9	1,6
	T50	19,5	17,7	21,5	1,2

## 2. RÉSULTATS

### 2.1. Amortissement des variations de température extérieure.

D'après le tableau 2, la température extérieure a varié au cours des 3 semaines d'enregistrement entre -6,4°C et +19,9°C en hiver et entre +16,3°C et +34°C en été.

L'air extérieur à -6,4°C est réchauffé à 11,9°C à 25 m et de 13,7°C à 50 m, alors qu'en été à 34°C l'air est refroidi de 11,1°C à 25 m et de 13,5°C à 50 m.

En hiver, les variations de température extérieure ( $\sigma_{Te} = 6,5^\circ\text{C}$ ) sont nettement amorties à 25 m ( $\sigma_{T25} = 0,9^\circ\text{C}$ ) et complètement amorties à 50 m si on se réfère aux variations de température du sol ( $\sigma_{T50} = \sigma_{Ts} = 0,4^\circ\text{C}$ ) (figure 2).

En été, les variations de température extérieure pourtant moins importantes qu'en hiver ( $\sigma_{Te} = 4,2^\circ\text{C}$ ) sont moins bien amorties et ceci quelle que soit la longueur de tuyau ( $\sigma_{T25} = 1,6^\circ\text{C}$  et  $\sigma_{T50} = 1,2^\circ\text{C}$ ).

### 2.2. Rendement de l'échangeur.

#### 2.2.1. Définition

Le rendement  $r$  d'un tuyau de longueur  $x$  peut s'écrire :

$$r(x) = \frac{T(x) - T_e}{T_s - T_e}$$

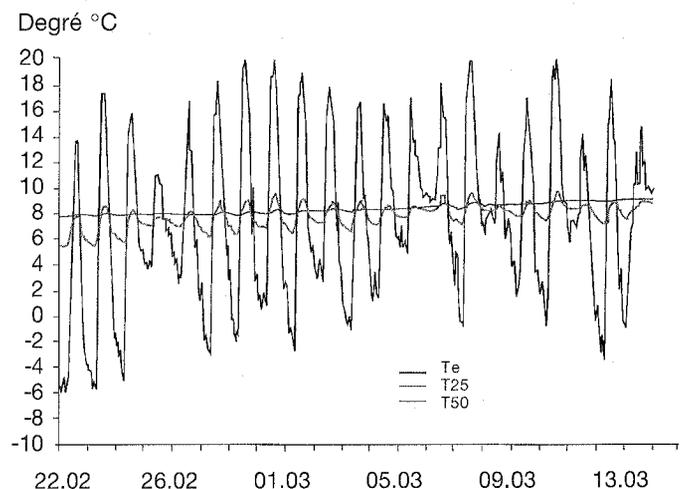
$T(x)$  : température de l'air à une distance  $x$  de l'entrée d'air  
 $T_e$  : température extérieure  
 $T_s$  : température du sol.

$r$  vaut 0 si  $T(x) = T_e$  et 1 si  $T(x) = T_s$ .  
 $r$  n'est pas défini si  $T_e = T_s$ .

En pratique, des valeurs aberrantes de  $r$  peuvent apparaître au cours du calcul lorsque la température extérieure est proche de la température du sol, car le dénominateur tend vers zéro. C'est pourquoi les rendements n'ont été calculés que pour les phases de réchauffement en hiver et de refroidissement en été, et lorsque l'écart entre la température extérieure et la température du sol est inférieure à -4°C en hiver

et supérieur à +4°C en été. Les données brutes sélectionnées pour le calcul sont représentées figure 2 et les valeurs moyennes figurent dans le tableau 3.

**Figure 2** - Température extérieure au milieu et à la sortie du tuyau sur la période d'enregistrement hivernal



#### 2.2.2. Rendement et saison.

Le rendement moyen de l'échangeur thermique enterré dans le sol est dans tous les cas supérieur à 71 %, ce qui signifie qu'en moyenne les trois quart du refroidissement potentiel sont obtenus dès 25 m.

En hiver, l'échangeur de 50 m de long a la même efficacité qu'un tuyau infiniment long avec un rendement proche de 1.

En été, alors que l'écart entre la température extérieure et la température du sol en valeur absolue n'est pas significativement différent, les rendements diminuent significativement de 10 % pour l'ensemble du réseau et de 20 % à mi-longueur.

**Tableau 3** - Données de température sélectionnées par saison pour le calcul du rendement.

	Stat.	Nb. obs.	Te	T25	T50	Ts	Te-Ts
<b>Hiver</b>	mini	50	- 6,4	5,5	7,2	7,3	- 14,0
	moyenne		-0,6	6,8	7,5	7,7	- 8,3
	maxi		3,8	8,1	8,4	8,5	-4,2
	std		3,1	0,8	0,4	0,4	3,0
<b>Été</b>	mini	67	22,0	17,8	17,1	17,4	4,3
	moyenne		27,4	21,0	19,4	18,4	8,9
	maxi		34,0	24,1	21,6	19,4	15,3
	std		3,3	1,6	1,1	0,6	3,2

**Tableau 4** - Rendement de l'échangeur à la sortie et à mi-longueur en fonction de la saison

Saison	Hiver	Été	Signif. stat. (1)
<b>Débit</b> (m <sup>3</sup> /h/tuyau)	70	240	**
<b>Écart moyen</b> (Te - Ts) (°C)	-8,3	8,9	NS
<b>Nombre observations</b>	50	67	
<b>r 25</b>	0,90	0,71	**
<b>r 50</b>	0,99	0,89	**
<b>Signification statistique</b> (1)	**	**	

(1) \*\* : significatif pour  $P < 0,01$

**Tableau 5** - Baisse de rendement de l'échangeur à la fin d'une journée chaude en été ou d'une nuit froide en hiver

Heure	Hiver (obs = 50)				Été (obs = 67)				
	21h 00	0 h 00	3 h 00	6 h 00	9 h 00	12 h 00	15 h 00	18 h 00	21 h 00
<b>Nb. observations</b>	7	14	15	14	9	16	17	16	9
<b>Te</b>	0,55a	0,27a	-0,8a	-1,9a	25,5a	27,6b	29,1b	28,1b	23,6a
<b>r25</b>	1,06a	0,94b	0,93b	0,91b	0,96a	0,79b	0,72c	0,66d	0,41e
<b>r50</b>	1,00a	0,99a	0,99a	0,99a	1,00a	0,94b	0,92b	0,87c	0,71d

Les valeurs, sur une même ligne, indexées par une lettre différente, sont significatives à  $P < 0,01$

L'effet de la saison sur le rendement de l'échangeur s'explique en partie par le volume d'air à traiter par unité de temps, 4 fois supérieur entre l'été et l'hiver.

### 2.2.3. Rendement de l'échangeur et heure d'enregistrement

En hiver, le rendement à mi-longueur décroît légèrement de 21h 00 à 6 h 00 de 1,06 à 0,91, et reste stable et égal à 1 de 21h 00 à 6 h 00 à 50 m (tableau 5)

Au contraire en été, en mode refroidissement, le rendement

décroit significativement au cours de la journée : de 0,96 à 9 h 00 à 0,41 à 21 h 00 à mi-longueur et de 1,00 à 0,71 à la sortie, et ceci bien que la température extérieure à 9 h 00 ne soit pas significativement différente de la température à 21 h 00.

En hiver, la réserve de chaleur accumulée dans le sol au cours de la journée est suffisante pour maintenir un bon rendement tout au long de la phase de réchauffement, alors qu'en été, le débit est tel que l'alternance jour/nuit ne permet qu'une restauration partielle des capacités thermiques du sol, d'où une perte d'efficacité en fin de journée.

### 2.3. Puissance de l'échangeur

$$P = 0,28.[q_{mas} \cdot (h_s - h_e) - H_c] \text{ (W)}$$

$$\text{avec } H_c = M \times h_v \text{ (kJ)}$$

P	Puissance de réchauffement ou de refroidissement du sol ( $P > 0$ ou $P < 0$ )
Hc	Enthalpie extraite par condensation de l'air entrant ( $H_c < 0$ ou $H_c = 0$ )
M	Quantité d'humidité extraite en kg/h
Hv	Enthalpie spécifique de la vapeur (kJ)
Hi	Enthalpie spécifique de l'air sec (kJ)
ri	Quantité d'humidité contenue dans l'air en g/kgas
qmas	Débit massique d'air sec en kgas/h

Formule de RAMZINE :

$$h_i = \theta_i \text{ (kJ/Kg)}$$

$$h_v = 2490 + 1,96 \cdot \theta_i \text{ (kJ/kg)}$$

En moyenne, le tuyau fonctionne en mode réchauffement de 21 h 00 à 9 h 00 en hiver et de 3 h 00 à 6 h 00 en été, et en mode refroidissement de 12 h 00 à 18 h 00 en hiver et de 9 h 00 à 0 h 00 en été.

La puissance maximale moyenne sur notre période d'enregistrement est égale à 160 W par tuyau en hiver en mode réchauffement, contre 470 W par tuyau en été en mode refroidissement, soit 2,3 W/m<sup>3</sup> d'air traité en hiver, contre 2,0 W/m<sup>3</sup> en été compte tenu de la différence de débit (tableau 6).

**Tableau 6** - Puissance moyenne en W de l'échangeur par saison d'enregistrement

Heure	Hiver D = 70 m <sup>3</sup> /h V = 0,77 m <sup>3</sup> /kg						Été D = 240 m <sup>3</sup> /h V = 0,85 m <sup>3</sup> /kg						
	Te	HRe	T50	HR50	P (W)	Hc (W)	Te	HRe	T50	HR50	P (W)	Hc (W)	M
06h00	0,70	82	7,60	55	+160	0	18,30	92	18,20	90	+10	0	0
09h00	7,00	74	7,70	70	+20	0	22,50	76	18,40	95	-330	0	0
12h00	14,80	56	7,70	95	-170	0	26,10	68	18,90	100	-450	+120	-0,22
15h00	15,00	51	7,70	95	-170	0	27,40	66	19,40	100	-470	+70	-0,12
18h00	9,60	63	7,70	70	-45	0	26,20	73	19,50	100	-400	+80	-0,14
21h00	4,60	74	7,70	65	+70	0	20,20	86	19,30	90	-70	0	0
00h00	2,20	79	7,70	60	+130	0	19,40	89	18,70	90	-60	0	0
03h00	1,30	82	7,60	55	+150	0	18,30	92	18,40	90	+10	0	0

La condensation est observée uniquement l'été entre 12 h 00 et 18 h 00 lorsque la température extérieure vaut en moyenne 27°C et l'humidité relative 70 %. L'énergie ainsi libérée explique en partie la moindre efficacité de l'échangeur en été. Le manque à gagner en mode refroidissement peut être estimé à 1,5°C à cause de ce phénomène.

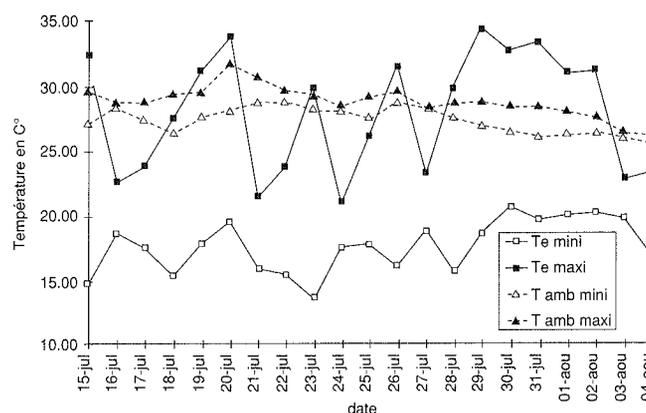
La quantité moyenne de vapeur d'eau condensée sur cette période est estimée à 0,8 g/kg d'air sec soit 0,16 kg/h, ce qui représente 1,5 l par tuyau et par jour ou 50 l par jour pour l'ensemble du système.

### 2.4. Incidence de l'échangeur sur l'ambiance dans la porcherie

La représentation graphique (figure 3) de l'évolution des températures quotidiennes, minimales et maximales, enregistrées au cours de deux essais avec 112 porcs en engraissement dans chaque salle, fait ressortir de faibles écarts journaliers. En hiver, en mode réchauffement, la consigne de température fixée à 22°C est facilement maintenue et ceci avec un débit minimum égal à 12 m<sup>3</sup>/h par place. En été, en mode refroidissement, la température ambiante maximale est atteinte à la fin de la journée qui correspond à une baisse

de rendement de l'échangeur. Cet excès de chaleur ne persiste que très peu de temps par rapport à un bâtiment classique.

**Figure 3** - Incidence de l'échangeur sur l'ambiance



En pratique, cette maîtrise de l'ambiance a pu être appréciée sur le plan des performances, mais aussi sur le plan de l'état général des animaux, en particulier par un état pulmonaire indemne de lésions avec une note de 2,5 selon l'échelle de notation de 1 à 28 de MADEC et KOBISCH (1982).

### 3. DISCUSSION

Une revue bibliographique des résultats obtenus par différents auteurs européens et américains est présentée dans le tableau 7.

**Tableau 7** - Comparaison des résultats obtenus avec ceux tirés de la bibliographie

longueur m	diamètre mm	profondeur m	débit		vitesse		extrema extérieur		extrema tuyaux		$\Sigma$	AUTEURS
			mini m <sup>3</sup> /h	maxi m <sup>3</sup> /h	mini m/s	maxi m/s	hiver ° C	été ° C	hiver	été		
38	200	2,0	130	300	1,1	2,6	- 16	26	3	16	70%	SEUFERT 1983
79	300	3,0	300	700	1,2	2,7	- 28	34	8	19	80%	GOETSCHE 1984
30	300	3,0	300	700	1,2	2,7	- 28	34	7	22	75%	
70		1,2				16,0		38		27		BARBARI 1984
70		2,0				16,0		38		25		
30	160	3,0	180	180	2,5	2,5	- 40	32	- 9	14	70%	MURRAY 1985
30	250	3,0	180	180	1,0	1,0	- 40	32	-10	14	70%	
35	150	1,8	200	340	3,2	5,5	- 8	26	9	19	70%	VAN'T -1987
35	150	2,3	200	325	3,0	5,2	- 8	26	11	16	85%	KLOOSTER
20	180	1,6	100	320	1,1	3,5	-13	30	1	21	55%	TIEDEMANN 1991
23	200	1,5		400		3,5	- 5	29	10	22	65%	NEUKEMANS 1989
15	200	1,5					- 5		6			
25	140	1,6	70	240	1,3	4,5	-6	34	5	23	57%	DUTERTRE et ROUSSEAU 1993
50									7	22		

Le coefficient d'amortissement  $\Sigma$  est défini par le calcul ci-dessous

$$\Sigma = 1 - \frac{a}{A}$$

a : amplitude thermique annuelle à une distance x de l'entrée d'air

A : amplitude thermique annuelle.

#### 3.1. Effet de la longueur

Avec des longueurs de tuyau variant entre 15 et 79 m, à une profondeur de 3 m, GOETSH et MUEHLING (1984) montrent que 90 % de l'amortissement est réalisé dans les 30 premiers mètres.

Dans des conditions expérimentales proches des nôtres, NEUKERMANS et de SCHRIJVERE 1989 obtiennent un coefficient  $\Sigma$  égal à 65 % à 23 m, contre 57 % à 25 m dans notre étude. L'efficacité des tuyaux est réduite de 30 % en hiver lorsque la longueur passe de 23 à 15 m.

Dans notre cas, une longueur de tuyau égale à 25 m est

intéressante dans la mesure où son efficacité est en moyenne seulement 10 à 15 % inférieure à celle d'un tuyau de 50 m pour un investissement 2 fois moindre.

#### 3.2. Effet du diamètre et de la vitesse

D'après BARBARI et CHIAPPINI (1984) la couche de terre impliquée dans l'échange thermique se situe entre 30 et 35 cm autour du tuyau. Dans ces conditions, augmenter le diamètre en maintenant le même débit a peu d'effet sur l'efficacité du tuyau comme le montre MURRAY et BRITTON (1985) dans la gamme 160 - 250 mm.

Par contre, si on augmente le diamètre en conservant la même vitesse, le rapport entre le volume d'air à traiter et le volume de terre impliqué dans l'échange thermique augmente proportionnellement au carré du diamètre et devient rapidement un frein à l'efficacité de l'échangeur.

Dans la pratique la vitesse étant limitée à 4 m/s dans les réseaux tuyaux utilisant un ventilateur d'appui de type hélicoïde, les diamètres utilisés varient entre 150 et 300 mm. Néanmoins, il est possible de dépasser cette vitesse avec des ventilateurs de type centrifuge qui résistent beaucoup mieux aux pertes de charge comme le montre BARBARI et CHIAPPINI (1984).

### 3.3. Effet de la profondeur

L'amplitude thermique annuelle du sol diminue avec la profondeur, tandis que le déphasage avec la température extérieure augmente pour atteindre 6 mois à 7 m de profondeur TIEDEMANN (1991).

D'après VAN'T KLOOSTER (1987), les tuyaux enterrés à 2,30 m sont 15 % plus efficaces que ceux enterrés à 1,80 m alors que BARBARI et CHIAPPINI (1984) obtiennent avec des vitesses d'air élevées un gain de 2°C seulement entre 1,20 m à 2,0 m de profondeur.

### 3.4. Temps de fonctionnement

PURI (1986) enregistre avec un tube d'une longueur de 12 m un rendement égal à 1 jusqu'à 2 heures de fonctionnement, puis une chute de 1 à 0,53 après 12 heures de fonctionnement.

Ce phénomène que l'on a observé nettement à 25 m en été à la fin de la journée et dans une moindre mesure à 50 m impose de limiter les débits en période chaude afin d'éviter le réchauffement trop rapide du sol au cours de la journée.

**Tableau 8** - Coût d'investissement pour un réseau de tuyaux enterrés dans le sol d'une longueur de 25 m

Description	Unité	P.U. (F)	Quantité	Coût total (F)
16 tranchées 25 m x 1,8 m x 0,4 m	ml	50.0	400	20 000
Gaine diamètre 160 mm	ml	18.3	800	15 000
Ventilateur d'appui de 4500 m <sup>3</sup> /h		1800	1	1 800
			Coût total	36 800
			Coût/ml	45
			Coût/place	190

### 4. CONCLUSION

Le réseau de tuyaux enterrés dans le sol a une efficacité comparable à l'échangeur double-flux en période froide GRANIER et ROUSSEAU (1994) mais permet en plus de refroidir l'air en période chaude et d'amortir nettement les variations brutales du niveau de ventilation à mi-saison, souvent néfastes pour la santé des animaux. L'amortissement d'un tel système doit être mis en balance avec les gains attendus sur le plan sanitaire grâce à une meilleure maîtrise de la ventilation.

D'après GRANIER et ROUSSEAU (1994), l'investissement dans un système économe en énergie pour assurer le préchauffage de l'air neuf à 10°C en engraissement ne doit pas dépasser 150 F par place pour être compétitif avec la solution électrique ce qui élimine d'office les moyennes supérieures à

25 m pour les élevages de production.

Néanmoins les coûts annoncés dans le tableau 8 sont à nuancer dans la mesure où la mise en place des tuyaux réalisée à la pelle mécanique représente 56 % du coût final. L'utilisation d'une draineuse pour poser des tuyaux de 160 mm est possible jusqu'à 1,50 m de profondeur argilo-limoneux avec des tuyaux de 160 mm et permet d'abaisser le coût final de 45 à 30 F par mètre linéaire, ce qui ouvrirait de nouvelles perspectives à ce système.

En été, en mode refroidissement, le système peut également présenter un intérêt en verraterie gestante pour diminuer la fréquence des retours en chaleur, en maternité pour maintenir la production laitière des truies et dans les centres d'insémination artificielle pour maintenir la production de semence.

### RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- BARBARI M., CHIAPPINI U., 1984. Budapest, CIGR, p. 388-395.
- GOETSCH W.D., MUEHLING A.J., 1984. Transactions of the ASAE, 27 (4), 1154-1162.
- GRANIER R., ROUSSEAU P., LARNAUDIE M., MASSABIE P., 1994. Journées Rech. Porcine en France, 26, 55-62.
- MURRAY T.V., BRITTON M.G., 1985. ASAE Papers no. 4513.
- NEUKERMANS G., DE SCHRIJVERE K., DEBRUYCKERE M., VAN DER BIEST W., BALEMANS L., 1989. In «Agricultural engineering». 1385-1392. Dodd and Grace éd., Rotterdam, 1504 p.
- PORCHER G., 1987. In : «Cours de climatisation». Ed. parisiennes, 318 p.
- PURI V.M., 1986. Transactions of the ASAE, 29 (2), 526-532.
- SEUFERT H., STINGEL W., 1983. Top Agrar, 6, 99-104.
- TIEDEMANN H., 1991. KTBL. Schiff 340. 105 p.
- VAN'T KLOOSTER D.E., 1987. Proefverslag no. 1.19. Sterksel, Varkensproefbedijf «Suid en West - Nederland».