

**UNIVERSITE DE LIEGE  
FACULTE DES SCIENCES APPLIQUEES**

**Les panaches d'aéroréfrigérants  
au voisinage des centrales thermiques**

Travail présenté par

**Etienne EVERBECQ**

pour l'obtention  
du grade complémentaire  
d'Ingénieur Civil de l'Environnement

Année académique 1981-1982

Nous remercions Monsieur le Professeur J.C.J. NIHOUL pour l'aide qu'il nous apportée dans l'élaboration de ce travail, entre autres pour les nombreux conseils dont il nous a gratifié tout au long de l'année.

Nous tenons aussi à remercier Monsieur le Professeur E.H. HUBERT pour l'aide qu'il nous a apportée dans la recherche de la bibliographie.

## I N T R O D U C T I O N .

=====

Dans la plupart des centrales électriques, de l'énergie calorifique est transformée en énergie mécanique, puis en énergie électrique. On sait que pour réaliser cette transformation, il faut nécessairement disposer du combustible, mais aussi d'un point froid dont la température soit la plus basse possible. En effet, d'après le deuxième principe de la thermodynamique, le rendement de l'installation est une fonction directe de la différence de température entre la source chaude et la source froide.

La plupart des centrales nucléaires construites et à construire sont à eau pressurisée (PWR) . Dans de tels réacteurs, la nécessité de garder l'eau liquide dans le coeur du réacteur limite la température de fonctionnement et donc le rendement, si bien que seuls 33% de l'énergie thermique peuvent être transformés en énergie électrique. (Contre près de 40% pour les centrales thermiques classiques)

Le problème d'évacuation de ces calories excédentaires devient beaucoup plus aigu avec les centrales nucléaires qu'avec les centrales classiques pour d'autres raisons que ce rendement moindre. Dans le temps, les centrales étaient de petite taille (50, 125, 250 MW<sub>e</sub> ) si bien que le refroidissement était assez facile. Maintenant, on construit des centrales nucléaires de 900 à 1.300 MW<sub>e</sub> . De plus, on a tendance à les grouper en parcs de 4 réacteurs. Un parc de 4 centrales de 1.300 MW<sub>e</sub> nous donne  $4 \times 2 \times 1.300 = 10.400$  MW à évacuer. Cela représente l'énergie solaire reçue par le sol un jour de janvier, par ciel clair, sur une surface de 135 Km<sup>2</sup> (à une latitude de 50°). On peut voir que ces quantités sont loin d'être négligeables.

On est donc amené à employer d'autres techniques que celles employées généralement et il est important de voir l'impact de ces techniques sur l'environnement. Le but de ce travail est de montrer quels sont les effets météorologiques qui peuvent être produits par la technique qui semble devoir devenir la plus employée, les tours de refroidissement humides, à tirage naturel.

Dans une première partie, nous allons décrire rapidement les différents modes de refroidissement et montrer pourquoi, de plus en plus, ce sont ces tours de réfrigération que l'on emploie.

Ensuite, nous parlerons de la thermodynamique interne de ces tours, afin de montrer comment on peut calculer les caractéristiques thermodynamiques du panache à la sortie de la tour.

Dans une troisième partie, nous passerons en revue les effets météorologiques pouvant être dus à ces tours et leur impact possible sur l'environnement.

Enfin, nous parlerons des méthodes actuellement employées pour essayer de modéliser ces panaches : la modélisation numérique et la modélisation physique sur modèles réduits.

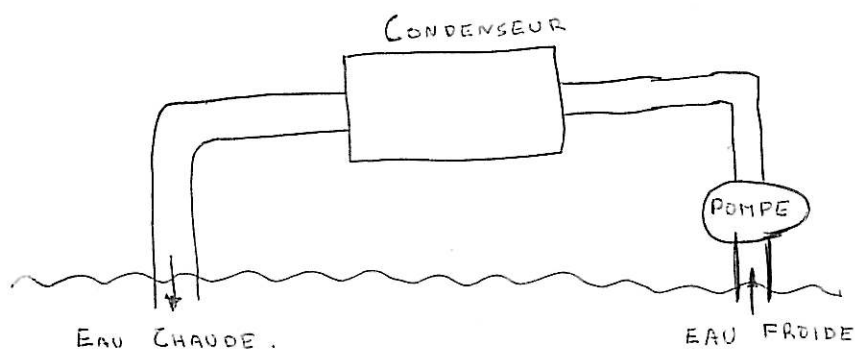


## I. CHOIX D'UN MODE DE REFROIDISSEMENT.

Le problème est le suivant :  
il s'agit d'extraire de la chaleur du circuit secondaire de la centrale à l'aide d'un troisième circuit, le circuit de refroidissement (fig. 1.1.). Il s'agit donc de se procurer l'eau fraîche nécessaire à ce refroidissement.

Le premier mode de refroidissement qui vient à l'esprit est le refroidissement en circuit ouvert (fig. 1.2.) : on se place près d'un milieu aquatique naturel (mer, cours d'eau, estuaire,...) on prélève un certain débit et, après passage dans le condenseur de la turbine, on le restitue, réchauffé de quelques degrés. Ce système a l'avantage de la simplicité et du coût d'investissement minimum.

Fig 1.2. Schéma d'un système de refroidissement en circuit ouvert.



Seulement, ces rejets d'eaux chaudes doivent être limités pour préserver la faune et la flore des rivières. En effet, les poissons de nos rivières ne peuvent survivre si la température de l'eau atteint un certain niveau (25 - 30°C) ou s'ils subissent un choc thermique trop grand en passant devant la centrale.

# Comment fonctionne une centrale nucléaire ?

Une centrale nucléaire ne se distingue des autres types de centrales thermiques que par le processus de production de vapeur. Le reste de l'équipement mécanique est similaire : la turbine entraînée par la vapeur, l'alternateur accouplé à la turbine et les transformateurs distribuant le courant dans le réseau.

Production de vapeur

Partie conventionnelle

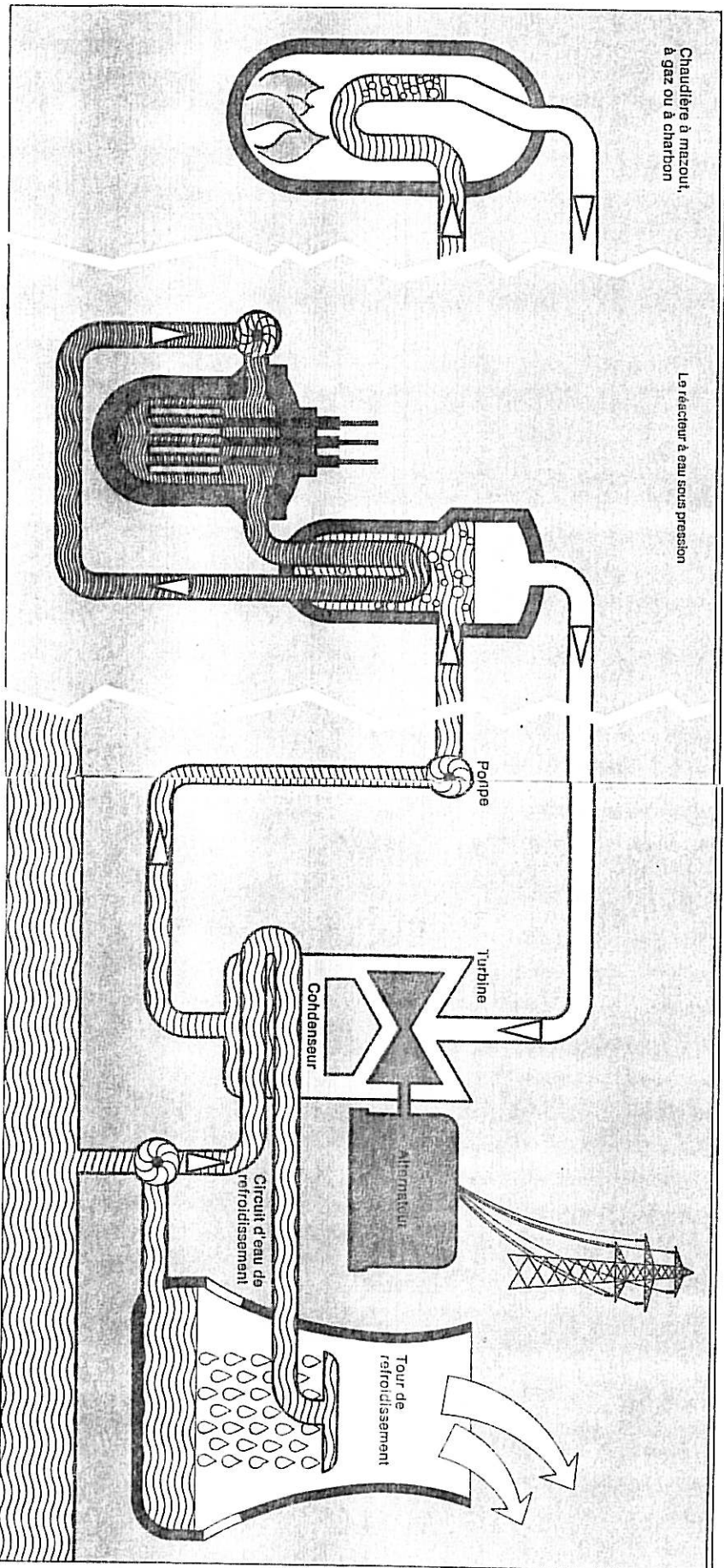


Fig. 1.1

Supposons par exemple une centrale de 900 MW<sub>e</sub> qui rejette donc 1.800 MW de puissance inutilisée. Si on ne tolère qu'un échauffement de 9°C, le débit d'eau nécessaire est de 
$$Q = \frac{1800}{9 \times 4,18} = 48 \text{ m}^3/\text{s} .$$

On voit bien que les sites permettant un tel prélèvement sont relativement rares, et même nuls en Belgique en période d'étiage. Il est donc nécessaire d'employer une nouvelle technique car les sites disponibles pour le refroidissement en circuit ouvert seront vite utilisés.

La seule autre possibilité de rejeter ces calories est de les rejeter à l'atmosphère et ce par des tours de refroidissement. Ces tours peuvent être :

- à tirage forcé (fig. 1.3.)
- à tirage naturel (fig. 1.4.), ce qui impose des hauteurs de tour considérables pour avoir l'effet de cheminée.
- Sèches, où toute la chaleur est emportée sous forme de chaleur sensible.
- Humides, où la plus grande partie de la chaleur est emportée sous forme de chaleur latente
- éventuellement sèches - humides, soit une combinaison de ces 2 derniers types.

Il importe alors de voir quel est le type le plus avantageux

- du point de vue économique
- du point de vue environnement.

Le principe des tours humides est de mettre en contact direct de l'air "frais" avec l'eau du condenseur, en maximisant la surface d'échange. (fig. 1.5. et 1.6.).

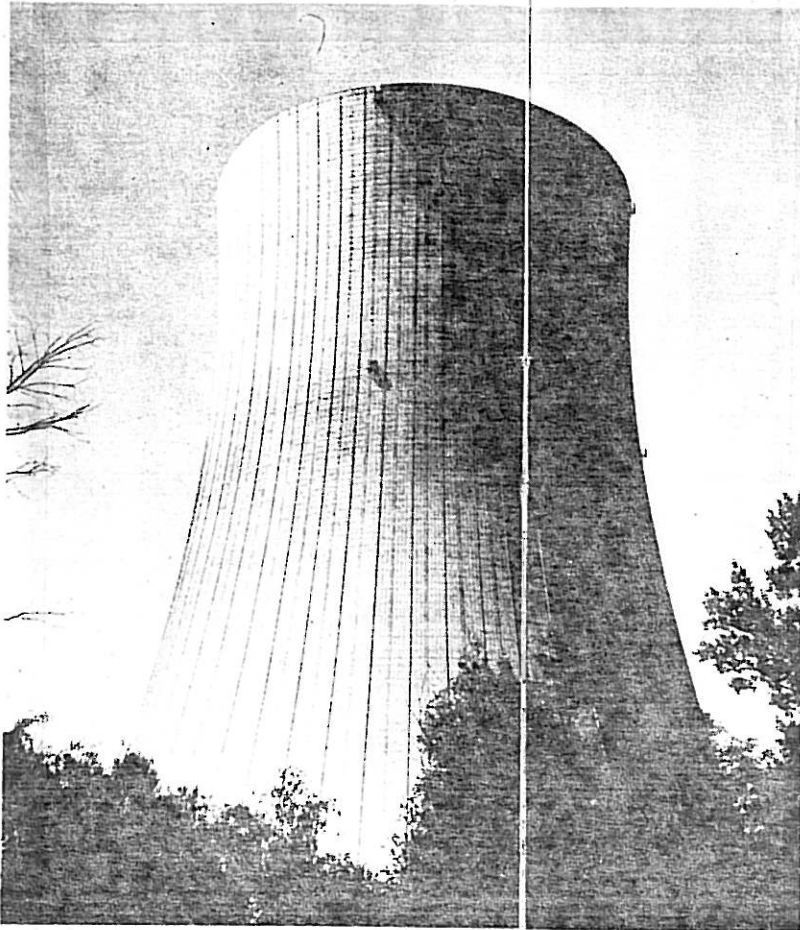


Fig. 1.4

*Tour humide à tirage naturel*

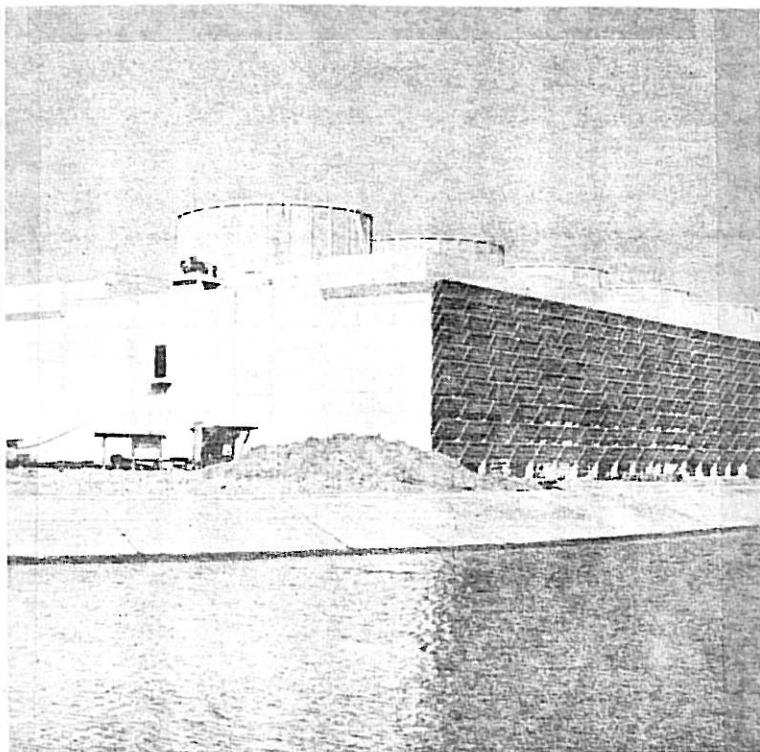


Fig. 1.3

*Tours humides à tirage forcé*

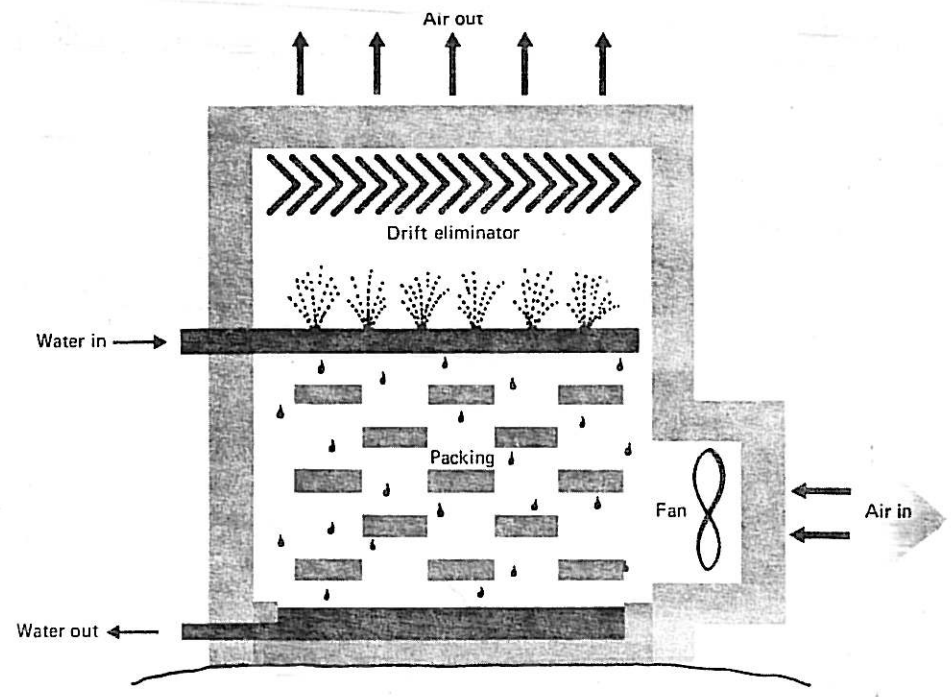


Fig. 4.5. Tour humide à tirage forcé.

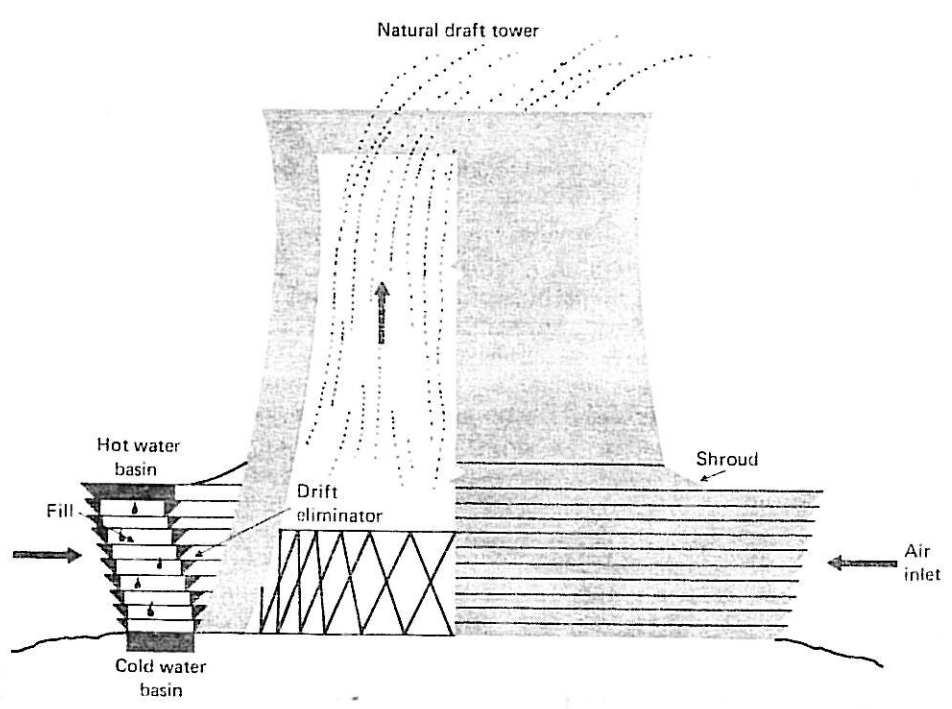


Fig. 4.6. Tour humide à tirage naturel.

Là, une partie de l'eau se vaporise et s'élève avec l'air en emportant environ 80% de la chaleur résiduelle. Les 20% restant s'en vont sous forme de chaleur sensible. Il faut donc remplacer l'eau évaporée, qui pour une centrale de 1.000 s'élève à environ  $0,6\text{m}^3/\text{s}$ . L'ennui de ces tours est la formation d'un panache à la sortie. (Il faut aussi noter la présence d'une eau de purge qui chauffe légèrement la rivière et y apporte un surcroît de matières minérales).

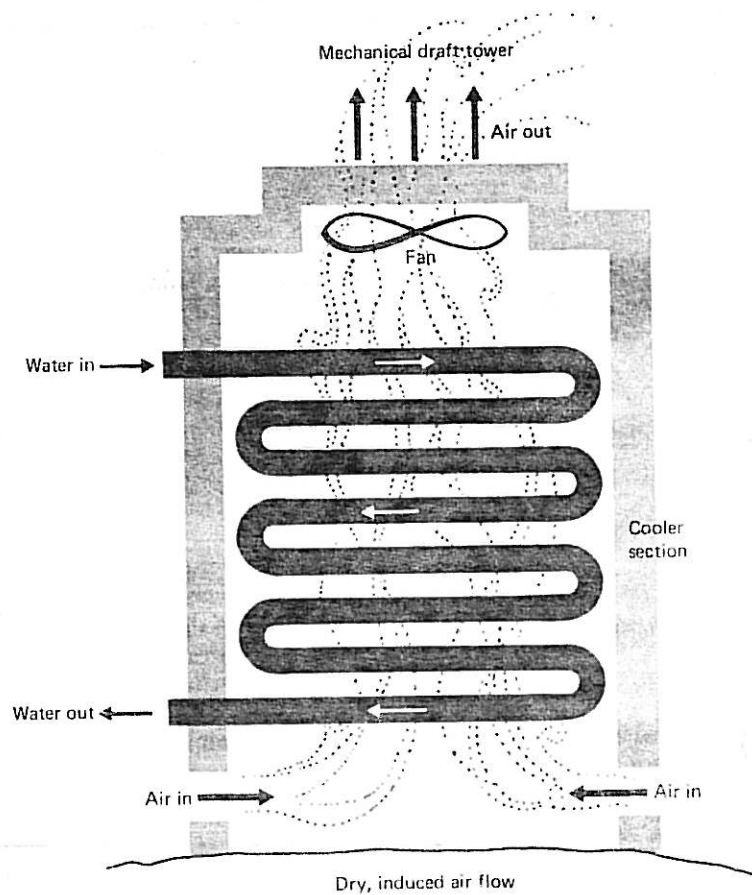


Fig. 1.7. Tour sèche à tirage forcé.

Dans les tours sèches, il n'y a aucun contact direct entre l'eau et l'air : toute la chaleur s'en va sous la forme de chaleur sensible. (fig. 1.7.). Ces réfrigérants n'émettent que de l'air chaud et sec, mais la surface d'échange doit être beaucoup plus grande. Le panache est invisible et il est doté d'un excellent pouvoir ascensionnel. Seulement, en circulation naturelle, elles sont plus encombrantes que les tours humides à cause du volume beaucoup plus grand d'air nécessaire. Par exemple, pour une centrale de 1.000 MW<sub>e</sub>, on pourrait avoir :

- pour une tour humide :	hauteur	145 m
	diamètre à la base	115 m
	diamètre au sommet	70 m
- pour une tour sèche :	hauteur	270 m
	diamètre à la base	240 m
	diamètre au sommet	165 m

On peut éventuellement essayer de concilier les avantages de ces 2 réfrigérants en construisant des tours mixtes : l'eau du condenseur passe d'abord dans un échangeur à surface (comme dans les tours sèches), puis elle est refroidie par évaporation dans l'autre partie de la tour qui fonctionne comme une tour de réfrigération humide normale. Ce type de réfrigérant n'est, actuellement, envisagé qu'avec un tirage forcé.

Je cite encore pour mémoire un type de réfrigération qui aurait pu être très intéressant : la réfrigération par aspersion (fig. 1.8.) : au lieu de rejeter directement l'eau dans la rivière comme dans les circuits ouverts, on la met d'abord en contact avec l'air atmosphérique au moyen de jets d'eau. Malheureusement, on peut voir que le rendement devient très faible dès que l'on aborde de grandes puissances.



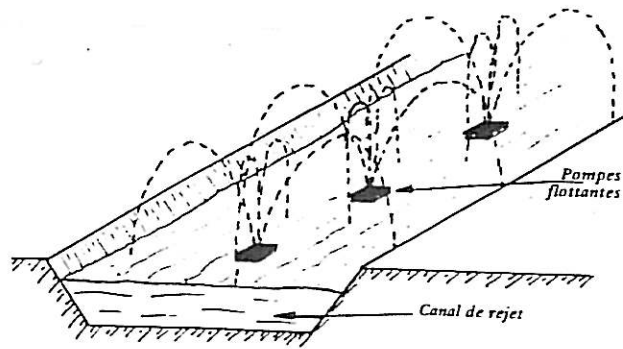


Fig. 1.8

*Systeme de refroidissement par aspersion  
utilisant des pompes flottantes*

Enfin, il faut dire que si une partie des calories perdues peut être récupérée (dans l'aquaculture, la pisciculture,... ce ne sera jamais une solution pour évacuer les quantités phénoménales de chaleur résiduelle.

1) Point de vue économique.

Les frais inhérents à un système de refroidissement se décomposent en trois :

- Les frais de construction
- Les frais d'exploitation
- Les frais par perte de rendement.

Dans les frais d'exploitation, il faut mettre en exergue la consommation en électricité dans les tours à tirage forcé. En effet, cette consommation est loin d'être négligeable. (de l'ordre de 1% de la puissance fournie par la centrale).

Il est évident aussi que le rendement de la centrale dépend intimement de l'eau froide que l'on peut fournir : moins elle sera froide, moins le rendement sera bon. Autrement dit, il importe d'obtenir une eau la plus froide possible. Or cette température dépend de la température extérieure, mais mesurée

- au thermomètre humide pour les réfrigérants humides et humides - secs

- au thermomètre sec pour les réfrigérants secs.

On peut donc voir que l'énergie électrique produite avec un réfrigérant sec est plus petite qu'avec un réfrigérant humide (fig. 1.9.).



VARIATIONS DES PUISSANCES  
ELECTRIQUES NETTES MOYENNES  
MENSUELLES  
REFRIGERANTS A TIRAGE NATUREL

- 11 -

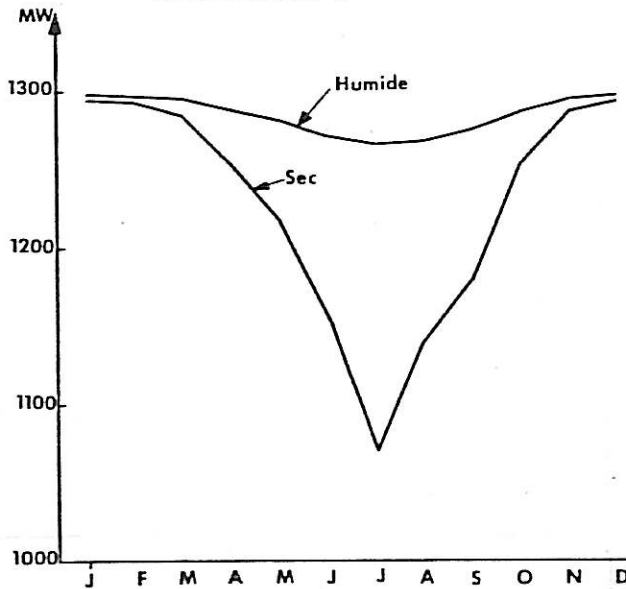


Fig. 1.3

Extrait de S. FUSTER, 1980 [34]

On peut ainsi calculer une "fonction de prix" en tenant compte des différents paramètres intervenant : coût des constructions, taux d'actualisation, pertes de puissance électrique, pertes de charge dues au vent, ... Cela a déjà été fait et les résultats d'une telle étude sont présentés au tableau 1.1., tiré de S. FUSTER, 1980 [34]\*

COMPARAISON DES DIVERS TYPES DE REFRIGERANTS

TRANCHES PWR 1300 MW

Base économique : 1.1.1979

Tabl. 1.1.

MODE DE REFRIGERATION	HUMIDE		HUMIDE-SEC	SEC	
	Naturel*	Induit*	Induit*	Naturel	Induit
Approche (air th.sec 11°C humide 9°C) °C	12,5	12,5	13,5	16	17
Pression de condensation nominale mbar	63	63	66	82	80
Puissance de ventilation MW	0	10	12	0	26
Puissance de pompage MW	13	13	8	14	13
Puissance moyenne de la tranche MW	1285	1275	1275	1260	1240
Coût du réfrigérant	1	1,25	2,30	5,7	4,8
Coût de la source froide	1	1,1	1,6	3,6	3,1
Δ Coût investissement source froide MF	0	20	130	550	440
Δ Bilan d'exploitation MF	0	70	80	190	350
Δ Bilan général MF	0	90	210	740	790
Δ Coût du kWh/Coût du kWh %	0	1,0	2,4	8,4	8,9

\* à contre courants

Extrait de S. FUSTER, 1980 [34]

\* Les chiffres entre crochet renvoient à la bibliographie.

On voit alors que ce sont les réfrigérants humides à tirage naturel qui sont les plus économiques. De plus, ce sont ceux qui permettent d'obtenir la puissance électrique maximale. (La puissance thermique est chaque fois la même.)

Les réfrigérants humides-secs sont déjà nettement moins bon, quant aux réfrigérants secs, la différence de prix est telle qu'ils ne se justifient que dans des cas extrêmes, en zone aride.

Rappelons qu'actuellement, le prix du KWH nucléaire est estimé à environ 1,30 francs belges. Une différence de prix de revient de 1% entraîne une perte de  $0,01 \times 1,3 \times 24 \times 900.000 = 280.800$  francs par JOUR, pour une centrale de 900 MWe. On voit que c'est loin d'être négligeable.

## 2) Point de vue environnement.

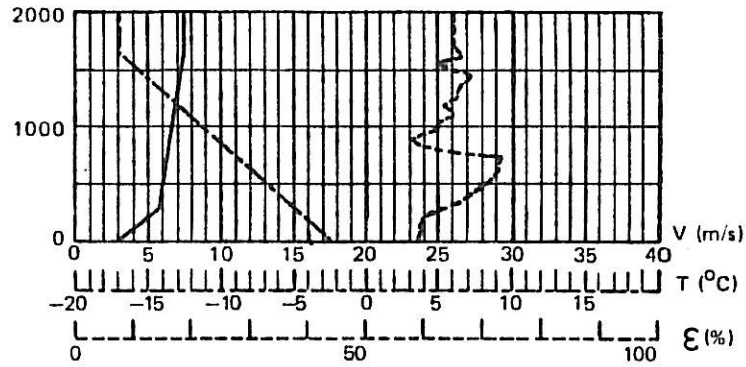
Ici, les tours humides présentent des ennuis non négligeables dus au panache important qu'elles causent. Cela est le but de ce travail. Ces ennuis sont surtout graves dans le cas où l'on a des tours à tirage induit, à cause de leur faible hauteur.

Les réfrigérants humides-secs présentent les mêmes ennuis, mais en beaucoup moins important.

Quant aux tours sèches, il faut d'abord tenir compte de leurs dimensions importantes qui donnent lieu à une certaine nuisance visuelle. De plus, dans certaines conditions, ils émettent aussi des panaches visibles comme l'ont montré CAUDRON et VIOLLET (1979) [13] sur une simulation numérique (fig. 1.10)

Un problème dont il faut tenir compte aussi est celui du bruit causé par les ventilateurs et par les chutes d'eau dans les réfrigérants humides.

ÉTUDE DES PANACHES VISIBLES COMPARÉS  
2 x 1300 MWe humide, sec-humide, sec



CONDITIONS MÉTÉOROLOGIQUES DE JOHN AMOS

CAS N° 43

Puissance thermique évacuée  $\sim$  5200 MW

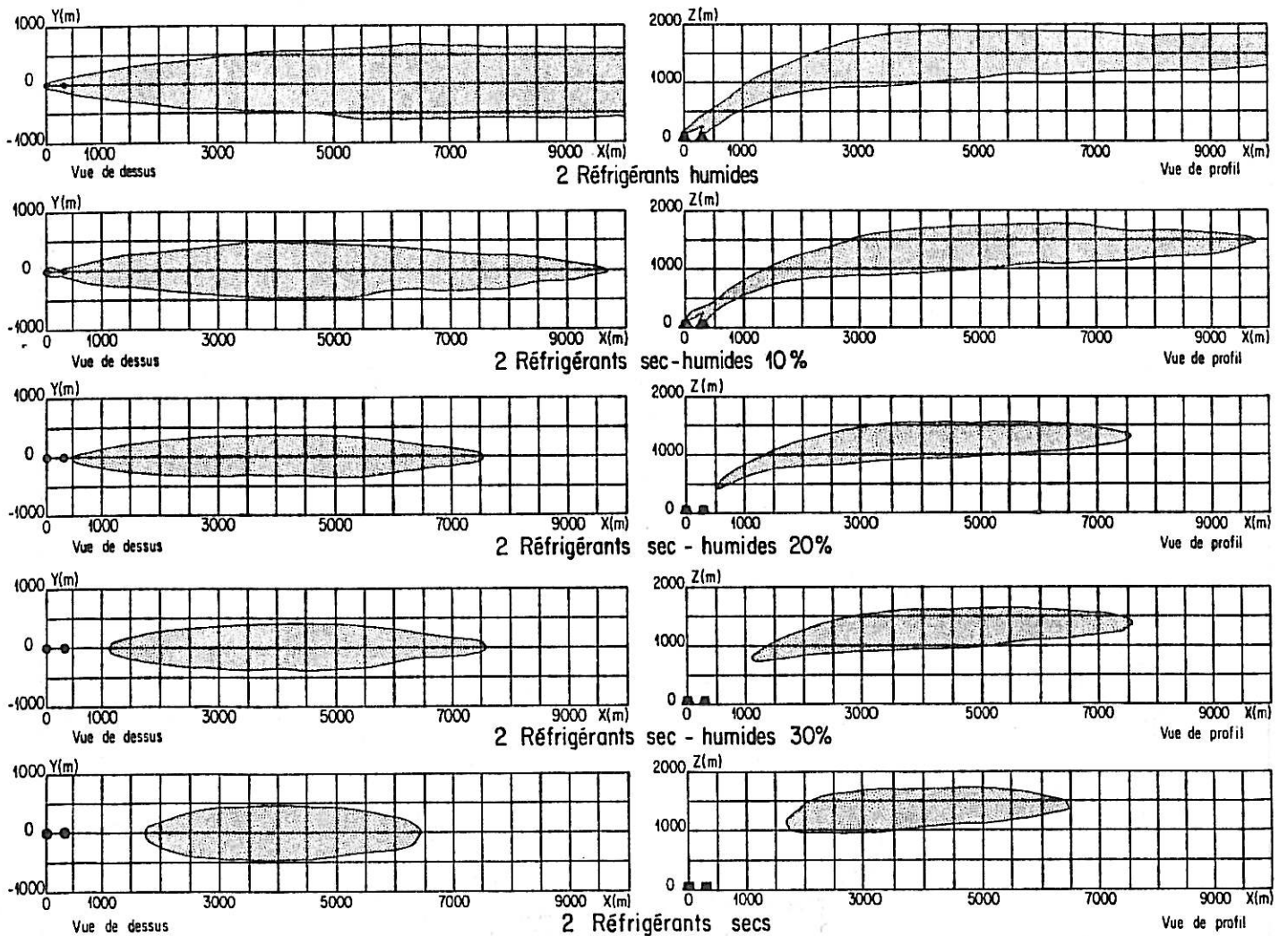


Fig. 1-10

Extrait de CAUDRON et  
VIOLETT (1975)

### 3) Conclusions.

En résumé, il semble bien que ce soient les réfrigérants humides à tirage naturel les plus intéressants.

Les réfrigérants à tirage induit peuvent éventuellement être employés dans le cas où des considérations esthétiques interviendraient, tout en faisant attention à la formation de brouillards. Ils peuvent être intéressants aussi dans le cas où ils ne seraient utilisés qu'une partie de l'année (voir Tihange 1).

Les réfrigérants humides-secs peuvent être intéressants mais il est difficile de juger si l'atténuation du panache qu'ils permettent justifie le surcoût du KWh qu'ils entraînent. Il semble que ce ne soit le cas que dans des sites exceptionnels.

Les réfrigérants secs ne doivent être envisagés qu'en zone aride, ce qui n'est pas le cas de nos régions.

## II FONCTIONNEMENT INTERNE DES REFRIGERANTS HUMIDES A TIRAGE NATUREL.

Le but de ce travail est de regarder l'impact sur l'environnement des panaches d'aérofrigérants. Pour cela, il est nécessaire de connaître les caractéristiques de l'air saturé à la sortie du réfrigérant, y compris sa vitesse de sortie.

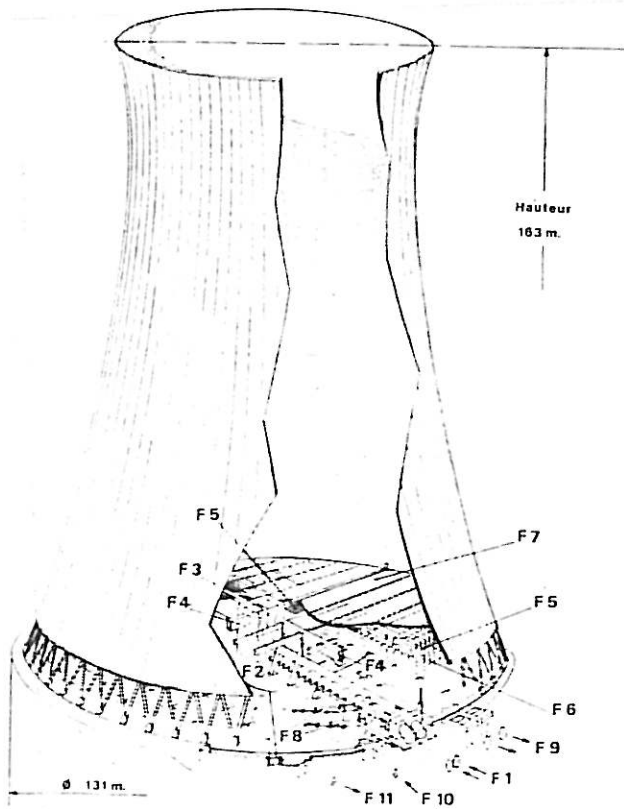
Dans ce chapitre, nous allons donc examiner le fonctionnement du réfrigérant et la manière de calculer ces différents paramètres.

### 1) Description d'une tour de refroidissement.

On peut voir sur les figures 2.1 et 2.2 les schémas de réfrigérants atmosphériques, à contre-courant et à courants croisés. (Dans la suite de l'exposé, pour des raisons de simplicité, nous ne traiterons plus que les réfrigérants à contre-courant, les différences (pour le panache) n'étant pas si grandes).

On voit que l'on peut séparer ces réfrigérants en deux zones bien distinctes :

a) En bas du réfrigérant se trouve une zone où se fait l'échange de chaleur par un contact air-eau à contre-courant. cette zone contient aussi tous les auxiliaires : zone de dispersion, panneaux séparateurs de gouttes, conduites d'eau... Dans cette zone, l'eau est d'abord dispersée dans le packing, puis le gros de l'échange de chaleur a lieu dans la zone de pluie, située en dessous. Dans cette zone, l'eau se refroidit par échange de chaleur sensible (échauffement de l'air) et de chaleur latente (évaporation d'une partie d'eau), les proportions étant d'environ 20% - 80%. Le problème ici est de calculer la zone d'échange nécessaire au refroidissement, d'où on peut connaître les caractéristiques de l'air à la sortie du réfrigérant.



Centrale nucléaire de Dampierre en Burly  
(4 tranches PWR de 900 MWe)  
Réfrigérant atmosphérique à contre-courant  
Diamètre : 131 m - Hauteur : 163 m

Fig. 2.1

- F 1 - Conduites d'eau à refroidir
- F 2 - Châtea d'eau
- F 3 - Tulipes de déversement d'eau à refroidir
- F 4 - Galeries d'alimentation d'eau à refroidir
- F 5 - Tubes de distribution d'eau à refroidir
- F 6 - Packings de ruissellement (échangeur air eau)
- F 7 - Panneaux séparateurs de gouttes
- F 8 - Conduites de contournement
- F 9 - Conduites d'eau refroidie
- F 10 - Conduite d'eau d'appoint
- F 11 - Conduite de déconcentration, vidange
- F 12 - Coque de tirage d'air

Centrale nucléaire de St-Laurent-des-Eaux  
Tranches B<sub>1</sub> et B<sub>2</sub> (PWR - 900 MWe)  
Réfrigérant atmosphérique à courants croisés  
Diamètre : 175 m - Hauteur : 120 m

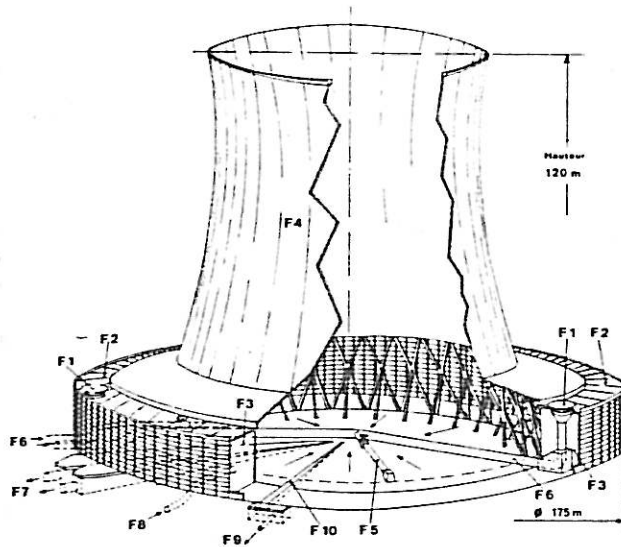


Fig. 2.2.

- F 1 - Tulipes de déversement d'eau chaude
- F 2 - Distribution d'eau chaude
- F 3 - Échangeur air-eau
- F 4 - Coque de tirage d'air du réfrigérant
- F 5 - Contournement de démarrage
- F 6 - Conduites d'eau chaude
- F 7 - Conduites d'eau froide
- F 8 - Conduite d'eau d'appoint
- F 9 - Conduite de déconcentration
- F 10 - Caniveau de vidange

b) La deuxième partie de la tour est la coque destinée à assurer le tirage d'air. Le débit d'air nécessaire à refroidir l'eau détermine une hauteur de tirage indispensable pour évacuer ce débit malgré les pertes de charge existantes. Comme, en première approximation, le tirage est proportionnel à la hauteur de la tour de réfrigération, la connaissance du débit à évacuer et du diamètre de la tour suffiront pour déterminer la hauteur de la tour.

2) Calcul de l'échange thermique dans la plume d'un réfrigérant à contre-courant.

a) La relation de MERKEL.

La manière classique de procéder est de s'appuyer sur la théorie de Merkel (1925) qui, grâce à des hypothèses simplificatrices permet des résolutions manuelles.

Nous allons étudier les transferts qui ont lieu dans une tranche d'épaisseur  $dz$  du corps d'échange (fig. 2.3)

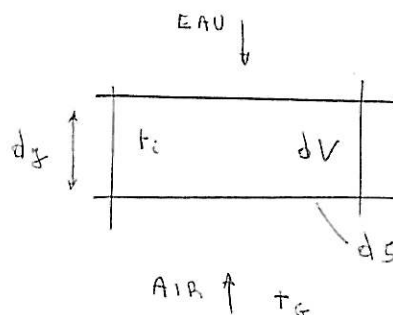


Fig. 2.3

La surface d'échange  $dS$  entre l'eau et l'air contenue dans cette tranche peut être représentée de la façon suivante :

$$dS = AdV \quad (1)$$

où -  $dV$  est l'élément de volume considéré

-  $A$  est la "surface volumique", c'est à dire la surface d'échange par unité de volume du corps d'échange.

Dans la tranche  $dz$ , la température de l'interface air-eau est  $t_i$ , celle de l'air est  $t_g$ . Soit  $dW_1$  la chaleur sensible transférée par unité de temps, pour un élément  $A dv$  :

$$dW_1 = h_g (t_i - t_g) A dv \quad (12)$$

où  $h_g$  est un coefficient de transfert.

Pour le transfert évaporatif, on peut écrire si  $dm$  est la masse d'eau évaporée par unité de temps :

$$dm = k [ P_s(t_i) - P_v ] A dv \quad (13)$$

où -  $P_v$  est la pression partielle de la vapeur d'eau dans l'air  
-  $P_s(t)$  est la pression de vapeur saturante à la température de l'interface.

Si on admet qu'il y a proportionnalité entre la pression partielle de l'air humide et le rapport de mélange, la chaleur transférée par évaporation peut s'écrire :

$$dW_2 = k_G (\tau_i - \tau_g) L_t A ds \quad (14)$$

où -  $k_G$  est un coefficient de transfert.

-  $\tau_i$  et  $\tau_g$  sont les rapports de mélange (kilos de vapeur par kilos d'air sec) à l'interface et dans l'air.

-  $L_t$  est la chaleur latente de l'eau, par unité de masse, à la température  $t_i$ .

En additionnant  $dW_1$  et  $dW_2$ , on obtient le transfert de chaleur total à travers l'élément de surface :

$$dW = [ h_g (t_i - t_g) + L_t k_G (\tau_i - \tau_g) ] A dv \quad (15)$$

Supposons maintenant que la chaleur latente de vaporisation soit constante entre  $t_i$  et  $t_g$  et égale à sa valeur à  $0^\circ C$ , soit  $L_0$ .

Supposons enfin que la relation LEWIS soit vérifiée, c'est à dire que les coefficients de transferts soient réunis par la relation :

$$\frac{h_g}{k_G} = C_e \quad (16)$$



où  $C_e$  est la chaleur spécifique de l'air humide

On a alors :

$$dW = k_G [C_e (t_i - t_s) + L_o (w_i - w_e)] A dv \quad (7)$$

Or, on peut aussi exprimer cette puissance à partir du débit d'eau  $q_o$ , de la chaleur massique de l'eau  $C$  et du refroidissement  $dt$  de l'eau dans la tranche  $dz$  :

$$dW = C q_o dt \quad (8)$$

En introduisant l'enthalpie de l'air humide, définie par

$$h = C_e t + \tau (L_o + C_v t) \simeq C_e t + \tau L_o \quad (9)$$

où  $C_v$  est la chaleur spécifique de la vapeur d'eau,

(7) devient

$$dW = k_G [h_i - h_e] A dv$$

De (8) et (10), on a

$$\frac{k_G AV}{q_o} = C \int_{t_2}^{t_1} \frac{dt}{h_i - h_e} \quad (11)$$

Cette relation, dite relation de MERKEL permet

- de calculer  $k_G AV$  à partir des résultats d'essais.
- de calculer la température d'eau refroidie à partir des conditions nominales et de la valeur de  $KAV$ .

#### b) Remarques sur les hypothèses de calcul.

\* On peut admettre la proportionnalité de la pression partielle de l'eau et du rapport de mélange si la température d'entrée de l'eau est inférieure à 50°C, puisque on a la relation

$$\tau = \frac{M_v}{M_a} \frac{P_v}{P - P_v}$$

où -  $M_v$  et  $M_a$  sont les masses molaires de la vapeur d'eau et de l'air sec.

-  $P$  est la pression atmosphérique.

Pour  $t = 50^\circ\text{C}$ , on a  $P_s(t) = 120 \text{ mbar} \simeq 12\%$  de  $P$

\* Entre 0 et 40°C,  $L_t$  varie de moins de 4%.

\* Les résultats expérimentaux présentés dans la littérature montrent que le rapport  $\frac{h_e}{k_G C_e}$  est en général

compris entre 0,9 et 0,95.

En faisant un calcul plus explicite, on pourrait montrer que l'erreur relative sur  $dW$  à ces deux dernières hypothèses est inférieure à 1% (MERIGOUX 1980) [50]

c) Utilisation de la relation de Merkel.

\* Calcul du coefficient d'échange à partir des essais. On peut déterminer le produit  $KgAV$  à partir de l'équation (11) en remarquant que la fonction à intégrer est connue si on connaît le débit d'eau  $q_0$  et le débit d'air sec (massique)

L'expérience montre alors que l'on peut assez bien mettre  $KgAV$  sous la forme :

$$\frac{KgAV}{q_0} = K \left( \frac{q_{mass}}{q_0} \right)^n \quad (12)$$

où  $K$  et  $n$  dépendent de la nature du corps d'échange.

\* Calcul des caractéristiques de la tour, pour des conditions de fonctionnement fixées à priori.

On se place dans le cas où l'on a déterminé à partir des essais les coefficients  $C$  et  $n$  de la relation (12). On se donne des conditions de fonctionnement, à savoir : le débit d'eau  $q_a$ , la température de l'eau à l'entrée de la tour  $t_1$ , et la température humide de l'air extérieur,  $t_h$ .

On cherche à calculer la température d'eau refroidie  $t_2$  : pour cela, on opère en plusieurs phases :

- on détermine le débit d'air à partir du débit d'eau en utilisant la courbe de variation  $q_{mass} = f(q_0)$  établie pendant les essais.

- on calcule  $KAV$  à partir de la relation (12)

- la température  $t_2$  doit satisfaire à la relation (11); dans cette relation,  $t_2$  n'intervient pas explicitement, mais comme borne d'intégration; on détermine donc cette température par approximations successives.

N.B. La détermination du débit d'air est très délicate et même souvent à des erreurs relatives de l'ordre de 20%. Mais, comme ce débit n'intervient que comme intermédiaire de calcul, on peut constater que les erreurs sur la température de l'eau froide sont beaucoup plus petites.

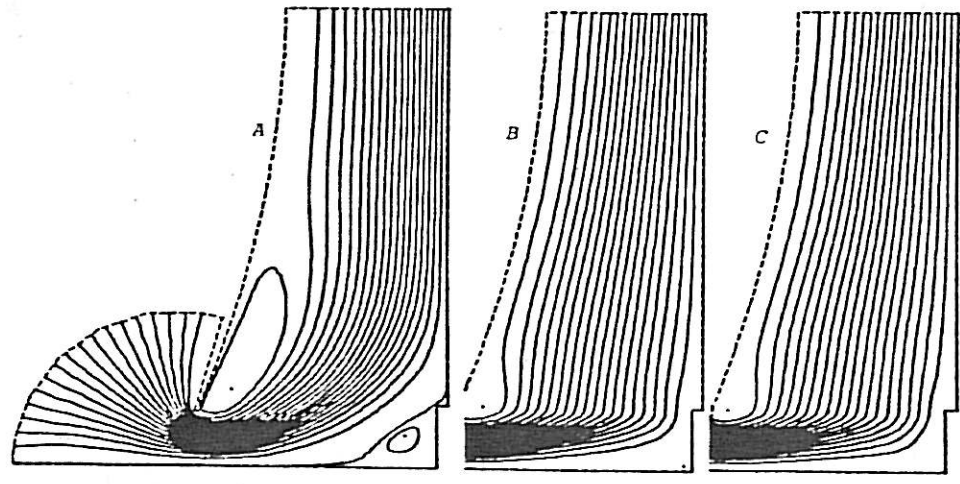
### 3) Conclusions.

Ces équations permettent donc de calculer une tour de réfrigération et les caractéristiques de l'air humide qui en sort. Connaissant le débit d'air sec et le diamètre de la tour, on pourrait aussi calculer la vitesse de sortie de l'air humide.

Seulement, il devient de plus en plus intéressant de traiter ce problème par voie numérique, ce qui a aussi l'avantage de permettre de traiter en même temps l'écoulement de l'air dans la coque. On peut voir ainsi sur la figure 2.4. les lignes de courant calculées par un algorithme aux éléments finis.

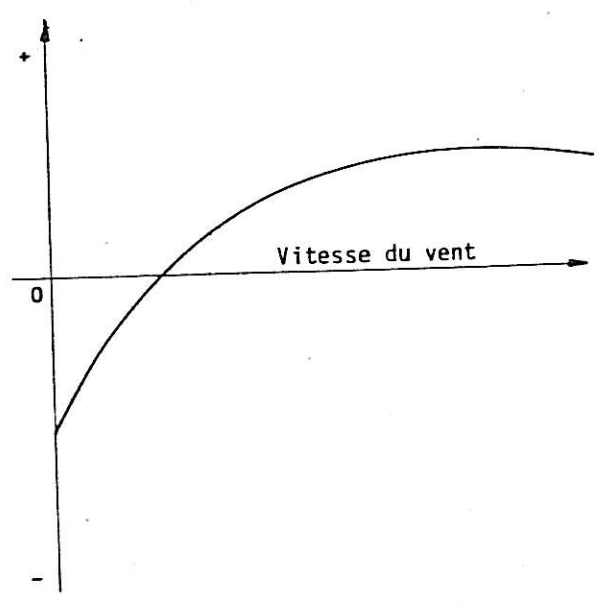
Il importe aussi d'essayer de voir l'influence du vent sur le tirage, influence qui est loin d'être négligeable, comme on peut le voir sur la figure 2.5.

Cependant, on peut considérer que l'on est maintenant capable de connaître les caractéristiques de l'air humide au sortir du réfrigérant.



- Lignes de courant calculées ; A : sans couplage ; B : avec packing ; C : avec packing et gouttes

Fig. 2.4  
Extrait de BRISON et AL. [26] (1980)



Variation de la température d'eau refroidie en fonction de la vitesse du vent

Fig. 2.5  
Extrait de RIBIER (1980) [32]

### III. EFFETS METEOROLOGIQUES DES TOURS DE REFROIDISSEMENT.

Pour connaître les effets météorologiques des panaches d'aéroréfrigérants, il est nécessaire de savoir comment ils évoluent. Pour cela, 2 grandes méthodes sont possibles (en dehors des mesures "insitu").

1) Essayer de modéliser mathématiquement les équations du mouvement et les conditions aux limites et les résoudre numériquement.

2) Faire un modèle à échelle réduite, en essayant de respecter le plus possible les conditions de similitude.

Nous parlerons de ces 2 méthodes à la fin de l'exposé. Mais on peut déjà dire qu'elles sont loin d'être parfaites dans le cas qui nous intéresse. En effet, si elles donnent des résultats satisfaisants pour calculer l'évolution moyenne du panache, ceux-ci sont nettement moins bons lorsqu'il s'agit de tenir compte de conditions particulières très importantes dans les problèmes d'environnement (reliefs importants, inversions de température...) où lorsqu'il s'agit d'analyser des problèmes qui influencent peu le panache mais sont importants pour nous (formation de pluie...)

La plupart des phénomènes qui influencent l'environnement sont assez rares. Aussi n'est-il pas étonnant que l'on trouve très peu de résultats quantitatifs quant à ces différents phénomènes. Aussi, pour les différents effets météorologiques que nous allons passer en revue, il sera rare que nous puissions donner des résultats tangibles sur les probabilités réelles qu'ils arrivent. La seule manière d'améliorer ces résultats est d'intensifier les campagnes de mesures "in situ".

Nous allons commencer par voir l'évolution du panache de la manière "classique" due entre autres à PASQUILL (1962) : cette méthode est peut-être moins employée maintenant, mais elle a l'avantage de bien montrer la physique du phénomène.

Ensuite, nous passerons en revue les différents effets météorologiques ayant une influence sur l'environnement.

### A. Le panache d'un aéroréfrigérant.

On a le problème suivant : une masse d'air plus chaud et humide que l'air ambiant est rejetée dans l'atmosphère à une certaine hauteur  $h_0$  et avec une vitesse verticale initiale  $W_0$ . On recherche l'évolution du panache cr e .

On peut noter à l'avance que

- l'air rejeté ayant une vitesse verticale ascendante et une densité plus faible que celle de l'air ambiant tend à se déplacer vers le haut. ( Rappelons que l'air humide non saturé est plus léger que l'air sec, puisque la densité de la vapeur d'eau par rapport à celle de l'air est d'environ 0,6).

- sauf par vent nul, le panache prend une direction oblique à la sortie de la tour et se couche progressivement dans le sens du vent jusqu'à atteindre l'horizontale. La différence de hauteur entre l'axe du panache et la hauteur de la tour est appelée surhauteur du panache

On distingue trois phases successives dans l'évolution dynamique du panache d'air humide (fig. 3.1.)

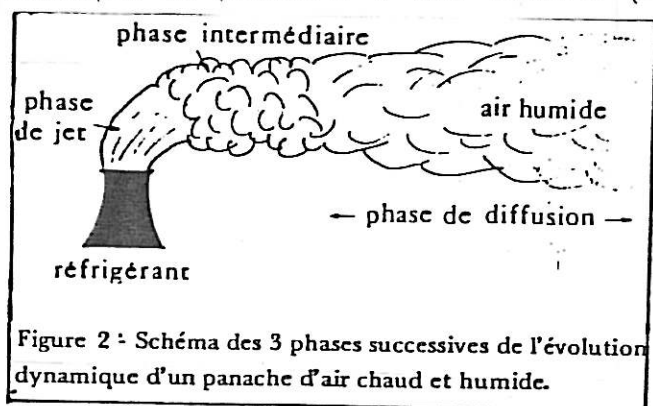


Fig. 3.1

- La phase initiale de jet où la dispersion du panache est essentiellement assurée par la turbulence induite par le jet. Les propriétés dynamiques du panache sont prépondérantes par rapport aux propriétés atmosphériques.

- La phase terminale où le phénomène de diffusion est plus important et où la turbulence est uniquement d'origine atmosphérique.

- Une phase intermédiaire où les turbulences propres au panache et à l'atmosphère sont du même ordre de grandeur. Cette phase joue un rôle majeur dans la restructuration des propriétés dynamiques internes du panache.

La surhauteur du panache diminue avec la vitesse du vent et le degré de stabilité de l'air.

Le calcul théorique de ces différentes phases est assez complexe et fait appel à des modes de calcul assez difficiles. On peut éventuellement développer les équations et les simplifier (ESKINAZI 1975) [ 11 ] . Mais on peut en tirer les renseignements utiles plus facilement. En effet, l'intérêt principal du calcul des deux premières phases est de calculer la surhauteur du panache

Des formules plus ou moins empiriques ont été développées à ce sujet. Citons par exemple une formule due à ESKINAZI\*

$$\Delta h = \frac{4,77}{1 + 0,43 \left( \frac{U_3}{W_0} \right)} \frac{(Q W_0)^{1/2}}{U_2} + 6,37 g \frac{Q A T}{U_3^3 T_1} \left( \ln J^2 + \frac{2}{J} - 2 \right)$$

$$\text{où } J = \frac{U_2^2}{(Q W_0)^{1/2}} \left[ 0,43 \left( \frac{T_1}{g d p} \right)^{1/2} - 0,28 \frac{W_0 T_1}{g d p} \right] + 1$$

\* Sauf mention contraire explicite, toutes les grandeurs citées dans ce travail sont supposées être exprimées dans les unités du système international M.K.S.



et où  $U_a$  est la vitesse moyenne du vent

$Q$  est le débit volumique de l'air sortant de la tour

$\Delta T = T - T_a$  est la différence de température entre l'air sortant de la tour et le même air ramené à la densité de l'air ambiant.

$g$  est la constante gravitationnelle

$d_p$  et  $d_{sed}$  sont des coefficients variant suivant la structure thermique de l'air.

D'autres formules plus simples, ont été développées sur des expériences

ex. LUCAS (1958):  $\Delta h = 16,44 \frac{H^{0,75}}{U_a}$ , ou  $H$  est le débit d'enthalpie.

Des formules intéressantes sont dues à G.A. BRIGGS (1969). Ces formules ont une base théorique mais les valeurs des coefficients numériques ont été ajustées d'après de nombreux résultats expérimentaux.

La quantité  $W_s$  de chaleur sensible rejetée par un réfrigérant de diamètre  $D$  avec une vitesse de sortie  $W_0$  s'écrit :

$$W_s = \pi \frac{D^2}{4} W_0 \rho_r C_p (T_r - T_a)$$

où -  $T_r$  et  $T_a$  sont les températures de l'air à la sortie et à l'entrée du réfrigérant ( $^{\circ}K$ )

-  $\rho_r$  est la masse spécifique de l'air à la sortie du réfrigérant

-  $C_p$  est la chaleur spécifique de l'air humide, à pression constante ( $1000 \text{ J} / \text{kg} \cdot ^{\circ}K$ .)

Soit une particule d'air de volume  $v$  et de masse spécifique  $\rho_r$  rejetée par le réfrigérant. Elle est soumise à une force verticale  $g v (\rho_r - \rho_a)$  dirigée vers le haut si  $\rho_r < \rho_a$ . La masse de cette particule étant  $v \rho_r$ , elle subit une accélération

$$\frac{g v (\rho_r - \rho_a)}{v \rho_r} = g \left[ 1 - \frac{\rho_a}{\rho_r} \right]$$

Le débit volumique en air du réfrigérant est égal à

$$\pi w_0 D^2 / 4$$

On définit le paramètre fondamental F par

$$F = g \left[ 1 - \frac{P_A}{P_R} \right] w_0 D^2 / 4 \quad (\text{m}^4 / \text{s}^3)$$

qui peut s'écrire

$$F = \frac{g}{\pi c_p P_A T_A} W_0$$

Une valeur approchée de ce paramètre est donnée par

$$F = 0,86 \times 10^{-5} W_0 \quad (1000 \text{ mb}, 20^\circ \text{C})$$

La relation fondamentale qui permet de déterminer la surhauteur  $\Delta h$  de l'axe du panache, en fonction de la distance horizontale  $x$ , lorsque la vitesse du vent n'est pas nulle est appelée loi 2/3. Elle s'applique dans n'importe quel type de stratification thermique de l'atmosphère.

$$\text{Elle s'écrit } \Delta h = 1,6 F^{1/3} v^{-1} x^{2/3}$$

lorsque l'air est stable, elle s'applique jusqu'à une distance

$$x = 2,4 v s^{-1/2} \quad \text{où } s \text{ est le paramètre de stabilité de l'air : } s = \frac{g}{T_a} \left( \frac{dT_a}{dz} \right) + 0,01 \text{ } ^\circ \text{K/m}$$

Si la stratification n'est pas stable, elle s'applique jusqu'à  $x' = 2,1 F^{0,4} H^{0,6}$ , où  $H$ , rappelons le, désigne la hauteur de la tour.

Pour les distances horizontales  $x > x'$ , on doit appliquer une relation plus compliquée :

$$\Delta h = F^{1/3} v^{-1} x'^{2/3} \left[ \frac{2}{5} + \frac{16}{25} \frac{x}{x'} + \frac{11}{5} \left( \frac{x}{x'} \right)^2 \right] \left[ 1 + \frac{4}{5} \frac{x}{x'} \right]^{-2}$$

Par exemple, pour un réfrigérant d'une centrale de 1000MWe, la chaleur rejetée est d'environ 2000 MW, dont un cinquième l'est sous forme de chaleur sensible (400MW). Dans ce cas, si la tour de réfrigération à 150m de haut, on a  $x' = 2,1 (0,86 \times 10^{-5} \times 400 \times 10^6)^{0,4} 150^{0,6} \approx 1150 \text{ m}$ .

Surhauteurs finales.

3 cas sont à envisager :

\* Vitesse du vent non nulle, stratification thermique de l'air neutre ou instable. On voit que pour  $\alpha \rightarrow \infty$ , on a

$$\Delta h \rightarrow 1,6 F^{1/3} v^{-1} \alpha^{2/3} \cdot \frac{11}{5} \left(\frac{\alpha}{\alpha'}\right)^2 = 5,5 F^{1/3} v^{-1} \alpha^{2/3}$$

Cette formule conduit à des surhauteurs considérables, mais ce n'est qu'un point de vue théorique car après quelques kilomètres, par stratification instable, le panache ne se distingue plus de l'air ambiant.

\* Vitesse du vent non nulle, stratification stable de l'air. On trouve

$$\Delta h = 2,9 \left(\frac{F}{v^3}\right)^{1/3}$$

On peut établir alors un tableau donné ici, à titre d'exemple, pour une centrale de 1000 MWe. Dans ce tableau on indique en mètres pour plusieurs valeurs de la vitesse du vent  $u$  et pour 3 valeurs du gradient thermique vertical  $\Gamma$  ( $^{\circ}K / 100 m$ ) les surhauteurs finales de l'axe du panache (nombres supérieurs) et les distances horizontales à partir desquelles ces surhauteurs sont atteintes (nombres inférieurs).

$\Gamma \backslash u$	1	2	3	4	5	10
0	688	546	478	433	402	320
-	130	260	390	520	650	1300
1	546	433	379	344	319	254
-	92	184	276	368	460	920
2	478	379	332	301	279	222
-	75	150	225	300	375	750

Tabl. 3.1.

\* Vitesse du vent nulle et stratification stable de l'atmosphère. Dans ce cas, le panache se développe verticalement et la surhauteur finale atteinte peut être estimée par

$$\Delta h = 5,0 F^{1/4} v^{-3/8}$$

On obtient naturellement ici des surhauteurs assez grandes, mais il est à constater que ces formules empiriques donnent des résultats assez variables qui peuvent aller du simple au triple ou au quadruple.

#### Rabattement du panache.

La grandeur des surhauteurs calculées par cette technique semblerait montrer qu'il n'y a aucun risque de voir le panache rabattu sur le sol. Mais d'autres effets dont on n'a pas tenu compte interviennent et il ne faut pas oublier que ces formules sont approchées.

Entre autres, sous le vent d'une tour de réfrigération se crée une dépression due au simple fait de la présence de la tour. Il en résulte un phénomène de rabattement du panache vers le sol. L'importance de ce phénomène dépend du nombre de Froude, qui compare les effets dynamiques aux effets de gravité et est défini par

$$F_r = \frac{w_0^2}{u_g \frac{T_R - T_A}{T_A} D}$$

Ces effets dynamiques sont d'autant plus négligeables que ce nombre est petit. On peut voir en pratique que le rabattement d'un panache sur le sol sera assez fréquent pour des tours inférieures à 50m, mais très rare pour des tours supérieures à 100m.

La phase finale.

On peut considérer l'aspect pratique de ce problème comme la recherche de la solution de l'équation de diffusion dans un environnement turbulent, en partant d'un point à une altitude  $H = h_0 + \Delta h$  ( fig. 3.2)

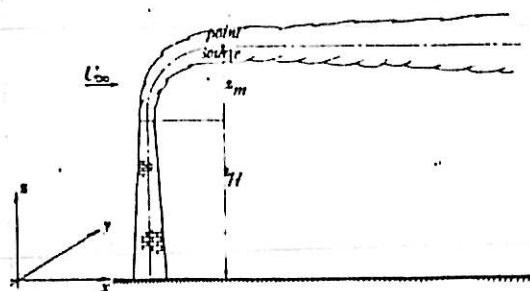


Fig. 3.2

Phase finale du panache. Point diffusion.

On peut négliger ici la diffusion moléculaire devant la diffusion turbulente. soit  $\Gamma$  la concentration d'une grandeur scalaire, caractéristique du panache que l'on veut étudier. On peut écrire l'équation de la diffusion sous la forme :

$$U \frac{\partial \Gamma}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial y} \left( \gamma_y \frac{\partial \Gamma}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \gamma_z \frac{\partial \Gamma}{\partial z} \right)$$

Cette équation semble assez simple du fait que l'on ait pris l'axe x parallèle à la vitesse. De ce fait,

- On peut négliger la convection transversale devant la diffusion turbulente transversale, de telle façon que les termes  $v \frac{\partial \Gamma}{\partial y}$  et  $w \frac{\partial \Gamma}{\partial z}$  tombent.

- Les termes de convection longitudinale sont nettement plus grands que ceux de diffusion, que l'on peut négliger.

On pourrait résoudre cette équation en prenant les coefficients de diffusion  $\gamma_i$  constants, mais la nature aléatoire de la turbulence fait que ce modèle serait sans grand usage.

Ici, le caractère turbulent dépend essentiellement de 2 sources :

- La turbulence mécanique, introduite par le frottement sur le sol.
- La turbulence thermique.

On devra donc prendre en considération la géométrie et la nature du sol qui affecte le vent, de même que la stratification de la température. La solution complète de ce problème n'existe pas.

Pour trouver un concept statistique du coefficient de diffusion turbulente  $\gamma_i$  on pose comme dans la théorie moléculaire que ce coefficient représente la variance moyenne du déplacement statistique des parcelles de fluide (déplacement dû à la diffusion) On peut poser qu'il est proportionnel au carré moyen de ce déplacement.

$$\gamma_i = \frac{1}{2} \frac{d\overline{\chi_i^2}}{dt}$$

On peut ainsi essayer de trouver la concentration des constituants en prenant un modèle statistique qui permette de calculer les dispersions d'un panache venant d'un point source. Celà a été fait entre autres par PASQUILL (1962) [ 1 ] qui trouve pour un point source de débit Q, (fig. 3.3. et 3.4.), en supposant une distribution gaussienne dans toutes les directions :

$$\Gamma(x, y, z) = \frac{Q}{\pi C_y C_z U x^{2-n}} \exp \left\{ -\frac{1}{x^{2-n}} \left[ \frac{y^2}{C_y^2} + \frac{(z-H)^2}{C_z^2} \right] \right\} \quad (1)$$

où - x est dans la direction du vent

- n est un paramètre de turbulence déterminé par le profil moyen du vent

- H est la hauteur du point source

-  $C_y$  et  $C_z$  sont des coefficients généralisés de diffusion donnés par

$$C_i^2 = \frac{4 U^n}{(1-n)(2-n) U^n} \left( \frac{\overline{U_i^2}}{U^2} \right)^{1-n}$$

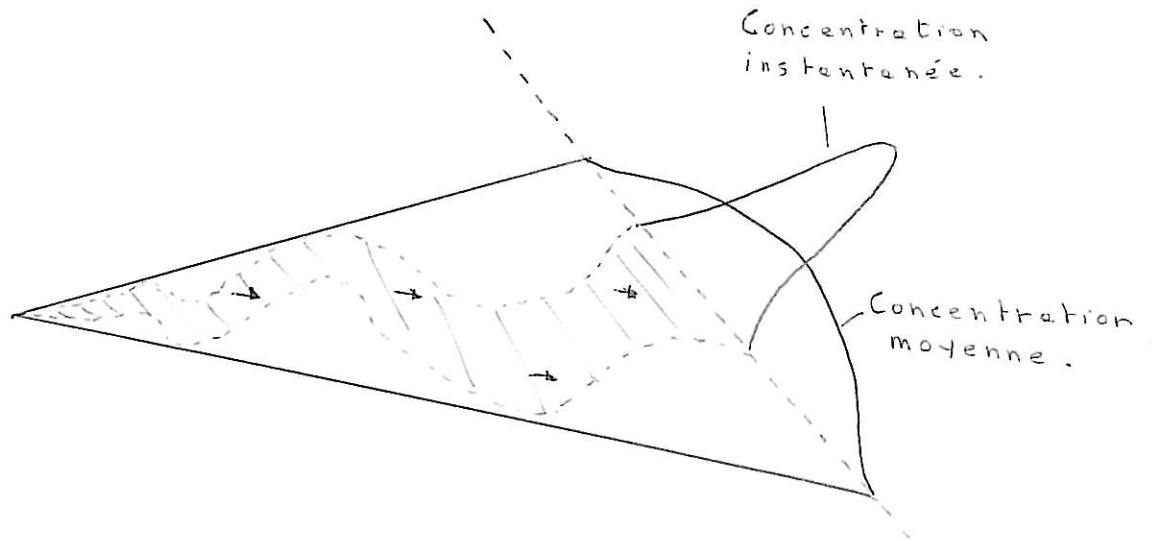


Fig. 3.3  
Aspects instantanés et moyens d'un panache.

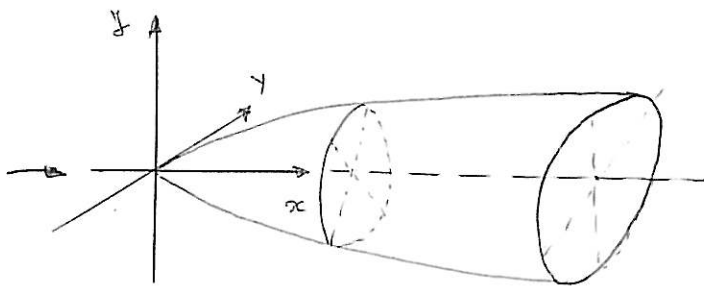


Fig. 3.4  
Représentation idéalisée d'une source continue.

Cette expression permet de calculer le panache visible connaissant la quantité d'eau nécessaire pour qu'il le soit.

Il y a 3 constantes indéterminées qui le seront par la connaissance de l'état de stabilité de l'atmosphère. On peut voir un exemple d'une telle détermination sur le tableau 3.2 où  $n$ ,  $C_x$ ,  $C_y$  sont représentés en fonction de l'altitude du point source  $y$ .

Type of atmosphere	n	Altitude, z (m)			
		25	50	75	100
Large temperature gradient	0.20	0.21	0.17	0.16	0.12
Small temperature gradient	0.25	0.12	0.10	0.09	0.07
Weak inversion	0.33	0.08	0.06	0.05	0.04
Strong inversion	0.50	0.06	0.05	0.04	0.03

Above 25 m,  $C_x = C_y$  in a neutral atmosphere

Table 3.2.  
Coefficients  
généralisés de  
diffusion turbulente,  
 $C_x = C_y$ .

Dans la pratique, on s'intéresse surtout à la concentration au sol que l'on obtient en posant  $y = 0$  (en supposant le sol sans relief):

$$\Gamma'_s (y=0) = \frac{Q}{\pi C_y C_z u x^{2-n}} \exp \left( - \frac{1}{x^{2-n}} \left[ \frac{H^2}{C_z^2} + \frac{y^2}{C_y^2} \right] \right)$$

Vu les axes choisis, il est évident que le maximum de concentration se fera sur l'axe x, c'est à dire en  $y = 0$ . On a alors :

$$\Gamma''_s = \frac{Q}{\pi C_y C_z u x^{2-n}} \exp \left( - \frac{1}{x^{2-n}} \frac{H^2}{C_z^2} \right)$$



Sur cet axe, on peut calculer la position où la concentration est maximale en égalant simplement la dérivée de  $\Gamma''$  par rapport à  $x$  à 0

On trouve :

$$\begin{aligned} x_{\max} &= \left(\frac{H}{C_y}\right)^{2/2-n} \\ \Gamma_{s \max} &= \frac{Q}{\pi \sigma_y \sigma_z H^2} \left(\frac{C_y}{C_y}\right) \end{aligned} \quad (12)$$

On voit donc bien que cette concentration maximale décroît fortement avec  $H$ . On peut aussi écrire ces équations en fonction des déviations moyennes de la distribution :

$$\sigma_{x_i}^2 = \frac{\int_0^z \alpha_i^2 \Gamma \, dz}{\int_0^z \Gamma \, dz}$$

Le choix des différents paramètres est assez difficile et peut mener à de légères différences. Une des formules les plus utilisées est due à PASQUILL (1969) et dit que cette concentration peut s'écrire sous la forme :

$$\Gamma(x, y, z) = \frac{Q}{\pi \sigma_y \sigma_z} \exp \left[ -\frac{1}{2} \left( \frac{y^2}{\sigma_y^2} + \frac{z^2}{\sigma_z^2} \right) \right] \quad (13), \quad y_1 = y - H$$

EN comparant avec (1) , on peut voir que

$$\frac{\sigma_y}{x} = C_y \frac{\alpha^{-n/2}}{\sigma_z} \quad \text{et} \quad \frac{\sigma_z}{x} = C_y \frac{\alpha^{-n/2}}{\sigma_z} \quad (14)$$

La structure turbulente de l'atmosphère et la vitesse du vent sont prises en compte par les classes de stabilité, déterminées à partir de la vitesse du vent et de la nébulosité (voir tableau 3.3.)

Le tableau 3.4. donne les expressions analytiques des écarts types  $\sigma_y (\equiv \sigma_2)$  et  $\sigma_z (\equiv \sigma_3)$ .

Classe A : très instable                      Classe D : neutre  
 Classe B : instable                            Classe E : stable  
 Classe C : légèrement instable            Classe F : très stable

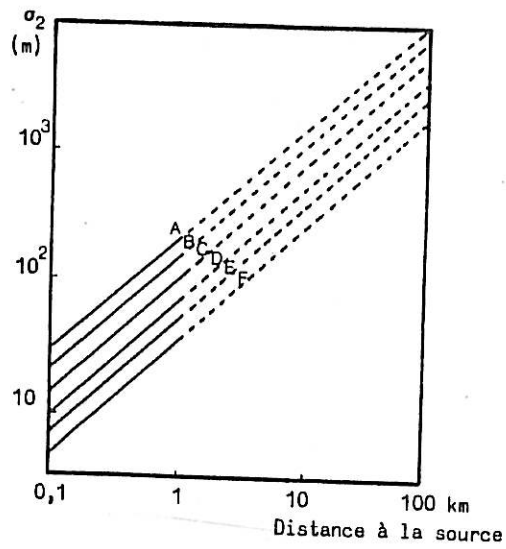
Vitesse du vent à 10 m (m/s)	JOUR			NUIT	
	Rayonnement solaire incident			modérément couvert ou nébulosité comprise entre 4/8 et 7/8	nébulosité ≤ 3/8
	Fort	Modéré	Faible		
< 2	A	A - B	B	F	F
2 - 3	A - B	B	C	E	F
3 - 5	B	B - C	C	D	E
5 - 6	C	C - D	D	D	D
> 6	C	D	D	D	D

Tabl. 3.3.  
 Classes de stabilité.

Extraits de NIHOUL (1977)

Classe	x < 1 km			x > 1 km					
	a	b	c	a	b	c			
A	$\sigma_2$	0,215	0,858	0	Mêmes coefficients que pour x < 1 km				
	$\sigma_3$	0,467	1,89	0,01					
B	$\sigma_2$	0,155	0,889	0					
	$\sigma_3$	0,103	1,11	0					
C	$\sigma_2$	0,105	0,903	0					
	$\sigma_3$	0,066	0,915	0					
D	$\sigma_2$	0,068	0,908	0					
	$\sigma_3$	0,0315	0,822	0					
E	$\sigma_2$	0,050	0,914	0			0,050	0,914	0
	$\sigma_3$	0,0232	0,745	0			0,148	0,15	- 0,126
F	$\sigma_2$	0,034	0,908	0	0,034	0,908	0		
	$\sigma_3$	0,0144	0,727	0	0,0312	0,306	- 0,017		

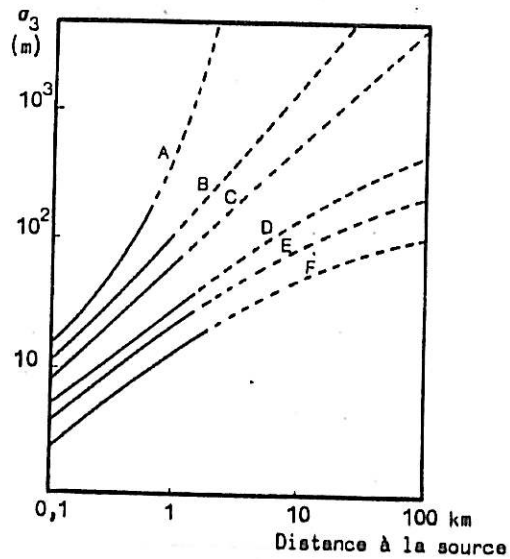
Tabl. 3.4



Variation de l'écart-type de dispersion transversale  $\sigma_2$  en fonction de la distance à la source d'émission, pour les six classes de stabilité de Pasquill.

Fig. 3.5

Extraits de MIHOUL (1977)



Variation de l'écart-type de dispersion verticale  $\sigma_3$  en fonction de la distance à la source d'émission, pour les six classes de stabilité de Pasquill.

Fig. 3.6

en fonction de la distance à la source  $x$ , au moyen de la formule

$$C_i = a_i x^{bi} + c_i \quad (\text{en } \mu\text{g/m})$$

Les courbes correspondantes sont reportées sur les figures 3.5 et 3.6

En reprenant la formule (3), la concentration au sol sur l'axe des  $x$  s'écrit

$$C(x) = \frac{Q}{\pi u \sigma_y \sigma_z} \exp \left[ -\frac{1}{2} \frac{H^2}{\sigma_y^2} \right]$$

En comparant (2) et (4), on peut voir que la concentration maximale sera

$$C_{\max} = \frac{Q}{\pi e u H^2} \left( \frac{\sigma_z}{\sigma_y} \right)$$

Exemple de démonstration:

Prenons par exemple dans le tableau 3.1. le cas où  $C = 1^\circ / 100 \text{ m}$  et  $u = 5 \text{ m/s}$ , donc  $H = 319 \text{ m}$

Supposons que l'on se trouve dans la classe F de Paquill (puisque l'on a une inversion assez forte). Prenons comme hypothèse que l'on se trouve dans le cas  $x > 1 \text{ km}$  et  $c$  petit devant  $\sigma_y$ . Alors, d'après (2) et (4), le point  $x$  où la concentration est maximale est défini par :

$$x_{\max} = \left( \frac{H}{c_y} \right)^{\frac{2}{2-m}} = \left( \frac{H}{\sigma_y x_{\max}^{\frac{2-m}{2}}} \right)^{\frac{2}{2-m}} = \frac{1}{x_{\max}} \left( \frac{H}{\sigma_y} \right)^{\frac{2}{2-m}}$$

Dans les conditions où on s'est mis, on a  $\sigma_y = 0,0312 x^{0,306}$  et on peut prendre  $m = 0,5$

$$D'où \quad x_{\max}^2 = \frac{H^{2/1,45}}{0,0312 x_{\max}^{1,5}} \quad \text{et} \quad x_{\max} = 2,24 \text{ km}$$

On vérifie à posteriori que  $x > 1\text{Km}$  et  $c = - 170\text{m}$  est petit devant  $x_{\text{max}}$ . On se trouve donc bien près du point maximum.

On peut maintenant calculer la concentration maximale  $\Gamma_{\text{max}}$ , sachant qu'un tel réfrigérant rejette un peu près  $0,6T = 600.000\text{g}$  de vapeur d'eau par seconde.

$$\text{On a } \Gamma_{\text{max}} = \frac{Q}{\pi e v H^2} \left( \frac{\sigma_y}{\sigma_z} \right) = \frac{600\ 000}{\pi \cdot 2,5 \cdot 340^2} \left( \frac{0,0312 \cdot 2,14^{0,306} - 0,017}{0,034 \cdot 2,14^{0,901}} \right)$$

$$\approx 0,05\text{g/m}^3$$

On peut donc voir que cette quantité est très petite. En faisant des calculs semblables dans différentes conditions, même très défavorables, on arrive toujours à des valeurs inférieures à  $0,5\text{g/m}^3$ . Or, comme on le voit sur la figure 3.7., la variation naturelle de la concentration en vapeur d'eau au sol est au moins un ordre de grandeur au dessus.

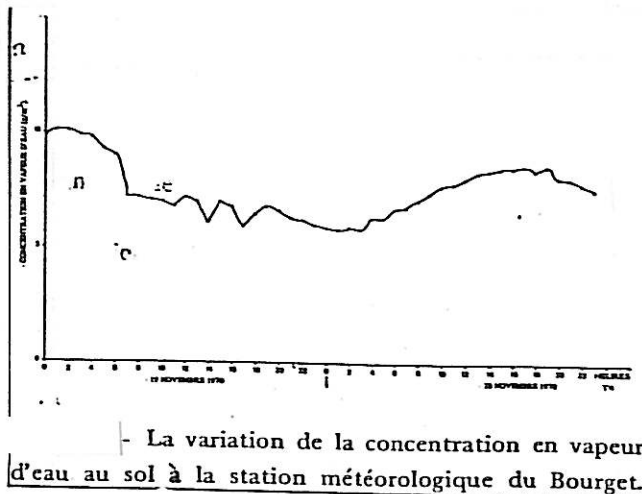


Fig. 3.F.

Extrait de  
TSCHIRCHART (1975).

On peut donc conclure que sur base d'une simple diffusion turbulente, les panaches n'entraînent pas de grands changements d'humidités au sol, et certainement pas de brouillards.

Mais cette analyse demande certaines considérations supplémentaires :

- 1) En réalité, la concentration en un point fixé est une grandeur fluctuante et ici, on en calcule la valeur moyenne : à certains moments, on peut donc trouver des grandeurs plus grandes.
- 2) Sur de longues distances, les conditions de vent et de température peuvent changer.
- 3) On ne regarde pas l'influence d'éventuels changements d'état de l'eau contenue dans le panache.
- 4) Ce modèle ne convient pas très bien dans des conditions extrêmes et principalement par vent faible et forte stabilité. (il a été étudié pour calculer la dispersion de polluants, par temps "normal"). Il ne convient entre autres pas quand la structure thermique de l'atmosphère n'est pas homogène, entre autres en cas de fumigation (voir chapitre suivant).

On voit donc bien qu'une analyse "mathématique" ne suffit pas pour trouver l'impact sur l'environnement des effets météorologiques des réfrigérants atmosphériques. On est en effet souvent obligé de ne prendre que les situations moyennes et de ne pas tenir compte de certains facteurs qui influencent fort l'impact sur l'environnement (relief, structure thermique inhomogène,...)

C'est pourquoi nous allons maintenant passer en revue les différents effets nuisibles que l'on peut avoir, et ce de façon beaucoup plus physique, sans chercher à aller trop loin dans le calcul des risques. Nous ne nous intéressons bien sûr qu'aux effets météorologiques au sol. Les effets en altitude consistent simplement à calculer le panache. On a vu comment on pouvait le faire et on verra d'autres méthodes beaucoup plus performantes de ces panaches dans les deux derniers chapitres.

Pour donner une idée des grandeurs de ces panaches, on peut se référer au tableau 3.5. qui donne la fréquence relative de dépassement de la longueur de panache pour un site de 4 x 1300 MW, en fonction des saisons et de l'heure.

VARIATION SAISONNIERE							
Frequence relative (en %) de depassement de la longueur de panache L		Printemps	Ete	Automne	Hiver	Annee	
4 x 1300 MWe	Tirage naturel (4 tours)	L ≥ 1 km	33,6	30,9	53,8	58,1	43,1
		L ≥ 2 km	25,3	22,5	42,0	47,7	33,5
		L ≥ 5 km	9,0	9,3	17,7	19,0	13,4

VARIATION DIURNE											
Frequence relative (en %) de depassement de la longueur de panache L		0TU	3TU	6TU	9TU	12TU	15TU	18TU	21TU	Toutes heures	
4 x 1300 MWe	Tirage naturel (4 tours)	L ≥ 1 km	64,3	74,0	78,4	42,5	15,0	12,0	26,3	50,5	43,1
		L ≥ 2 km	47,1	56,4	65,4	37,4	13,6	9,7	18,4	34,5	33,5
		L ≥ 5 km	17,9	24,2	30,5	16,0	4,8	3,0	6,3	11,6	13,4

↑ ↓  
Variations saisonniere et diurne des longueurs de panaches condensés.

Tabl. 3.5.

Extrait de AUSSOURD et AL. (1978)

## B. Formation de brouillards.

Le brouillard résulte du rabattement sur le sol du panache de condensation. La fréquence d'occurrence de ce phénomène dépend de la topographie du site, du type de réfrigérant et surtout de la hauteur de la tour. Le gros risque pour l'environnement serait que le panache soit rabattu lorsque le sol est gelé, au cas où, le sol servant de noyau de condensation, il y aurait de gros risques de formation de verglas.

Avant de parler de ces phénomènes qui peuvent amener le rabattement du panache (phénomènes d'inversion, influence du relief...), nous allons montrer comment, thermodynamiquement, le brouillard peut se former.

### 1) Description thermodynamique de la formation de brouillard.

Les changements d'état d'un écoulement d'air dans une tour de réfrigération humide et sa diffusion peuvent être divisés en cinq phases typiques. Pour montrer ces changements, il est nécessaire d'utiliser un diagramme thermodynamique, ici un diagramme de Mollier, représentant les enthalpies  $H$  en fonction des teneurs en humidité  $x$ . Les figures 3.8 et 3.9 montrent les changements d'état pour une tour à tirage naturel. On suppose évidemment que dans la tour, l'air s'élève adiabatiquement.

#### I. Augmentation de l'enthalpie de l'air dans le domaine de non saturation.

L'air ambiant entre dans la tour de refroidissement



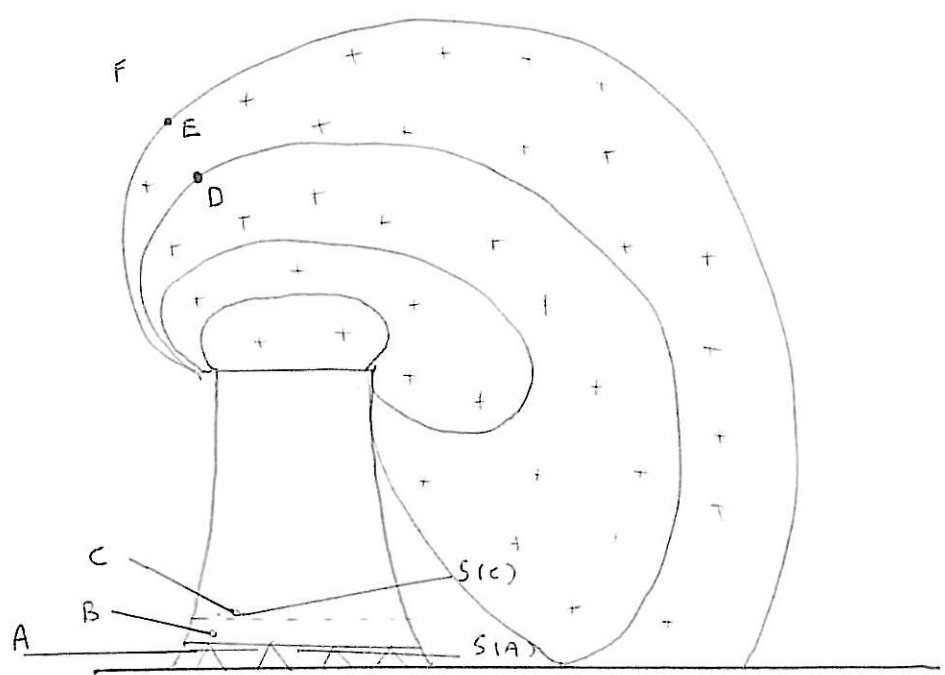


Fig. 3.8

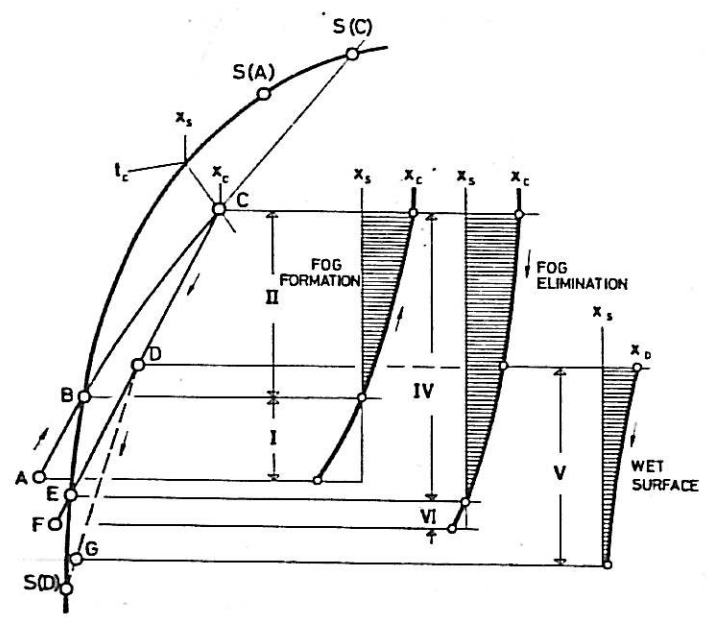


Fig. 3.9

Les cinq phases de la formation et de l'élimination du brouillard.

au niveau du sol avec les grandeurs d'état du point A. L'air rencontre l'eau à refroidir par un contact à contre-courant. Les points A et S(a) indiquent les caractéristiques de l'air à son entrée dans la tour et à l'interface air-eau liquide. L'air reste non saturé jusqu'à ce que la ligne de saturation soit franchie en B. L'enthalpie, l'humidité et généralement la température croissent.

## II. Formation de brouillard dans l'air quittant l'état de saturation.

L'humidité  $X_s$ , indiquant la saturation, croît plus lentement qu'avant. En plus de la vapeur d'eau, une part croissante d'eau liquide ( $x - x_s$ ) est transportée jusqu'à ce que le maximum de la formation de brouillard soit atteint. Alors, une certaine baisse de la concentration en brouillard peut arriver. Finalement, si la surface de transfert était infinie, l'état de l'air quand il sort,  $c$ , coïnciderait avec l'état correspondant à la surface de l'eau qui entre,  $\zeta(c)$ . La différence d'humidité  $X_c - X_{s(c)} = 0$  montrerait la disparition hypothétique de brouillard.

Dans la figure, l'élimination du brouillard n'a pas été considérée. L'air réchauffé quitte la tour de refroidissement peut après que la concentration maximale en eau liquide ait été atteinte. En effet, après le point  $c$ , une augmentation complémentaire de l'enthalpie ne serait pas économique.

## III. Mélange de l'air chaud avec l'air ambiant.

En quittant le réfrigérant, l'air chaud perd régulièrement son enthalpie par mélange avec l'air froid environnant, en suivant la ligne CF. Comme dans la phase II, la quantité d'eau liquide peut croître pendant une courte période jusqu'à ce que

$x - x_s$  dépasse le maximum de concentration. L'enthalpie de l'air  $H$  et la contenance en vapeur d'eau  $X_s$  décroissent continuellement jusqu'à ce que finalement la ligne de saturation soit atteinte en  $E$  : il n'y a alors plus de gouttelettes.

#### IV. Condensation de l'air réchauffé sur le sol.

Le panache peut éventuellement atteindre le sol, et une partie de ce panache qui atteint le sol peut être dans l'état  $D$ . Ce contact avec une surface froide entraîne alors un transfert de chaleur et de masse, semblable au processus de la phase II, mais inverse.

L'état thermodynamique de l'air va du point  $D$  au point  $G$ . L'abaissement en liquide  $x - x_s$  est indiqué par la distance horizontale  $D - G$ .

#### V. Diminution de l'enthalpie de l'air.

L'élimination naturelle du brouillard dans l'atmosphère est un processus de mélange et non de transport. Aussi, l'état de l'air humide peut passer la ligne de saturation au point  $E$  et finalement atteindre les conditions atmosphériques au point  $F$ .

N.B. On pourrait intercaler une phase entre les phases II et III. En effet, l'élévation adiabatique de l'air  $C$  à  $C'$  implique une baisse de la pression dans la tour et donc aussi un déplacement de la ligne de saturation. L'étape III part donc d'un point  $C'$  plutôt que d'un point  $C$ . (Fig. 3.10.)

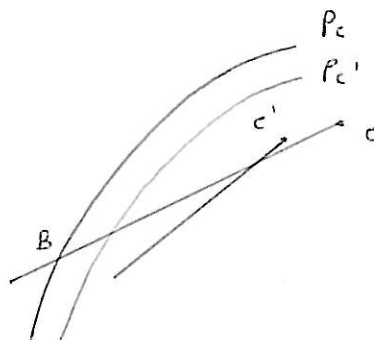


Fig. 3.10

Pour diminuer la formation du brouillard, ces schémas montrent que trois méthodes peuvent être employées :

- 1) Augmenter la surface de transfert afin de diminuer la température de l'eau et de faire passer le point  $S(A)_1$  en  $S(A)_2$  (fig. 3.11.)
- 2) Accroître le flux d'air pour rapprocher le point C du point B. (fig. 3.12.)
- 3) Faire un réfrigérant sec-humide, l'air sec suivant la ligne de transformation AK (l'humidité ne change pas). (fig. 3.13.)

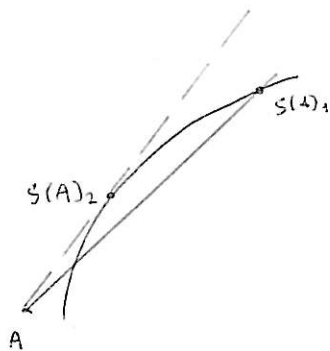


Fig. 3.11

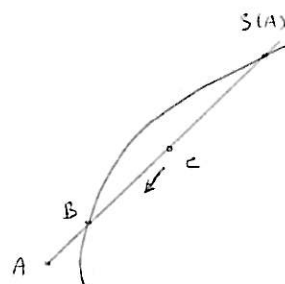


Fig. 3.12

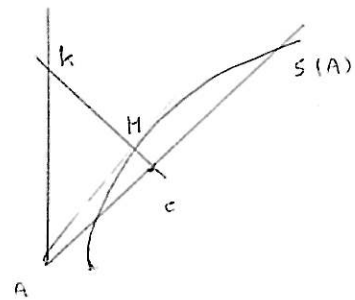


Fig. 3.13

Mais ici, d'autres considérations (entre autres économiques) interviennent.

2) Influence de la stratification thermique.

Si l'air chaud d'élève dans l'atmosphère, c'est parce que sa densité est moins grande que celle de l'air plus froid et par conséquent il est soumis à la force d'Archimède.

En temps normal, l'air est de moins en moins chaud lorsque l'on s'élève. En effet, en première approximation, la structure thermique de l'atmosphère correspond à une distribution adiabatique, vu que l'air est mauvais conducteur. (lors d'un mouvement vertical, l'air n'échangera pas de chaleur.)

Pour un air saturé, l'équation d'une transformation adiabatique fermée  $dQ = 0$  s'écrira  $C_p dT - \frac{RT}{p} dp = 0$

$$D'où \frac{dT}{dz} = \frac{RT}{p C_p} \frac{dp}{dz} \quad (1)$$

Or, comme les accélérations verticales sont faibles, on peut supposer que l'on a l'équilibre hydrostatique :

$$- \frac{1}{p} \frac{dp}{dz} = g$$

D'où en remplaçant dans (1), on a

$$- \frac{dT}{dz} = \frac{g}{C_{pa}} \approx 0,01 \text{ } ^\circ\text{K/m}$$

On voit que l'air diminue d'environ 1° tous les 100m.

Si on a un air humide contenant de l'eau, on arriverait à l'équation d'une pseudo-adiabatique, car on la suppose ici irréversible (l'eau précipite) :

$$- \frac{dT_s}{dz} = \frac{g}{C_p} \frac{1}{1 + \frac{L_v}{C_p} \frac{dM_v}{dT}}$$

où  $L_v$  = chaleur latente de vaporisation de l'eau

$M_v$  = le rapport de mélange :  $\frac{\text{masse vapeur}}{\text{masse air}}$

Comme  $\frac{d\tau_r}{dT} > 0$ , on voit que ce gradient est plus petit que zéro.

Rappelons que ces formules sont fort approchées, mais un calcul plus complet ne changerait rien au sens du résultat comme on peut le voir sur la figure 3.13.b qui représente ces transformations graphiquement. (ici en fonction de la pression).

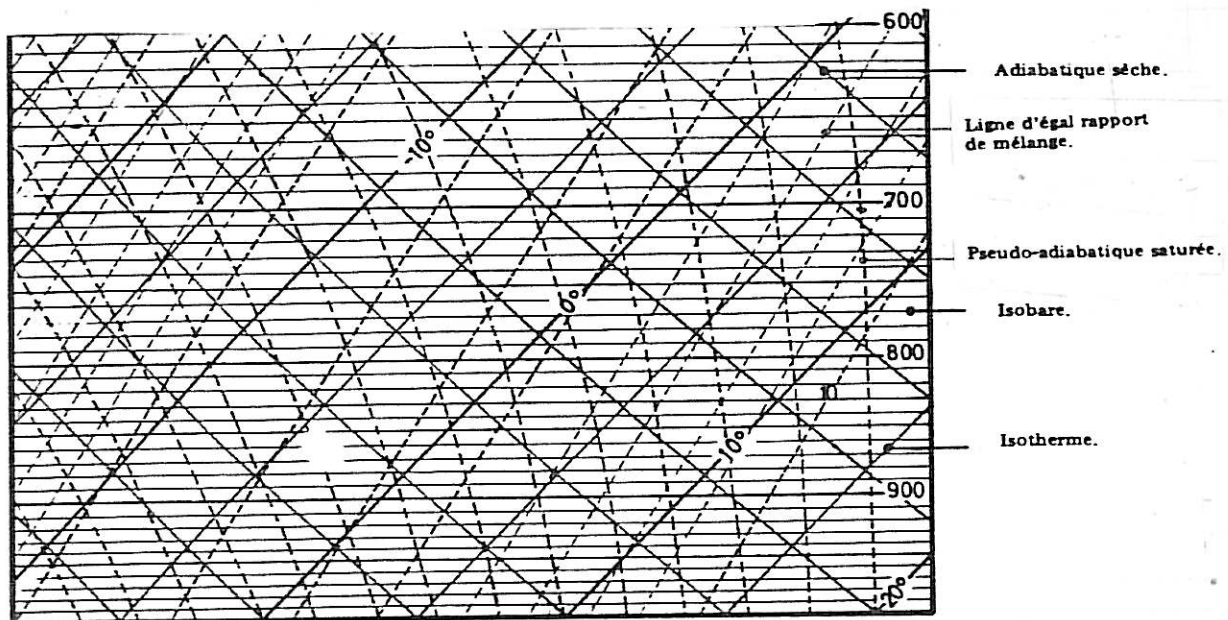


Fig. 3.13 b

Supposons maintenant que l'on ait une particule d'air se trouvant dans l'atmosphère. On peut supposer qu'elle n'échange ni de la chaleur ni de la masse avec l'extérieur et que les produits de condensation possible restent dans le volume occupé par la particule.

Pour un mouvement vertical, la particule subit des transformations adiabatiques. Seulement, la structure thermique de l'air ne correspond pas nécessairement au gradient adiabatique que l'on a vu précédemment.

Plaçons nous en un point C et supposons d'abord que la courbe de sondage se trouve à gauche de la courbe adiabatique (l'air étant non saturé)(fig. 3.14.)

$$\frac{dT}{dy} < - \frac{g}{c_p}$$

En s'élevant ou s'abaissant, la particule suit une transformation adiabatique. Supposons qu'elle soit initialement à la température de l'environnement. Si elle s'élève un petit peu, comme  $\frac{dT}{dy} < - \frac{g}{c_p}$ , elle se trouvera à une

température supérieure à celle de son environnement et sera donc soumise à une force b qui la poussera vers le haut, avec  $b = \frac{P(\tau) - P(\tau_0)}{P(\tau_0)} g \cdot m$  où  $P(\tau)$  et  $P(\tau_0)$

sont les poids spécifiques de l'air à la température de l'environnement et de la particule; et ce phénomène s'amplifiera. On aura la même instabilité si la particule descend.

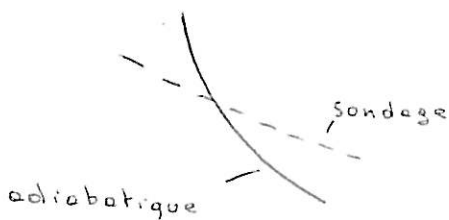


Fig 3.14



Fig 3.15

Si au contraire on a

$$\frac{dT}{dy} > - \frac{g}{c_p}$$

la force d'Archimède tendra à la ramener à la position de départ : l'atmosphère sera stable et les mouvements verticaux seront inhibés d'autant plus que le gradient de température sera grand. Celui-ci peut même devenir positif pour des raisons que nous verrons plus loin. On parle alors d'inversion de température.

On peut faire le même raisonnement avec des adiabatiques saturées, et même dans le cas où la particule se sature en montant. (On peut alors avoir une stabilité conditionnelle).

Ces considérations permettent de voir comment se développera un panache quelconque, connaissant la structure thermique de l'air par rapport à la structure adiabatique.

La figure 3.16 montre le panache dans le cas d'une stratification très instable : (ciel clair, rayonnement solaire intense).

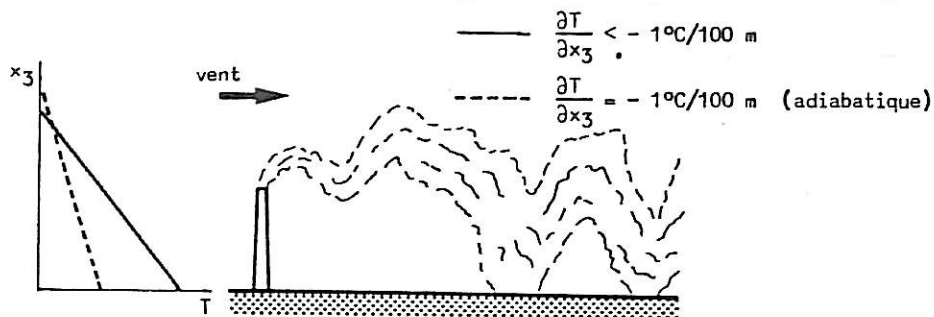


fig. 12.

Conditions de forte instabilité (vent faible)

Fig. 3.16

La figure 3.17 indique la forme du panache pour une stabilité presque neutre (vent fort).

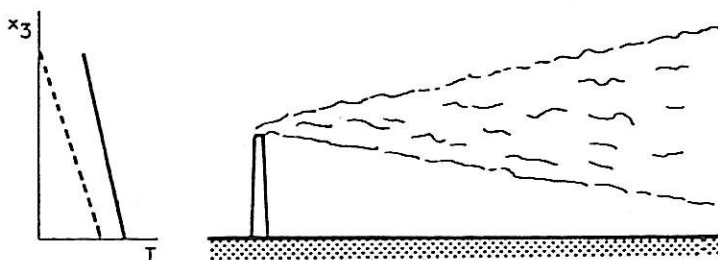


fig. 13.

Conditions de stabilité presque neutre (vent fort)

Fig. 3.17



La figure 3.18 nous montre la forme du panache par condition de forte stabilité.

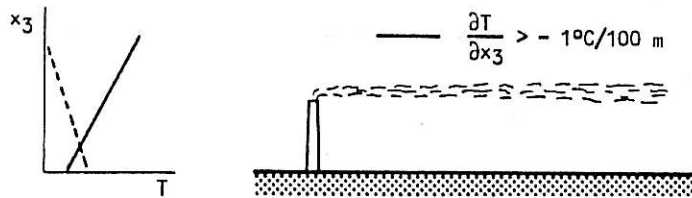


fig. 14.

Conditions de forte stabilité (vent modéré)

Fig. 3.18

Sur la figure 3.19, une inversion se forme à partir du sol mais n'atteint pas le niveau du réfrigérant. Ce cas est favorable car on voit que le panache ne peut pas se développer vers le sol.

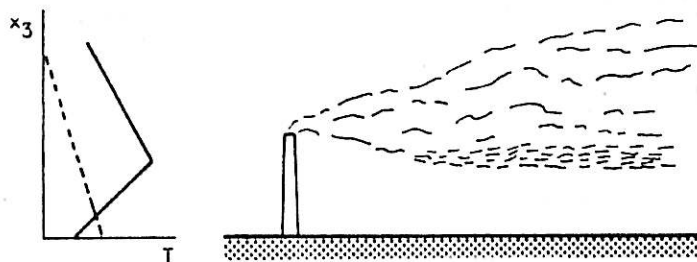


fig. 15.

Conditions d'inversion au-dessous du sommet de la cheminée et d'instabilité au-dessus.

Fig. 3.19

La figure 3.20 se rapporte plus spécialement au cas des réfrigérants atmosphériques car l'humidité de l'air y joue un rôle important. Cela se passe quand l'atmosphère est légèrement stable, humide et qu'il y a du vent assez important. A cause du mélange, le panache de vapeur peut éventuellement atteindre le sol. Mais ces cas sont rares.

On peut voir sur la figure 3.21 la différence quand le vent est faible.

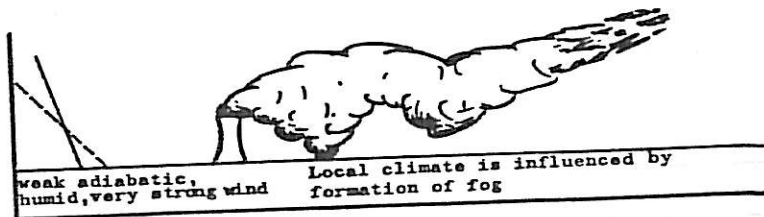


Fig. 3.20

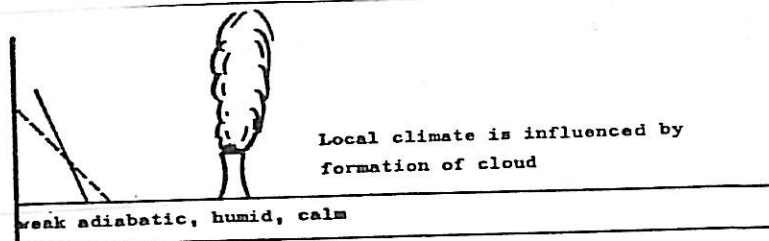


Fig. 3.21

La figure 3.22 montre le cas le plus défavorable : on a une couche d'inversion qui est développée à partir d'un niveau supérieur à celui du réfrigérant. Cette couche empêche le panache de diffuser vers le haut, mais comme la partie inférieure est instable, le panache peut diffuser vers le sol ; c'est le cas de fumigation.

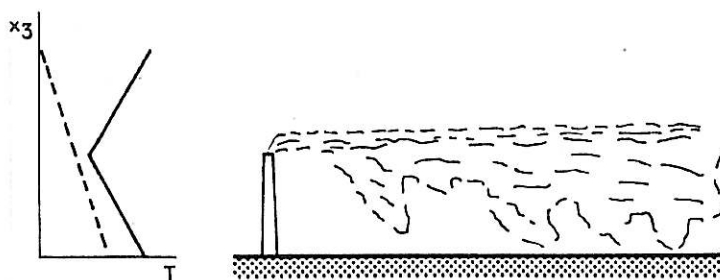


Fig. 3.22

fig. 16.

Conditions d'inversion au-dessus du sommet de la cheminée et d'instabilité au-dessous.

On a vu que les cas défavorables étaient généralement liés à une inversion. Recherchons maintenant les causes de ces inversions. Elles peuvent se produire :

- 1) lorsque l'air chaud est entraîné au-dessus d'étendues d'eau froide ou de neige fondante qui refroidissent les basses couches.
- 2) Après une averse estivale quand le sol est refroidi par évaporation. Ces deux phénomènes sont assez localisés et interviennent assez peu dans le cas qui nous concerne.
- 3) Elles peuvent se produire à haute altitude dans les anticyclones subtropicaux et dans la stratosphère. Cela ne nous intéresse toujours pas.
- 4) Cela peut se produire à l'endroit de fronts atmosphériques séparant des masses d'air froid des masses d'air chaud.

Ces fronts résultent souvent d'une discontinuité de la surface terrestre sous-jacente aux masses d'air: par exemple si une masse d'air initialement homogène est entraînée parallèlement à une telle discontinuité (par exemple glace-mer libre), l'évolution sera différente et les 2 masses se différencieront.

Après cette différenciation, des perturbations peuvent se produire de telle façon qu'une masse d'air chaud s'élève sur de l'air froid (front chaud) ou de l'air froid s'enfonce sous l'air chaud (front froid) (fig. 3.23 - 3.24)

On obtient donc une inversion à un certain niveau (fig. 3.25), et cette inversion peut être assez forte pour bloquer le panache. De plus, ces fronts peuvent éventuellement être quasi-stationnaire et ainsi maintenir l'inversion un certain temps.

- 5) Un autre type d'inversion résulte du phénomène de subsidence. La pression, comme la température, décroît normalement avec l'altitude. Sous certaines conditions, l'air froid peut tomber à un niveau de pression plus élevé. Cela arrive, par exemple, quand un vent fort perd de la vitesse. une fois cet air dans

une zone de plus haute pression, il s'échauffe, étant comprimé, d'où l'air est plus chaud que normalement et une inversion en résulte. Ces inversions peuvent aller de 300 à 3000m et sont entre autres responsables du fameux smog de Los Angeles. (à cause du terrain montagneux)

6) Prenons le cas d'une nuit claire. le soir, avant le coucher de soleil, on peut supposer que le gradient est adiabatique. Mais cela va changer.

En effet, pendant la nuit, la terre ne reçoit plus l'énergie solaire mais émet toujours un rayonnement calorifique infrarouge. Si la nuit est claire, ce rayonnement traverse la couche limite terrestre et, par suite, les basses couches de l'atmosphère vont se refroidir, d'où création d'une couche d'inversion. (fig. 3.26)

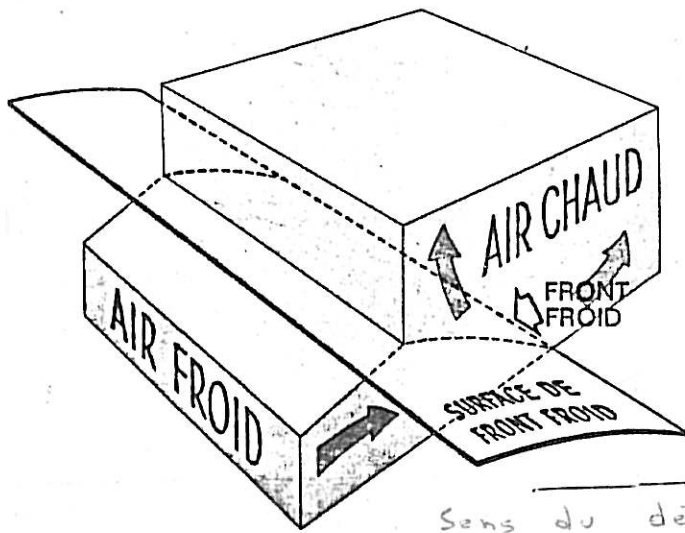


Fig. 3.23 Front Froid

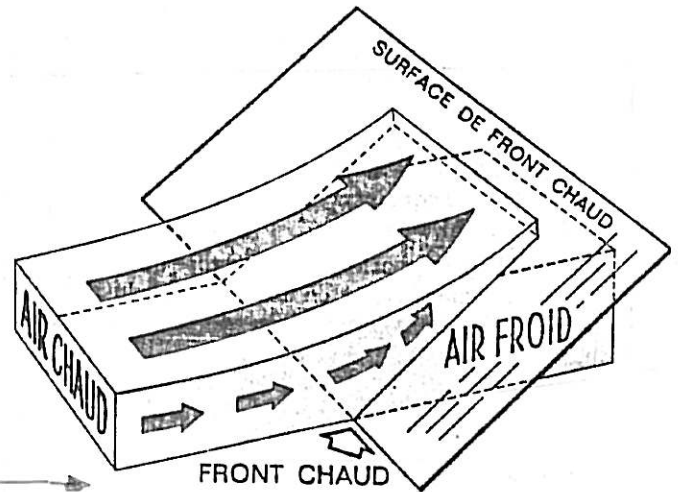
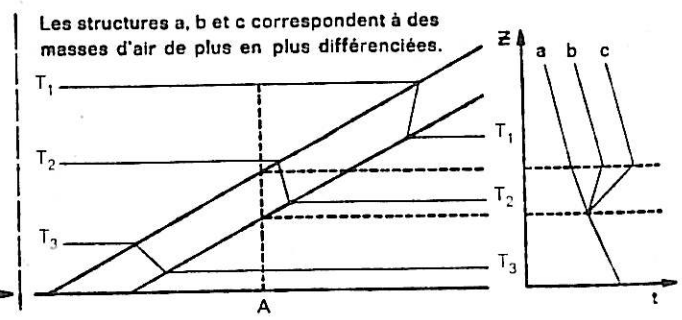
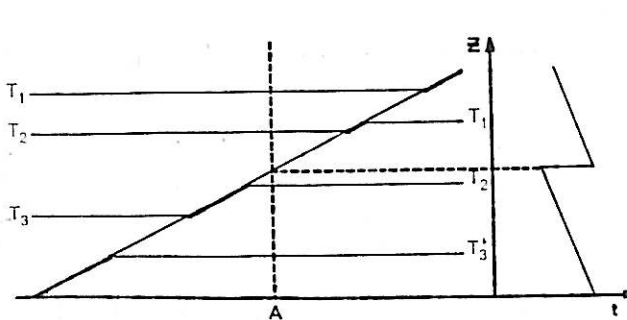


Fig. 3.24 Front chaud

Sens du déplacement



Les structures a, b et c correspondent à des masses d'air de plus en plus différenciées.

Fig. 3.25

Structure thermique des surfaces frontales.

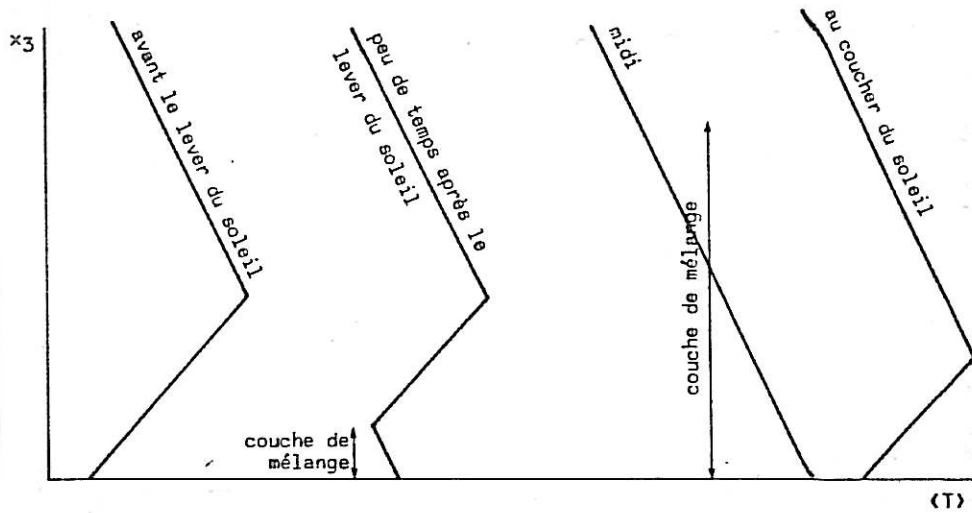


Fig. 3.26

Après le lever du soleil, l'air se réchauffe par le sol et on en arrive ainsi au type de stratification qui cause la fumigation. Cet effet dure quelque temps mais est généralement terminé bien avant midi. On peut voir sur la figure 3.27 un sondage réel qui montre l'évolution du gradient de température au matin. On voit ainsi que ces couches d'inversion se développent jusqu'à des hauteurs non négligeables en égard à la hauteur d'une tour de réfrigération. On voit ici que le phénomène de fumigation peut avoir lieu de 7h à 8h30'.

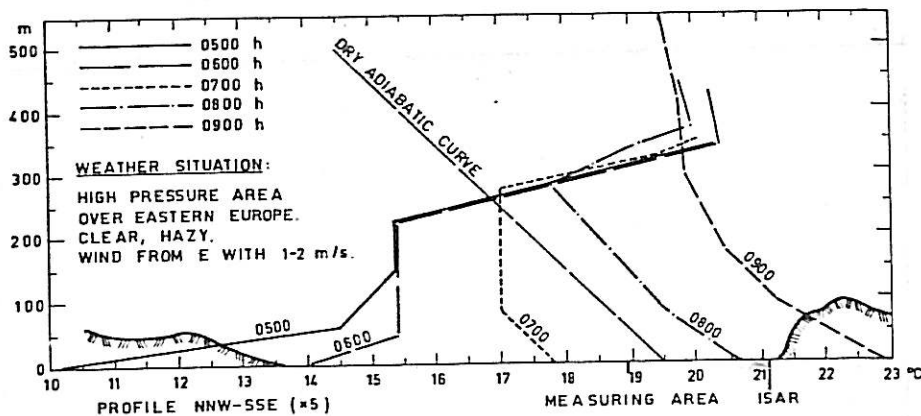


Fig. 3.27

Sondage par sonde radio  
13 Juillet 1967.

Extrait de  
BARTELS and CASPAR  
(1975)

L'effet d'une couche nuageuse ou de vents violents est simplement d'édulcorer ce cycle.

C'est donc au petit matin que l'on a le plus de chance de voir le panache rabattu, c'est à dire au moment le plus froid de la journée, celui où le risque de gel est le plus grand. (d'où danger de verglas).

7) Un autre type d'inversion peut se produire aux abords des mers lorsque l'eau est plus froide que le sol, c'est à dire au printemps et en été. On peut voir le mécanisme sur la figure 3.28. Contrairement à ceux que l'on a vu précédemment, ce type de fumigation peut se prolonger assez longtemps. Mais comme il ne se passe que pendant les périodes relativement chaudes de l'année, il ne donne pas de risque de verglas et nous intéresse donc peu.

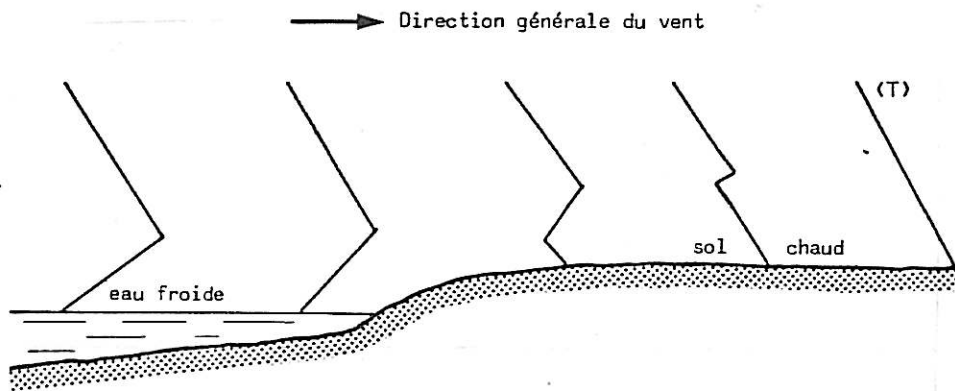


Fig. 3.28

Comme on le voit, les cas de fumigation ou de simple stabilité de l'air peut arriver assez souvent. Ce type de structure thermique donnant lieu à un panache fort stratiforme arrive assez souvent en hiver. On peut le voir sur la figure 3.29 qui donne les pourcentages des différents types de panache observés au Bugey de janvier à juin 1980.








Type de panache	 ①	 ②	 ③	 ④	 ⑤	 ⑥	 ⑦
JANVIER	5	14	31	10	14	6	17
FEBVIER	7	44	22	6	12	9	4
MARS	6	48	20	9	8	5	4
AVRIL	8	38	30	7	10	3	6
MAI	13	47	11	9	7	9	4
JUIN	18	49	8	2	10	8	5
TOTAL	9	42	20	7	10	6	6

Fig. 3.29

On peut voir qu'au mois de janvier, 34% des panaches étaient de ce type, et encore plus de 20% en février et mars. C'est loin d'être négligeable.

Heureusement, on peut constater qu'avec les tours actuelles de plus de 150m de haut, il est extrêmement rare que le panache soit rabattu au sol par ces moyens. C'est un des faits qui doit faire préférer ce système de refroidissement aux tours à tirage forcé quielles donnent fréquemment lieu à ce type de brouillard.

### 3) Influence du relief.

Le panache sera évidemment influencé par le vent. On peut voir sur les figures 3.30 à 3.32 l'influence d'une arête montagneuse et d'une falaise. (cheminée<sup>su</sup> ou sous le vent)

On voit directement que si la cheminée est sous le vent, le risque de voir le panache rabattu sur le sol est loin d'être négligeable. La figure 3.33 montre un cas réel où cela arrive.

Il faudra donc être spécialement attentif lorsqu'un réfrigérant se trouvera au fond d'une vallée encaissée (voir Chooz), d'autant plus que ce phénomène peut s'ajouter à ceux déjà cités.

Stratification et mélange verticaux

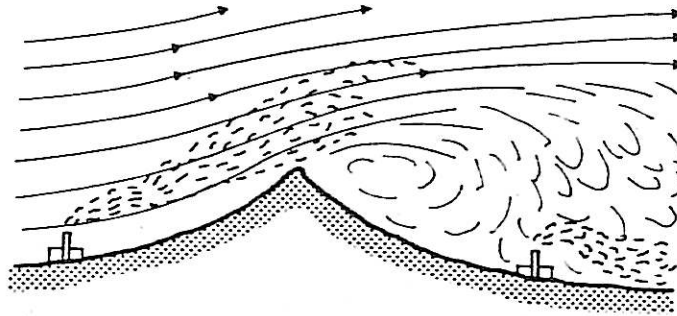


Fig. 3.30

Cas de l'arête montagneuse

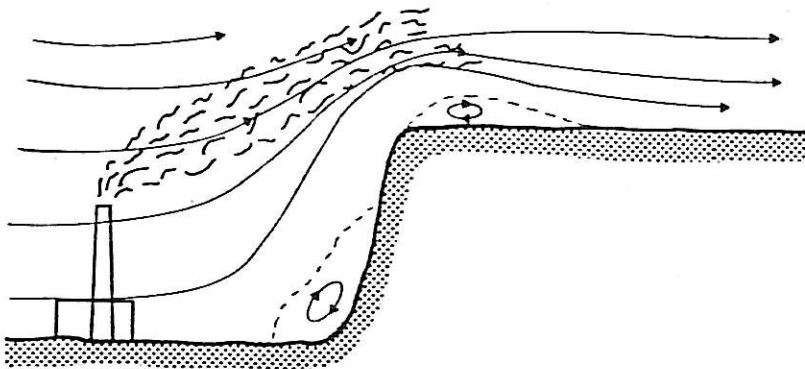


Fig. 3.31

Cas de la falaise : cheminée au vent

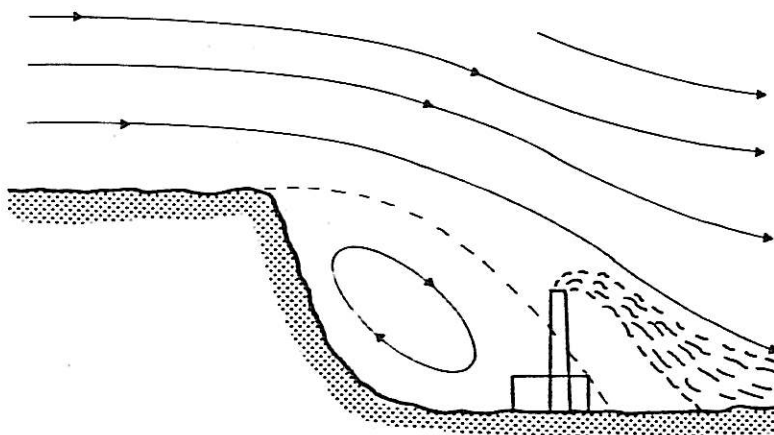
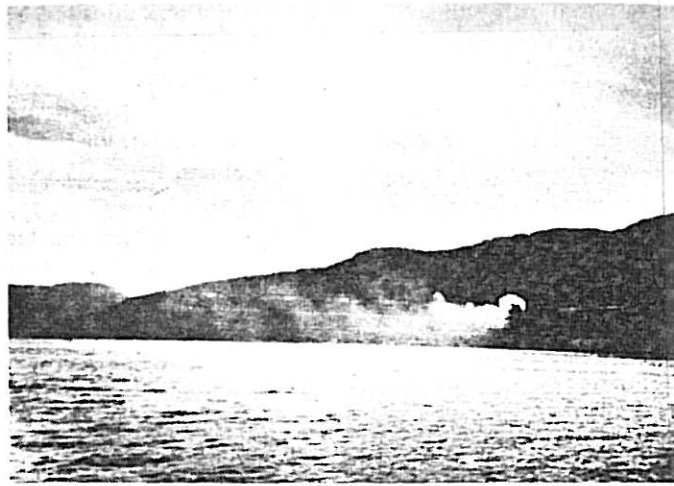


Fig. 3.32

Cas de la falaise : cheminée sous le vent





The plume from a cement works near Vancouver carried immediately to the surface in the lee of a wooded hill

Fig. 3.33

Extrait de SCORER (1965)

### C. Précipitations.

Il est intéressant de savoir si des précipitations peuvent être induites par les panaches des réfrigérants, spécialement en cas de gel.

Rappelons d'abord les principaux processus physiques qui sont à la base des précipitations. Lors de la condensation, la vapeur d'eau se condense sur des noyaux microscopiques et donne lieu à des gouttelettes de 1 à 20 microns. Jusqu'à - 10°C, la surfusion est quasi-automatique, puis pour des températures plus basses, des cristaux de glace vont se former. Ces gouttelettes sont maintenues dans le nuage par ascendance, vont grossir et tomberont quand elles atteindront une certaine masse critique. Leur diamètre sera alors compris entre 0,5 et 2mm.

Deux théories ont été formulées pour expliquer le grossissement des gouttelettes et cristaux.

a) Effet BERGERON : grossissement par transfert de vapeur d'eau.

Pour une même température négative, la vapeur d'eau peut être saturante par rapport à la glace, mais pas par rapport à l'eau surfondue.

Il y a alors évaporation des gouttelettes; la vapeur tendant à devenir "sursaturante" par rapport à la glace, il se produit un phénomène de condensation solide sur les cristaux qui grossissent aux dépens des gouttelettes. Ils peuvent alors tomber et éventuellement fondre s'ils rencontrent une température positive. Mais ce processus

est fort lent et saurait difficilement expliquer le déclenchement d'averses à grosses gouttes par exemple dans les orages. (Il faut environ quatre heures pour obtenir une goutte de 2mm, 16 pour une goutte de 4mm).

b) Grossissement par coalescence.

La coalescence est la réunion de plusieurs gouttelettes sur un cristal ou sur une autre gouttelette, ce qui donne un élément plus gros.

Dans un nuage, il y a généralement de gros cristaux et des gouttelettes surfondues. Tous ces éléments se déplacent à des vitesses différentes selon leur masse et leur volume. En particulier, les gros cristaux tombent, rencontrent des gouttelettes dont la surfusion cesse au contact du cristal. Il en va de même des gouttelettes les plus grosses qui captent les éléments plus petits, au cours de leur chute.

On voit ainsi que, par ce processus, il y a "engraisement" des éléments les plus gros au dépens des plus petits, ce qui justifierait la formation assez rapide des grosses gouttes de pluie, même s'il faut déjà pour que le phénomène commence des gouttes plus grandes que 15mm.

Nous allons maintenant montrer quels sont les différents processus qui peuvent donner lieu à de la pluie en voisinage des réfrigérants.

1\* Le primage.

Le primage prend son origine au niveau de la dispersion. Certaines gouttelettes fragmentées sont assez petites pour être entraînées. Elles peuvent grossir par coalescence avec des gouttes de taille plus petite à l'intérieur du réfrigérant. Après la sortie du réfrigérant, ces gouttes ne sont plus soutenues par le courant d'air ascendant et retombent sur le voisinage.

Il est à noter que ce processus de formation des précipitations est presque totalement supprimé par l'équipement des tours de réfrigération en séparateur de gouttes. Celles-ci n'ont alors plus le temps de grossir suffisamment pour devenir précipitantes. On a pu ainsi réduire le débit d'eau de primage de  $100 \text{ kg / h.Mwe}$  à  $1 \text{ kg / h.Mwe}$ . On voit sur la figure 3.34 les grandes différences de chute des gouttes d'eau suivant leur diamètre.

Rayon $\mu\text{m}$	20	50	100	200	500	1000	1500	2000
v cm/s	5	27	72	162	403	649	806	883

Vitesses limites de chute  $V$  des gouttes d'eau dans les basses couches atmosphériques (pression : 1000 mb).

Fig. 3.34.

Extrait de AUSSOURD (1978)  
et AR (1978)

2\* Pluie "nuageuse".

On peut considérer le panache un peu comme un nuage . A la sortie de la tour, les gouttes d'eau ont un diamètre moyen de  $10 \mu$ .

Dans beaucoup de cas, la structure microphysique du panache est proche de celle d'un stratocumulus, mais dans certaines situations météorologiques instables, sa structure est voisine de celle d'un cumulus de petite taille. Dans ce cas, le cumulus est entièrement soudé au panache, mais on observe relativement souvent une individualisation du cumulus. Celui-ci étant complètement séparé du panache initiateur. (Pg. 3.34 b.)

Dans des formations de ce type, on a pu observer une croissance de taille des gouttes en fonction de l'altitude mais ne conduisant pas à un seuil critique où les précipitations pourraient se déclencher. Cependant, dans certaines situations météorologiques très instables, il est parfaitement concevable que l'on arrive à la formation de cumulus précipitants.

Il est intéressant de parler un peu des panaches longs. En effet, on peut se demander si dans le cas de panaches très longs (on a observé de l'ordre de 50km à la centrale de J. AMOS) les gouttelettes n'auraient pas le temps de grossir suffisamment par coalescence pour devenir précipitantes. Il faut pour cela que certaines gouttelettes initiales aient un rayon supérieur à  $15 \mu m$ . Il semble que ce risque est faible. En effet, les mesures prises au Bugey (fig. 3.35) semblent montrer que le diamètre des gouttelettes semblerait plutôt diminuer dans les premiers kilomètres. Le déclenchement intrinsèque de pluie émanant du panache paraît donc peu probable.

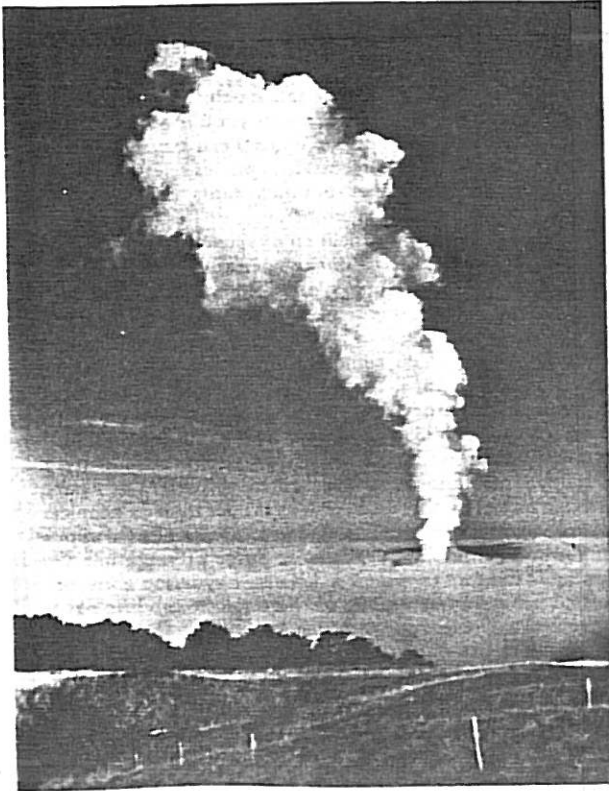


Fig. 3.34 b.

Panache en "cumulus".

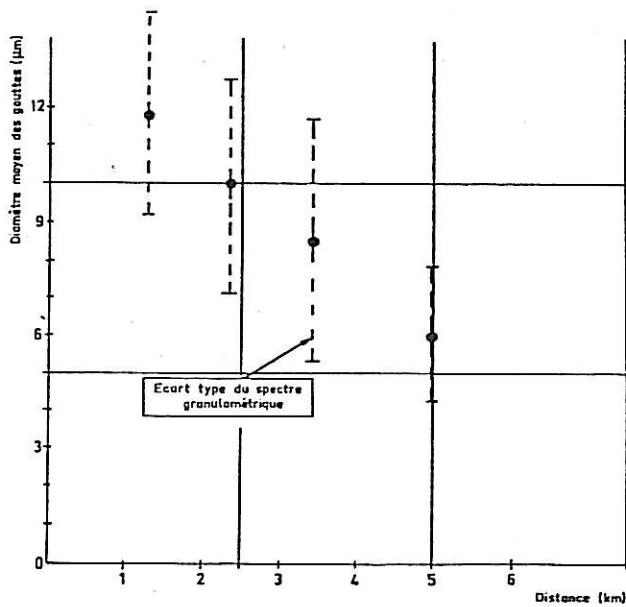


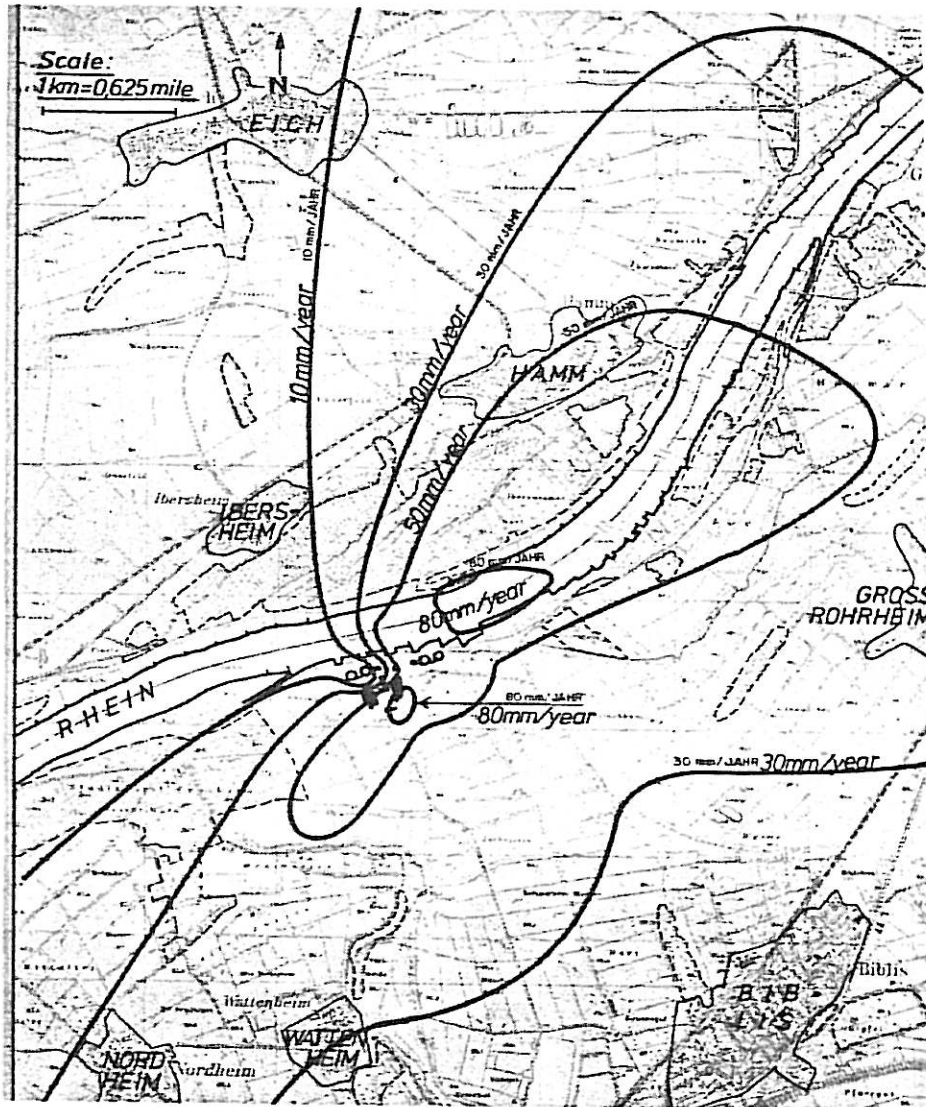
Fig. 3.35

Evolution du diamètre moyen des gouttes dans le panache en fonction de la distance, le 13 mars 1980 au BUGEY

3\* Les interférences avec des nuages (stratus bas, cumulus).

Il peut arriver assez souvent qu'un panache de vapeur d'eau soit rejeté à l'intérieur d'un nuage naturel. Si le nuage est au voisinage de l'état précipitant, l'apport supplémentaire de vapeur d'eau peut entraîner, soit une faible augmentation de la précipitation, soit le déclenchement de très faibles précipitations. Cela pourrait se faire, par exemple, par l'initiation de grosses gouttes dans la couche nuageuse préexistante par les gouttes du panache, entre autres par temps très froids où les gouttes du panache, à l'état surfondu, peuvent générer des cristaux de neige dans les nuages naturels par processus Bergeron.

En résumé, il semble que le fait d'avoir des pluies causées par les réfrigérants soient aujourd'hui très faible. Ce n'était pas le cas lorsque les séparateurs de gouttes n'étaient pas utilisés, comme on peut le voir sur la figure 3.36 qui montre des précisions sur le surplus de précipitations qu'il y aurait à Biblis (R.F.A.) pour une centrale de 1300 MWe refroidie par 2 tours humides étirage assisté de 80m de haut (sans séparateurs de goutte). On voit des différences de l'ordre de 80 mm d'eau par an, ce qui représente plus de 10% des précipitations normales !



Increase of the precipitation of assisted-draught cooling-tower plumes near Biblis. Yearly mean precipitation value: 631 mm.

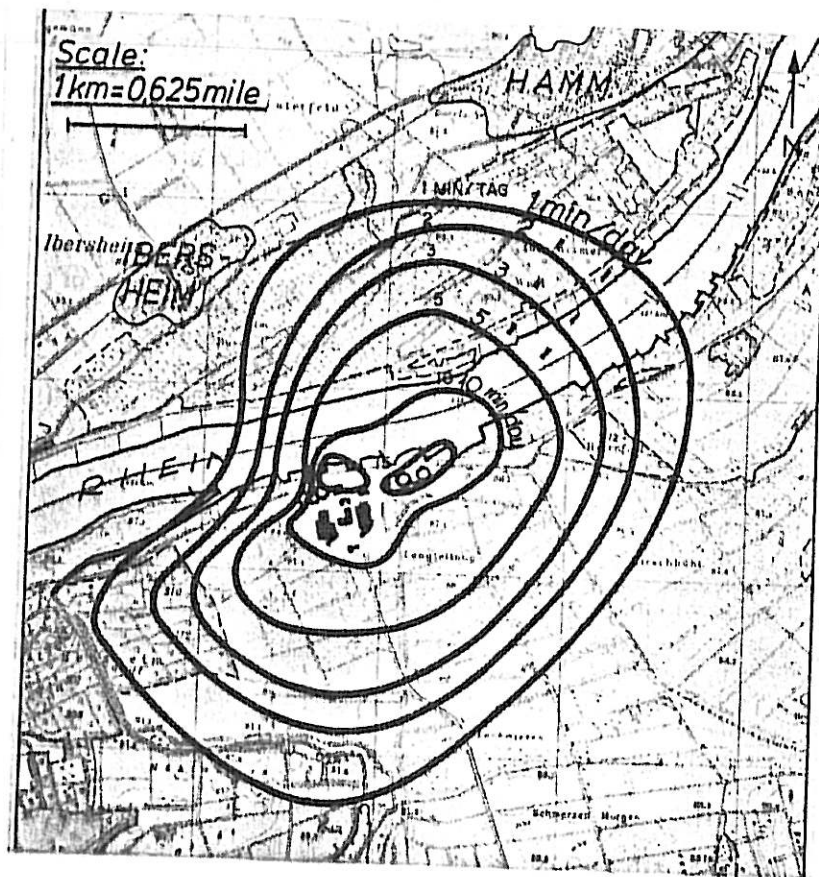
Fig. 3.36.

Extrait de BARTELS et CASPAR (1975)



D. Réductions d'insolation.

Naturellement, on peut constater que la formation de ces "nuages artificiels" a un impact non négligeable sur l'ensoleillement, et par conséquent sur la température. Par exemple, au Bugey, on a constaté une diminution de température de 0,5 à 1°C ponctuellement à l'ombre des panaches et une atténuation de l'intensité de rayonnement global de l'ordre de 70%. (Parfois à cause d'effets de bords, on observe le contraire). On peut voir sur la figure 3.37 les valeurs calculées pour la centrale de Biblis (voir plus haut).

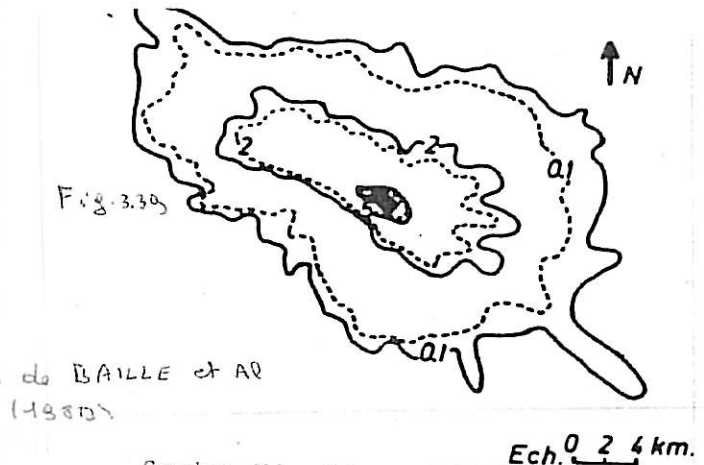
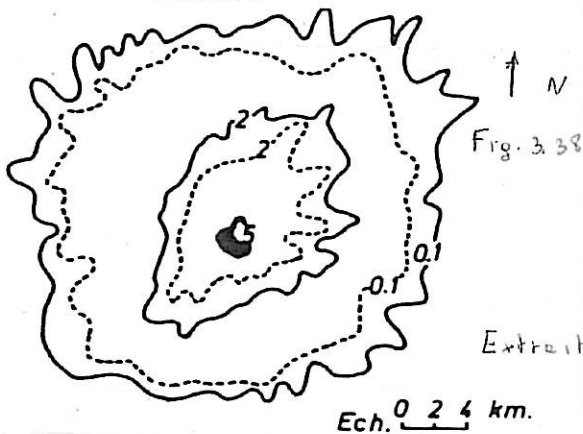


Shadow in min/d of the assisted-draught cooling-tower plumes near Biblis. Mean value of sunshine duration in summer; 5.83 h/d.

Fig. 3.37

Extrait de BARTELS et CASPAR (1975)

On peut voir sur les figures 3.38 et 3.39 une évaluation mathématique des réductions d'insolation pour 4 tranches de 1300 MWe équipées de tours de réfrigération humides, l'une en région parisienne, l'autre dans le sud-ouest de la France.



Extraits de BAILLE et AL (1980)

- Courbes d'isoréduction d'insolation annuelle (—) et de rayonnement solaire global (---), en %, pour un site de la région parisienne (Données sur la période 1969-73)

Courbes d'isoréduction d'insolation annuelle (—) et de rayonnement solaire global (---), en %, pour un site du Sud Ouest de la France (Données sur la période 1969-73)

On peut constater

- que les réductions d'insolation supérieures à 5% ne sont généralement observées que dans l'enceinte et que au delà de 10km, l'ordre de grandeur de la réduction est de 0,1%.

- que ces ordres de grandeur sont tout au plus équivalents aux ordres de grandeur des fluctuations naturelles des éléments climatiques, mais il ne faut pas oublier que contrairement à celles-ci, les effets des réfrigérants vont toujours dans le sens d'une réduction. Cela est important, entre autres pour l'agriculture. Une faible baisse de l'ensoleillement et de la température peut dans certains cas avoir de grandes répercussions.

Enfin, si en général ces réductions ne sont pas gênantes pour l'environnement, il peut en être différemment en cas de vents persistants dans une direction donnée.

Il semble que ce soient ces réductions d'insolation qui soient maintenant les effets les plus marquants. En effet, les effets que nous avons passés en revue avant ont une probabilité d'arriver fort faible. Ce n'est pas le cas des réductions d'insolation qui arrivent dès que le temps est beau.

#### IV MODELISATION NUMERIQUE.

Il est naturellement intéressant d'essayer de modéliser numériquement le panache de l'aéroréfrigérant. Mais du fait de la complexité des équations (surtout de la modélisation de la turbulence), des conditions aux limites,... il est assez difficile d'avoir des résultats très précis.

Ce mode de calcul n'est donc pas tellement idéal pour aborder les problèmes que nous avons traités précédemment. En effet, ils permettent difficilement par exemple de voir l'effet de falaise, de calculer la probabilité de gouttes précipitantes se former,...

Aussi utilise-t'on ces modèles principalement pour voir l'évolution du panache sur des distances de plusieurs kilomètres, et pas tellement pour voir ses effets aux proches abords de la centrale. Ils conviennent cependant relativement bien pour estimer les réductions d'insolation.

Il faut encore savoir quel mode de modélisation utiliser : doit-on utiliser des modèles simples ou des modèles compliqués ?

Il semble que des modèles relativement simples, uni ou bidimensionnels puissent suffire si on se contente de renseignements globaux pour décrire un niveau de condensation ou une réduction d'ensoleillement (c'est à dire la longueur et éventuellement la largeur du panache visible). On peut voir ainsi sur la figure 4.1 la comparaison de la région saturée d'un panache calculée d'une part par un modèle unidimensionnel (FOG), d'autre part par un modèle tridimensionnel (GEDEON). On voit que la différence n'est pas si grande. (le déficit avant saturation est d'environ  $1\text{g}/\text{m}^3$ ).

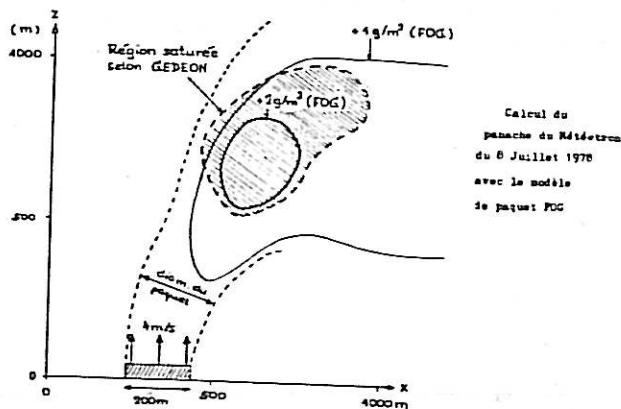


Fig. 4.1

Les modèles tridimensionnels sont naturellement les plus complets et sont intéressants lorsqu'on essaye de s'intéresser à la structure dynamique et microphysique des nuages induits et à leur développement jusqu'à la phase précipitante. Ces modèles peuvent être plus ou moins compliqués suivant que l'on tienne explicitement compte des échanges air-eau où aussi suivant la façon de résoudre les équations. Par exemple, GANOULIS et KOUTITAS (1980) [44] ont présenté un algorithme mixte aux éléments finis et aux différences finies.

Pour expliciter un peu celà, nous allons parler un peu plus longuement de l'étude faite par CAUDRON et VIOLLET (1979) sur un modèle numérique tridimensionnel, valable par vent pas trop faible, le code "PANACH".

### 1) Code PANACH

On peut d'abord considérer le cas plus simple d'un effluent monophasique ne subissant pas de transformation avec l'air. Après avoir résolu ce problème dynamique, qui nous permettra de connaître en tous points la température et l'humidité absolue, on pourra voir le transfert entre les phases vapeur et condensée de l'eau.

On considère donc ici le rejet dans l'atmosphère à une altitude  $h_0$ , avec une vitesse verticale ascendante  $w_0$  d'un air porté à une température  $T_0$  supérieure à celle de l'environnement et dans lequel se trouve de la vapeur d'eau à la concentration  $C_0$ . Toutes ces grandeurs peuvent être connues en ayant résolu le problème intérieur.

On peut faire directement quelques simplifications tel que appliquer l'approximation de BOUSSINESQ, supposer l'air localement incompressible, négliger l'effet radiatif et la force de Coriolis, utiliser un modèle permanent,...

Les échanges turbulents (diffusion turbulente et contraintes de Reynolds) sont simplement représentés par des viscosités  $(\nu_T, \nu_y, \nu_z)$  et des diffusivités  $(K_T, K_y, K_z)$  turbulentes. Une des grosses difficultés du problème est justement de trouver les valeurs numériques de ces coefficients, fonctions des caractéristiques des rejets dans le panache et du gradient thermique de l'atmosphère dans l'ensemble du domaine de calcul.

Finalement, on arrive [13] à un système de 7 équations à 7 inconnues :

- Les trois équations de NAVIER STOKES
- L'équation de continuité
- L'équation de la chaleur
- L'équation de la conservation de masse de l'effluent
- L'expression des variations de masse volumique.

Les 7 inconnues sont les 3 composantes de la vitesse, la température, la pression, la masse volumique et la concentration de l'effluent.

### Conditions aux limites.

Les limites latérales et supérieures sont prises assez loin pour que l'influence du panache ne s'y fasse plus sentir. On y impose alors simplement des conditions de glissement pour les vitesses et non perturbation pour la pression.

Pour la température et la concentration, on impose que les transferts soient égaux aux transferts naturels.

### Condition "initiale".

Dans le plan  $x = 0$ , on introduit pour chaque rejet une schématisation consistant en une tache rectangulaire dont la surface est calculée pour que la quantité de mouvement, la puissance thermique et le débit d'effluent rejetés soient bien représentés.

### Algorithme de résolution.

La méthode de résolution proposée, par différences finies, utilise souvent un maillage de  $40 \times 40m$ .

Cet algorithme calcule successivement

- la vitesse longitudinale, la température et la concentration.
- les vitesses latérales et verticales.
- la pression.

### Application aux panaches des réfrigérants atmosphériques.

Pour appliquer ce modèle aux réfrigérants atmosphériques, il faut y intégrer une modélisation des échanges entre les phases vapeur et condensée et tenir compte dans

le bilan énergétique des quantités de chaleur de changement d'état. En effet, le modèle exposé ici convient en toute généralité pour un traceur quelconque. Ici le traceur est l'eau qu'il s'agit de séparer en eau vapeur et eau liquide.

La modélisation utilisée est des plus simple : on suppose que la partie condensée du panache est celle où l'humidité relative vaut 100%. En négligeant les phénomènes de sur- et sous- saturation, la fraction molaire en eau condensée  $C_c$  est alors donnée par :

$$\begin{cases} C_c = C - \frac{P_s(T)}{P} & \text{si } C > \frac{P_s(T)}{P} \\ C_c = 0 & \text{si } C < \frac{P_s(T)}{P} \end{cases}$$

où -  $C$  est la concentration en eau

-  $P$  est la pression totale

-  $P_s(T)$  est la pression de vapeur saturante à la température  $T$ .

On a supposé aussi que les gouttelettes sont suffisamment petites pour se déplacer à la vitesse du fluide ambiant. On peut alors représenter l'ensemble vapeur-gouttelettes par une seule grandeur  $C$ . Cette hypothèse est assez réaliste pour la description des nuages artificiels étudiés ici.

Il suffit alors de réintroduire les chaleurs dues à l'évaporation ou à la condensation dans l'équation d'énergie.



2) Etalonnage des codes.

Une des grosses difficultés soulevées lors de la mise au point de telles méthodes de calcul est de déterminer les coefficients de diffusion turbulente

La première hypothèse faite est celle de la constance du rapport  $\frac{K_y}{\nu_y} = \frac{K_H}{\nu_H} = 1,5$

Les valeurs de ces coefficients varient fortement suivant la structure thermique de l'air.

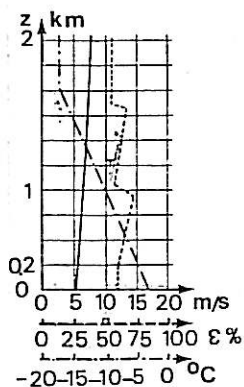
Pour déterminer ces coefficients, on utilise généralement des essais en veine hydraulique (voir chapitre V) qui permettent d'obtenir un nombre de données aussi grand que nécessaire.

3) Exemples particuliers.

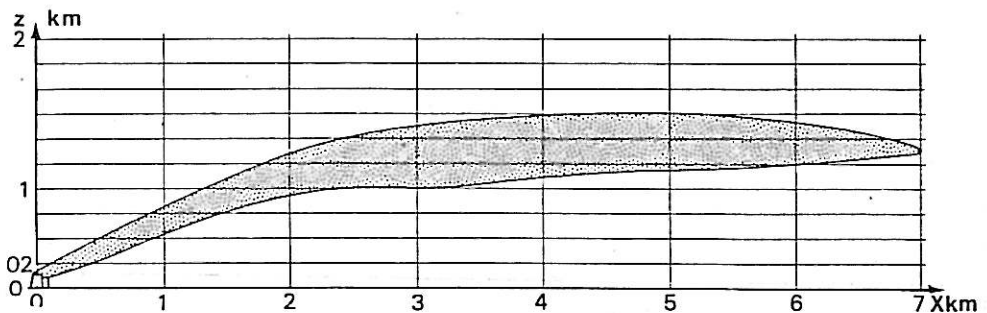
INFLUENCE PARAMETRIQUE DE LA PUISSANCE

Panaches visibles calculés avec les conditions météorologiques de John Amos du 2 mars 1975 à 9 h 00

CONDITIONS  
METEOROLOGIQUES



PUISSANCE THERMIQUE EVACUEE : 1900 MW



PUISSANCE THERMIQUE EVACUEE : 900 MW (1 tranche de 450 MWe)

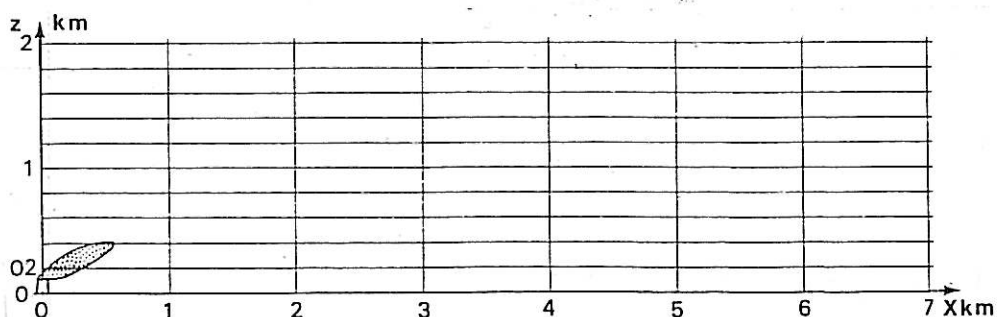


Fig. 4.2.  
Extrait de  
CAUDRON-VILLET  
(1979)

Pour clore ce chapitre, nous allons comparer les résultats de ce code de calcul avec des mesures in situ présent sur le site de J. AMOS (USA), centrale au charbon équipée de 2 tours de 800MWe et d'une de 1300 MWe.

Ces mesures fournissent, par radiosondages, les gradients verticaux de vent, d'humidité et de température, et par photogrammétrie les caractéristiques des panaches condensés.

Cette comparaison permet de mieux comprendre l'influence des conditions météorologiques sur les panaches et ainsi de mieux prévoir l'évolution du panache. Nous allons donc aussi parler maintenant de l'évolution des différents panaches suivant les conditions météorologiques. Nous n'en avons pas parlé avant parce que cela n'a qu'un impact indirect sur l'environnement de l'homme.

On peut remarquer que la grandeur des panaches dépend et des conditions de rejet, et des conditions météorologiques, les 2 effets pouvant agir dans un sens ou l'autre.

Ainsi, les panaches seront d'autant plus grands que :

- l'humidité de l'air sera grande et sa température petite
- l'élévation de température de l'air sortant du réfrigérant sera grande
- la teneur en eau liquide sera forte.

On peut remarquer que ces conditions se présentent principalement les matins d'hiver, et que c'est le contraire pour les après-midi d'été.

La puissance thermique évacuée et le nombre et l'implantation des tours n'ont généralement pas une trop grosse importance, bien que dans des cas où la puissance supplémentaire évacuée conduit à la saturation, de grandes différences puissent arriver, comme on le voit sur la fig. 4.2.

### VERIFICATION DU CODE «PANACH»

En fonction } — de la puissance et du nombre de réfrigérants  
 } — des conditions météorologiques ambiantes

SITES	Atmosphère au niveau du panache	
	= neutre	= stratifiée
GARDANNE 1 réfrigérant 1x250MWe	□	◻
NEURATH 3 réfrigérants 3x300MWe	△	▲
JOHN AMOS (75) 3 réfrigérants 2x800MWe + 1x1300MWe	○	●

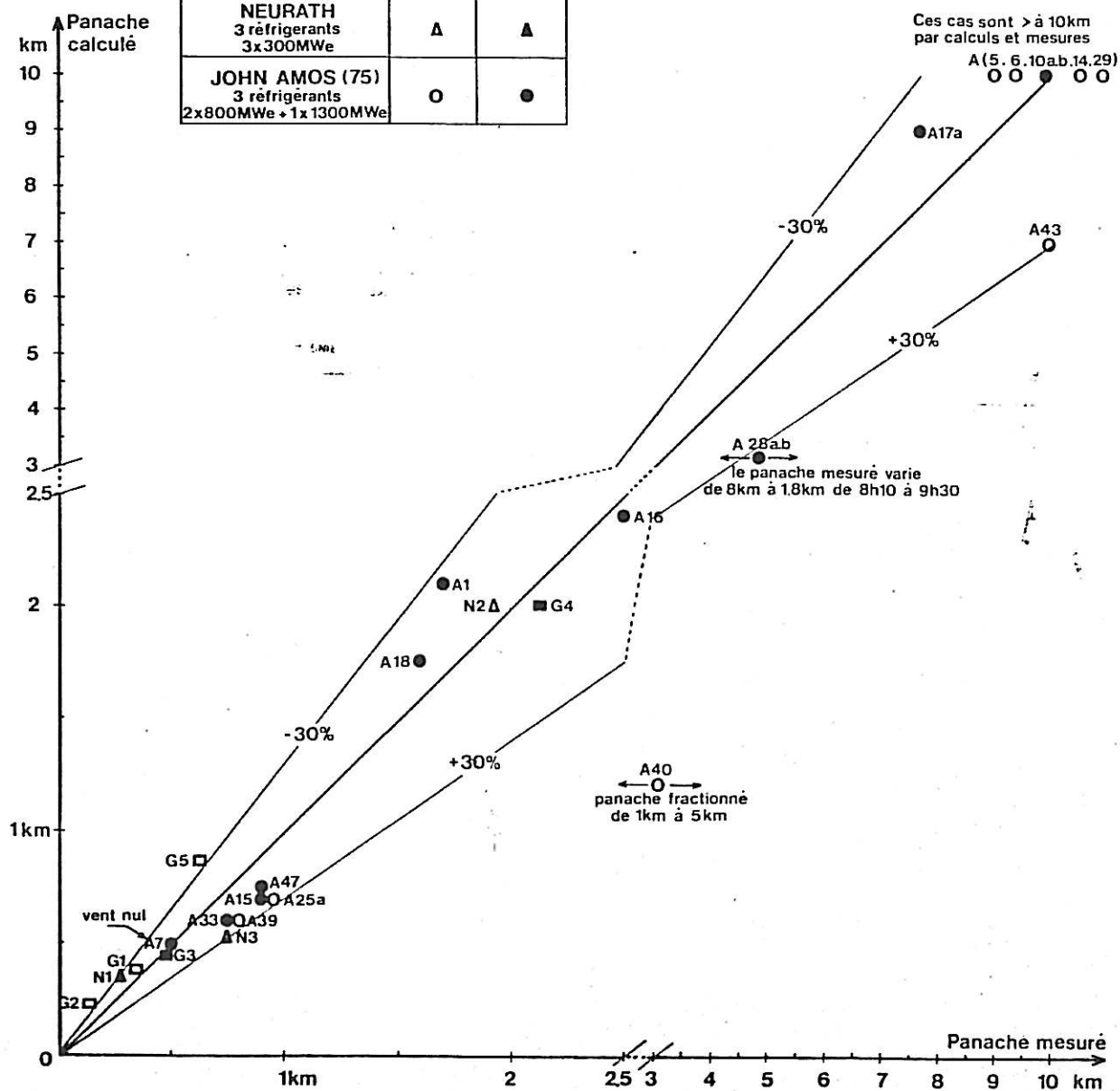


Fig - 4.3.

Extrait de CAUDRON - VIOLE 1979.

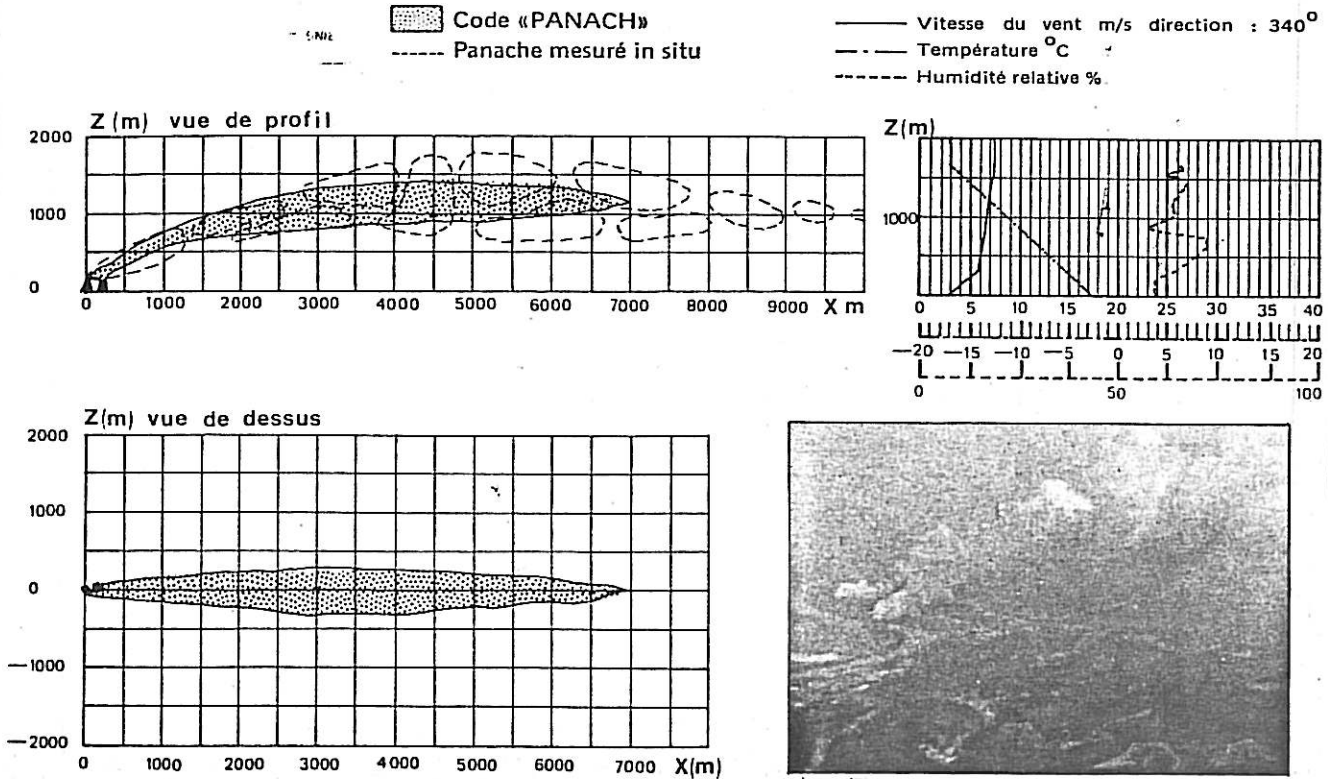
Ce cas est caractéristique du phénomène de condensation par entrainement vertical d'air ambiant. L'humidité est moyenne ( $\approx 65\%$ ) mais le gradient thermique moyen ( $-0,86^\circ\text{C}/100\text{ m}$  sur  $1500\text{ m}$  (est proche de l'adiabatique. L'humidité ambiante de la très basse couche est entraînée dans une zone de température faible en altitude, où elle condense.

John Amos cas n° 43  
2 mars 1975 à 8 heures 49  
3 réfrigérants humides à tirage naturel

$2 \times 800\text{ MWe} + 1300\text{ MWe}$

Puissance thermique évacuée  
1900 MW  
2 tranches  
(charge partielle)

Fig. 4.4



Le profil de vent joue également un rôle important, car en favorisant plus ou moins les mélanges et en inclinant les panaches, le vent peut les empêcher de monter et d'atteindre le seuil d'instabilité.

La figure 4.3 montre une comparaison entre le panache calculé numériquement et le panache mesuré. On voit que les erreurs maximales sont de l'ordre de 30%, ce qui est acceptable.

La figure 4.4. montre la comparaison d'un panache dans le cas d'une atmosphère neutre et d'une puissance thermique dégagée de 1900 MW, par vent faible. Le panache est long à cause de la condensation par entrainement vertical.

La figure 4.5. montre le panache en cas de vent fort et d'une inversion assez importante. On voit que le panache est moyen.

La faible ascension du panache est due au vent fort et au gradient thermique positif.

Une humidité moyenne au sol, en forte décroissance à partir de 300 mètres conduit à un panache relativement court.

John Amos cas n° 1  
10 décembre 1974 à 9 heures 20  
3 réfrigérants humides à tirage naturel

2 x 800 MWe + 1300 MWe

Puissance thermique évacuée  
3700 MW  
(charge totale)

Code «PANACH»  
Panache mesuré in situ

Vitesse du vent m/s direction : 10°  
Température °C  
Humidité relative %

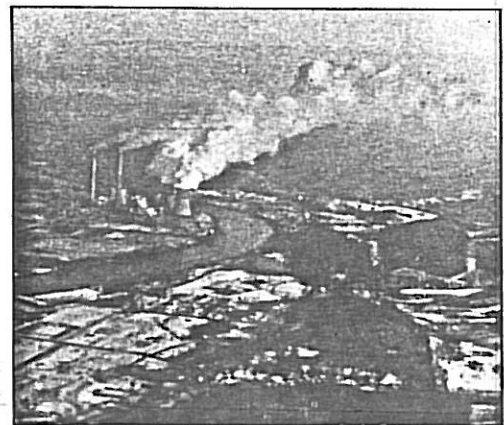
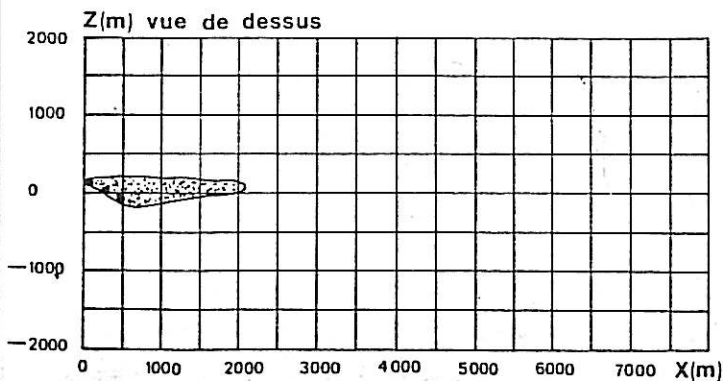
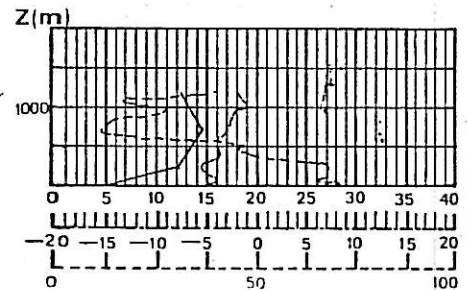
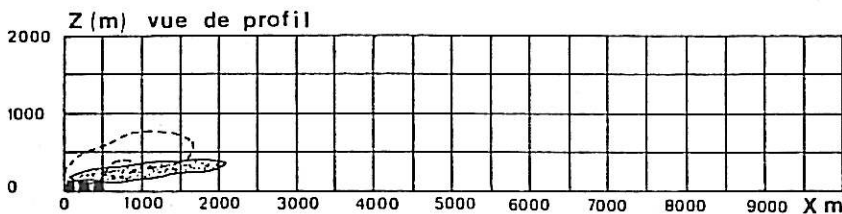


Fig. 4.5.

Le blocage du panache a lieu dans une inversion très prononcée d'environ 8°C entre 500 et 700 m. En présence d'une humidité de 85 % à ce niveau, la partie visible prend une allure stratiforme jusqu'à 9 km environ.

John Amos cas n° 17 A  
 21 janvier à 8 heures 05  
 3 réfrigérants humides à tirage naturel

2 x 800 MWe + 1300 MWe

Puissance thermique évacuée  
 3700 MW  
 (charge totale)

Code «PANACH»  
 Panache mesuré in situ

Vitesse du vent m/s direction : 250°  
 Température °C  
 Humidité relative %

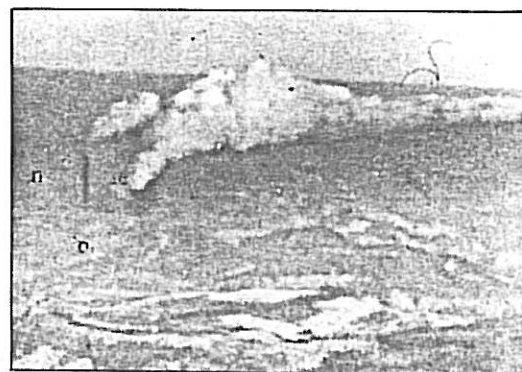
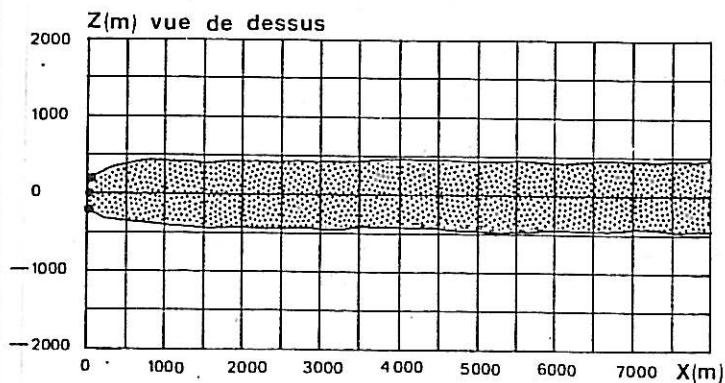
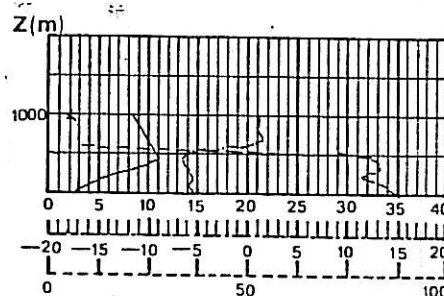
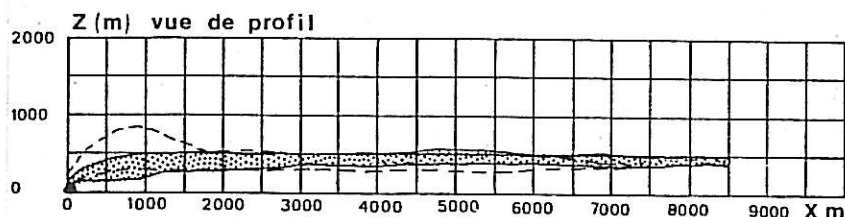


Fig. 4.6

Le panache est peu affecté par l'inversion au sol.  
Il se développe au-dessus du brouillard naturel  
associé au vent faible.

John Amos cas n° 18  
22 janvier 1975 à 7 heures 30  
3 réfrigérants humides à tirage naturel

2 x 700 MWe + 1300 MWe

Puissance thermique évacuée  
3400 MW  
(Charge partielle)

Code «PANACH»  
Panache mesuré in situ

Vitesse du vent m/s direction  
Température °C  
Humidité relative %

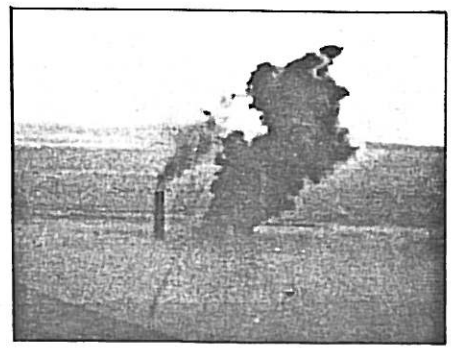
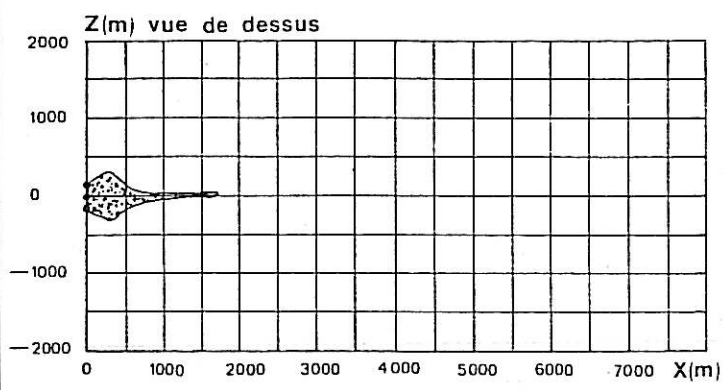
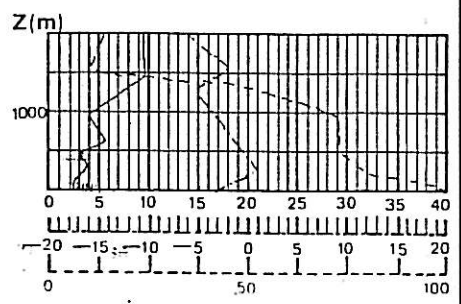
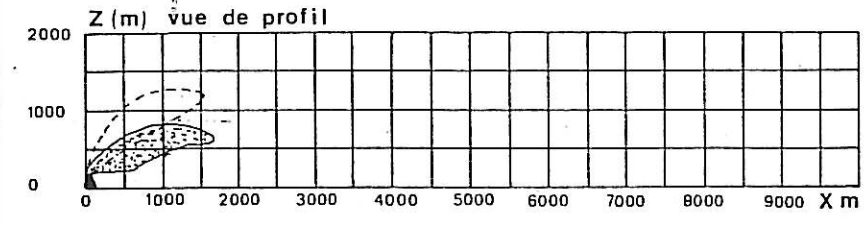


Fig. 4.7

La figure 4.6. montre un panache stratiforme causé par une forte inversion entre 500 et 700 m. On remarque que ce panache est relativement bien modélisé numériquement.

La figure 4.7 montre un cas où l'on a un brouillard "naturel" au sol dû à une inversion au sol. On voit que le panache moyen se développe au dessus du brouillard naturel, ce qui confirme que les risques de voir des brouillards artificiels s'ajouter est rare dans de telles conditions.

John Amos (2 mars 1975 à 9 h 00) - Puissance thermique évacuée : 1900 MW.

Influence paramétrique de la vitesse du vent

CONDITIONS METEOROLOGIQUES

Vitesse de vent m/s : ———  
 Humidité relative  $\epsilon\%$  : - - - - -  
 Température  $^{\circ}\text{C}$  : \_ \_ \_

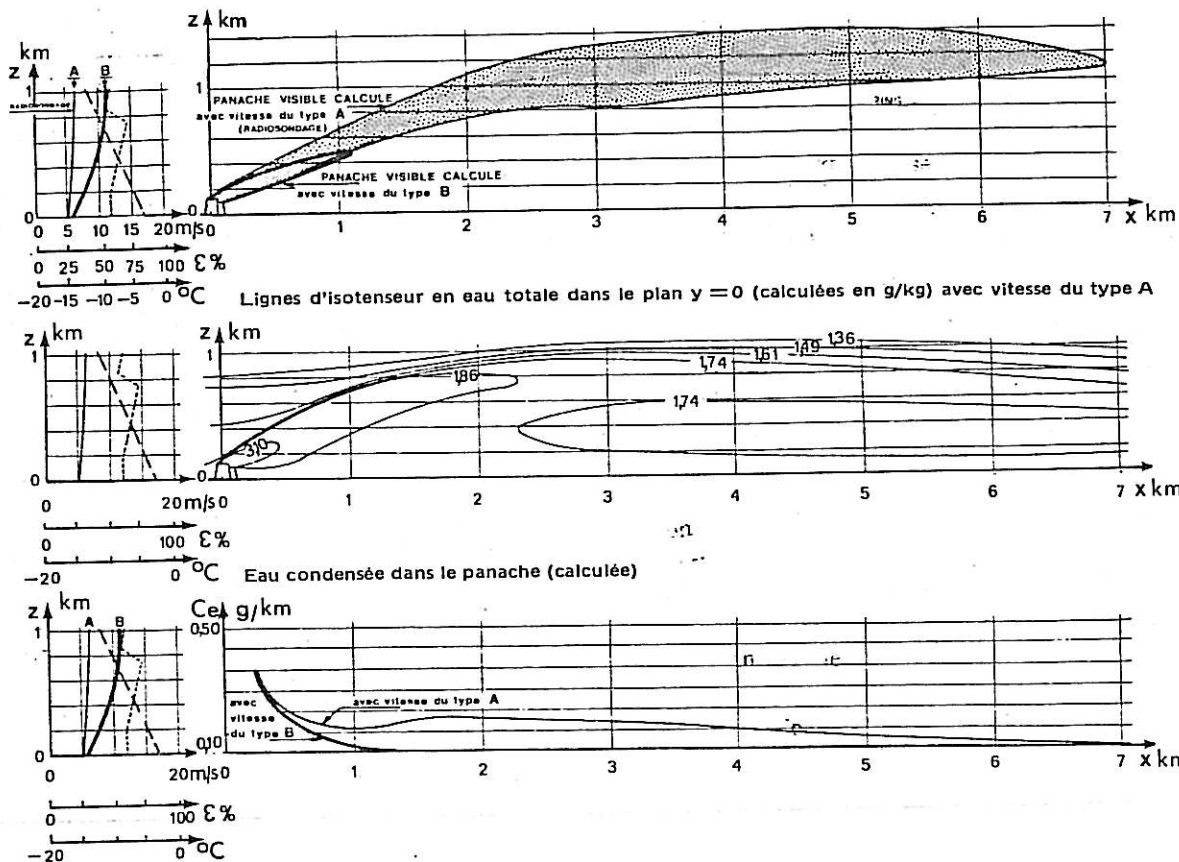


Fig. 4.8

Enfin, la figure 4.8 montre l'influence du vent sur les panaches. On voit qu'une grande vitesse du vent entraîne souvent un panache plus court. Cela est dû principalement à 2 effets :

- le vent favorise le mélange du panache avec l'air ambiant
- en inclinant les panaches, il peut les empêcher de monter et d'atteindre le seuil d'instabilité.



#### 4) Conclusions.

On a vu que la modélisation numérique permet de prédire honorablement le panache d'un aérorefrigérant. Le fait de partir directement des équations de la mécanique des fluides on fait aussi des outils théoriques d'un intérêt certain.

Naturellement, elle ne remplacera jamais totalement la modélisation sur modèles réduits, principalement lorsque le relief joue un rôle important.

Leur amélioration passerait par l'adoption d'une simulation plus fine de la turbulence et par la mise au point d'une meilleure modélisation de la phase condensée de l'eau.

Finalement, leur intérêt principal vient du fait qu'ils prédisent assez bien le style de panache que l'on peut avoir, et principalement les conditions où l'on peut avoir un long panache. Ainsi, ces panaches sont observés

- en atmosphère neutre, par condensation de l'humidité ambiante entraînée verticalement;

- en atmosphère stratifiée, à cause de la réduction du mélange turbulent dans le panache lui-même bloqué par le gradient thermique.

- $R_o = \frac{U}{L\Omega}$  , le nombre de ROSSBY, comparant les effets d'inertie aux effets de CORIOLIS
- $R_e = \frac{UL}{\nu}$  , le nombre de REYNOLDS, comparant les effets d'inertie aux effets visqueux.
- $F_r = \frac{U}{(\beta L \Delta T)^{1/2}}$  , le nombre de FROUDE comparant les effets d'inertie aux effets de gravité.
- $P_r = \frac{\nu}{\alpha}$  , le nombre de PRANDTL, rapport des diffusivités cinématique et thermique.

N.B. Dans ces définitions,

$$L, U, \Delta T$$

sont une longueur, une vitesse et un écart de température caractéristiques de l'écoulement.

$\Omega$  est la vitesse angulaire de rotation de la terre.  
 $\beta$  est le coefficient de dilatabilité thermique de l'air.

Afin que les écoulements reproduits soient identiques à ceux de l'atmosphère, il faudrait que ces quatre nombres soient conservés et que les conditions aux limites autour du modèle soient respectées.

### Effets de CORIOLIS.

La similitude hydraulique à petite échelle ne reproduit pas la force de Coriolis. En effet, on peut voir que le rapport de la force de Coriolis à la force centrifuge A, pour un phénomène dont le rayon de rotation est R, est

$$A = \frac{\|F_c\|}{\|F_{cent}\|} = 2\Omega \sin \phi \frac{R}{v_h^2} \approx 10^{-4} \frac{R}{v_h}$$

En supposant une vitesse horizontale de 10m/s, on voit que la force de Coriolis sera négligeable dans un modèle réduit. En réalité, celle-ci joue un rôle non négligeable qui se traduit par une rotation de la direction du vent avec l'altitude, entraînant une courbure notable de la trajectoire des panaches sur des distances supérieures à une quinzaine de kilomètres. En général, la simulation en soufflerie s'arrêtera donc à la couche de surface (100 à 200m), qui, remarquons le est d'autant plus grande que la turbulence est forte.

Cet effet nous impose donc de limiter les dimensions du modèle.

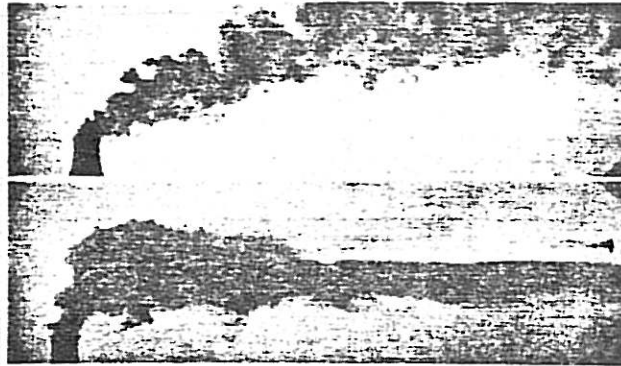
#### Effets thermiques.

La simulation des effets thermiques n'est pas toujours très facile à réaliser. Dans une première approximation, on peut toujours supposer que l'on a une stratification neutre. On commence seulement à développer quelques essais en tenant compte de la stratification (fig. 5.1)

Ces effets thermiques font intervenir entre autres le nombre de Prandlt ,  $Pr = \nu / \lambda$  . Ce nombre sera respecté car les variations des propriétés moléculaires avec la température sont très faibles.

#### Similitude géométrique.

La similitude géométrique est obtenue par l'utilisation de modèles, sans distorsions, réduits selon l'échelle choisie. L'importance à donner aux détails est déterminée par le type d'étude envisagé et la hauteur de la sous-couche visqueuse attendue. La dimension du modèle, par rapport à la zone sensible à étudier est donc choisie avec soin à la fois pour permettre une couche limite pleinement développée et pour pouvoir implanter des reliefs ou des structures plus éloignés ayant à priori une influence.



Etude en veine hydraulique des caractéristiques des rejets en milieu neutre et stratifié.

Fig. 5.1.

Extrait de AUSSOURD et AL (1978)

	$\alpha$	$z_0$ (m)	$u_*$ (m.s <sup>-1</sup> )
Site rural plat (prairies)	.15	0.08	0.76
Site vallonné (bois, forêts)	.20	0.60	0.82
Site hautement urbanisé	.45	2.00	2.34

Fig. 5.2

Extrait de BLOMDIN-PERRIER (1980) [4].

Cela nécessite l'emploi d'avant-maquettes étendues et dans bien des cas la disposition de générateurs de turbulence.

### Similitude de Reynolds.

Le respect de la similitude de Reynolds conduirait à des vitesses irréalisables. (Si l'échelle géométrique est  $\frac{1}{400}$ , l'échelle des vitesses devrait être  $\frac{400}{1}$ ) En pratique, on essaiera de travailler dans la veine hydraulique avec des nombres de Reynolds les plus grands possibles, en tout cas suffisamment grands pour que l'on se trouve dans le même type d'écoulement. D'où on ne travaille qu'en similitude de Reynolds approchée.

On retrouve ainsi dans la couche limite une variation de la vitesse moyenne en fonction de la hauteur correspondant à  
- une loi puissance de la forme

$$U(z) = U_0 \left( \frac{z-h_1}{z_0} \right)^k,$$

$U_\infty$  étant la vitesse moyenne de l'écoulement en dehors de la couche limite et  $U_0 = 0,99 U_\infty$ , vitesse à la hauteur  $z_0$ ,  $h_1$  étant le déplacement du plan de cote 0 (par les rugosités).

- la loi logarithmique plus particulièrement applicable à la couche de surface:

$$U(z) = \frac{U_\infty}{K} \log \left( \frac{z-h_1}{z_0} \right)$$

$K$  étant la constante de Karman et  $z_0$  la longueur de rugosité.

De nombreuses expériences effectuées sur différents types de maquettes pour diverses rugosités ont permis d'obtenir les valeurs du tableau 5.1 (dans l'atmosphère, compte tenu des échelles de réduction (1/5000 à 1/10.000) et pour un vent moyen de 15m/s hors couche limite). Il faut alors essayer d'obtenir ces hauteurs de rugosité à l'aide de boulons ou autres artifices de ce genre.

### Paramètres de turbulence.

Il est encore nécessaire pour préciser la similitude de rechercher les paramètres de la turbulence.

En séparant la vitesse  $U$  en sa valeur moyenne  $\bar{U}$  et sa valeur fluctuante  $v'$ , le relevé des profils verticaux d'intensité de turbulence définis par  $\sqrt{v'^2} / \bar{U}$  montre que ceux-ci sont fortement liés aux formes de relief rencontré. Sur des terrains peu accidentés, on mesure des intensités de turbulence comprises entre 0,25 et 0,30 près du sol. Celles-ci ont des valeurs voisines de 0,15 vers 100m et décroissent jusqu'au sommet de la couche limite où elles restent proches de 0,05.

Le spectre de puissance permet de connaître la manière dont l'énergie est distribuée en fonction de la fréquence. Les mesures spectrales de la composante longitudinale effectuées en simulation hydraulique montrent une bonne similitude des spectres dans la partie haute fréquence. Ceci confirme que l'on ne peut simuler correctement que les phénomènes ayant une échelle de temps telle que seule la turbulence à petite échelle intervienne.

On est donc capable maintenant de faire des essais sur maquettes.

On peut aussi essayer d'aller un peu plus loin. En effet, cette modélisation physique permet d'avoir d'assez bon résultats pour voir la diffusion du panache dans l'atmosphère sous la double action de la turbulence cinétique et thermique créée par le jet d'air chaud et de la turbulence de l'atmosphère.

Or un deuxième type de phénomène intervient : les phénomènes thermodynamiques qui se traduisent par l'évolution des températures et de l'humidité en fonction du mélange et de la variation d'altitude et qui aboutissent aux changements de phase.

La diffusion du panache chaud et humide est, elle, abordée par voie expérimentale sur modèle à analogie hydraulique comme vu précédemment. Son étude aboutit à la détermination de la répartition spatiale des dilutions et des taux de mélange dans le ou les panaches.

La deuxième étape fait l'objet de calculs mathématiques qui portent sur l'évaluation des températures et des humidités en fonction des taux de dilution, ainsi qu'en fonction des données atmosphériques et de l'altitude atteinte par le panache.

La confrontation de ces éléments au niveau des dilutions et de leur localisation spatiale permet de déterminer pour chaque cas la zone où s'effectue l'arrêt de la condensation, c'est à dire la limite extrême du panache de vapeur condensée.

#### Exemple pratique.

Comme exemple pratique, nous allons parler un peu de l'étude faite par L. CAUDRON et C. VIGNOLO (1978) sur la centrale de Cruas, équipée de 4 réfrigérants de 900 MWe (fig. 5.2) Cette étude a été faite sur 2 échelles différentes, une au 1/5000<sup>e</sup> et une au 1/1500<sup>e</sup>.

#### \* Cas du vent Nord-Sud.

Lorsque la direction du vent est Nord-Sud, à 20 degrés près, le défilé impose au vent de suivre l'axe Nord-Nord-Est, Sud-Sud-Ouest de la vallée. Les variations de la vitesse au sol sur le site de la centrale sont d'environ 10% par rapport à celles enregistrées à Montélimar.

Lorsque la direction est Ouest-Est, un "rotor" se forme et influence l'évolution du panache (fig. 5.3)

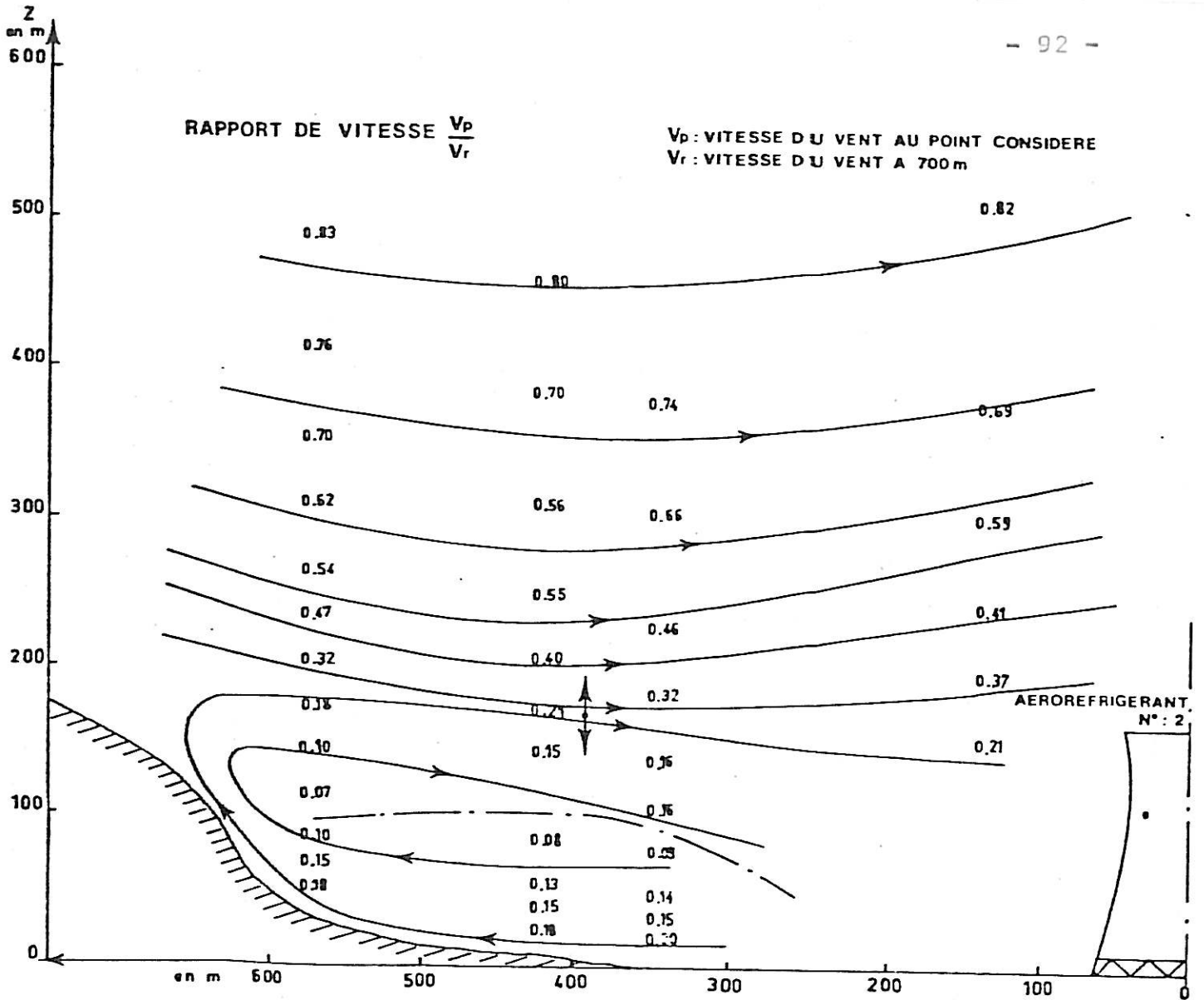
\* Dans les cas de vents Nord-Sud, des mesures ont été faites pour comparer les résultats obtenus ici et ceux obtenus à l'aide du code Panach. (fig. 5.4 à 5.7)

Fig. 5.2

### Emprise des modèles physiques







Extrait de  
CAUDRON - VIENNOIS (1978)

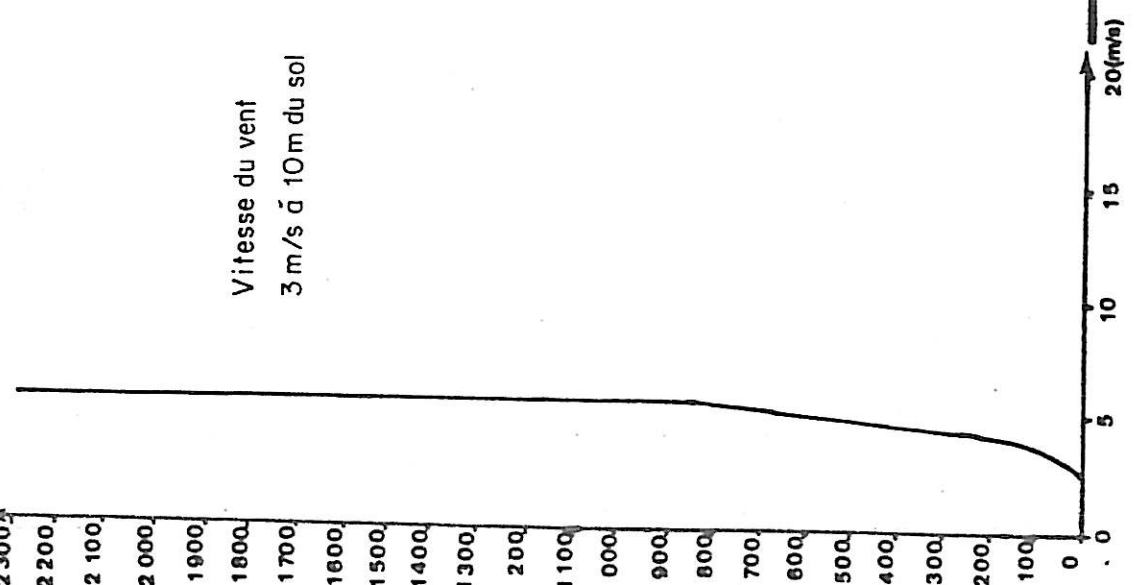
Fig. 53 «Rotor» par vent d'Ouest (modèle au 1/1500e)

Ces figures donnent les isoconcentrations relevées sur le modèle physique, pour des vitesses de vent de 3,5 à 11m/s à 10m du sol.

\* On voit qu'à 11m/s, le panache touche le sol à 1300m pour l'isoconcentration 1%, et entre 2 et 3000m pour l'isoconcentration 2%. On voit aussi que l'axe du panache est beaucoup plus élevé avec des vents faibles.

PROFILS DE LA VITESSE DU VENT

(m)



Vitesse du vent  
3 m/s à 10m du sol

PROFILS LONGITUDINAUX ( projection sur un axe vertical des concentrations maximales )



— Modèle physique  
— Calcul

Comparaison de champ de concentration  
(en %) des panaches relevés sur le modèle  
physique et calculés par le code "PANACH"

Fig. 5.4

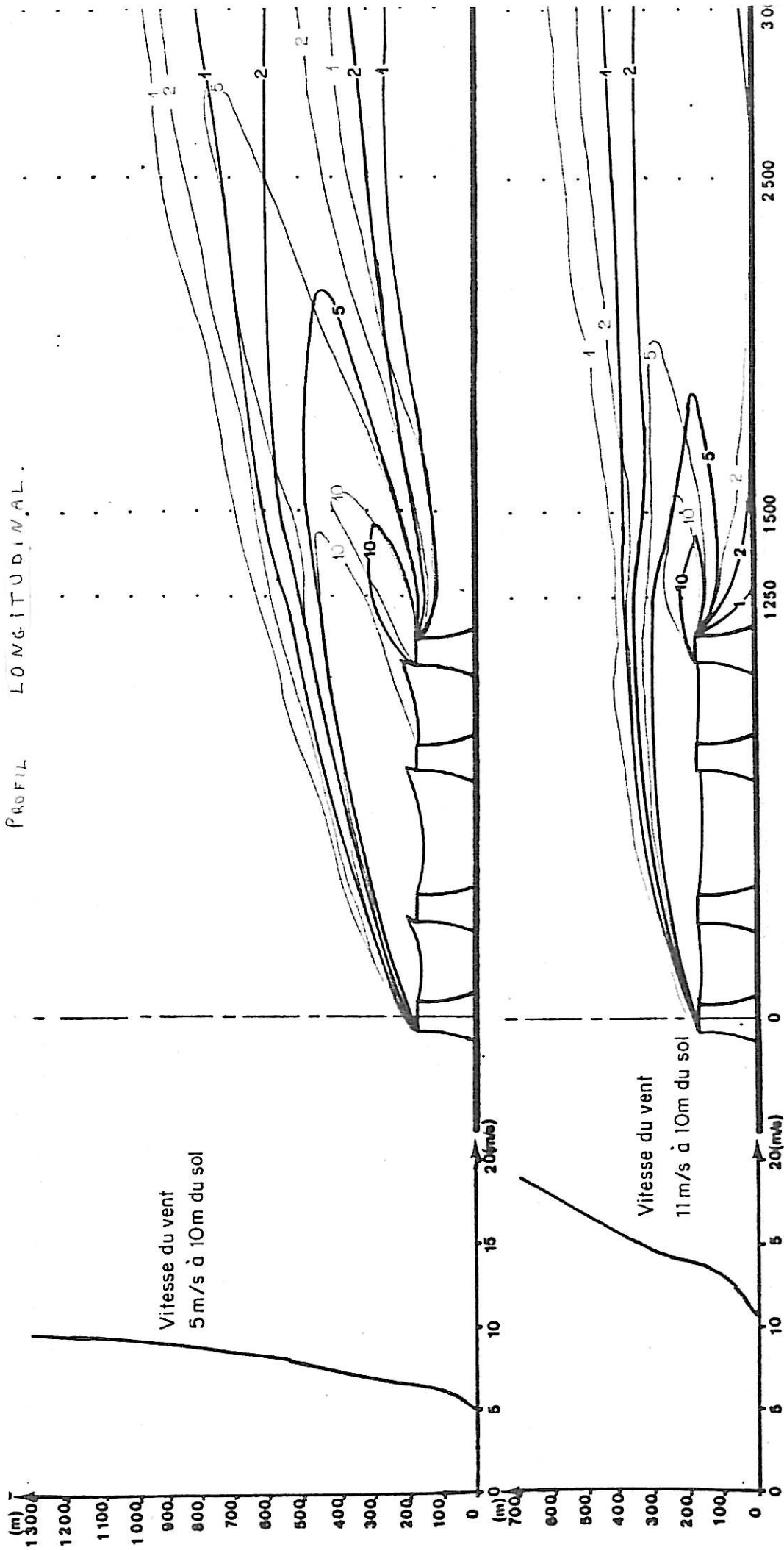


Fig. 5.5

n)

100

200

100

300

900

800

700

800

500

400

300

200

100

000

900

800

700

600

500

400

300

200

100

0

(m)

1300

1200

1100

1000

900

800

700

600

500

400

300

200

100

0

(m)

700

600

500

400

300

200

100

0

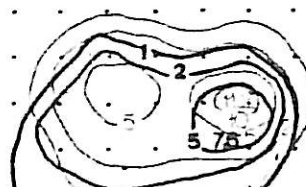
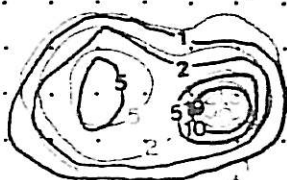
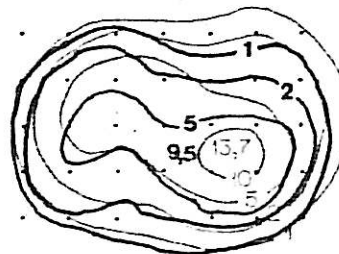
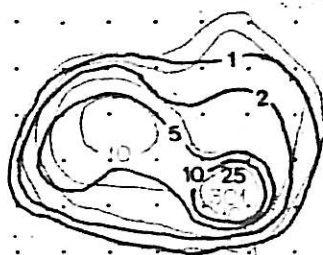
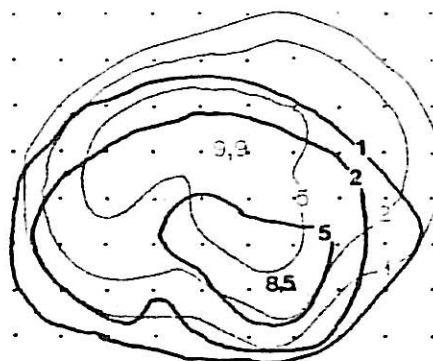
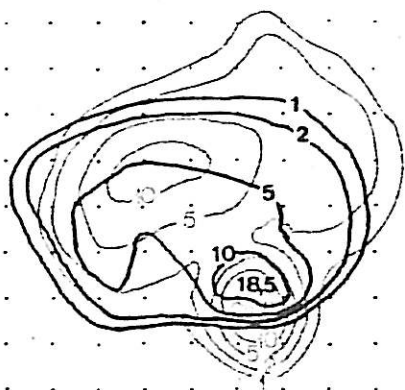
R.G.

R.D.

R.G.

R.D.

Fig. 5.6

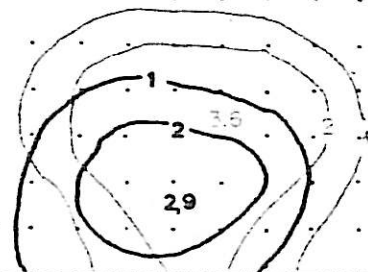
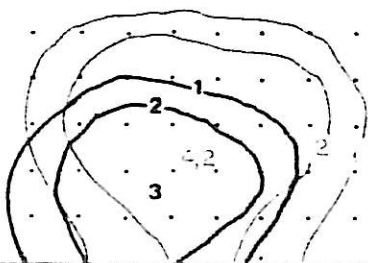
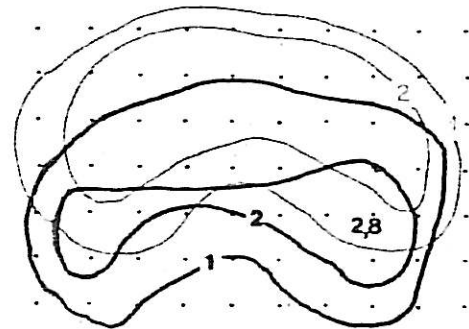
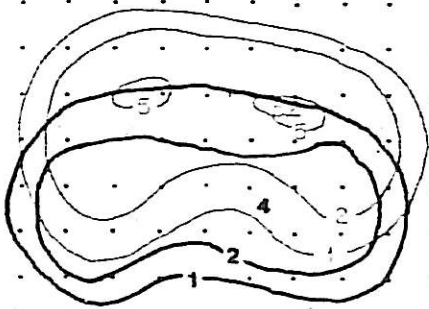
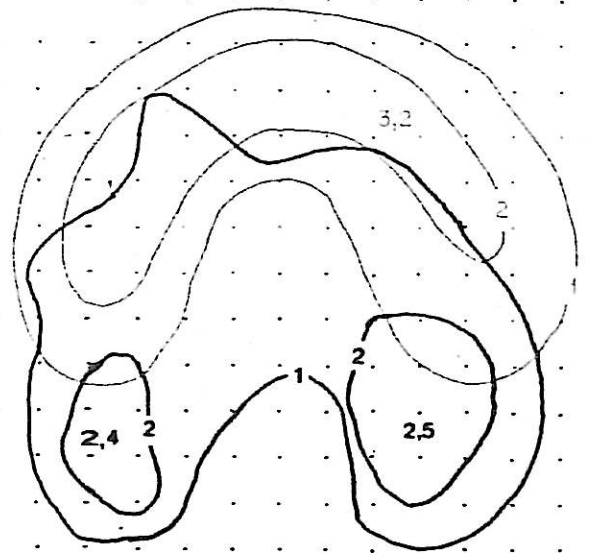
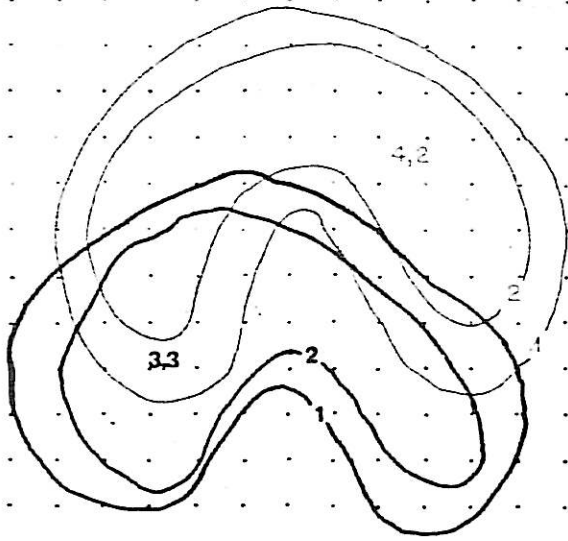


1500 m

3000 m

PROFILS TRANSVERSAUX B.

Fig. 5.7



RD. 800 700 600 500 400 300 200 100 0 100 200 300 400 500 600 (m)

RD. 900 800 700 600 500 400 300 200 100 0 100 200 300 400 500

La comparaison des isoconcentrations modèle physique et modèle numérique, montre

- que les résultats obtenus par les 2 modèles sont très semblables
- que le modèle numérique est un peu plus optimiste que le modèle physique quant à la position du panache par rapport au sol.
- que les isoconcentrations et les longueurs de panaches données par le modèle numérique sont un peu plus pessimistes que celles du modèle physique.

### Conclusions.

En conclusion, on peut dire que l'étude sur modèle réduit est surtout intéressante dans le cas où le relief joue un rôle important. Dans les autres cas, on a vu que les modèles numériques donnent des résultats semblables, et vu leur souplesse d'emploi et les possibilités de développement qu'ils ont, ils semblent alors plus intéressants.

Mais les modèles physiques ont encore de l'avenir devant eux, principalement quand on parviendra à simuler les effets thermiques et ainsi à voir l'influence combinée du relief et d'une stratification thermique de l'air.

## CONCLUSIONS.

Nous sommes enfin arrivés au bout de ce travail.

Dans le chapitre I, nous avons vu pourquoi on construisait des réfrigérants humides à tirage naturel. Les concentrations de puissance actuellement employées avec les centrales nucléaires empêchent généralement le refroidissement en circuit ouvert. De tous les réfrigérants utilisables, on a vu que ces tours reviennent les moins chères tout en ne causant pas trop de nuisances.

Ensuite, nous avons montré comment on pouvait calculer la thermodynamique interne du réfrigérant.

Dans le chapitre III, nous avons abordé le coeur de ce travail : voir l'impact sur l'environnement que peuvent avoir ces réfrigérants, entre autres voir s'ils ne risquent pas de causer du verglas. On a vu que ce danger était en fait très faible, avec les tours de réfrigérations actuelles. Le rabattement du panache sur le sol ne saurait arriver que dans des conditions exceptionnelles. Quant aux risques de pluie, on a vu que depuis l'apparition des séparateurs de goutte, ils sont presque nuls. Il faudrait cependant, lors de campagnes de mesures "in situ" mettre plus l'accent sur la recherche de tels phénomènes et voir ainsi quelles sont leurs réelles probabilités d'occurrence. Finalement, ce sont les réductions d'insolation qui ont le plus d'impact sur notre environnement. Ces réductions entraînent une baisse de la température qui peut avoir une influence non négligeable, entre autres sur l'agriculture.

Enfin, dans les deux derniers chapitres, nous avons parlé de la modélisation numérique et de la modélisation

physique. On a vu que si deux méthodes donnent déjà d'excellents résultats pour voir l'évolution d'un panache, elles restent encore fort perfectibles. Par exemple, il faudrait tendre à essayer de voir l'effet combiné d'un relief important et d'une stratification quelconque.



BIBLIOGRAPHIE.

1. F. PASQUILL (1962) Atmospheric Diffusion D. Van Nostrand company LTD LONDON
2. F.L. PARKER et P.A. KRENKEL (1969) Thermal Pollution : Status of the Art. Vanderbilt university, Nashville, Tennessee.
3. R. SCORER (1969) Air pollution. Pergamon Press. Oxford.
4. J.P. TRIPLET et G. ROCHE (1971) Météorologie Générale. Ecole nationale de la météorologie. France.
  
- Cooling Towers (1972), American Institute of Chemical Engineers, New York.
5. C.L. HOSLER. Wet Cooling Tower Plume Behavior pp 27-32
6. F.W. DECKER. Probabilities of Cooling System Fogging pp 91-93
7. K.A. OLSEN et R.R. BOYLE. How to cool Steam-Electric Power Plants pp 94-100
8. K.R. ROGERS. The Fill Packing pp 101-103
  
9. J. PRIEST (1973) Problems of our Physical Environment. Addison-Wesley Publishing Company. London
10. S.R. HANNA (1974) Fog and Drift Deposition from Evaporative Cooling Towers. Nuclear Safety, vol. 15, n° 2, March - April, pp 190-196.
11. S. ESKINAZI (1975) Fluid Mechanics and Thermodynamics of our Environment. Academic Press. New York.
12. S.R. HANNA et F.A. GIFFORD (1975) Meteorological Effects of Energy Dissipation at large Power Parks. Bull. Amer. Meteor. Soc., 56, 1069 - 1076.
13. G. TSCHIRCHART (1975) Le comportement dynamique et thermodynamique d'une masse d'air chaud et humide rejeté dans l'atmosphère. La météorologie, VIème série n° 2 pp 89 - 104
  
- Environmental Effects of Cooling Systems at Nuclear Power Plants. I.A.E.A., Vienne, 1975.

14. C. LOPEZ - POLO. Les aspects d'environnement des systèmes de refroidissement des centrales thermiques : Résumé des travaux du séminaire tenu à Zurich, du 14 au 16 mai 1974; conclusions et recommandations. pp 25-34 (IAEA - SM - 187/55)
15. J.P. TREPP. A two-dimensional hydrodynamic model for cooling - tower plumes. pp 37 - 44 (IAEA - SM - 187/3)
16. P. BERLINER. Fog formation and fog elimination pp 75 - 84 (IAEA - SM - 187/6)
17. H. BARTELS et J.W. CASPAR. Cooling - tower experience and the meteorological consequences of thermal discharges from nuclear power plants in the Federal Republic of Germany. pp 85 - 98 (IAEA - SM - 187/26)
  
18. J.L. BRINGUIER - C. CHARPENTIER - A. HODIN - A.M. LANQUETTE (1976) Tours de réfrigération atmosphériques - Aérologie des panaches de condensation - Compte rendu d'essais réalisés sur le site de la centrale de Gardanne (E 32/76.16 - E.D.F.)
19. Ch. HIRSCH (1977) Wet Cooling Towers : Thermodynamics and Fog Formation. Belgische Ecologische Groepering - Interim Verslag 1977.
20. J.C.J. NIHOUL (1977) Modèles mathématiques et dynamiques de l'environnement. Ele Publ. Liège.
21. Ph. AUSSOURD, Cl. BOURILLOT, L. CAUDRON, P. MERY (1978). Analyse du fonctionnement des réfrigérants atmosphériques. Entropie, n° 83, pp 61 - 74.
22. L. CAUDRON - C. VIGNOLO (1978) Centrale de Cruas. Etude sur modèles physiques des panaches des aéroréfrigérants dans le champ proche. (E44/78.49 E.D.F.)
23. L. CAUDRON - P.L. VIOLLET (1979) Les panaches d'aéroréfrigérants au voisinage des centrales thermiques. La météorologie, VIème série, n° 18, septembre pp 67 - 101.
24. E. SERRES (1980) Etude de la simulation en soufflerie de basses couches de l'atmosphère; application à la prévision de l'impact d'un site industriel sur l'environnement. Bulletin de la direction des études et recherches. Série A-Supplément au n° 4 - E.D.F.

Société hydrotechnique de France. Rejets de chaleur à l'atmosphère. Compte rendu des XVIème journées de l'hydraulique, Paris, 16 - 18 septembre 1980.

Question 1 : Aspects fondamentaux du transfert de chaleur dans le milieu extérieur par réfrigération atmosphérique.

25. Rapport 1.0 - D. OLIVARI - Rapport général.
26. Rapport 1.1 - C. BOURILLOT - P. COIC. Calcul de l'échange thermique dans la pluie d'un réfrigérant à contre-courant.
27. Rapport 1.2 - E. LECESNE - A. MEIMARAKIS. Calcul de définition d'une dispersion d'aéroréfrigérant humide.
28. Rapport 1.3 - M. BUFFAT - J.P. BRISON - D. JEANDEL - P. SONNEVILLE. Calcul de l'écoulement dans la zone de pluie d'un réfrigérant atmosphérique à contre-courant.
29. Rapport 1.4 - L. MANDELBROT. La réfrigération par aspersion.
30. Rapport 1.7 - Y. CAYTAN. Etude numérique bidimensionnelle du fonctionnement sans vent d'un aéroréfrigérant à tirage naturel.

31. Rapport 1.8 - J. CHABOSEAU - P. WAHL. Calcul prévisionnel simplifié des performances d'un aéroréfrigérant au vent.

32. Rapport 1.15 - G. RIBIER. Etudes des performances in situ et sur modèle des grands réfrigérants à tirage naturel.

Question 2 : Conception, réalisation et exploitation de réfrigérants de très grande puissance.

33. Rapport 2.0 - L. CAUDRON. Rapport général.

34. Rapport 2.1 - S. FUSTER. Choix des matériels de la source froide, aspect économique.

35. Rapport 2.2 - D. REUTHER. Optimierung eines Kuehlsystems am beispiel der Kernkraftwerks Philippsburg 1.

36. Rapport 2.13 - J. GILBERT. Détermination de réfrigérants de type humide-sec à panache réduit.

Question 3 : Influence des grands équipements sur l'environnement et moyens d'en limiter les effets.

37. Rapport 3.0 - A. GOUBET. Rapport général.

38. Rapport 3.1 - J.C. GAILLOT - H. BOYE. Pourquoi des réfrigérants?

39. Rapport 3.3 - D de MONTUSSAINT, P. LEMMENS, P. LEMOINE.  
Les sources de bruit dans les grands réfrigérants humides et les possibilités d'insonorisation.
40. Rapport 3.4 - M. ROCHAS. Etude de l'échelle à priori de l'influence des rejets de chaleur dans l'atmosphère.
41. Rapport 3.5 - C. BLONDIN, M. PERRIER. Méthodes d'investigation de l'atmosphère à diverses échelles.
42. Rapport 3.6 - R. MOREL, C. REY, J.P. SCHON, M. RIBON.  
Simulation en soufflerie du transfert de chaleur dans le milieu extérieur par réfrigération atmosphérique.
43. Rapport 3.7 - J. RIGARD, M. MILHE. Contribution à l'étude des panaches par modélisation physique.
44. Rapport 3.8 - C. KOUTITAS, J. GANOULIS. Construction d'un algorithme mixte aux éléments finis et aux différences finies pour l'étude de l'étalement d'un panache.
45. Rapport 3.10 - F. GASSMANN. Entrainement studies concerning parcel - models for the simulation of cooling tower plumes.
46. Rapport 3.12 - A. DARLES, M. SABATON, P.L. VIOLLET, H. GLAND.  
Etude statistique tridimensionnelle des panaches d'aéroréfrigérants. Méthode et résultats relatifs à l'influence de la puissance et des conditions de rejet.
47. Rapport 3.13 - D. HASCHKE, F. GASSMANN, G. SARLOS.  
Simulation mathématique des perturbations du climat régional dues aux rejets de chaleur à l'aide d'un modèle hydrodynamique.
48. Rapport 3.14 - A. BAILLE, P. REICH, B. SEGUIN, A. HODIN.  
Impact des panaches d'aéroréfrigérants sur les durées d'insolation et l'intensité du rayonnement solaire global; influence sur l'agriculture.
49. Rapport 3.15 - J.C. LOEWENSTEIN, P. MASNIERE, F. TRAVADE.  
Les conséquences sur l'environnement du fonctionnement de réfrigérants atmosphériques à eau souterraine.

Question 4 : Les réfrigérants atmosphériques et la valorisation de la chaleur dans les installations de petite et moyenne puissance.

50. Rapport 4.1 J. MERIGOUX. Méthodes d'essais et de calcul pour la détermination du catalogue des tours de refroidissement.

51. Rapport 4.3 M. COMBETTE. Facteurs énergétiques et économiques dans le choix des réfrigérants industriels.

TABLE DES MATIERES.

<u>INTRODUCTION.</u>	1
<u>CHAPITRE I : CHOIX D'UN MODE DE REFROIDISSEMENT.</u>	3
1) Point de vue économique	10
2) Point de vue environnement	12
3) Conclusions	14
<u>CHAPITRE II : FONCTIONNEMENT INTERNE DES REFRIGERANTS HUMIDES A TIRAGE NATUREL.</u>	15
1) Description d'une tour de refroidissement	15
2) Calcul de l'échange thermique dans la pluie d'un réfrigérant à contre-courant	17
3) Conclusions	21
<u>CHAPITRE III : EFFETS METEOROLOGIQUES DES TOURS DE REFROIDISSEMENT.</u>	23
A. Le panache d'un aéroréfrigérant	25
B. Formation de brouillards	42
1) Description thermodynamique de la formation de brouillard	42
2) Influence de la stratification thermique	47
3) Influence du relief	57
C. Précipitations	60
1) Le primage	62
2) Pluie "nuageuse"	62
3) Les interférences avec des nuages	65
D. Réductions d'insolation	67
<u>CHAPITRE IV : MODELISATION NUMERIQUE</u>	70
1) Code PANACH	71
2) Etalonnage des codes	75

3) Exemples particuliers	75
4) Conclusions	83
<u>CHAPITRE V : MODELISATION PHYSIQUE</u>	84
<u>CONCLUSIONS</u>	98
<u>BIBLIOGRAPHIE</u>	100
<u>TABLE DES MATIERES</u>	105