

28.5.1968.

BILANS THERMIQUES DU TUNNEL PRINCIPAL ET DES TUNNELS DE LIAISON  
CONCERNANT LE CONDITIONNEMENT D'AIR DU SYNCHROTRON INJECTEUR

G. Chevallier

1. Informations générales

1.1 Conception et dispositions des tunnels.

Les dimensions principales et la position relative par rapport au sol et aux autres bâtiments sont indiquées de façon suffisamment valable sur les plans SB 641025 AR, 641029 B1 et 641030 B1. Ces dessins donnent notamment les informations suivantes, intéressantes du point de vue du conditionnement d'air :

Surfaces intérieures  
Surface des planchers  
Volume total  
Ouvertures

1.2 Implantation des composants de la machine dans les tunnels.

Pour le tunnel principal, les informations fournies par le plan SI 10.005.0A renseignent sur l'emplacement des aimants, des lentilles et des cavités R.F.

Pour les tunnels de liaison, le même plan fournit tous les renseignements utiles.

1.3 Nécessité et spécifications du conditionnement d'air.

Le but du système de conditionnement d'air est de fournir des conditions favorables à la machine et à son fonctionnement, en outre, de faciliter des opérations délicates telles que l'alignement des aimants. Les tunnels sont des enceintes presque totalement isolées. Toute la chaleur dissipée par les composants de la machine, les câbles, l'éclairage etc., doit de ce fait être extraite par l'équipement de traitement d'air. Du chauffage est aussi nécessaire, soit pendant la période initiale, soit pour compenser les faibles pertes lorsque la machine est arrêtée, soit pour le traitement de l'air extérieur introduit dans l'espace conditionné.

Les spécifications concernant les conditions que l'air doit remplir dans les tunnels sont indiquées dans les paragraphes suivants.

### 1.3.1 Conditions pour l'air des tunnels.

Les conditions nominales qui devraient être obtenues dans l'espace conditionné et pour lesquelles les bilans thermiques de chauffage et de refroidissement ont été établis sont :

Température au bulbe sec	:	$20 \pm 0,5^{\circ}\text{C}$
Température du point de rosée	:	$12^{\circ} \pm \frac{0^{\circ}}{3}$

La tolérance sur la température au bulbe sec s'applique en tout point de la zone inférieure des tunnels limitée par le plan supérieur des supports d'appareils. La tolérance sur la température au point de rosée s'applique aux bouches des gaines de reprise d'air.

### 1.3.2 Renouvellement d'air.

Des liaisons entre les tunnels et la surface ou les locaux techniques existent sous forme de puits, d'issues de secours ou de cage d'escalier. Dans la mesure où ces orifices seront obstrués efficacement, si les différences de pression ne sont pas importantes, les infiltrations d'air pourront être négligeables. Toutefois ces points sont à étudier soigneusement lors de l'élaboration du projet.

### 1.3.3 Pureté de l'air.

L'air extérieur qui peut être introduit dans les tunnels (pour compenser les fuites ou pour assurer un renouvellement correct pour le personnel) ainsi que l'air recirculé doivent être filtrés. Les conditions de pureté de l'air ne sont pas sévères et des filtres d'efficacité moyenne seront en principe suffisants.

## 1.4 Conditions atmosphériques.

### 1.4.1 Conditions d'été nominales.

Les besoins de refroidissement pour le traitement de l'air extérieur seront basés sur les conditions estivales suivantes :

Température du bulbe sec	:	$32^{\circ}\text{C}$
Humidité relative	:	40%

#### 1.4.2 Conditions d'hiver nominales.

Les besoins de chauffage pour le traitement de l'air extérieur seront basés sur les conditions hivernales suivantes :

Température du bulbe sec :  $-15^{\circ}\text{C}$   
Humidité relative : 90%

#### 1.4.3 Variation annuelle de température.

Quand il s'agit du flux thermique à travers les parois et le sol avoisinant, les extrêmes indiqués précédemment n'ont pas d'importance car, lorsqu'ils apparaissent, il sont de courte durée. Dans ce cas particulier, la variation annuelle de température peut être simulée par une sinusoïde superposée à la température moyenne annuelle. Les valeurs spécifiques suivantes ont été estimées comme pouvant s'appliquer au site du CERN :

Température moyenne annuelle :  $10,5^{\circ}\text{C}$   
(supposée être égale à la température du sol mesurée entre 6 et 10 m)

Amplitude de la composante alternative :  $14^{\circ}\text{C}$

Dates où l'amplitude de cette composante est nulle : 20 avril, 20 octobre

#### 1.4.4 Pression atmosphérique.

Le système de conditionnement d'air sera à une altitude moyenne de 440 mètres au dessus du niveau de la mer. La pression atmosphérique moyenne sera supposée être égale à 724 mmHg.

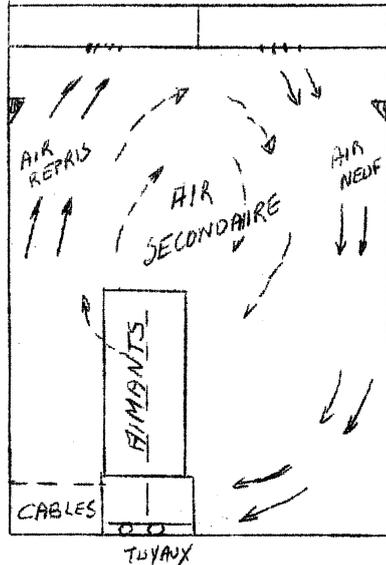
### 1.6 Système de traitement d'air envisageable.

#### 1.6.1 Distribution de l'air.

Il est nécessaire en tout premier lieu que la température de l'air au niveau des supports des aimants soit constante. En outre, il est avantageux que la distance entre la source de chaleur et la bouche de reprise d'air soit la plus courte possible afin d'éliminer les interférences entre l'air neuf et l'air refoulé.

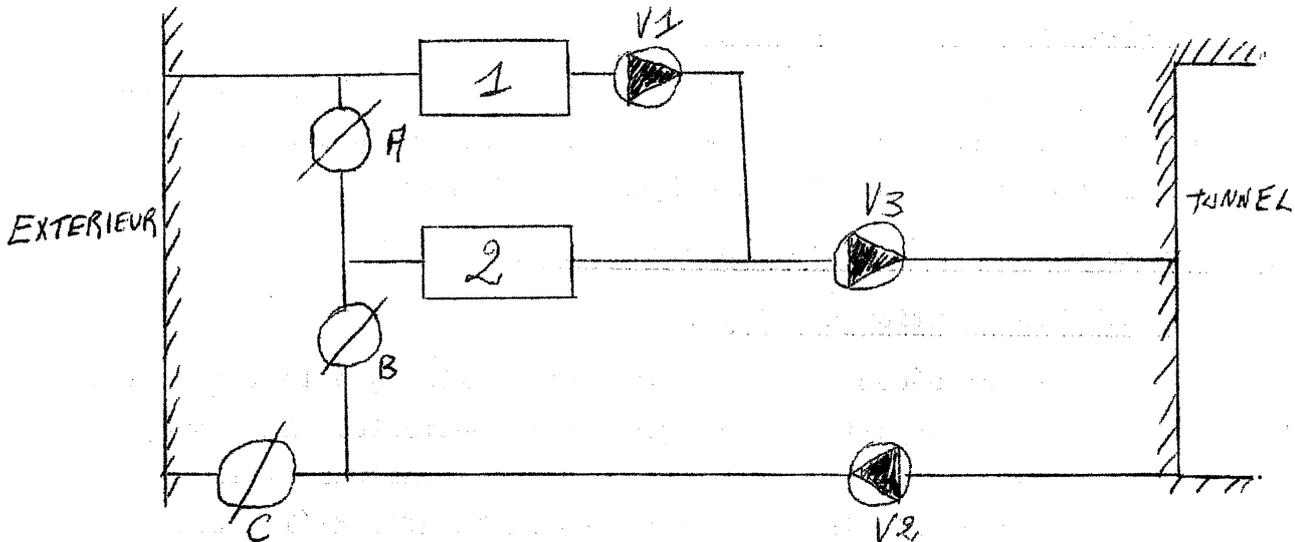
En conséquence, compte tenu que l'axe du faisceau est décalé par rapport à l'axe du tunnel et vu la place disponible restante,

il serait souhaitable de disposer les gaines de ventilation selon le schéma suivant sur lequel est figurée la circulation d'air probable. Il sera naturellement nécessaire de vérifier que cette circulation d'air théorique est réelle lorsque le système de support des aimants sera défini (éventuellement des essais sur maquette pourraient être réalisés).



1.6.2 Centrale de traitement d'air.

Un des systèmes qui pourrait être adopté est schématisé ci-dessous.



- 1. Appareillage pour traitement de l'air extérieur
- 2. " " " " " " " " l'air recirculé
- A,B,et C. Vannes de sectionnement

Dans les conditions de fonctionnement normales, les vannes A et C sont fermées et la vanne B est ouverte.

Les ventilateurs V1, V2 et V3 pourraient exister en double, ce qui faciliterait les problèmes d'entretien ainsi qu'éventuellement permettrait le fonctionnement à débit réduit.

### 1.6.3 Différence de température entre l'air d'amenée et l'air de reprise dans les tunnels.

Si la circulation d'air envisagée au par. 1.6.1 est obtenue, le gradient de température se situe essentiellement au-dessus du support des aimants; donc, cette grandeur n'est pas critique. Par conséquent, seules des raisons économiques (encombrement des gaines, dimensions de la batterie échangeur, température de l'eau glacée) influencent le choix de cette différence de température. Nous estimons qu'une valeur raisonnable peut-être  $7,5^{\circ}\text{C}$ .

## 2. Bilans thermiques

### 2.1 Flux thermique à travers les parois

Le fait que le flux thermique à travers les parois représente une partie relativement faible du bilan thermique global, d'une part, et que, d'autre part, les caractéristiques du milieu sont connues avec une précision assez faible, la méthode de calcul simplifiée suivante a été utilisée.

a) Une première période a été considérée pendant laquelle il est procédé du chauffage des parois et du sol avoisinant

b) Un flux périodique s'établit sous un régime stable

#### 2.1.1 Chauffage initial.

Lorsque l'installation de conditionnement d'air sera mise en route, l'ensemble des tunnels sera à une température voisine de  $10,5^{\circ}\text{C}$  (voir par. 1.4.3). La durée de la période transitoire pendant laquelle il est nécessaire d'avoir un chauffage d'appoint a été choisie égale à 2 mois.

Cette période intéresse principalement le béton, le gravier de remblai et la molasse, c'est à dire des matériaux hétérogènes. Les

valeurs standardisées moyennes suivantes ont été prises :

Masse spécifique $\rho$	=	1930 kg/m <sup>3</sup>
Chaleur spécifique C	=	0,22 kcal/kg°C
Conductibilité thermique $\lambda$	=	1,2 kcal/mh°C
Diffusivité thermique a	=	2,8 10 <sup>-3</sup> m <sup>2</sup> /h

Les calculs effectués dans ces conditions ont donné la valeur de 20,5 kW comme puissance de chauffage  $Q_{Ci} = 20,5$  kW.

### 2.1.2. Flux périodique en régime stable.

Les tunnels principal et de liaison, les bâtiments techniques et le sol forment un ensemble assez complexe, pour lequel nous avons fait les hypothèses simplificatrices suivantes.

La surface constituée par les bâtiments est à une température  $\theta_B$  dont la courbe de variation est représentée par la formule :

$$\theta_B = 26^{\circ}\text{C} + 6 \sin \omega t \text{ (}^{\circ}\text{C)}$$

La surface du sol est à une température  $\theta_S$  dont la courbe de variation est représentée par la formule (voir par. 1.4.3) :

$$\theta_S = 10,5^{\circ}\text{C} + 14 \sin \omega t \text{ (}^{\circ}\text{C)}$$

Les tunnels de liaison à cause de leur disposition par rapport au tunnel du CPS et au tunnel principal ont été considérés comme ayant un bilan thermique nul.

En conséquence, le flux thermique à travers le tunnel principal est constitué par une composante continue et une composante alternative.

Les calculs effectués sont resumés dans le tableau suivant :

	E T E	H I V E R
Composante continue	- 1 kW	- 1 kW
Composante alternative	- 0,35kW	+ 0,35kW
Bilan global $Q_P$	- 1,35kW	- 0,65kW

## 2.2 Apports de chaleur dus aux composants de la machine.

### 2.2.1 Dénarrage de la machine.

Dans cette période il s'agit principalement de mettre les chambres du faisceau sous vide. En référence avec le CPS actuel, dans les cas les plus défavorables, 30% de l'enceinte devra être remise sous vide ; dans ces conditions la chaleur maximale dégagée sera d'environ 95 kW pour une durée de 3 heures.

### 2.2.2 Fonctionnement normal de la machine.

#### 2.2.2.1 Tunnel principal.

##### a) Aimants.

Des mesures effectuées sur les aimants du CPS dont les principes de construction et de refroidissement sont relativement identiques à ceux qui seront adoptés pour le synchrotron injecteur ont donné, pour un écart entre des températures moyennes de l'eau et de l'air variant de 1 à 25°C, une valeur du coefficient d'échange de 10 W/m<sup>2</sup> °C.

A partir des notes MAE/68-1 et DL/68-3 pour une température d'air de 20°C et une température moyenne d'eau de 26°C, nous avons trouvé les valeurs du tableau ci-après :

Composant	Dimensions (m)	Surface (m <sup>2</sup> )	Quantité	Chaleur dégagée (kW)
Aimants	1,8 x 0,5 x 1,5	8,8	32	17
Lentilles F	0,53 x 0,5 x 1,5	3,6	32	6,9
Lentilles D	0,95 x 0,5 x 1,5	5,3	16	5,1
Total Q <sub>A</sub>				29,0 kW

##### b) Câbles d'alimentation.

Seuls les câbles d'alimentation des aimants ont été considérés.

On obtient pour R = 10 mΩ avec une intensité efficace de 1810 ampères.

$$P = RI^2 = 32,7 \text{ kW}$$

$$\underline{Q_{CA} = 32,7 \text{ kW}}$$

c) Tuyauteries de refroidissement des aimants.

Les tuyauteries de l'eau de refroidissement des aimants ne sont pas isolées, d'où un échange de chaleur avec l'air du tunnel.

En prenant un coefficient d'échange de  $8 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$  et des températures d'eau de  $16 \text{ } ^\circ\text{C}$ , le bilan global est de 4,5 kW.

$$\underline{Q_{tA} = 4,5 \text{ kW}}$$

d) Cavités R.F.

Le système d'adaptation d'impédance extérieur aux cavités pourra avoir un dégagement de chaleur de 0,6 kW par unité, d'où pour un ensemble de 4 cavités une dissipation de 2,4 kW. D'autre part, les parois de la cavité seront vraisemblablement à une température de  $28 \text{ } ^\circ\text{C}$  (débit d'air  $10000 \text{ m}^3/\text{h}$  avec un écart de température de  $13 \text{ } ^\circ\text{C}$ ). En prenant un coefficient d'échange de  $8 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$  l'ensemble de 4 cavités fournira une quantité de chaleur égale à  $= KS\Delta t = 8 \times 8,8 \times 8 = 564 \text{ W}$ , d'où un bilan global de 2,964 kW pour un ensemble de 4 cavités. S'il y a deux ensembles nous avons

$$\underline{Q_{RF} = 5,93 \text{ kW}}$$

e) Ventilation du système de refroidissement des cavités.

Le moteur d'entraînement est à l'extérieur du circuit de refroidissement -  $P_U = \Delta P \times Q = 10^4 \times 10000/3600 = 2780 \text{ W}$ .

Avec un rendement de 0,8 pour un moteur de 4 CV, nous obtenons pour l'ensemble de deux groupes de ventilations (1 par groupe de cavités) un bilan global de 1,4 kW ( $Q_{CV} = P_U + \frac{1-\eta}{\eta}$ )

$$\underline{Q_{VC} = 1,4 \text{ kW}}$$

f) Sources diverses.

Une certaine quantité de chaleur est dissipée par les pompes à vide, les éléments de correction et d'autres appareils non encore parfaitement déterminés à ce jour. Nous estimons que leur

contribution est négligeable dans le bilan thermique global du tunnel principal.

2.2.2.2 Tunnel de transfert.

a) Éléments magnétiques.

Le coefficient d'échange est identique à celui des aimants du tunnel principal, sauf pour les aimants à 'septum' pour lesquels, à cause de la présence d'un carénage, nous avons admis un coefficient de  $5 \text{ W/m}^2\text{°C}$ . Les aimants 'kicker' ont été négligés en tant qu'apport de chaleur. L'aimant de la ligne de mesure spectrométrique a été considéré comme alimenté en permanence. La température moyenne de l'eau a été prise à  $33,5\text{°C}$ .

Le tableau ci-après résume les valeurs trouvées.

Composant	Dimensions (m)	Surface(m <sup>2</sup> )	Quantité	Chaleur dissipée(kW)
ESM	1 x 1 x 1,5	8	1	0,54
VBM 1-2	1 x 0,3 x 0,3	1,4	2	0,38
VBM 3	1,2 x 0,5 x 0,5	2,9	1	0,39
DSM 1,2	1,2 x 0,5 x 0,5	2,9	2	0,39
VSM 1,2,3	1,2 x 0,5 x 0,5	2,9	3	0,59
HBM.10 <sup>0</sup>	1,5 x 1,2 x 1,1	9,5	1	1,28
MSM	3 x 1,2 x 1,1	16,4	1	2,2
Q	0,5 x 0,4 x 0,4	1,2	11	1,8
Total			$Q_{MT} =$	7,57 kW

b) Câbles d'alimentation et rhéostats de correction.

Les calculs effectués sont résumés dans le tableau ci-après.

$Q_{CT} = 23,9 \text{ kW}$

Puissance dissipée dans les câbles d'alimentation de la ligne de transfert  
(dans tunnels)

Type d'app.	Courant A	Nombre	Long. m	R $\Omega$	Total W RI <sup>2</sup>
ESM	1200	3 x 240 <sup>2</sup>	20	2,5.10 <sup>-5</sup> .20	7,2.10 <sup>2</sup>
VBM 1 - 2	500	1 x 240 <sup>2</sup>	40	7,5.10 <sup>-5</sup> .40	7,5.10 <sup>2</sup>
VSM 1 - 2	2000	4 x 240 <sup>2</sup>	30	1,9.10 <sup>-5</sup> .30	22,8.10 <sup>2</sup>
DSM 1 - 2	1000-1000	2 x 240 <sup>2</sup>	60	3,75.10 <sup>-5</sup> .60	22,5.10 <sup>2</sup>
		4 x 240 <sup>2</sup>	30	19.10 <sup>-5</sup> .30	22,8.10 <sup>2</sup>
QD 1	500	1 x 240 <sup>2</sup>	52	7,5.10 <sup>-5</sup> .52	9.10 <sup>2</sup>
QF 2	500	1 x 240 <sup>2</sup>	40	7,5.10 <sup>-5</sup> .40	7,5.10 <sup>2</sup>
VBM 3 - 4	500	1 x 240 <sup>2</sup>	8	7,5.10 <sup>-5</sup> .8	1,5.10 <sup>2</sup>
VSM 3	2000	4 x 240 <sup>2</sup>	8	1,9.10 <sup>-5</sup> .8	6,1.10 <sup>2</sup>
QD 3	500	1 x 240 <sup>2</sup>	8	7,5.10 <sup>-5</sup> .8	1,5.10 <sup>2</sup>
QF 4	500	1 x 240 <sup>2</sup>	25	7,5.10 <sup>-5</sup> .25	4,7.10 <sup>2</sup>
HBM	500	1 x 240 <sup>2</sup>	34	7,5.10 <sup>-5</sup> .34	6,4.10 <sup>2</sup>
QD 5	500	1 x 240 <sup>2</sup>	39	7,5.10 <sup>-5</sup> .39	7,3.10 <sup>2</sup>
Q6 à Q10	500	1 x 240 <sup>2</sup>	39	7,5.10 <sup>-5</sup> .39	36,5.10 <sup>2</sup>
ISM	1500	3 x 240 <sup>2</sup>	39	2,5.10 <sup>-5</sup> .39	22.10 <sup>2</sup>
MSM	850	2 x 240 <sup>2</sup>	40	3,75.10 <sup>-5</sup> .40	11.10 <sup>2</sup>
MQ 1 - 4	500	1 x 240 <sup>2</sup>	40	7,5.10 <sup>-5</sup> .40	36,5.10 <sup>2</sup>
Rhéos. ESM	100	1x35 <sup>2</sup> (5câbles)	10	5,15.10 <sup>-4</sup> .10	2,6.10 <sup>2</sup>
Steer.coils VBM 1 - 2	50	1x35 <sup>2</sup> (4câbles)	20	5,15.10 <sup>-4</sup> .20	1,04.10 <sup>2</sup>
Rhéos. VSM 1 - 2	100	1x35 <sup>2</sup> (3câbles)	15	5,15.10 <sup>-4</sup> .15	2,3.10 <sup>2</sup>
Steer.coils VBM 3 - 4	50	1x35 <sup>2</sup> (4câbles)	4	5,15.10 <sup>-4</sup> .4	20,6

c) Tuyauteries de refroidissement.

En opérant comme dans le par. 2.2.2.1 d, pour des températures d'eau de 17°C et 50°C, le bilan global est de 3,1 kW.

$$\underline{Q_{tT} = 3,1 \text{ kW}}$$

2.2.2.3 Tunnel d'injection.

a) Éléments magnétiques.

Les déperditions des éléments électrostatiques sont négligeables.

Le coefficient d'échange est identique à celui des aimants du tunnel principal.

La température moyenne de l'eau a été prise à 33,5°C.

Le tableau ci-après resume les valeurs trouvées :

Composant	Dimensions (m)	Surface (m <sup>2</sup> )	Quantité	Chaleur dissipée (kW)
IBV 1	0,4 x 0,4 x 0,6	1,3	1	0,17
IBV 2,3	0,4 x 0,4 x 1,2	2,1	1	0,28
IBV 4,5,6	0,4 x 0,4 x 1,8	3	1	0,40
Q 5	0,4 x 0,4 x 0,6	1,3	1	0,17
Q 6 - 7	0,4 x 0,4 x 1,5	2,8	2	0,73
MQ 1 - 4	0,4 x 0,4 x 0,6	1,3	4	0,68
MBE	1,2 x 0,4 x 0,6	2,9	1	0,38
Total			$Q_{MI} =$	2,81 kW

b) Câbles d'alimentation et rhéostats de correction.

Les calculs effectués sont resumés dans le tableau ci-après.

$$\underline{Q_{CI} = 2,63 \text{ kW}}$$

Puissance dissipée dans câbles d'alimentation - Ligne d'injection (dans tunnels)

Type d'app.	Courant (A)	Sect. câbles	Longueur (m)	Résistance ( $\Omega$ )	Puissance diss. (W)
IB	100	1 x 35 <sup>2</sup>	17	$5,15 \cdot 10^{-4} \cdot 17$	87,5
IQ1 - IQ4	100	1 x 35 <sup>2</sup>	17	$5,15 \cdot 10^{-4} \cdot 17$	175
IBM	100	1 x 35 <sup>2</sup>	17	$5,15 \cdot 10^{-4} \cdot 17$	87,5
IQ 5 - 6	100	1 x 35 <sup>2</sup>	14	$5,15 \cdot 10^{-4} \cdot 14$	72
IBV 1 - 3	1000	2 x 240 <sup>2</sup>	25	$3,75 \cdot 10^{-5} \cdot 25$	940
IBV 4 - 6	250	1 x 240 <sup>2</sup>	30	$7,5 \cdot 10^{-5} \cdot 30$	420
IQ 7 - 8	250	1 x 240 <sup>2</sup>	35	$7,5 \cdot 10^{-5} \cdot 35$	330
MQ 1 - 4	100	1 x 35 <sup>2</sup>	15	$5,15 \cdot 10^{-4} \cdot 15$	155
MBE	250	1 x 240 <sup>2</sup>	10	$7,5 \cdot 10^{-5} \cdot 10$	47
Rhéos. 20 V (IBV 1 - 3)	100	1x35 <sup>2</sup> (4câbl.)	13	$5,15 \cdot 10^{-4} \cdot 13$	270
Rhéos. 15 V (IQ7 - IQ8)	25	1x35 <sup>2</sup> (10 ''')	18	$5,15 \cdot 10^{-4} \cdot 18$	45

c) Tuyauteries de refroidissement.

En opérant comme dans le par. 2.2.2.1 d, pour des températures d'eau de 17°C et 50°C, le bilan global est de 1,62 kW.

$$Q_{tI} = 1,62 \text{ kW}$$

2.2.2.4 Bilan global pour la machine en fonctionnement.

Ce bilan est donné dans le tableau ci-après.

	Tunnel principal	Tunnel transfert	Tunnel injection
Eléments magnétiques	29 kW	7,57 kW	2,81 kW
Câbles alimentation	32,7 kW	23,9 kW	2,63 kW
Tuyauteries de refroidissement	4,5 kW	3,1 kW	1,62 kW
Cavités RF	5,93 kW		
Ventilateurs du système refroidissement RF	1,4		
Total	73,53 kW	34,57 kW	7,06 kW

d'où

$$\underline{Q_F = 115,16 \text{ kW}}$$

### 2.2.3 Période d'entretien.

Pendant cette période le bilan thermique est surtout constitué par l'éclairage et le personnel au travail.

#### 2.2.3.1 Eclairage.

Si nous prenons un éclairement de 150 lux, étant donné la hauteur des tunnels, nous pouvons estimer que nous aurons une puissance de  $10 \text{ W/m}^2$ .

$$Q_{EA} = 6 \text{ kW}$$

$$Q_{ET} = 1,8 \text{ kW}$$

$$Q_{EI} = 1,2 \text{ kW}$$

Total

$$\underline{Q_E = 9 \text{ kW}}$$

#### 2.2.3.2 Personnel.

L'estimation est assez empirique, toutefois nous avancerons le chiffre de 30 personnes pouvant se trouver dans les tunnels.

Avec un dégagement moyen de 250 W par personne, nous obtenons une chaleur dissipée de

$$\underline{Q_P = 7,5 \text{ kW}}$$

Environ 30% de cette puissance se trouve sous forme de chaleur sensible et le reste sous forme de chaleur latente.