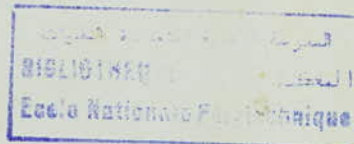


PM01378

UNIVERSITE D'ALGER

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT MECANIQUE



PROJET de FIN D'ETUDES

**CLIMATISATION D'UNE
SALLE DE SPECTACLES
A ZELFANA**

Proposé Par SNERI

Etudié Par

Dirigé Par M. BOUSSARD

T. MOHELLEBI

PM01378

PROMOTION Janvier 78

UNIVERSITE D'ALGER

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT MECANIQUE



PROJET de FIN D'ETUDES

**CLIMATISATION D'UNE
SALLE DE SPECTACLES
A ZELFANA**

Proposé Par SNERI

Dirigé Par M. BOUSSARD

Etudié Par

T. MOHELLEBI

PROMOTION Janvier 78

A mes Parents

--oO§Oo--

A mes Amis

Remerciements

--oOo--

Mes remerciements s'adressent à :

- Tous les professeurs qui ont contribué à ma formation
 - M. Y. BOUSSARD pour avoir bien voulu me suivre dans ce travail.
 - M. D. JACOB professeur à l'EPAU dont les conseils m'ont été d'une grande utilité.

M. HADI

M. NASRI

Mme BOUKHOVSKA

qui m'ont proposé le sujet et qui ont mis tous les moyens en leur possession à ma disposition pour me donner les meilleures conditions de travail.

Mes remerciements s'adressent également à tous les collègues du département électricité au siège de la S N E R I pour leurs conseils et leur soutien. Il s'agit de MM.

KACI , GHEITH , BELKACEMI , CHABANE et AGGACHI.

Egalement à M. K H E L I F A T I du département de Mécanique pour la frappe et l'équipe du centre de tirage de la S N E R I.

T. MOHELLEBI

P L A N

- A : INTRODUCTION
- B : BILAN THERMIQUE D'HIVER
- C : BILAN THERMIQUE D'ETE

- D : PUISSANCE FRIGORIFIQUE
- E : PUISSANCE CALORIFIQUE
- F : ~~EXPLOITATION~~ EN PERIODE D'ETE
- G : EXPLOITATION EN PERIODE D'HIVER
- H : CALCUL DES INSTALLATION DE DISTRIBUTION ET DE REPRISE
- I : TRAITEMENT ET PULSATION DE L'AIR
- J : REGULATION
- K : CONCLUSION

I Introduction

II Généralités

- 1 - Chauffage
- 2 - ventilation
- 3 - Principe de l'installation
- 4 - Caractéristiques de l'air
- 5 - Transmission de la chaleur
- 6 - Calcul des coefficients de transmission des différentes parois
- 7 - données climatiques.

- مقدمة -

إن الدور الأساسي والأكثر الأهمية في نظام تكييف الهواء هو تثبيت درجة الحرارة عند قيمة محددة من قبل وإمّا لأسباب فنية كما في (صناعة وحفظ المواد الغذائية ، مخزن الآلات "التي تتطلب درجة حرارة ثابتة" أو دقة متناهية) ولما لأجل ضمان شروط معينة ومحدودة في الإسكان المحلي .

نتكلم هنا عن نظام تكييف الهواء عندما تكون درجة الحرارة والرطوبة في منطقة محلية المطلوب التحكم فيها أوتوماتيكياً لدرجة محددة من قبل وتحت شروط معينة .

إن نظم التكييف تعطي كل القوانين العلمية والصحية المطلوبة في حساب وإنشاء المشروعات الخاصة بتكييف الهواء .

R E S U M E .

=====

Le but de cette étude est de chauffer et de climatiser une salle de spectacles de la SONATRACH à ZELFANA, dans le Sud Algérien entre OUARGLA et GHARDAIA.

Le problème principal est de trouver une installation adéquate pour chauffer ce local en période hivernale et le climatiser en période estivale. Pour cela, on aura recours à l'air chaud ou à l'air froid. Ce choix est dû à deux raisons principales, la première au fait que le local ne nécessite pas un chauffage à grande inertie; la seconde non moins importante au fait que la régénération de l'air du local devrait se faire périodiquement.

Cette deuxième condition est impérative si l'on veut assurer aux occupants de ce local des conditions de confort et d'hygiène convenables.

Le système étant choisi, on devra étudier tous les équipements de chauffage, de refroidissement, d'épuration, de pulsation, éventuellement d'humidification de l'air, et surtout tracer convenablement et calculer les installations de distribution et de reprise de l'agent de chauffage et de refroidissement.

La dernière partie de cette étude est la régulation. Elle nous permet une utilisation rationnelle de la climatisation et du chauffage par conséquent une grande économie d'énergie et de personnel, ceci tout en obtenant un maximum de confort.

Introduction

L'un des rôles les plus importants d'un système de climatisation est de maintenir dans un local des conditions de t° déterminées, soit pour des raisons techniques (fabrication ou conservation d'un produit ou d'une denrée, salles de machines de grandes précisions...) soit pour assurer aux occupants de ^{ce} local, des conditions de confort convenables. On parle d'installation de climatisation quand les températures et l'humidité du local sont maintenues automatiquement à une valeur prédéterminée dans le cadre des conditions d'exploitation réalisables. Les règles de ventilation donnent tous les impératifs techniques et d'hygiène servant ainsi de base de calcul aux projets d'installation de climatisation.

Généralités

I Chauffage

La résolution du problème général du chauffage pose des problèmes particuliers qui sont :

* la détermination des besoins en chaleur

pour laquelle il doit être tenu compte à la fois des facteurs climatologiques de la région où se situe le local à chauffer, des conditions de confort exigées dans les différents locaux et de la nature de la construction.

* la production de la chaleur

au moyen de générateurs dont le choix est fonction du fluide calorifique utilisé, pour le transport de la chaleur, des conditions d'approvisionnement ou de desserte en source de chaleur (combustible ou électricité) du régime d'occupation des locaux et de leurs conditions d'aménagement.

* le transport de la chaleur

qui est fonction de la nature du fluide (pour nous ce sera de l'air chaud qui sera acheminé dans des gaines.

* la distribution de la chaleur

Elle se fera, dans le cas d'air chaud, au moyen de bouches murales qui diffuseront de l'air dans le local.

II Ventilation et climatisation

1. définition :

La ventilation consiste à échanger l'air d'un local en amenant de l'extérieur l'air tel qu'il est et éventuellement en le filtrant, et en le rechauffant en hiver, en le refroidissant en été, et en l'humidifiant.

2. buts :

- * limiter la pollution de l'air
- assurer l'évacuation de la vapeur d'eau
- assurer l'évacuation de la chaleur.

Au cours de la ventilation, il faudra veiller à ce que le courant d'air crée soit acceptable. On devra donc assurer un balayage uniforme du local et une diffusion maximum de l'air entrant dans le local.

On devra aussi veiller à ce que la ventilation ne soit pas bruyante.

3. Installation de ventilation

Les installations de ventilation comportent toujours des équipements d'épuration de préchauffage de mise en mouvement de l'air de réfrigération et d'humidification.

III Caractéristiques de l'air

quantité de vapeur d'eau :

. L'air atmosphérique contient de la vapeur d'eau mais à une température donnée, 1m^3 d'air ne peut en absorber qu'une quantité limitée, on dit que l'air se sature.

. Si, en maintenant la température constante, on essaie par un artifice quelconque, d'introduire une nouvelle quantité d'eau dans l'air, celle-ci se condense.

humidité relative : (ou degré hygrométrique) ϕ :

C'est le pourcentage de vapeur d'eau contenu dans l'air par rapport à la quantité contenue dans l'air saturé à la même température.

Soit un air à la température t , contenant W kg de vapeur d'eau par kg d'air sec. Le même air pourrait contenir W_M kg d'eau.

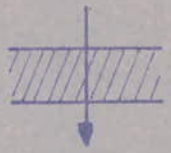
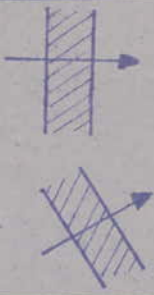
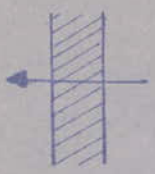
Alors :

$$\phi = \frac{W}{W_M} \%$$

point de rosée

Quand on refroidit un volume d'air déterminé, son degré hygrométrique augmente car W_M diminue avec la t° . alors que W reste constant. quand $W = W_M$ l'air est saturé.

TABEAU DES RESISTANCES SUPERFICIELLES

| | Parois extérieures | | | Parois intérieures | | |
|---|--------------------|-----------------|---------------------------------|--------------------|-----------------|---------------------------------|
| | $\frac{1}{h_i}$ | $\frac{1}{h_e}$ | $\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}$ | $\frac{1}{h_i}$ | $\frac{1}{h_e}$ | $\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}$ |
| Parois Verticales  | 0.13 | 0.07 | 0.20 | 0.14 | 0.14 | 0.28 |
| Parois horiz. Flux ascendant  | 0.11 | 0.06 | 0.17 | 0.12 | 0.12 | 0.24 |
| Parois horiz. Flux descendant  | 0.20 | 0.06 | 0.26 | 0.20 | 0.20 | 0.40 |

r_g : En présence de vents chauds :

$$h_e = \frac{7 + 3.3 V}{V}$$

V : vitesse du vent en m/s

Transmission de la chaleur

Modes de transmission .

La chaleur se propage à travers les corps suivant trois modes de transmission :

- conduction
- convection
- rayonnement

. Conduction :

La conduction ou la conductibilité est la transmission de chaleur entre les molécules d'un même corps ou de deux corps qui se touchent. Flux de chaleur traversant la paroi séparant les deux milieux

$$\phi_c = (t_i - t_e) \frac{\lambda}{e} S$$

(loi de Fournier)

$t_i - t_e$: différence de t° des deux parois.

λ = coefficient de conductibilité en $\text{Kcal/h.m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$.

S = surface de la paroi.

. Convection :

Entre une paroi à une température donnée et l'atmosphère qui baigne cette paroi et dont la température est t , il s'établit un flux de chaleur

$\phi_v = c$ est la convection.

$$\phi_v = (t_p - t) \alpha . S$$

(loi de Newton)

α : coefficient de convection en $\text{Kcal/h. m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$.

Rayonnement

Le rayonnement est l'émission de radiations calorifiques.

$$\phi_r = (t_p - t) \sigma \cdot S \quad \sigma = \text{coefficient de rayonnement en Kcal/h. m}^2 \cdot \text{°C.}$$

Transmission de chaleur par une paroi homogène :

Pour déterminer le flux de transmission, il suffit d'additionner les ~~les~~ natures de transmission de chaleur en jeu.

Si :

S (m^2) surface de la paroi

e épaisseur de la paroi

λ Kcal/h. m . °C coefficient de conductivité

t_i Température milieu intérieur

t_e température milieu extérieur

h_i et h_e les coefficients relatifs à la transmission de la chaleur par rayonnement et convection pour les parois intérieure et extérieure.

R_i et R_e les résistances thermiques pour les faces intérieure et extérieure.

Alors :

$$\phi = (t_i - t_e) K S$$

$$K = \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_i} = \frac{e}{\lambda} + R_e + R_i$$

K : coefficient de transmission thermique de la paroi en Kcal/h.m². °C.

Transmission de la chaleur par une paroi, hétérogène

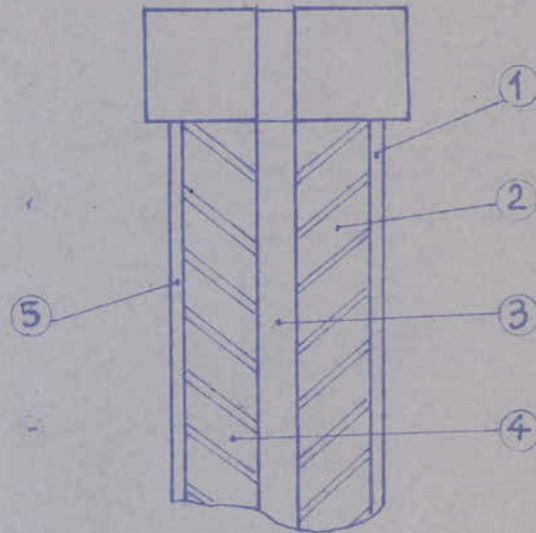
Le calcul est le même que précédemment à la seule différence que la résistance thermique se calcule comme suit :

$$\phi = (t_i - t_e) \cdot K S$$

$$R = R_i + R_e + \sum \frac{e}{\lambda}$$

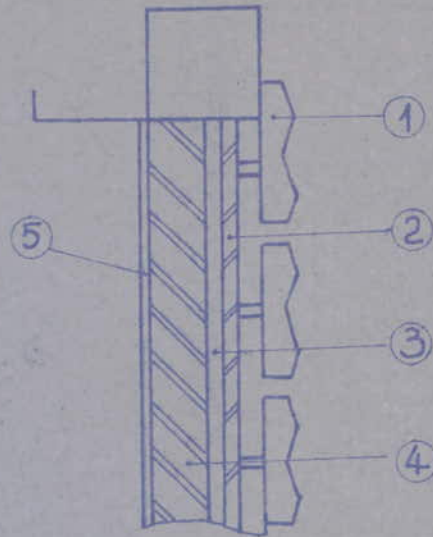
Coups des parois et
détermination des coefficients de transmission

FAÇADE OUEST



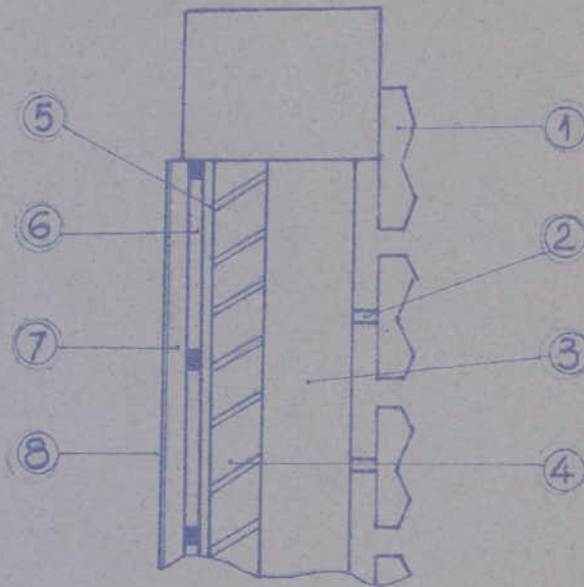
| | <u>DESIGNATION</u> | e | λ | e/λ |
|---|--------------------|----------------------------------|------|--------|
| 1 | Enduit exterieur | 1.5 | 0.4 | 0.037 |
| 2 | Mur en brique | 20 | 0.65 | 0.307 |
| 3 | Vide | 2.5 | 0.02 | 1.25 |
| 4 | Mur en brique | 20 | 0.65 | 0.307 |
| 6 | Enduit Interieur | 1.5 | 0.4 | 0.037 |
| 7 | | | | |
| $\frac{1}{h_e} = 0.07$ $\frac{1}{h_i} = 0.13$ | | $\sum \frac{e}{\lambda} = 1.938$ | | K=0.46 |

FAÇADE EST



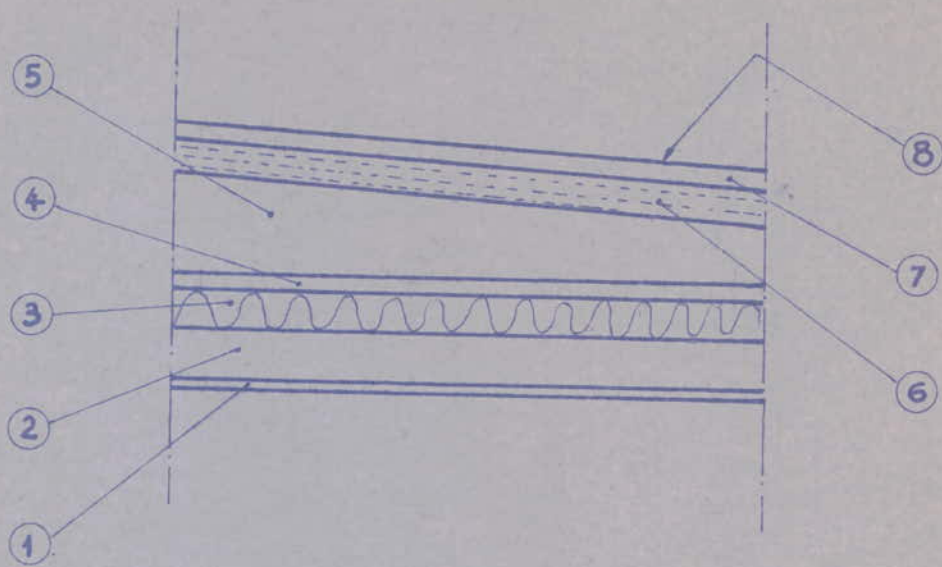
| N° | DESIGNATION | e Cm | λ | e λ | |
|---|---------------------|---------|-------|---------------------------------|------------|
| 1 | Éléments décoratifs | | | | |
| 2 | brique | 3 | 0.65 | 0.046 | |
| 3 | vide | 6 | 0.021 | 2.85 | |
| 4 | brique | 20 | 0.65 | 0.307 | |
| 5 | Enduit intérieur | 1.5 | 0.4 | 0.037 | |
| 6 | | | | | |
| $\frac{1}{h_v} = 0.13$ $\frac{1}{h_e} = 0.07$ | | | | $\sum \frac{e}{\lambda} = 3.39$ | $K = 0.30$ |

FAÇADES SUD ET NORD



| N° | DESIGNATION | e | λ | $\frac{e}{\lambda}$ |
|---|----------------------|---------------------------------|-------|---------------------|
| 1 | Eléments décoratifs | | | |
| 2 | Supports | | | |
| 3 | vide | | | |
| 4 | Mur en brique | 20 | 0.65 | 0.31 |
| 5 | Enduit interieur | 2 | 0.4 | 0.04 |
| 6 | Laine de Verre | 3 | 0.065 | 0.46 |
| 7 | bois | 2.5 | 0.15 | 0.17 |
| 8 | Jute + Fibroacoustic | 1 | 0.13 | 0.07 |
| $\frac{1}{h_e} = 0.07$ $\frac{1}{h_i} = 0.13$ | | $\sum \frac{e}{\lambda} = 1.05$ | | K = 0.8 |

PLAFOND



| N° | DESIGNATION | e Cm | λ | $\frac{e}{\lambda}$ | |
|---|-------------------------|---------|-------|---------------------------------|------------|
| 1 | enduit intérieur | 1.25 | 0.25 | 0.05 | |
| 2 | dalle de compression | 10 | 1.3 | 0.076 | |
| 3 | liège aggloméré | 10 | 0.037 | 2.702 | |
| 4 | feuille Polystyrène | 2 | 0.034 | 0.058 | |
| 5 | béton en forme de pente | 6 | 1.3 | 0.046 | |
| 6 | chape de ciment | 2 | 1.2 | 0.055 | |
| 7 | étanchéité | 1 | 0.2 | 0.06 | |
| 8 | feuille d'aluminium | 0.08 | 170 | | |
| $\frac{1}{h_e} = 0.$ $\frac{1}{h_i} = 0.$ | | | | $\sum \frac{e}{\lambda} = 2.81$ | $K = 0.35$ |

DONNEES CLIMATIQUES

ÉTÉ : Température extérieure de base : θ

c'est une température qui n'est dépassée que 2.5 % des heures de Juin, Juillet, Août, Septembre

θ : Température extérieure de base sèche

θ' : Température extérieure de base humide

$$\theta = 46^{\circ}\text{C} \quad \theta' = 22.5^{\circ}\text{C}$$

Valeur du Flux Solaire :

$$[\Phi] : \text{kcal} / \text{m}^2 \cdot \text{h}$$

| | heure | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 |
|------------------------|----------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | FLUX | | | | | | | |
| Exposition SUD | Φ_D | 45.5 | 111 | 161 | 177 | 161 | 111 | 45.5 |
| | Φ_G | 115.5 | 189.5 | 245 | 262.5 | 245 | 189.5 | 115.5 |
| Exposition Horizontale | Φ_D | 585 | 713.5 | 796.5 | 834 | 796.5 | 713.5 | 585 |
| | Φ_G | 684.5 | 817.5 | 903.5 | 942 | 903.5 | 817.5 | 684.5 |

humidité relative : $\frac{W}{W_M}$ (%)

| Janv. | Fév. | Mars | Avr. | Mai | Juin | Juil. | Août | Sépt. | Oct. | Nov. | Dec. |
|-------|------|------|------|-----|------|-------|------|-------|------|------|------|
| 58 | 47.5 | 43 | 38.5 | 31 | 30.5 | 25.5 | 26 | 40 | 51 | 55 | 60.5 |

Paramètres de base :

. Situation géographique

Latitude 32° 20 N

Longitude 4° 30 E

site découvert

Zone climatique D

HIVER :

. Température extérieure de base : T_b

c'est une température telle que les températures minimales quotidiennes ne lui sont inférieures que 5 jours par an.

$$T_b = 0^{\circ}\text{C}$$

Bilan thermique d'hiver

1. détermination des besoins en chaleur
2. déperdition à travers les parois.
3. Calcul des pertes par renouvellement
4. bilan thermique global.
5. Calcul du coefficient G
6. Apports internes.

. détermination des besoins en chaleur

1. Température extérieure de base

Si on prenait pour base de calcul la t° extérieure minimale enregistrée dans la région où le bâtiment est construit, on serait conduit à une puissance excessive.

Une très basse t° étant rarement atteinte et généralement de courte durée l'inertie thermique du bâtiment, par son rôle régulateur permet, de passer cette pointe de froid.

2. Choix de la température intérieure

C'est la moyenne entre la t° radiante moyenne des parois et la t° de l'air. C'est la température résultante sèche on la fixera à 18°C.

Les calculs des déperditions seront faits à partir de ces données.

2. déperditions à travers les parois

a/ Façades Sud et Nord

Sud et Nord

$$S = 2 \times 236 \text{ m}^2$$

$$K = 1$$

$$T = 18^\circ\text{C}$$

$$\phi = K S \Delta T = 2 \times 236 \times 18 =$$

$$Q_{S \text{ et } N} = 8496 \text{ Kcal}$$

b/ Façade ouest

ouest : Gain de chaleur

la paroi ouest donne sur les cuisines

où régie une t° de 25°C

on bénéficie donc d'un apport de chaleur.

$$S = 119 \text{ m}^2$$

$$K = 0,46$$

$$T = 4^\circ \text{ C}$$

$$\phi_{\text{ouest}} = 119 \times 0,46 \times 4 = 332,2 \text{ Kcal/h}$$

c/ Paroi est :

$$S = 119 \text{ m}^2$$

$$K = 0,3 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T = 18^\circ\text{C}$$

$$\phi = K S \Delta T = 0,3 \times 119 \times 18$$

$$\phi_{\text{est}} = 642,6 \text{ Kcal/h}$$

d/ Plancher A l'exclusion des murs sur vide sanitaire

La déperdition par transmission est rapportée non à la surface du sol mais au périmètre des parois extérieures mesurées du côté intérieur (périmètre de transmission P_t)

Elle est donnée en fonction k dit coefficient de transmission linéique

$$L = 28,8 \text{ m}$$

$$l = 12 \text{ m}$$

$$P_t = 69,6 \text{ m}$$

$$k = 1,5 \text{ Kcal/h } \cdot \text{ m } \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = 18^\circ\text{C}$$

$$\phi = k P_t \Delta T$$

$$\phi = 1,5 \times 69,6 \times 18$$

$$\phi = 1879 \text{ Kcal/h}$$

e. plafond

Entre le plafond et le faux plafond existe un vide de 1m.
Ce vide ne réalise aucune étanchéité entre la salle et le plafond,
il ne rentrera donc pas pour le calcul du coefficient K.

Données

$$K = 0,35$$

$$S = 383 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = 18^\circ\text{C}$$

$$Q = 0,35 \times 18 \times 383$$

$$Q = 2412 \text{ Kcal/h}$$

ff. Portes : 1. deperditions surfaciques

A - portes en bois

Données :

$$S = 11,52 \text{ m}^2$$

$$K = 3 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = 18^\circ\text{C}$$

$$Q = KS\Delta T$$

$$Q = 3 \times 11,52 \times 18 = 623,16$$

$$\phi = 623 \text{ Kcal/h}$$

g/ Portes vitrées

Données:

menuiserie métallique

$$S = 23,04 \text{ m}^2$$

$$T = 18^\circ\text{C}$$

$$K = 5,6 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\phi = K S \Delta T = 5,6 \times 23,04 \times 18$$

$$\phi = 2323 \text{ Kcal/h}$$

h/ déperditions linéiques des liaisons

liaisons entre un mur et une menuiserie extérieure pour toutes les portes et au nu intérieur avec isolation intérieure.

$$k = \frac{0,6 \cdot e}{0,06 + R_m}$$

e = épaisseur du mur

R_m = Résistance thermique [m² °C / W]

$$e = 0,8 \text{ m}$$

$$R_m = 0,9 \text{ m}^2 \text{ }^\circ\text{C} / \text{Kcal}$$

$$K = \frac{0,6 \times 0,8}{0,06 + 0,9 \cdot \frac{4,18}{3,6}} = \frac{0,6 \times 0,8}{0,06 + 1,05}$$

$$K = 0,43 \text{ Kcal/m h } ^\circ\text{C}$$

Le périmètre total des joints est de 48 m

Les pertes linéiques des liaisons
s'élèvent donc à :

$$\phi = k \cdot P \cdot \Delta T$$

$P = 48 \text{ m}$
 $k = 0,43$
 $\Delta T = 18^\circ\text{C}$

$$\phi = 375,3 \text{ Kcal/h}$$

i/ deperditions à travers les piliers

. Données sur les piliers $e = 66 \text{ cm}$

$$K = 0,55$$

$$S = 0,35 \times 8,75$$

$$\text{Nbre de piliers} = 10$$

$$S_T = 10 \times 0,35 \times 8,75 = 30,6 \text{ m}^2$$

Parois Sud et Nord

$$S = 61 \text{ m}^2$$

$$\Delta T = 18^\circ\text{C}$$

$$K = 0,55 \text{ Kcal/h m }^\circ\text{C}$$

$$\phi = 0,55 \times 61 \times 18$$

$$\phi = 604 \text{ Kcal/h}$$

. plafond : $e = 1,07$

$$S = 10 \times 15,60 \times 0,35 = 54,6 \text{ m}^2$$

$$K = 1,09$$

$$\phi = 1,09 \times 54,6 \times 18$$

$$\phi = 1071 \text{ Kcal/h}$$

3. Calcul des pertes par renouvellement

La capacité du cinéma est de 250 places pour le calcul du chauffage on se placera dans les conditions les plus défavorables c'est à dire les apports de chaleur par les occupants minim.

On considéra donc que la salle ne sera pas à pleine occupation.

On choisira 30 occupants pour nos calculs, l'apport d'air frais minimum sera fixé à $20 \text{ m}^3/\text{h.p.}$

Les déperditions par renouvellement d'air se calculent comme suit :

$$\begin{aligned} D_r &= 0,34 q_v (t_{ai} - t_e) & t_{ai} &= t \text{ aire intérieure} \\ D_r &= 0,29 q_v (t_{ai} - t_e) & t_e &= t^\circ \text{ extérieure} \end{aligned}$$

$$q_v = q_e + F$$

$$= 0,29 (q_e + F) (t_{ai} - t_e)$$

q_e = débit d'air par ventilation contrôlée.

F = infiltration par fentes et mauvaises étanchéité.

$$q_e = 30 \times 20 = 600 \text{ m}^3/\text{h}$$

Calcul de F

$$F = \sum P (p + e)$$

P = perméabilité à l'air de la façade

p = coefficient tenant compte de

e = coefficient d'exposition au vent

$$P = 0,25 A_o + \sum m A_m$$

$$A_o = 0$$

$$P = \sum m A_m$$

A_m = Surface des

m = perméabilité / m^2 des

menuiseries extérieures.

• Façade Sud

1°/ porte vitrée

$$A_m = 8,4 \text{ m}^2$$

$$m = 6$$

2°/ porte artistes

$$m = 1,2$$

$$A_m = 2,90 \text{ m}^2$$

$$P = 1,2 \times 8,4 + 1,2 \times 2,9 =$$

$$P = 11,6$$

• Façade Nord

2 portes $2,9 \text{ m}^2$ et $5,8 \text{ m}^2$

$$P = 2,9 \times 1,2 + 5,8 \times 1,2 = 10,44$$

$$P_{\text{Nord}} = 10,44$$

$$P = \sum m A_m = 11,6 + 10,44 = 22$$

$$P = 22$$

• Valeur de p :

$$p = \frac{q_G - \sum q_e}{\sum P}$$

$$q_G = 1200 \text{ m}^3 \text{ (volume d'occupation)}$$

$$p = \frac{1200 - 1000}{22} = 9$$

$$p = 9$$

Valeur de e : Coefficient d'exposition au vent.

- . Ventilation par locaux groupés
- . Ventilation mécanique
- . double exposition
- . classe d'exposition E X₁
- . Valeur de p 4

$$e = 1,4$$

$$F = \sum P (p + e)$$

$$F = \sum 22 (1,4 + 9) = 228, \text{ m}^3/\text{h}$$

$$F = 228 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$qv = qe + F$$

$$qv = 1000 + 228 = 1228 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_v = 0,29 qv (t_{ai} - t_e)$$

$$Q_v = 0,29 \times 1228 \times 20 =$$

$$Q_v = 7122 \text{ Kcal/h}$$

• Pertes par renouvellement d'air

$$Q_v = 7122 \text{ Kcal/h}$$

4/ Bilan thermique d'hiver

• Parois

| | |
|--------------------|------|
| - Sud | 4248 |
| - Nord | 4248 |
| - Est | 643 |
| - Plafond | 2412 |
| - Plancher | 1879 |
| - portes | 623 |
| - Vitres | 2323 |
| - Pertes linéaires | 375 |
| - renouvellement | 7122 |
| - piliers | 604 |
| | 1071 |

Bilan total : 25548 Kcal/h

5/ Calcul du coefficient G

La déperdition totale ou de base $D = D_t + D_r$
est la somme de toutes les déperditions.

$$\text{Kcal/h} \quad D = \left[\sum (KS) + \sum (KL) \right] (t_i - t_e) + 0,29 q_v (t_{ai} - t_e)$$

en supposant qu'on ait un chauffage de référence c'est à dire
 $t_{ai} = t_i$, chaque terme serait proportionnel à $(t_i - t_e)$
donc

$$\phi = \sum (KS) + \sum (KL) + 0,29 q_v \quad \text{Kcal/h}^\circ\text{C}$$

si on écrit que :

$q_v = NV$ avec $N = \text{ta}$ de brassage ou de renouvellement d'air

$V = \text{volume du local ou volume habitable}$

$$\frac{\phi}{V} = G = \frac{\sum (KA) + \sum (KL)}{V} + 0,29 N. \quad \left[\text{Kcal/h}^\circ\text{C} \cdot \text{m}^3 \right]$$

C'est le coefficient de deperdition volumique.

C'est essentiellement sur ce terme que porte la réglementation nouvelle.

. Calcul de G :

$$G = \frac{15103}{20 \times 3097} + 0,3 N$$

$$G = 0,55 \text{ Kcal/h} \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{m}^3$$

Les spectateurs n'étant pas en grand nombre dans la salle, le taux de renouvellement d'air est relativement faible. Pour nos calculs, on prendra $N = 1^V/h$ pour nous éloigner de la limite imposée par le débit minimum d'air dans les locaux.

Le DTu considère que pour le calcul de G, les deperditions à prendre en compte sont des deperditions légèrement inférieures à celles à prendre en compte pour les deperditions de base de l'installation. pour simplifier nous conservons les mêmes deperditions ce qui conduira à des coefficients G par excés, ce qui va dans le sens de la securité.



6/ apports internes

Les apports calorifiques internes seront les plus petits possibles de façon à nous placer dans les conditions le plus favorable. On supposera donc que c'est une projection de film, que la salle n'est pas à occupation complète (30 personnes environ).

Apport éclairage : - environ 20 lampes de 100 W.
- 1 projecteur de 1000 W.

$$= \underline{\underline{3000 \text{ W}}}$$

$$= 3000 \times \frac{3,6}{4,8} \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{\text{éclairage}} = 2584 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{\text{tr}} = 79 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{\text{f}} = 23 \text{ Kcal/h}$$

Q_{occupants} :

$$\cdot V = 1 \text{ m/s} \quad Q_{\text{tot}} = 30 \times 106 = 3180 \text{ Kcal/h}$$

• Vapeur d'eau éliminée

$$G = \frac{Q_{\text{f}} \cdot 1000}{580} \times 30 = \frac{23 \times 1000 \times 30}{580} = 1189,66 \text{ g/h}$$

$$G = 1190 \text{ g/h}$$

Bilan thermique d'été

I . bilan thermique d'été.

Introduction

II. apports calorifique par les parois opaques.

III apports par les parois en bois.

IV apport par les parois.

1. Façade sud et Nord

2. Façade ouest

3. Façade Est.

V Apports par les parois vitrées.

a- apports de 9h à 15h

b- protection des fenêtres .

c- Tableau des apports corrigés

d- bilan global d'été.

I. bilan thermique d'étéT° equivalenteT° fictiveIntroduction :

Un objet à la surface de la terre et soumis à flux solaire global qui est la somme de deux flux

$$\phi_{\text{Direct}} \quad \text{et} \quad \phi_{\text{diffus}}$$

Ce flux global atteignant une paroi contribue à élévation de t° de cette dernière de

$$\Delta\theta = \frac{a}{h_e} \phi_G$$

a : pouvoir absorbant

h_e : coefficient de transmission e^xt. la paroi

$$T = t_e + \Delta\theta = t_e + \frac{a}{h_e} \phi \quad \text{s'appelle la } t^\circ \text{ équivalente.}$$

II apport calorifique par les parois opaques:

$$\phi' = K (T_F - t_i)$$

• L'inertie thermique retarde la pénétration du flux de chaleur.

$$T_F = T_m + (T_h - T_m) m$$

- réduit sa valeur par rapport à celle qu'il aurait eu régime établi pour T max.

T_F : T° équivalente fictive à un instant donné qui produirait en régime établi, la même entrée de chaleur que celle que produit le régime variable au même instant.

• décalage horaire de la terrasse : horizontale

• e = 32,5 cm

• couleur clair

19 cm béton $d_1 = 4h \ 15mn$

• 13 cm isolation $d_2 = 1 h$

(assimilée à 1 lame d'air)

$$d = d_1 + d_2 + 30 \text{ mn pour les 2 premiers plans de joint} \\ 15 \text{ mn pour les autres.}$$

$$d = 4 \text{ h } 15 + 1 \text{ h} + 2 \times 30 \text{ mn} + 4 \times 15 \text{ mn}$$

$$d = 4 \text{ h } 15 + 1 \text{ h} + 1 \text{ h} + 2 \text{ h}$$

$$d = 8 \text{ h}$$

$$T_F = 42,6$$

$$S = 383 \text{ m}^2$$

$$\phi = K (T_F - T_i)$$

$$Q = KS (T_F - T_i) = 0,35 \times (42,6 - 22) \cdot 383$$

$$Q = 2761,43$$

$$Q = 2762 \text{ Kcal/h.}$$

III. apports par les portes en bois

$$S_{\text{Totale}} = 11,52 \text{ m}^2$$

$$K = 3 \text{ Kcal/h.}$$

$$\Delta T = 24^\circ\text{C}$$

$$Q = 11,52 \times 3 \times 24 = 829,44 \text{ Kcal/h.}$$

$$Q = 829,44 \text{ Kcal/h.}$$

IV Apports par les parois

Les parois extérieures de la salle sont tapissées d'éléments ^{des apports} de béton sur toute la totalité de leur surface.

Outre le rôle décoratif de ces éléments, ils servent surtout à protéger la paroi aussi bien contre les apports solaires que contre les vents. Avec une légère approximation, on admettra qu'il n'y a pas de différence de t° entre l'air extérieur et l'air compris entre les murs et les éléments décoratifs quoique ces derniers agissent quand même légèrement par rayonnement sur les parois. Car ces murs qui sont donc entièrement protégés contre le soleil, le calcul d'apport de chaleur sera fait comme en hiver en considérant une t° extérieure de T_b de la zone climatique donnée, exception faite pour la terrasse où le régime variable des conditions extérieures sera pris en considération.

A. Apport par les parois

La t° intérieure de la paroi est plus élevée que la t° de l'ambiance car on souffle dans le local de l'air frais.

$$t_p = t_i + 2^{\circ}\text{C} = 20 + 2 = 22^{\circ}\text{C}$$

C'est la t° résultante sèche à adopter

T° extérieure de base : 46 $^{\circ}\text{C}$

1. Facade Sud et Nord

$$S = 2 \times 236 = 472 \text{ m}^2$$

$$K = 1.$$

$$\Delta T = 46 - 22 = 24^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{SN}} = KS \Delta T = 1 \times 472 \times 24 = 11328 \text{ Kcal/h.} \quad \text{Sud + Nord}$$

2. Facade ouest

$$S = 119 \text{ m}^2$$

$$K = 0,46$$

$$\Delta T = 24^\circ$$

$$Q_o = 0,46 \times 119 \times 24 = 1313,7$$

$$Q_{\text{ouest}} = 1314 \text{ Kcal/h}$$

3. Facade est :

$$332 \text{ Kcal/h}$$

apport total par les parois

$$11328 + 1314 + 332 = 12974$$

$$Q_{\text{tot.}} = 12974 \text{ Kcal/h.}$$

V APPORTS PAR LES PAROIS VITREES

si ϕ = flux solaire global
 ϕ_D = flux solaire direct
A = surface des vitrages

L'apport total de chaleur du rayonnement solaire est donné par la formule:

$$\phi = A \left[\alpha_D \phi_D + 0,8 \phi_D + 5,5 (t_e - t_i + 0,005 \phi_G) \right]$$

α_D variant de 0 à 0,86

$$[\phi_G] = \text{Kcal/h m}^2$$

$$A = 23 \text{ m}^2$$

$t_e = 46^\circ\text{C}$ (température de base)

$t_i = 20^\circ\text{C}$

a/ Apports de 9h à 15 h

. 9h

$$\phi = 23 \left[0,43 \cdot 45,5 + 0,8 \cdot 45,5 + 5,5 (46 - 20 + 0,005 \times 115,5) \right]$$

$$\phi_{9h} = \underline{\underline{4649 \text{ Kcal/h}}}$$

de la même façon on calcule tous les apports solaires aux différentes heures de la journée. Les différents résultats sont portés sur le tableau suivant.

| H E U R E | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 |
|-----------|------|------|------|------|------|------|------|
| (Z) | 4649 | 6549 | 7998 | 8462 | 7998 | 6549 | 4649 |
| Kcal/h | | | | | | | |

On remarque la symétrie par rapport à 12h.

b. PROTECTION DES FENETRES

En réalité les vitrages sont protégés par des stores intérieurs. De ce fait les apports calorifiques se trouvent amoindri s.

Généralement, on affecte la surface d'un coefficient multiplicatif variant de 0,5 à 0,8, on supposera qu'au sud on veille plus particulièrement à cette protection ce qui nous permet de nous fixer un coefficient de 0,6.

c. Tableau corrigé

| h e u r e | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 |
|--|------|------|------|------|------|------|--------|
| Apport ϕ | 4649 | 6549 | 7998 | 8462 | 7998 | 6549 | 4649 |
| Apport corrigé $\phi \times 0,6$ | 2789 | 3929 | 4799 | 5077 | 4799 | 3929 | 2789,4 |

L'équivalent calorifique du travail fourni par le ventilateur intervient comme une charge supplémentaire et doit donc être pris en considération.

2 Charge frigorifique du local \dot{Q}_K

$$\dot{Q}_K = \dot{Q}_A + \dot{Q}_I$$

=====

$$\dot{Q}_K = \dot{Q}_A + \dot{Q}_M + \dot{Q}_E$$

$$\dot{Q}_I = \dot{Q}_M + \dot{Q}_E$$

- \dot{Q}_A = apports extérieurs par les murs, les vitres, ...
- \dot{Q}_I = chaleur calorifique interne
- \dot{Q}_M = apports par l'occupation
- \dot{Q}_E = apports de l'éclairage et des machines

$$\dot{Q}_A = 2762 + 830 + 12974 + 5077 = 21643 \text{ Kcal/h}$$

$$\dot{Q}_M = 27560 \text{ Kcal/h}$$

$$\dot{Q}_E = 8613 \text{ Kcal/h}$$

===== $\dot{Q}_K = 57815 \text{ Kcal/h}$

3. apports de chaleur au corps du transport de l'air

$$Q_V + Q_{LN}$$

Q_V = apports par les parois des gaines
 Q_{LN} = Puissance des ventilateurs

- remarque :
- . Un ventilateur en aval agit en réchauffeur ; la puissance du réchauffeur se trouve donc diminuée de la puissance du ventilateur.
 - . l'évaluation de ces quantités de chaleur se trouve dans le chapitre exploitation en période d'été.

4. Puissance frigorifique totale :

La puissance frigorifique totale est la somme de la charge frigorifique du local, de la quote-part de réfrigération de l'air extérieur, de la dessiccation des pertes dans les canalisations et de la puissance des ventilateurs.

soit :

$$\dot{Q}_{KL} = \dot{Q}_K + \dot{Q}_{LE} + \dot{Q}_V + \dot{Q}_{LN}$$

- remarque : Cette puissance est également calculée au chapitre "exploitation en période d'été."

Puissance calorifique

1. charge calorifique
2. chaleur de ventilation
3. chaleur d'humidification
4. bilan d'humidité
5. pertes et gaine de chaleur Q_v
6. repartition de la puissance calorifique
entre le préchauffeur et le rechauffeur.

d. Bilan global d'été

| | | |
|--------------------|----------------|---------------|
| . Murs ----- | 12974 | Kcal/h |
| . Terrasse ----- | 2762 | " |
| . Portes ----- | 830 | " |
| . Occupation ----- | 27560 | " |
| . éclairage ----- | 8612,5 | " |
| | <u>52738,5</u> | <u>Kcal/h</u> |

. Apports par les vitrages

La courbe d'apport par les vitrages présente son maximum à 12h.

C'est donc la valeur à prendre en ligne de compte pour les calculs, ce qui va dans le sens de la sécurité.

$$\phi_{\text{solaire}} = 5077 \text{ Kcal/h}$$

Bilan total : $52738,5 + 5077 = \underline{\underline{57815 \text{ Kcal/h}}}$

. Apports par les vitrages

La courbe d'apport par les vitrages présente son maximum à 12h.

C'est donc la valeur à prendre en ligne de compte pour les calculs, ce qui va dans le sens de la sécurité.

Puissance frigorifique

1 apports internes

a - éclair

b - occupation

1 - apports de chaleur

2 - apports de vapeur d'eau

2 charge frigorifique du local.

3 apports de chaleur au cours du transport

4 puissance frigorifique totale

1 apports calorifiques internes

a - éclairage

L'apport maximum interne à lieu lors d'une représentation théâtrale où :

10 projecteurs de 800 W fonctionnent

20 lampes surplombant la scène sont allumées.

$$Q_{\text{éclairage}} = 10 \times 800 \text{ W} + 20 \times 100 \text{ W} = 1000 \text{ W}$$

$$Q_{\text{éclairage}} = 8612,5 \text{ Kcal/h}$$

b. occupation

1. apports de chaleur

On se placera dans le cas le plus défavorable où les apports internes sont maximum. Ceci, nous conduit à une occupation complète de la salle c'est à dire 260 personnes.

1. déperditions calorifiques du corps humain

Le corps humain élimine de la chaleur dans l'ambiance. La somme des pertes par rayonnement, conductivité et convection s'appelle chaleur sèche ou chaleur sensible Q_{tr} . La somme des pertes par évaporation et respiration s'appelle chaleur humide ou chaleur latente Q_F .

Tableau résumant ces données :

air calme : t = 20°C

$$Q_{tr} = 79 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_F = 23 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{Tot} = Q_{Tr} + Q_F = \underline{\underline{102 \text{ Kcal/h}}}$$

$$\text{apports calorifiques : } 260 \times 102 = \underline{\underline{26520 \text{ Kcal/h}}}$$

. air à $W = 1\text{m/s}$ $t = 20^\circ\text{C}$

$$Q_{tr} = 89 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_f = 17 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{Tot} = Q_{tr} + Q_f = 106 \text{ Kcal/h}$$

apports calorifiques : $260 \times 106 = 27560 \text{ Kcal/h}$

2. poids de vapeur d'eau éliminée sous forme de chaleur humide :

pour calculer les installations de climatisation à l'aide du diagramme (i , x) , de Mollier , il est utile de substituer à la perte de chaleur humide en Kcal/h , le poids de l'apport de vapeur d'eau correspondant en g/h calculé d'après l'équation :

$$G = \frac{Q_f}{r} \cdot 1000 \quad \text{en g/h}$$

$$r = 595 - 0,54 \cdot t$$

$$r = 580 \text{ Kcal/Kg}$$

$$G = Q_f \cdot \frac{1000}{580} \quad \text{g/h}$$

pour 260 personnes

$$\text{air calme : } Q_f = 23 \text{ Kcal/h} \quad G = 11896,5 \text{ g/h}$$

$$W = 1,0 \text{ m/s} \quad Q_f = 17 \text{ Kcal/h} \quad G = 8793,1 \text{ g/h}$$

1. charge calorifique : Q_H

$$Q_H = Q_T - Q_I$$

$$Q_I = Q_M - Q_E$$

$$\implies Q_H = Q_T - Q_M - Q_E$$

Q_T = perte de chaleur par transmission

Q_I = quantité de chaleur reçue par le local

Q_M = chaleur apportée par les occupants

Q_E = , chaleur apportée par l'équipement

$$Q_T = 18093 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_M = 3180 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_E = 2584 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_H = 12329 \text{ Kcal/h}$$

2. chaleur de ventilation Q_L

$$Q_L = La \cdot Cp \cdot (t_i - t_a)$$

La = quantité d'air extérieur introduit dans le local

t_i = température de l'air intérieur

t_a = température de l'air extérieur

les pertes par ventilation ont déjà été calculées précédemment

dans le bilan thermique d'hiver, elles s'élèvent à

$$Q_L = 7122 \text{ Kcal/h}$$

3. chaleur d'humidification Q_F

Si l'humidificateur est réalisé dans un voile d'eau, la chaleur de vaporisation doit être empruntée à l'air et à l'eau.

$$Q_F = W \Delta i$$

W = quantité d'eau vaporisée dans l'air

i = quantité de chaleur nécessaire pour vaporiser 1Kg d'eau.

Cette chaleur est calculée après le bilan d'humidité dans le chapitre "exploitation en période d'hiver"

4. bilan d'humidité

W est déterminé par un bilan d'humidité

soient :

L_a = quantité d'air extérieur = quantité d'air évacuée par heure.

x_r = teneur en eau de l'air soufflé

x_i = teneur en eau de l'air du local

x_a = teneur en eau de l'air extérieur

G_{EO} = quantité d'eau dégagée par les occupants par heure

G_{EA} = quantité d'eau dégagée par les appareillages par heure

alors :

$$L_a x_a + W + G_{EO} + G_{EA} = L_a x_i$$

$$W = L_a (x_i - x_a) - (G_{EO} + G_{EA})$$

$$\text{====} \quad Q_F = \left[L_a (x_i - x_a) - (G_{EO} + G_{EA}) \right] \Delta i$$

dans la pratique, on détermine la chaleur d'humidification sur le diagramme (i, x) de Mollier au moyen des données relatives à l'enthalpie de l'air humide :

si x_Z = teneur en eau de l'air soufflé
 \dot{L}_Z = quantité d'air soufflé

alors :

$$\dot{L}_Z (x_Z - x_i) = \dot{G}_{EO} + \dot{G}_{EA}$$

$$x_Z = x_i + \frac{\dot{G}_{EO} + \dot{G}_{EA}}{\dot{L}_Z}$$

5. pertes et gains de chaleur Q_v

Il est nécessaire de tenir compte, dans la détermination de la puissance calorifique de la perte de chaleur dans la centrale et le réseau de distribution. Inversement, des gains de chaleur sont encore possibles. En particulier, la totalité du travail du ventilateur est transformée en chaleur en grande partie dans l'air d'apport. Ces quantités de chaleur jouent un rôle dans le calcul de la puissance frigorifique mais peuvent être négligées pour le calcul de la puissance calorifique.

5. répartition de la puissance calorifique entre le préchauffeur et le réchauffeur.

Un préchauffage et un réchauffage s'imposent quand la teneur en humidité doit être modifiée. Les conditions les plus simples sont celles du réglage du point de rosée.

En supposant que l'air sorte complètement saturé d'eau de l'humidificateur, (en réalité, la saturation n'est jamais atteinte).

L'enthalpie du mélange air vapeur reste constante comme la température du point de rosée.

si :

Hm = Enthalpie dans la chambre de mélange

Hr = Enthalpie après l'humidificateur

HZ' = Enthalpie après le réchauffeur

Q₁ = puissance du préchauffeur

Q₂ = puissance du réchauffeur

alors :

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{Hr - Hm}{HZ' - Hr}$$

Ces résultats sont donnés dans le chapitre "exploitation en période d'hiver.

Cette relation est valable si la chaleur d'humidification est apportée dans le préchauffeur sinon, il faut diminuer de Q₁ la puissance apportée dans l'humidificateur.

Hm se détermine par la proportion du mélange quantité d'air neuf, La avec la quantité d'air recyclé Lu

$$Hm = \frac{Ha + \frac{Lu}{La} Hu}{1 + \frac{Lu}{La}}$$

données :

Hm = 7,8 Kcal/Kg

Hr = 7,84 Kcal/Kg

HZ' = 10,94 Kcal/Kg

$$\implies \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{7,84 - 7,8}{10,94 - 7,84} = \frac{0,04}{3,1}$$

On remarquera que la présence d'un préchauffeur n'est pas tellement nécessaire.

Ceci est évidemment dû au fait que l'enthalpie de l'air à l'intérieur de la chambre de mélange est très peu différente de celle de l'air calculée après le préchauffeur et que l'humidification n'est pas très importante.

. Exploitation en période d'été

1. état et débit d'air souffle
2. Taux d'air renouvelé
3. état dans la chambre de mélange
4. Calcul de $Q_N + Q_V$
5. Puissance frigorifique
6. Puissance frigorifique totale

Exploitation, en période :

d'été :

extérieur

$$t_a = 46^\circ\text{C}$$

$$\bar{\phi}_a = 26\%$$

intérieur

$$t_i = 20^\circ\text{C}$$

$$\bar{\phi}_i = 50\%$$

On relève les caractéristiques de ces points sur le diagramme (i , x)

On trouve :

Point A :

$$H_A = 21,5 \text{ Kcal/Kg}$$
$$X_A = 16,67 \text{ g/Kg}$$
$$T_A = 46^\circ\text{C}$$

Point I :

$$H_I = 9,23 \text{ Kcal/Kg}$$
$$X_I = 7,3 \text{ g/Kg}$$
$$T_I = 20^\circ\text{C}$$

1°/ Etat et débit d'air soufflé:

- Charge frigorifique totale Q_K

$$Q_K = 57815 \text{ Kcal/h}$$

- Vapeur d'eau dégagée par l'occupation M_W

$$M_W = 8793 \text{ g/h}$$

on trouve donc un rapport $\frac{Q_K}{M_W} = \frac{\Delta H}{\Delta X}$

de 6569 Kcal/Kg eau

Le point de soufflage est l'intersection de l'isotherme de soufflage avec la droite issue du point I et de pente 6570
D'autre part, il est impératif, pour des raisons de confort, que la température de soufflage ne soit pas très différente de la température intérieure. (Ce point a été explicité en chapitre régulation différence ne doit pas excéder 10°C.

On choisira une température de soufflage :

$$t_Z = t_i - 5^\circ\text{C} = 15^\circ\text{C}$$

ainsi, on positionne le point Z sur le diagramme (i , x)

coordonnées du point Z

$$H_Z = 3,79 \text{ Kcal/Kg}$$

$$t_Z = 15^\circ\text{C}$$

$$X_Z = 0,4 \text{ g/Kg}$$

Calcul du débit LZ

Le débit de soufflage est le rapport de la charge frigorifique totale Q_K à la différence d'enthalpies $H_i - H_Z$

$$LZ = \frac{Q_K}{H_i - H_Z} = \frac{57815}{9,23 - 3,79} = 10628 \text{ Kg/h}$$

$$LZ = 11000 \text{ Kg/h}$$

$$LZ = 9000 \text{ m}^3/\text{h}$$

2. Taux d'air renouvelé

. LZ = 9000 m³/h

. Occupation 260 personnes

Taux de renouvellement d'air par personne :

$$LZ = \frac{LZ}{260} = \frac{9000}{260} = 34,62 \text{ m}^3 \text{ par heure par personne.}$$

$$LZ = 34,62 \text{ m}^3/\text{h. p.}$$

Si le taux de renouvellement admissible est de 15 m³/h.p. la quantité d'air renouvelée

La est de :

$$L_e = 260 \times 15 = 3900$$

$$L_a = 3900 \text{ m}^3/\text{h}$$

La quantité d'air recyclé lu est égale à la différence LZ - La

$$L_u = 9000 - 3900 = 5100 \text{ m}^3/\text{h}$$

on trouve donc une proportion de mélange de :

$$\frac{L_u}{L_a} = \frac{5100}{3900} = 1,31$$

$$\frac{L_u}{L_a} = 1,31$$

Cette proportion du mélange donne les caractéristiques de l'air dans la chambre de mélange.

3. Etat de l'air dans la chambre de mélange

L'air recyclé provient de l'air intérieur, il y vient donc que :

$$H_i = H_u \text{ et } X_i = X_u$$

pour 1 volume d'air neuf, on ajoute 1,31 volume d'air recyclé

$$H_m = \frac{H_a + 1,31 H_u}{1 + 1,31}$$

$$H_m = \frac{21,5 + 1,31 \times 9,23}{1 + 1,31} = 14,54 \text{ Kcal/Kg}$$

$$H_m = 14,54 \text{ Kcal/Kg}$$

La connaissance de l'enthalpie H_m nous permet de positionner le point de mélange sur le segment IA.

On trouve :

$$\begin{aligned} \text{point M : } H_M &= 14,54 \text{ Kcal/Kg} \\ T_M &= 31,6^\circ \text{ C} \\ X_M &= 11,42 \text{ g/Kg} \end{aligned}$$

4. Calcul de $Q_N + Q_V$

au cours du trajet depuis le réfrigérant jusqu'à sa pénétration dans le local, l'air d'apport s'échauffe de la quantité $(Q_N + Q_V)$

On obtient approximativement la puissance du ventilateur d'air soufflé en supposant une pression motrice de $P = 40 \text{ mm CE}$ et un rendement de 65%

$$N = \frac{VZ \cdot \Delta P}{3600} =: \frac{9000 \times 40 \times 100}{1,2 \times 3600 \times 0,65}$$

$$N = 147 \text{ m Kg /s} \quad 1,47 \text{ KW}$$

ou en déduit Q_N :

$$Q_N = N \times 860 = 1,47 \times 860 = 1364,2 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_N = 1364,2 \text{ Kcal/h}$$

Le flux de chaleur au travers des parois des canalisations d'air soufflé s'élève, d'après un calcul approché à $Q_V = 2000 \text{ Kcal/h}$ si on désigne par Z' l'état à la sortie du réfrigérant, la valeur $H_{Z'}$ de l'enthalpie de l'air est :

$$HZ' = HZ - \frac{Q_N + Q_V}{L_Z}$$

$$HZ' = 3,79 = \frac{1364 + 2000}{9000} = 3,40 \text{ Kcal/Kg}$$

$$HZ = 3,79 \text{ Kcal/Kg}$$

$$HZ' = 3,40 \text{ Kcal/Kg}$$

Remarque

On remarque sur le diagramme (H , X) que la droite de réfrigération de l'état M à l'état Z' coupe la courbe de saturation à une très basse température. On s'éloigne donc largement du risque de condensation

5. Puissance frigorifique

La puissance frigorifique totale s'obtient donc à partir des valeurs de l'enthalpie du point de mélange M et du point de soufflage Z'.

$$Q_{KL} = LZ (H_m - H_{Z'})$$

$$Q_{KL} = 9000 (15,54 - 3,40) \approx 108000 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{KL} = 108000 \text{ Kcal/h}$$

Cette valeur doit être comparée à celle trouvée par le calcul.

Vérification

6.

La puissance frigorifique totale Q_{KL} est la somme de la charge frigorifique du local et de la quote-part de la réfrigération de l'air extérieur, de la dessiccation, des pertes dans les canalisations

$$\dot{Q}_{KL} = \dot{Q}_K + \dot{Q}_{LE} + \dot{Q}_V + \dot{Q}_{LN}$$

$$\dot{Q}_{KL} = \dot{Q}_{Ktr} + \dot{Q}_{LE} + \dot{Q}_N + \dot{Q}_V$$

\dot{Q}_{Ktr} = charge frigorifique sèche

$$\dot{Q}_{Ktr} = 21630 + 260 \times 89 = 47770 \text{ Kcal/h}$$

$$\dot{Q}_N + \dot{Q}_V = 3364 \text{ Kcal/h}$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{LE} &= La (H_a - H_i) + (\dot{G}_{EO} + \dot{G}_{EA}) \Delta H \\ &= 3900 (21,5 - 9,23) + 8,8 \times 592 \end{aligned}$$

$$\dot{Q}_{LE} = 56062,6 \text{ Kcal/h}$$

$$\dot{Q}_{KL} = 47770 + 3364 + 56062,6$$

$$\dot{Q}_{KL} = 10720 \text{ Kcal/h}$$

On remarque que cette valeur ne s'éloigne pas trop de la valeur précédente, l'erreur est certainement due aux différentes approximations.

. exploitation en période d'hiver

1. puissance calorifique
2. pertes dans les gaines
3. puissance de réfrigérant
4. caractéristiques de l'état de l'air dans la chambre de mélange.
5. caractéristiques de l'air après l'humidificateur
6. caractéristiques de l'air après le réchauffeur
7. caractéristiques de l'air au niveau de la bouche d'apport
8. puissance calorifique maximale.

exploitation en période d'hiver

point extérieur A $T_A = 0^\circ\text{C}$
 $X_A = 2,23 \text{ g/kg}$
 $H_A = 1,31 \text{ Kcal/kg}$

point intérieur I $T_I = 20^\circ\text{C}$
 $H_I = 9,23 \text{ Kcal/Kg}$
 $X_I = 7,23 \text{ Kcal/Kg}$

1. Puissance calorifique Q H L

- . Pertes par ventilation $Q_L = 7122 \text{ Kcal/h}$
- . Pertes par transmission $Q_T = 18093 \text{ Kcal/h}$
- . Occupation $Q_M = 3180 \text{ Kcal/h}$
- . Equipement $Q_E = 2584 \text{ Kcal/h}$

$$Q_{HL} = Q_H + Q_L + Q_V$$

$$Q_{HL} - Q_V = 12329 + 7122 = 19451 \text{ Kcal/h}$$

2. pertes dans les gaines

On prendra une pertes de 5000 Kcal/h dans les gaines.

$$Q_{HL} = 19451 + 5000$$

$$Q_{HL} = 24451 \text{ Kcal/h}$$

pour que cette puissance soit admissible, il faut qu'elle soit supérieure, à $1,3 Q_T$

Cette condition s'impose parce que dans le cas contraire, sans occupation, presque la totalité de la chaleur produite serait perdue par transmission. L'établissement du régime serait difficilement atteint.

$$Q_T = 18093 \text{ Kcal/h}$$

$$1,3 Q_T = 1,3 \times 18093 = 23500 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{HL} \geq 1,3 Q_T \quad \text{la condition est réalisée}$$

3. Puissance du réfrigérant

La salle du cinéma doit être munie d'une installation de climatisation. On devra donc déterminer la puissance de l'humidificateur, du préchauffeur et réchauffeur.

L'installation de ventilation satisfait déjà à toutes les exigences en été si l'agent de réfrigération est à la température nécessaire pour assurer la dessiccation de l'air.

Il suffira donc simplement d'étudier l'exploitation en période d'hiver.

bilan d'humidité

$$\dot{W} = L'_a (x_i - x_a) - (G_{EO} + G_{PA})$$

$$A : \begin{cases} 0^{\circ}\text{C} = T_A \\ 58\% = C_A \end{cases}$$

$$I : \begin{cases} 20^{\circ}\text{C} = T_I \\ 50\% = C_I \end{cases}$$

point A.

$$\begin{aligned} T_A &= 0^{\circ}\text{C} \\ X_A &= 2,23 \text{ g/Kg} \\ H_A &= 1,31 \text{ Kcal/Kg} \end{aligned}$$

point I.

$$\begin{aligned} T_I &= 20^{\circ}\text{C} \\ X_I &= 7,3 \text{ g/Kg} \\ H_I &= 9,23 \text{ Kcal/Kg} \end{aligned}$$

$$L_a = 1200 \text{ Kg/h}$$

$$G_{EO} = 1,19 \text{ Kg/h}$$

$$X_i = 7,3 \text{ g/Kg}$$

$$X_a = 2,23 \text{ g/Kg}$$

$$\underline{\underline{W}} = 4894 \text{ g/h}$$

4. Caractéristiques de l'état de l'air dans la chambre du mélange :

de la même façon que pour l'exploitation en été :

$$LZ = 9000 \text{ Kg/h}$$

$$La = 1200 \text{ Kg/h}$$

$$\frac{LU}{La} = 6,5 \quad \text{en appliquant}$$

la formule donnant l'enthalpie du mélange de deux quantités d'air on trouve :

$$H_m = \frac{1,31 + 6,5 \times 9,23}{1 + 6,5} = 7,8 \text{ Kcal/Kg}$$

$$H_m = 7,8 \text{ Kcal/Kg}$$

il en découle

$$X_{Am} = 6,29 \text{ g/Kg}$$

$$T_m = 15,4^\circ\text{C}$$

5. Caractéristiques de l'air après l'humidificateur (point B)

dans la chambre de mélange, l'air à une humidité absolue de 6,29 g/Kg, après l'humidificateur, cette quantité d'eau sera augmentée de $\frac{\dot{M} W}{L Z}$

$$X_R = 6,29 + \frac{4894}{9000} = 6,83$$

$$X_B = 6,83 \text{ g/Kg}$$

Cette valeur X_B nous permet de positionner le point B.

Remarque

La droite MB coupe la courbe de saturation au point de rosée se situant à la température de $T_r = 9^\circ\text{C}$ et $H_r = 6 \text{ Kcal/Kg}$ comme H_m . H_r , l'air soufflé ne doit pas être complètement saturé après l'humidificateur.

6. Caractéristiques de l'état de l'air après le réchauffeur

$$(Q_T - Q_I + Q_V) = L_Z C_P (T_{Z'} - T_i)$$

$$t_{Z'} = t_i + \frac{Q_T - Q_I + Q_V}{C_P L_Z}$$

$$t_{Z'} = 20 + \frac{18093 - 5764 + 5000}{0,24 \times 9000}$$

$$t_{Z'} = 20 + 8,02 = 28,02^\circ\text{C}$$

$$t_{Z'} = 28,02 \text{ } ^\circ\text{C}$$

=====>

$$H_{Z'} = 10,94 \text{ Kcal/Kg}$$

7. Caractéristiques de l'air au niveau de la bouche d'apport

l'air subit les pertes Q_V dans les canalisations il s'en suit donc une diminution de température.

$$Q_V = (t_{Z'} - t_Z) C_P L_Z$$

$$t_Z = t_{Z'} - \frac{Q_V}{C_P L_Z}$$

$$t_Z = 28,02 - \frac{5000}{9000 \times 0,24} = 27,8^\circ\text{C}$$

$$t_Z = 27,8^\circ\text{C}$$

8. Puissance calorifique maximale

La vaporisation de l'air exige une puissance calorifique maximale Q_F .

On posera par Hypothèse que l'eau à vaporiser est à une température de $T_W = 12^\circ\text{C}$)

$$Q_F = \dot{M}_W (597 - 0,555 T_W)$$

$$Q_F = 4,894 (597 - 0,555 \times 12) = 2881$$

$$Q_F = 2881 \text{ Kcal/h}$$

Ceci porte la puissance calorifique nécessaire à :

$$Q_{HL} = 24451 + 2881 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{HL} = 27332 \text{ Kcal/h}$$

Remarque

Calcul de Q_{HL} à l'aide du diagramme de l'air humide :

$$Q_{HL} = L_Z (H_Z - 6 \text{ Hm})$$

$$Q_{HL} = 9000 (10,89 - 7,8) = \underline{\underline{27810 \text{ Kcal/h}}}$$

L'erreur étant simplement de 478 Kcal/h, on peut supposer que les approximations précédentes sont relativement bonnes.

Calcul de l'Installation
de distribution et de reprise

1. Tracé des gaines
 - a- schéma
 - b- choix des vitesses
 - c- calcul des reseaux
2. Bases de Calcul
3. Calcul du reseau distribution
4. Repartitions des pressions
5. réseau d'extraction
6. repartition des pressions du reseau principal d'extraction
7. dimensionnement du materiel

1. Tracé des gaines de distribution d'air.

a. Schéma :

Le schéma de ventilation doit être effectué très soigneusement car de sa conception dépend la bonne marche de l'installation.

Les données essentielles sont d'abord le point de départ (centrale de soufflage et d'aspiration) ensuite les points d'arrivée (les bouches de reprise et de distribution d'air) un mauvais tracé augmenterait les pertes de charge et alourdirait considérablement les frais d'exploitation. Une fois établi le schéma de ventilation et fixé sur chaque portion le débit d'air qui doit passer, le calcul de l'installation consistera à fixer les dimensions des gaines pour que le circuit soit bien équilibré c'est à dire qu'en chaque point du circuit, les pertes de charge entre ce point et la sortie de toutes les bouches en aval soient identiques. 12

Il passe ainsi le débit prévu dans chaque partie du circuit quand il est alimenté en amont à la pression voulue, le réglage intérieur par registre ne suffisant pas.

b. Choix des vitesses

Les faibles pertes de charge conduisent à des vitesses faibles donc à des gaines de grandes sections.

L'on est toutefois limité dans ce sens par des considérations d'encombrement, de prix de revient de l'installation etc...

D'une manière analogue l'on est limité vers les vitesses élevées pour des considérations de bruit, de perte de charge et de délicatesse d'équilibrage. On prendra dans les gaines une vitesse de 5 m/s ou de 6 m/s.

C. Calcul des réseaux de gaines :

Les éléments entrant dans le calcul du réseau sont :

- les débits d'air à assurer dans les différentes bouches du réseau.
- les vitesses d'air admissibles.
- les caractéristiques de fonctionnement des appareils branchés sur le réseau : filtres, ventilateurs, échangeurs, bouches.
- les dimensions et la forme des pièces constituant le réseau de gaine, parties rectilignes, coudes, piquages et toutes les autres singularités.

Le calcul se fera dans le cas où la perte de charge n'est pas fixée. On procédera donc comme suit :

- fixer la vitesse de l'air
- section de la gaine du plus long parcours
- connaissant la pression à fournir dans la dernière bouche, on calcule la pression à l'origine de la gaine en additionnant les pertes.
- fixer la dimension de chaque gaine secondaire.

Il faut que sa dimension soit telle, qu'étant alimentée en son point de départ de la gaine principale avec la pression qui règne en ce point, la surpression restant à l'extrémité soit celle prévue par la bouche de soufflage et d'aspiration.

Remarque

Si les dimensions des bouches sont impératives et non réglables, ce n'est qu'après plusieurs tâtonnements que l'on arrive à équilibrer le circuit.

Le calcul est donc plus rapide si les dimensions des bouches peuvent être ajustées de manière à ce qu'elles **donnent** le débit désiré en fonction de la pression restante en extrémité de gaine.

2. Bases de Calcul

Les différences de pression se produisant dans les installations sont si petites que l'air peut être considéré comme un fluide incompressible.

L'équation de Bernouilli donne :

$$P_t = p + p_d$$

$$P_d = \frac{W^2}{2} \rho$$

P = pression statique

Pd = pression dynamique

a. chute de pression dans lrs trançons droits

$$Rl = \lambda \frac{l}{d} \frac{W^2}{2} \rho$$

. λ coefficient de frottement

. l = longueur

. d = diamètre équivalent

. W = vitesse de l'air

. $\rho = 1,2 \text{ Kg/m}^3$

1. coefficient de frottement et perte de charge

Pour une conduite en tole et gaine agraffée on prendra une rugosité $\epsilon = 0,15 \text{ mm}$

Pratiquement, la perte de charge est donnée par des abaques.

2. Influence des joints de gaines

La perte de charge augmente généralement jusqu'à 20%.

3. gaine de section rectangulaire

On calcule à partir de a et b, le diamètre équivalent dg au point de vue aéraulique c'est à dire qu'il se produirait dans la gaine circulaire de diamètre dg, la même perte de charge que dans la gaine de section a x b.

$$dg = \frac{2ab}{a + b}$$

Remarque :

En réalité il y a une légère différence entre le débit circulant dans la gaine de diamètre d_g et la gaine de section $a \times b$. Si ∇_g est le volume circulant dans la gaine de diamètre d_g et ∇ le débit dans la gaine de section $a \times b$ alors :

$$\nabla_g = \frac{\pi \frac{a}{b}}{\left(\frac{a}{b} + 1\right)^2} \nabla$$

Ce débit est plus faible que le débit ∇ .

Si on prend : ∇ . dans les calculs, on va dans le sens de la sécurité.

B. résistances localisées

$$P_1 - P_2 = \zeta \frac{W^2}{2} \rho$$

Le coefficient ζ est déterminé expérimentalement pour les différentes singularités et est donné par des tables.

1. résistance des bouches de soufflage

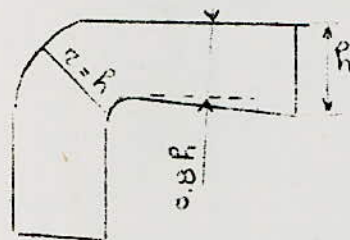
$$P_1 - P_2 = \frac{W^2}{2} \rho + \Delta P$$

$$P_1 - P_2 = \frac{W^2}{2} \rho + \zeta \frac{W^2}{2} \rho$$

$$P_1 - P_2 = \frac{W^2}{2} (1 + \zeta) \quad P_1 - P_2 = \zeta' \frac{W^2}{2}$$

le coefficient dépend de $\frac{s}{S}$

2. Changement de direction



La perte de charge depend
de $\frac{r}{h}$
sous la condition $\frac{r}{h} \geq 1,5$

$$\zeta = 0,15 \sqrt{\frac{h}{b}}$$

. Calcul du coefficient de perte de charge Z

$$Z = \zeta \frac{w^2}{2g} \gamma$$

En considérant que le poids spécifique de l'air est constant et égal à $1,2 \text{ g/m}^3$, l'expression de Z devient :

$$Z = \zeta 0,061 \cdot w^2$$

remarque :

dans les calculs qui viendront, les différents coefficients rentrant en jeu sont :

soit calculés comme précédemment

soit tirés des différentes abaques.

3. Calcul du reseau de distribution

données :

$$LZ = 9000 \text{ m}^3/\text{h}$$

. gaine principale : $W = 5 \text{ m/s}$

$$LZ = F_P W$$

$$F_P = h \times b$$

$$\implies F_P = \frac{LZ}{W} = \frac{9000}{5 \times 3600} = 0,5 \text{ m}^2$$

$$F_P = 0,5 \text{ m}^2$$

$$h = 0,6 \text{ m} \quad b = 0,83 \text{ m}$$

. gaine secondaire

$$W = 4 \text{ m/s}$$

Le reseau comporte vingt bouches de distribution; on fixera le même débit pour chaque bouche de distribution car la température sera la même dans tout le local.

débit dans chaque bouche :

$$Lb = \frac{9000}{20} = 450 \text{ m}^3/\text{h}$$

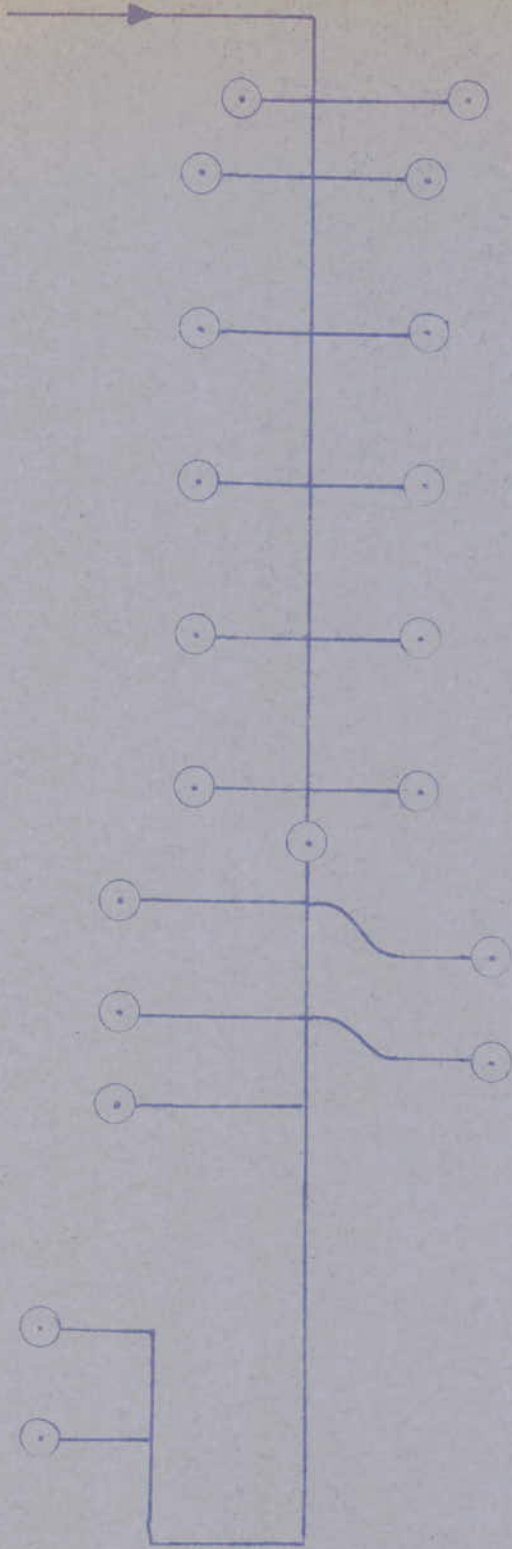
section de la gaine secondaire

$$F_S = \frac{450}{3600 \times 4} = 0,03 \text{ m}^2$$

$$F_S = 0,03 \text{ m}^2$$

$$h = 0,20 \text{ m} \quad b = 0,16 \text{ m}$$

RÉSEAU DE DISTRIBUTION



Remarque :

Les dimensions du réseau
sont résumées dans le
Tableau suivant.

| Tronçon N° | V | l | W' | h | b | $d_{eq} = \frac{2bh}{b+h}$ | W | R | RL | $\Sigma \xi$ | Z | R+Z |
|------------|------|------|-----|-----|-----|----------------------------|-----|----------|--------|--------------|--------|--------|
| N° | m³/h | m | m/s | mm | mm | mm | m/s | mm c.f/m | mm | | mm c.f | mm c.f |
| 1 | 9000 | 15 | 5 | 850 | 600 | 636.5 | 5.2 | 0.063 | 0.0945 | 1.82 | 1.35 | 1.44 |
| 2 | 8100 | 21 | 4.9 | 750 | 600 | 666.7 | 5.1 | 0.062 | 0.1302 | 0.42 | 0.67 | 0.8 |
| 3 | 7200 | 4 | 4.9 | 670 | 600 | 633 | 5.1 | 0.07 | 0.280 | 0.42 | 0.64 | 0.92 |
| 4 | 6300 | 4 | 4.8 | 580 | 600 | 589.8 | 5 | 0.07 | 0.280 | 0.42 | 0.64 | 0.92 |
| 5 | 5400 | 4 | 4.8 | 500 | 600 | 545.5 | 5 | 0.081 | 0.324 | 0.42 | 0.62 | 0.94 |
| 6 | 4500 | 4 | 4.7 | 420 | 600 | 494.1 | 4.9 | 0.088 | 0.352 | 0.42 | 0.62 | 0.97 |
| 7 | 3600 | 1.6 | 4.7 | 330 | 600 | 425.8 | 4.9 | 0.13 | 0.208 | 0.42 | 0.59 | 0.80 |
| 8 | 3150 | 1.3 | 4.7 | 300 | 600 | 400 | 4.9 | 0.135 | 0.175 | 1.32 | 1.78 | 1.95 |
| 9 | 2250 | 3 | 4.5 | 220 | 600 | 322 | 4.8 | 0.218 | 0.554 | 1.42 | 1.91 | 2.35 |
| 10 | 1350 | 2.3 | 4.3 | 200 | 400 | 266.9 | 4.7 | 0.250 | 0.575 | 1.32 | 1.70 | 2.28 |
| 11 | 900 | 11.5 | 4.3 | 200 | 250 | 222.2 | 4.6 | 0.250 | 2.875 | 2.02 | 2.61 | 5.49 |
| 12 | 450 | 3.5 | 4.3 | 200 | 160 | 177.7 | 4.6 | 0.218 | 0.765 | 0.5 | 0.95 | 1.41 |

COEFFICIENTS DES RESISTANCES des gaines

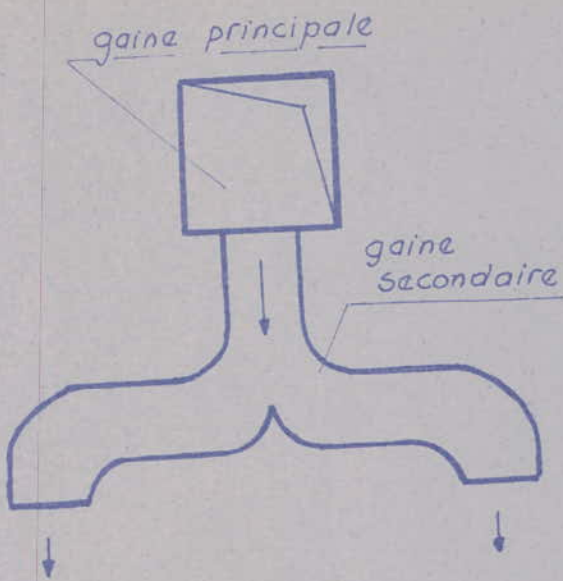
| | <u>Nombre et design. des résistances Local.</u> | <u>Données géométrique et rapport des vitesses</u> | ξ |
|----|--|--|--------------------|
| 1 | 2 coudes 1 T passage direct 1 rétrécissement | $r/h = 1$ $b/h = 0,72$ $\frac{Wd}{W} = 0,8$ $Sd = 0,15$ | 0,4 0,4 0,02 |
| 2 | 1 T passage direct 1 rétrécissement | $Wd/W = 0,8$ $Sd = 0,115$ | 0,4 0,02 |
| 3 | 1 T passage direct 1 rétrécissement | $\frac{Wd}{W} = 0,8$ $Sd = 0,135$ | 0,4 0,02 |
| 4 | 1 T passage direct 1 rétrécissement | $\frac{Wd}{W} = 0,8$ $Sd = 0,145$ | 0,4 0,02 |
| 5 | 1 T passage direct 1 rétrécissement | $\frac{Wd}{W} = 0,8$ $Sd = 0,175$ | 0,4 0,02 |
| 6 | 1 T passage direct 1 rétrécissement | $\frac{Wd}{W} = 0,8$ $Sd = 0,205$ | 0,4 0,02 |
| 7 | 1 T dérivation 1 rétrécissement | $\frac{Wd}{W} = 0,8$ $Sd = 0,135$ | 0,4 0,02 |
| 8 | 1 T passage direct 1 rétrécissement | $\frac{Wd}{W} = 0,8$ $Sd = 0,295$ | 0,4 0,02 |
| 9 | 1 T passage direct 1 rétrécissement | $\frac{Wd}{W} = 0,8$ $Sd = 0,405$ | 0,4 0,02 |
| 10 | 1 T passage direct 1 rétrécissement | $\frac{Wd}{W} = 0,8$ $Sd = 0,335$ | 0,4 0,02 |
| 11 | 3 coudes 1 T dérivation 1 rétrécissement | $r/h = 1$ $b/h = 1,25$ $\alpha = 90^\circ$ w/d | 1,2 0,4 0,02 |
| 12 | 1 coude | $\frac{r}{h} = 1$ $\frac{b}{h} = 1,25$ | 0,5 |

COEFFICIENTS DE RESISTANCE DES DERIVATIONS

| <u>Tronçon N°</u> | <u>Nombre et desig. des résistances localisées</u> | <u>Données géom. et rapport des vitesses</u> | ζ |
|-------------------|--|--|------------|
| 1a | 1T contre courant 2 coudes | $\frac{Wd}{W} = 0.8$ $\pi = h$ | 1.8 0.8 |
| 2a à 6a | T contre courant 2 coudes | $\frac{Wd}{W} = 0.8$ $\pi = h$ | 1.8 0.8 |
| 7a | 2 coudes | $\pi = h$ | 0.8 |
| 8a - 9a | 1Tz contre courant 4 coudes | $\frac{Wd}{W} = 0.8$ $\pi = h$ | 1.8 1.6 |
| 10a | 2 coudes | $\pi = h$ | 0.8 |
| 11a | 2 coudes | $\pi = h$ | 0.8 |
| 12 | 2 coudes | $\pi = h$ | 0.8 |

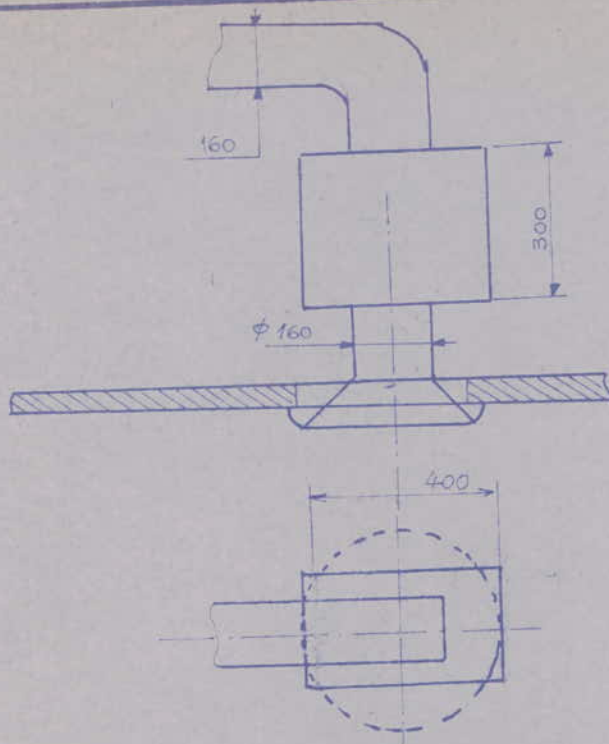
PERTES DES DERIVATIONS

$w = 5 \text{ m/s}$
 $w_a = 4 \text{ m/s}$
 $V = 900 \text{ m}^3/\text{h}$
 $d_g = 20 \text{ mm}$



| TRONÇON N° | l m | Rl mm CE | $\Sigma \zeta$ | Z mm CE | $Rl + Z$ mm CE |
|------------|----------|---------------|----------------|--------------|-------------------|
| 1a | 4 | 0.40 | 2.6 | 2.54 | 2.94 |
| 2a | 4 | 0.40 | 2.6 | 2.54 | 2.94 |
| 3a | 4 | 0.40 | 2.6 | 2.54 | 2.94 |
| 4a | 4 | 0.40 | 2.6 | 2.54 | 2.94 |
| 5a | 4 | 0.40 | 2.6 | 2.54 | 2.94 |
| 6a | 4 | 0.40 | 2.6 | 2.54 | 2.94 |
| 7a | 1 | 0.30 | 0.8 | 0.78 | 1.08 |
| 8a | 8 | 0.50 | 3.4 | 3.32 | 3.82 |
| 9a | 8 | 0.50 | 3.4 | 3.32 | 3.82 |
| 10a | 4 | 0.40 | 0.8 | 2.54 | 2.94 |
| 11a | 1 | 0.20 | 0.8 | 2.54 | 2.74 |
| 12 | 4.5 | 0.40 | 0.8 | 2.54 | 2.94 |

BOUCHE DE SOUFFLAGE



Perte de charge de la chambre avant le diffuseur : ΔP_{TK}

On peut la déterminer d'une manière approchée à partir de la perte par ralentissement de l'écoulement et de la perte par étranglement à l'entrée même du tronçon de gaine entre la chambre de pression et le diffuseur.

$$\Delta P_{TK} = \frac{W^2}{2} \epsilon \rho + C_T \frac{W_A^2}{2} \rho$$

E : Entrée

A : sortie

[W] : m/s

[ρ] : kg/m³.

on obtient la perte de charge en N/m²
 $1 \text{ N/m}^2 = 0.102 \text{ kg/m}^2$

$$\Delta P_{TK} = 0.102 \left(\frac{W_E^2}{2} \rho + C_T \frac{W_A^2}{2} \rho \right)$$

$$\begin{aligned} d &= 160 \text{ mm} \\ \dot{V} &= 450 \text{ m}^3/\text{h} \\ W_A &= 2 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Pour déterminer la valeur de C_T d'un rétrécissement, on établit le rapport des surfaces du tronçon de gaine entre chambre et diffuseur et de la section horizontale de la gaine.

$$\frac{S_2}{S_1} = \frac{\pi \cdot 160^2}{4 \cdot 400 \cdot 400} = 0.13 \quad \Rightarrow \quad C_{TA} = 0.35$$

$$W_E = 4 \text{ m/s}$$

$$\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta p_{TK} = 0.102 \left(\frac{4^2}{2} \cdot 1,2 + 0.35 \frac{2^2}{2} \cdot 1,2 \right) = 1.06 \text{ mm CE}$$

$$\underline{\Delta p_{TK} = 1.06 \text{ mm CE}}$$

Selon les données du fabricant, la traversée de la bouche se fait avec une perte de charge de 1.5 mm CE
Pression minimale dans chaque chambre :

$$1.5 + 1.06 = \underline{\underline{1.56 \text{ mm CE}}}$$

remarque

Le schéma des gaines secondaires se trouve dans la planche de calcul des pertes de charge.

4. Répartition de la pression

On part, pour la détermination des pressions, de l'extrémité des gaines. A la première bifurcation, on obtient deux pressions pour la perte de charge, une pour chaque courant.

C'est la plus forte de ces deux valeurs qui est prédominante pour la répartition de la pression dans le réseau. Cette méthode est utilisée à toutes les derivations jusqu'au ventilateur.

Le tableau de répartition de pression suivant donne :

$$\Delta_{pt} = 22,37 \text{ mm CE}$$

En tenant compte de la pression dynamique à l'entrée du réseau, le ventilateur doit fournir, pour satisfaire à la perte de charge, une pression statique de

$$\Delta p = \Delta_{pt} - p_d$$

$$p_d = \frac{w^2 \gamma}{2g}$$

$$\Delta p = 22,37 - 0,102 - . 12,5 . 12 = 20,74 \text{ mm CE}$$

$$\Delta p = 21 \text{ mm CE}$$

| Nº | Trançon | ≠ partes de pression | Parte Globale |
|-----|---------|----------------------|---------------|
| 12 | | $1.56 + 0.8$ | 2.36 |
| 11a | | $1.56 + 0.8$ | 2.36 |
| 11 | | 5.49 | 5.49 |
| 10a | | $1.56 + 0.8$ | 2.36 |
| 10 | | 2.28 | 2.28 |
| 9a | | $1.56 + 1.56 + 3.4$ | 6.52 |
| 9 | | 2.28 | 2.28 |
| 8a | | $1.56 + 1.56 + 3.4$ | 6.52 |
| 8 | | 1.96 | 1.96 |
| 7 | | $1.56 + 0.8$ | 2.36 |
| 6a | | $1.56 + 1.56 + 2.6$ | 5.72 |
| 6 | | 0.97 | 0.97 |
| 5a | | $1.56 + 1.56 + 2.6$ | 5.72 |
| 5 | | 0.94 | 0.94 |
| 4a | | $1.56 + 1.56 + 2.6$ | 5.72 |
| 4 | | 0.92 | 0.92 |
| 3a | | $1.56 + 1.56 + 2.6$ | 5.72 |
| 3 | | 0.92 | 0.92 |
| 2a | | $1.56 + 1.56 + 2.6$ | 5.72 |
| 2 | | 0.8 | 0.8 |
| 1a | | $1.56 + 1.56 + 2.6$ | 5.72 |
| 1 | | 1.44 | 1.44 |
| | | | |

5. Réseau d'extraction

Généralement, la reprise de l'air se fait par des gaines cachées dans un vide sanitaire et des bouches situées sous les sièges. Malheureusement, dans la construction du cinéma, la climatisation n'a pas été prévue et il sera difficile de lui adapter un système de reprise caché.

La seule possibilité qui reste est l'extraction par les murs. Pour simplifier cette installation, il est nécessaire de prévoir dans le local, des orifices d'extraction indépendants. Les orifices évacueront l'air extrait dans l'atmosphère.

Ces systèmes indépendants assurement l'évacuation de l'air des toilettes, des douches, du hall et des deux chambres de matériels, et de la salle de projection.

Cela constitue sans nul doute une perte supplémentaire d'énergie mais en analysant les avantages de ce système, on remarquera que cette solution s'impose à plus d'un titre.

1. Le hall

Le hall de la salle de spectacle est le seul endroit du local où les gens peuvent fumer. Cette fumée, si elle n'est extraite s'infiltré dans la salle de spectacles et nuit au bon déroulement des séances.

Généralement, la fumée monte vers le plafond c'est donc en haut du hall qu'on devra prévoir l'extraction des fumées.

Elle se fera par des bouches d'aspiration rectangulaires aux deux coins du plafond.

Elles seront longues de 1 m à 1 m 50 environ de façon à créer une grande zone de depression. Une tourelle d'extraction placée sur le plafond se chargera d'évacuer les fumées.
Le schéma simplifié d'extraction se trouve en fin de ce chapitre.

2. Douches

C'est le seul endroit du local où on a une production intense de vapeur d'eau.

Cette vapeur d'eau, si elle n'est pas extraite s'infiltrerait dans le local et nuirait considérablement au bon fonctionnement de l'installation et changerait les données.

L'extraction se fera à proximité immédiate de la production de vapeur d'eau et sera commune pour les deux douches.

Le schéma d'extraction se trouve en fin de ce chapitre.

3. Toilettes

L'air des toilettes doit être aussi évacué indépendamment de l'air du local car son recyclage aurait des effets néfastes.

Les mauvaises odeurs pourraient se retrouver dans l'air de soufflage si l'installation ne comporte pas de système pour parfumer l'air.

L'évacuation se fera par des ventilateurs muraux.

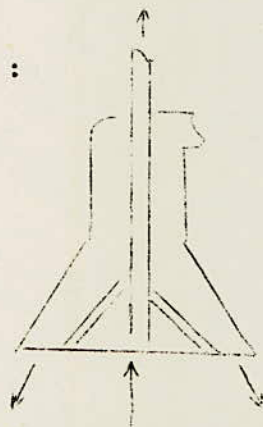
4. Chambres de matériel et salle de projection

La raison essentielle du choix de cette extraction indépendante est la simplification du réseau.

On évite aussi d'acheminer à nu des gaines de reprise le long de la salle.

On prévoit pour le soufflage et la reprise, la même bouche.

schéma :



La reprise sera assurée par une autre tourelle d'extraction se trouvant sur la terrasse.

L'installation principale aura donc pour unique rôle de changer l'air de la salle des actes, et du hall. Un débit plus faible devra donc être adopté.

Les bouches indépendantes, au nombre de cinq évacueront approximativement $2250 \text{ m}^3/\text{h}$.

Le nouveau débit sera donc de

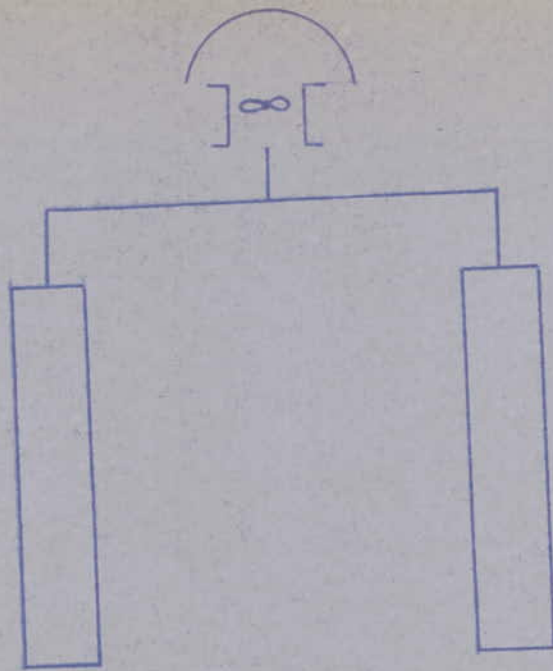
$$9000 - 2250 = 7750 \text{ m}^3/\text{h}$$

débit de reprise : $7750 \text{ m}^3/\text{h}$

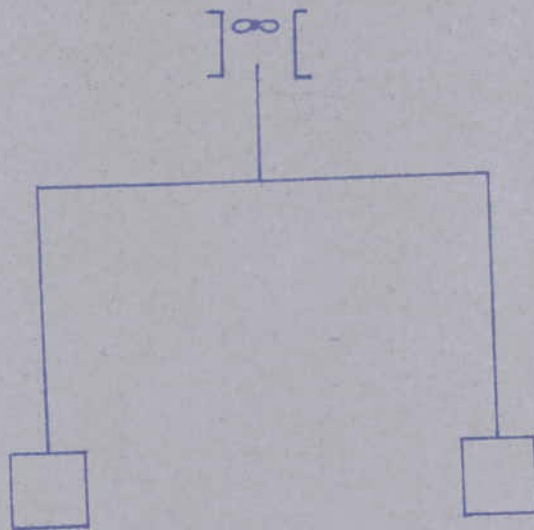
On prendra une perte de charge aux grilles de reprise de $1,0 \text{ mm CE}$ et une perte de $1,5 \text{ mm CE}$ pour la grille à la sortie.

Cette petite différence réside dans le fait que les grilles donnant vers l'extérieur doivent être plus protégées afin d'éviter, en période de non fonctionnement de l'installation, l'introduction de poussière ou de corps étrangers.

En outre, on prendra la même vitesse d'extraction.



SCHEMA
D'EXTRACTION DU HALL



SCHEMA
D'EXTRACTION DES DOUCHES
ET DES TOILETTES

. Reseau principal

1. tracé du réseau

La bouche de reprise se trouvant dans le hall assure l'évacuation de l'air d'apport de trois bouches. Il s'élève donc approximativement à $1350 \text{ m}^3/\text{h}$.

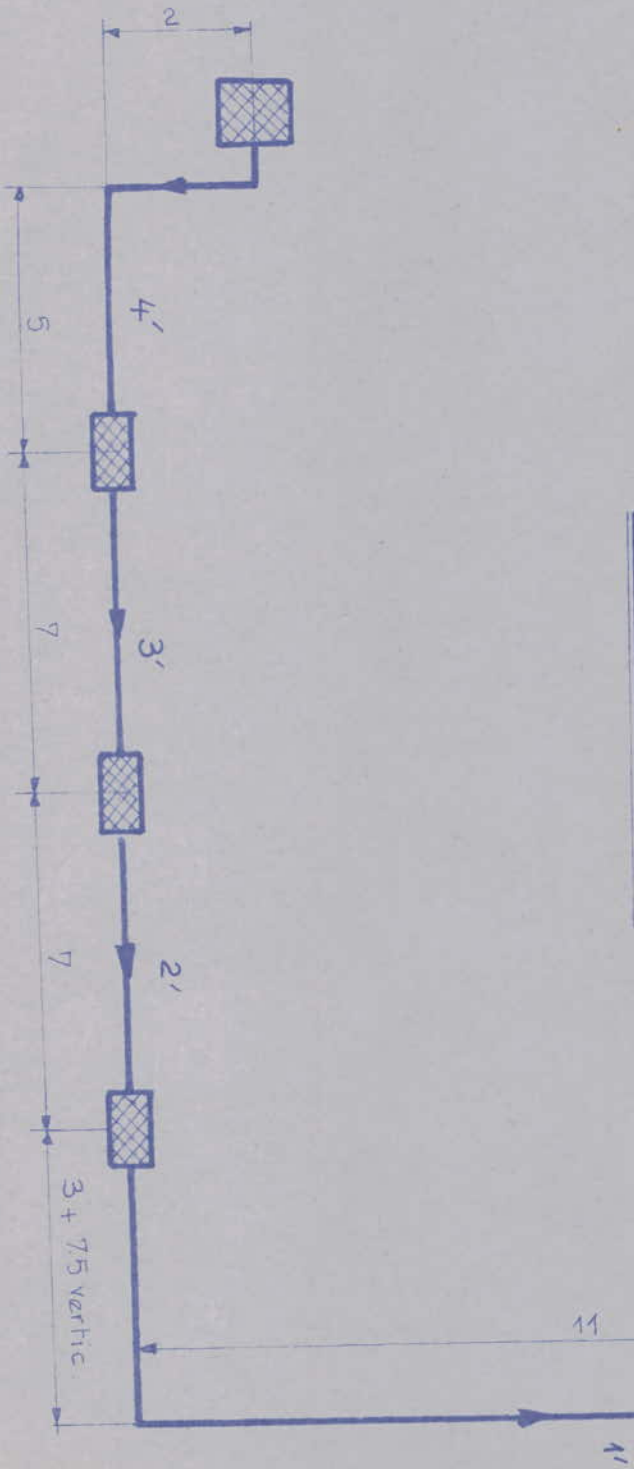
Les six autres bouches se trouvant réparties dans le local devraient assurer l'évacuation de l'air restant c'est à dire $6400 \text{ m}^3/\text{h}$.

Le débit par bouche de reprise s'élève donc à $1067 \text{ m}^3/\text{h}$.

Le tracé et les dimensions du reseau sont résumés dans les plans suivantes.



RÉSEAU D'EXTRACTION



| N° | Nombre et désignation des résistances localisées | données géométriques et rapport des vitesses | ζ |
|----|--|--|-------------|
| I | 1 coude 1 T passage direct | $\frac{\pi}{h} = 1$ $\frac{b}{h} = 0.72$ | 0.4 0.4 |
| 1 | 1 rétrécissement 2 coudes | $\frac{\pi}{h} = 1$ $\frac{b}{h} = 0.72$ | 0.02 0.8 |
| 2 | 1 rétrécissement | | 0.02 |
| 3 | 1 rétrécissement | | 0.02 |
| 1' | 2 coudes 1 rétrécissement | $\frac{\pi}{h} = 1$ $\frac{b}{h} = 0.72$ | 0.8 0.02 |
| 2' | 1 rétrécissement | | 0.02 |
| 3' | 1 rétrécissement | | 0.02 |
| 4' | 1 coude | $\frac{\pi}{h} = 1$ $\frac{b}{h} = 0.72$ | 0.4 |

| N° | Tronçon | V m^3/h | l m | w' m/s | h mm | b mm | dq mm | w m/s | R $mmCE$ | RE $mmCE$ | $\sum \xi$ | Z $mmCE$ | R_{t+Z} $mmCE$ |
|----|---------|----------------|------------|---------------|-------------|-------------|--------------|--------------|---------------|----------------|------------|---------------|---------------------|
| I | | 7750 | 7 | 5.2 | 750 | 570 | 647.7 | 5.1 | 0.052 | 0.364 | 0.80 | 1.26 | 1.624 |
| 1 | | 3200 | 10^5 | 5.1 | 590 | 300 | 397.7 | 5 | 0.142 | 1.491 | 0.82 | 1.25 | 2.741 |
| 2 | | 2133 | 7 | 5 | 400 | 300 | 342.8 | 5 | 0.141 | 0.987 | 0.02 | 0.03 | 1.017 |
| 3 | | 1067 | 7 | 5 | 200 | 300 | 240 | 5 | 0.223 | 1.561 | 0.02 | 0.03 | 1.591 |
| 1' | | 4550 | 21^5 | 4.9 | 840 | 300 | 442 | 4.9 | 0.158 | 3.397 | 0.82 | 1.20 | 4.597 |
| 2' | | 3483 | 7 | 4.8 | 640 | 300 | 408 | 4.9 | 0.158 | 1.106 | 0.02 | 0.029 | 1.135 |
| 3' | | 2417 | 7 | 4.8 | 446 | 300 | 358.7 | 4.8 | 0.165 | 1.155 | 0.02 | 0.028 | 1.183 |
| 4' | | 1350 | 7 | 4.9 | 250 | 300 | 272.7 | 4.8 | 0.280 | 1.360 | 0.4 | 0.56 | 2.520 |

. Repartition des pressions de la conduite principale :

La perte totale des conduites d'extraction d'air est

$$\Delta p_t = \sum (Rl + Z)$$

$$\Delta p_t = 16,41 \text{ mm CE}$$

La perte de charge y compris les pertes aux entrées et à la sortie est :

$$\Delta p_t = \Delta p_t + 2,5 = 18,91 \text{ mm CE}$$

$$\Delta p_{t_v} \approx 19 \text{ mm CE}$$

Cette perte de pression correspond à une différence de pression statique du ventilateur de :

$$\Delta p_v = p_{t_v} - \frac{w^2 \gamma}{2g}$$

$$\Delta p_v = 19 - 0,102 \frac{5^2}{2} = 1,2$$

$$p_v = 17,4 \text{ mm CE}$$

remarque : la proportion des pertes par frottement est d'environ 20% par rapport aux pertes totales.

. dimensionnement :

Hall et chambre de Matériel

Tourelle d'extraction Modèle TVH

Cette serie de tourelles à turbine hélicoïde est bien adaptée pour l'extraction d'air ne necessitant pas un gros débit et une forte pression statique.

Les applications de ces tourelles se limitent aux locaux de faibles dimensions.

description :

La tourelle comporte :

- capot en tele d'acier galvanisée
- ~~embase~~ en tole d'acier galvanisée
- support bloc moto ventilateur et capot
- Turbine hélicoïde en aluminium
- moteur electrique du type fermé avec **impregnation** contre l'humidité.

chambres :

Tourelle THV 300

$$V = 900 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$p = 3,4 \text{ mm CE}$$

$$N = 1000 \text{ trs/mn}$$

Hall:

Tourelle THV 300

$$V = 1200 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$p = 9 \text{ mm CE}$$

$$N = 1500 \text{ trs/mn}$$

Toilettes et douches :

ventilateur LAMEL

ventilateurs muraux hélicoïdes Type 24 PL 30

$N = 1500 \text{ trs/mn}$

$V = 1000 \text{ m}^3/\text{h}$

Moteur MB 42 - 60W - 0,48 A - 220 V

Remarque :

des gaines de reprise devraient être prévues pour les installations indépendantes.

La perte de charge dans ces gaines est relativement petite et les ventilateurs ont été prévus pour des pertes de charge majorées.

Traitement et pulsation de
l'air

1. généralités sur la filtration de l'air
 - a.) prélèvement et: préparation
 - b.) placement des filtres
 - c.) caisson à lampes germicides
2. chauffage de l'air
 - a.) production de chaleur
 - b.) batterie de chauffe
 - c.) chaudière
 - d.) dimensionnement
 - e.) calcul de la cheminée
 - f.) calcul du vase d'expansion
3. refroidissement de l'air
 - a.) production de froid
 - b.) batterie de réfrigération
 - c.) groupe de refroidissement
4. Calcul des ventilateurs
 - a.) équations principales
 - b.) ventilateur circuit chauffage
 - c.) ventilateur circuit refroidissement
 - d.) ventilateur circuit extraction
5. Remarques.

1. Généralités sur la filtration de l'air

Le filtrage de l'air est la séparation et la captation des poussières, des particules solides en suspension dans l'atmosphère ou dans un fluide véhiculé dont les origines peuvent être multiples :

Industrielles, biologiques etc...

Ces poussières, de diverses origine ont une granulométrie qui variengénéralement entre 0,1 u et 10 u et les moyens de captation mis en oeuvre ont pour but, en climatisation de confort de protéger les organes électromécaniques et de veiller à la propreté de l'environnement.

a. prélèvement et préparation

L'air extérieur doit être prélevé par une ouverture d'entrée verticale et non pas horizontale, dans un emplacement protégé du vent, du rayonnement solaire, de la poussière, de la fumée et des suies.

Une grille, à mailles pas trop grandes où des jalousies éviteront l'introduction de corps étrangers dans les canalisations (feuilles mortes, feuilles de papiers, bestioles...)

Il s'est révélé utile de munir les gaines d'air extérieur de registres de fermeture étanches pour éviter les courants d'air lents durant les arrêts.

De plus, dans toute installation d'air, il est nécessaire de retenir les poussières quelque soit l'origine de l'air extérieur.

b. placement des filtres

Pour la climatisation de confort, le filtre concourt au bon fonctionnement de l'installation et le choix doit être fait en fonction du débit d'air, du type de l'installation et du coût d'exploitation.

Il peut être statique ou automatique équipé d'un média de haute qualité à rendement pondéral minimum de 85%. Ceci afin d'éviter un encrassement prémature des batterie.

au sud, l'air a souvent une grande concentration de poussières en suspension.

Ceci nous emmène à choisir un filtre à déroulement automatique. Ce filtre est composé d'éléments filtrants montés sur une chaîne sans fin et venant tremper successivement dans un bac où se fait leur nettoyage avant de reprendre place dans le courant d'air à filtrer.

Choix du filtre

1. filtre automatique, combiné avec des filtres poches haute efficacité, l'ensemble disposé en amont de la centrale.

avantages :

- montage classique
- peu onéreux
- permet de réduire sensiblement la longueur de la centrale
- améliore l'échange des batteries.
- assure un débit d'air, un degré de filtration et une perte de charge constants.

l'efficacité peut monter jusqu'à 98%

2. filtre absolu

Un filtre absolu a pour rôle de capter les particules de poussières inférieures à 0,7 μ .

Il se présente généralement avec un média plissé afin d'obtenir un maximum de surface filtrante pour un encombrement réduit.

(média en papier, fibres de fer, amiante, ...)

Caractéristiques Techniques

perte de charge 10 à 25 mm CE

pouvoir de rétention 25 g /m²

Ce filtre absolu sera placé après le filtre automatique comme l'indique le schéma de la **planche** suivante.

C. caissons à lampes germicides

l'implantation d'un caisson à lampes Ultra-violet se fait le plus près possible du point de diffusion de l'air et généralement, il est disposé entre la batterie de filtres absolus et la bouche de soufflage.

Les tubes UV sont des tubes à vapeur de mercure dont l'usage est dangereuse pour les micro-organismes.

(staphylocoques blancs, cobacilles de KOCH ...)

ce caisson est indispensable pour l'élimination des microbes dans l'air recyclé.

2. chauffage de l'air

a. production de la chaleur

Une chaudière à Mazout sera utilisée pour la production d'eau chaude.

Une partie de cette eau sera à usage sanitaire et une autre partie alimentera les batteries de chauffe qui devront fournir à l'air une quantité de chaleur de 27332 Kcal/h.

b. batterie de chauffe

description et construction :

C'est un caisson en tôle d'acier qui comprend :

- . l'échangeur : exécution en tubes de cuivre et ailettes d'aluminium pour l'eau chaude dont la température d'entrée est inférieure à 110°C et une pression de service égale ou inférieure à 8 bars.
- . les tubulures d'alimentation
 - eau chaude basse pression : tubes d'acier filetés, filetage gaz conique et tubes d'acier lisses à souder pour diamètre supérieur.
- . deux capots démontables permettant la visite et la protection des coudes et des collecteurs.

Selection

La selection consiste à choisir le nombre de rangs de la batterie standard équipant la centrale dont le débit correspond au problème posé.

Des abaques donnent les émissions calorifiques horaires des batteries 1 , 2 et 3 rangs.

Problème

débit d'air : $9000 \text{ m}^3/\text{h}$

le caisson fonctionne en conditionnement

le tableau de selection donne : centrale N° 120

La puissance calorifique demandée est 27330 Kcal/h pour ue température d'entrée de 16°C

et une alimentation en eau chaude de $90^\circ\text{C} - 70^\circ\text{C}$.

En se reportant au tableau des coefficients correcteurs moyens, nous lisons un coefficient de 1,2.

. Puissance calorifique fictive

$$\frac{27330}{1,2} = 22773 \text{ Kcal/h}$$

sur une autre abaque, nous lisons qu'une batterie un rang pas L' convient et qu'elle peut fournir, pour le débit de $9000 \text{ m}^3/\text{h}$ et un regime d'eau de $90^\circ\text{C} - 70^\circ\text{C}$ une puissance de 25000 Kcal/h pour 23 000 demandés.

Résistance au passage de l'air,

sur la même abaque, nous lisons une résistance de passage de 10 mm CE .

. Résistance au passage de l'eau :

débit traversant la batterie

$$\frac{27330}{90 - 70} = 1351 \text{ l/h} = 1,35 \text{ m}^3 / \text{h}$$

centrale N° 120

pas L, un rang, 2 circuits

débit $1,35 \text{ m}^3/\text{h}$

ceci nous donne une vitesse de l'eau de $1,05 \text{ m/s}$ et une résistance au passage de l'eau de 660 mm CE .

remarque

cette résistance au passage de l'eau nous permet de dimensionner la pompe à eau qui alimentera la batterie.

C. chaudière

production d'eau chaude

on utilisera une chaudière automatique à mazout CHAPPEE TR II B. Cette chaudière permet la distribution d'eau chaude sanitaire par accumulation.

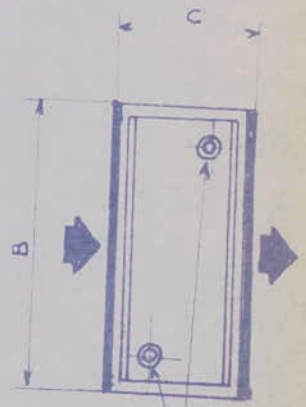
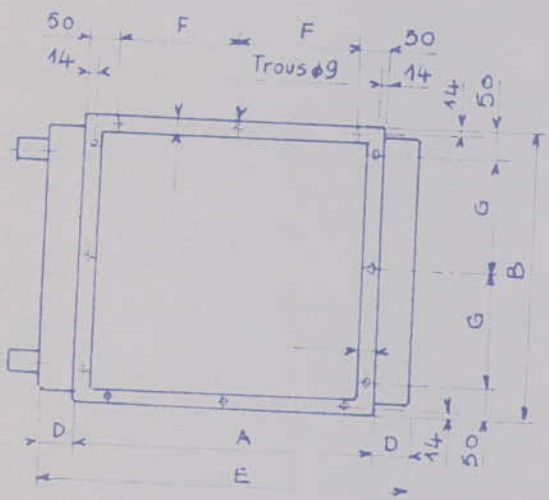
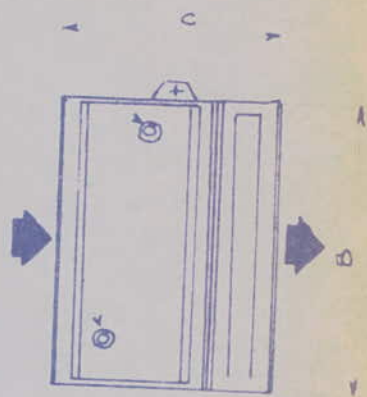
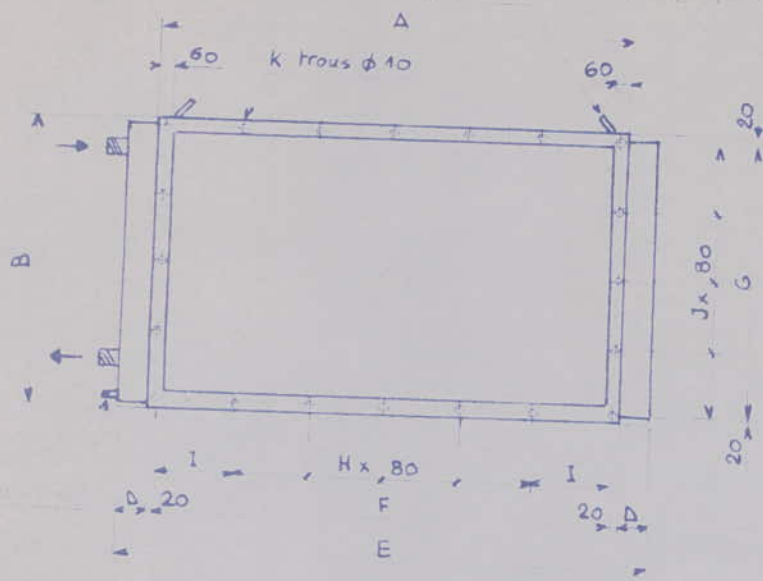
Les deux douches sont prévus pour le personnel et pour les artistes qui seront en moyenne au nombre de dix.

On supposera en outre qu'on a dix passages à l'heure avec en moyenne 45 l d'eau chaude par heure.

La quantité d'eau chaude disponible sera donc de 450 l par heures fourni à une température de 50°C .

Puissance de la chaudière

La puissance calorifique de la chaudière est la somme, majorée de coefficients tenant compte des différents pertes, des puissances nécessaires au chauffage du local et l'eau sanitaire.



Tubulures d'alimentation

Encombrement:

| COTE | A | B | C | D | E | F | G | H | I | J | K |
|-----------------|------|------|-----|-----|------|------------------|------------------|----|----|----|----|
| BATTERIE FROIDE | 1320 | 1160 | 880 | 120 | 1560 | 1280 | 1120 | 14 | 80 | 14 | 60 |
| BATTERIE CHAUDE | 705 | 635 | 360 | 115 | 935 | 302 ⁵ | 297 ⁵ | | | | |

es d'alim

bilan de chaleur

- . 27730 Kcal/h pour air
- . pertes dans les conduites 10 %
- . pertes pour la mise en energie 10%
- . reserve 25%

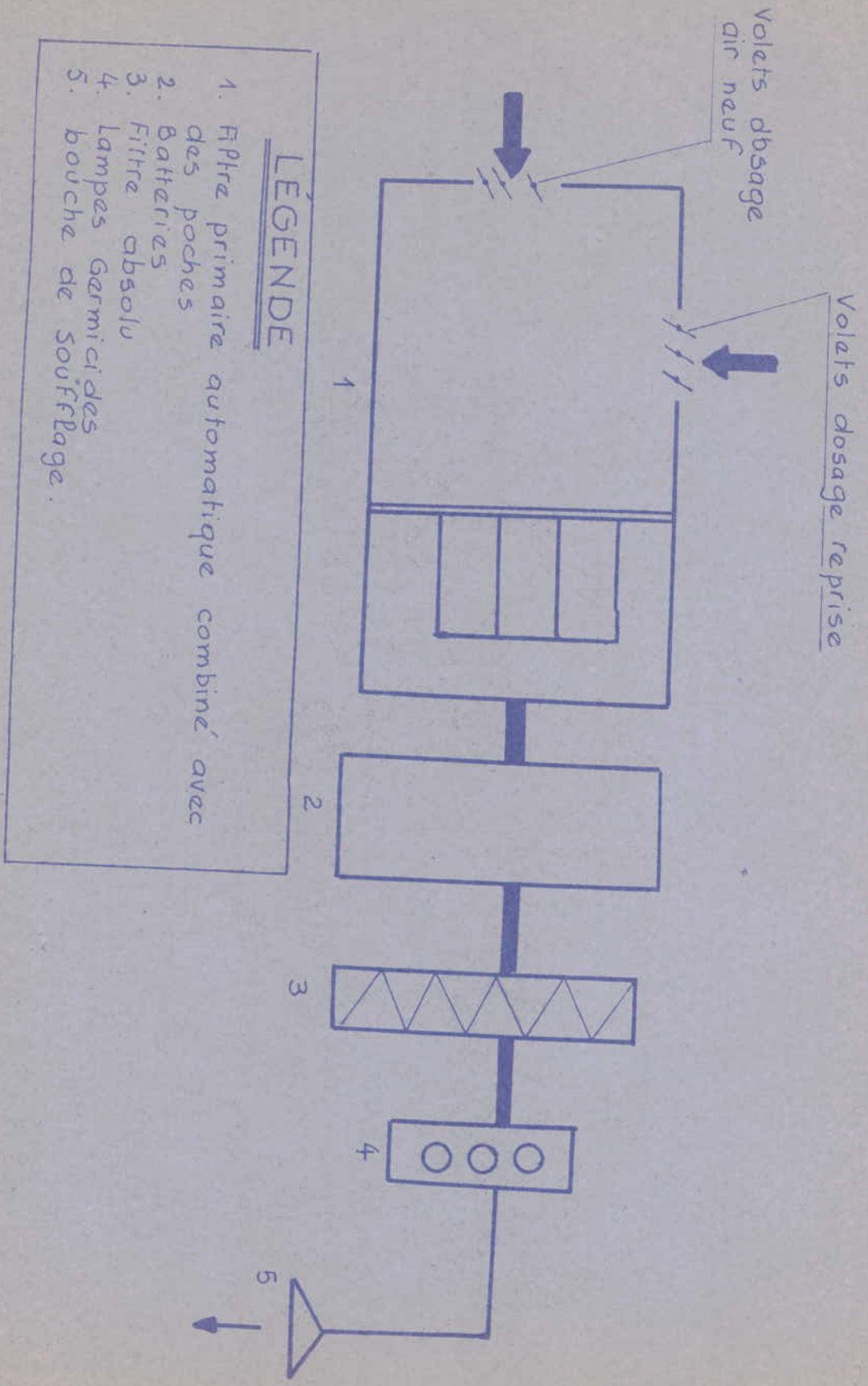
Le coefficient global est donc de 1,45
puissance totale : $27730 \times 1,45 = 39628$ Kcal/h

d. dimensionnement

Chaudière chappée TR ZB

- puissance 40 000 Kcal/h
- brûleur fourni
- combustible : Mazout
- construction en fonte
- ballon en Inox
- N° TR 2108
- contenance en eau 92 l
- depression minimale à la buse 0,25 m bar
- encombrement 1204 x 1576
- brûleur avec prébalayage 1001T
- ballon d'eau chaude sanitaire 140 l
- température d'entrée 10°C
- assure un soutirage continu de 400 l/h d'eau à 55°C
- cette production d'eau chaude est obtenue par accumulation.

SCHEMA DE LA CENTRALE



- LEGENDE
1. Filtre primaire automatique combiné avec des poches batteries
 2. Batteries
 3. Filtre absolu
 4. Lampes Germicides
 5. bouche de soufflage.

e. Calcul de la section de la cheminée

La formule simplifiée SANDER pour le calcul approximatif de la section de la cheminée

$$S = \frac{n \times Q}{h}$$

n = coefficient

s = section en cm^2 de la cheminée

Q = puissance de la chaudière

La hauteur de la cheminée doit dépasser d'au moins un mètre la hauteur de la construction qui fait 9m

h = 10 m

n = 0,015

$$S = \frac{40\,000 \times 0,015}{10} = 189,74 \text{ cm}^2$$

on obtient un diamètre de 15,55 qu'on arrondira à 16 cm

$$\phi = 16 \text{ cm}$$

.Calcul du vase d'expansion

L'eau chauffée se dilate et pourrait atteindre plusieurs centaines de bars si on ne lui permettait pas une expansion.

Le vase d'expansion à donc pour but d'éviter les risques d'accidents qui pourraient être dus à ces trop grandes augmentations de pression.

Calcul du vase

Vase fermé sous pression d'azote.

aucun sectionnement possible entre le vase d'expansion et la chaudière.

.....

Volume du vase

1,5 l d'azote pour 1000 Kcal

$$v = \frac{1,5 \times 40\ 000}{1000} = 60\ \text{l}$$

on prendra un vase de 65 l pour nous placer dans une zone de sécurité.

3. Refroidissement de l'air

a/ Production de froid

Le froid sera fourni par un groupe de production d'eau glacée.

Il existe des groupes de production à condenseur à air et à eau. Au sud, on se heurte souvent au problème de l'eau. On est donc enmené à utiliser un groupe à condenseur à air. On le placera à l'intérieur du local ou sur la terrasse. Son habillage en tôle d'aluminium lui permet de résister aux intempéries. Ce groupe se chargera d'alimenter les batteries froides par l'intermédiaire des tuyaux colorifugés.

b/ caisson batterie de réfrigération eau froide

La construction d'une batterie de réfrigération est la même que celle des batteries de chauffe à la seule différence qu'elle peut avoir éventuellement des tubulures d'évacuation de condensats et un bac pour leur récupération.

Pour nous, ces tubulures n'existeront pas puisqu'au cours de la réfrigération le point de rosée est loin d'être atteint. Ces caissons batteries sont prévus pour être placés à l'aspiration du caisson de ventilation.

Selection

Puissance frigorifique 10190 frg/heure

Le tableau tenant compte des émissions frigorifiques donne, pour un débit de $9000 \text{ m}^3 / \text{h}$ une puissance de 102500 frig/heure.

climaciat N° 12 - 102500 frig /h

- 7 rangs

Résistance à l'air 28 mm CE - Résistance à l'eau 2880 mm CE

C/ groupe de refroidissement

Le climatcooler Type HEA comporte :

1. compresseur $N = 2900 \text{ tr/mn}$
2. condenseur à refroidissement à air avec ventilateur centrifuge
3. poste de départ liquide
4. Tableau de régulation et de sécurité
5. un évaporateur
6. un régulateur de puissance frigorifique

4. Calcul des ventilateurs

Ce qui nous intéresse avant tout en chauffage et en ventilation, c'est le mode de fonctionnement des différents types de ventilateurs. Il est impératif de connaître les bases techniques de leur fonctionnement dans la mesure où elles sont nécessaires pour choisir et juger les différents modèles.

a. Equations principales

. puissance utile

$$N_{th} = V_s \Delta p_t$$

$$\Delta p_t = \Delta p_{pd} + \Delta p = (c_2^2 - c_1^2) \frac{\rho}{2} + \Delta p$$

c_1 = Vitesse de l'air à l'entrée

c_2 = vitesse de l'air à la sortie

où : V_s = débit du ventilateur

Δp_t = accroissement total de pression

Δp = pression statique

Δp_{pd} = pression dynamique

si η_v est le rendement du ventilateur, la puissance nécessaire à l'arbre du ventilateur en KW est :

$$N_w = V_s \frac{\Delta p_t}{102 \eta_v}$$

$$V_s : m^3/s$$

$$p_t \div Kgp/m^2$$

b. circuit chauffage

distribution

$$V_s = 9000 m^3/h$$

| | | | |
|------------------------|-------|-------|-------|
| p circuit distribution | ----- | 20,74 | mm CE |
| p batteries de chauffe | ----- | 10 | mm CE |
| p filtre | ----- | 10 | mm CE |
| p filtre absolu | ----- | 15 | mm CE |

Total: p = 55,74 mm CE

Pour les calculs, on supposera une perte de pression légèrement supérieure à celle trouvée afin de prévoir les pertes de charge supplémentaires dues aux différentes singularités du circuit qui n'ont pu être calculées.

$$\Delta p \text{ majoré} = 60 \text{ mm CE} = 60 \text{ KgP/m}^2$$

. Puissance utile

$$N_{th} = V_s D_{pt} \quad C_2 = 6 \text{ m/s}$$

$$\Delta p_{pd} = (C_2^2 - C_1^2) \frac{\rho}{2} = 36 \times \frac{1,2}{2} = 21,6 \text{ Pa} = 2,2 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_{pt} = 60 + 2,2 = 62,2 \text{ Kg /m}^2$$

$$N_{th} = \frac{9000 \times 62,2}{3600} = 155,5 \text{ Kgm/s}$$

$$N_{th} = 1,55 \text{ KW}$$

. Puissance nécessaire à l'arbre du ventilateur

$$N_w = V_s \frac{\Delta p_{pt}}{102 \eta_v} \quad v = 70 \%$$

$$N_w = \frac{9000 \times 62,2}{3600 \times 102 \times 0,7} \quad N_w = 2,17 \text{ KW}$$

c. circuit de refroidissement

avec la majoration précédente, la perte de pression dans le circuit de refroidissement peut être dans le même ordre de grandeur que la perte de charge dans la batterie de refroidissement.

Ces considérations nous permettent donc d'utiliser le même ventilateur pour la pulsation de l'air froid et celle de l'air chaud.

d. circuit d'extraction

$$V_s = 7750 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta p \text{ du circuit } 19 \text{ mm CE}$$

$$\Delta p_d \text{ du ventilateur}$$

$$\Delta p_d = (C_2^2 - C_1^2) \frac{\rho}{2} \quad C_2 = 4 \text{ m/s}$$

$$\Delta p_d = 16 \times \frac{1,2}{2} = 96 \text{ pa} \quad 1 \text{ Kgp/cm}^2$$

$$\Delta p_t = 19 + 1 = 20 \text{ Kgp/cm}^2$$

$$N_{th} = \frac{7750 \times 20}{3600} = 43,05 \text{ Kg m/s}$$

$$N_{th} = 0,430 \text{ Kw}$$

. puissance nécessaire à l'arbre du moteur

$$N_w = \frac{7750 \times 20}{3600 \times 102 \times 0,7}$$

$$N_w = 0,603 \text{ Kw}$$

4. humidificateur

l'air d'apport devra être humidifié de 48 94 g

la puissance de l'humidificateur s'élève à 2881 Kcal/h = 800W

Nous remarquerons que l'humidification n'est pas très importante

5. Remarques sur Le choix des appareils

Le choix des installations est une opération particulièrement délicate. Ceci est du essentiellement au fait que par manque de documentation complète et récente, on arrive difficilement à trouver des installations qui répondent favorablement aux exigences imposées par le calcul.

C'est ainsi que par moment, on a du adapter à cette installation du sud, des installations qui ont été calculées et prévues pour des conditions climatiques tout à fait différentes.

Cela nous coûte évidemment beaucoup de pertes pour la simple raison que le matériel choisi ne travaille pas dans des conditions de rendement maximum. Cette partie de l'étude doit donc posséder quelques lacunes.

Néanmoins, les calculs étant faits sur un avant projet, des corrections seraient souhaitables dans les délais qui précéderont la construction du local.

Regulation

I. principe de l'installation

1. sondes
2. regulateurs
3. organes de réglage

II régulation

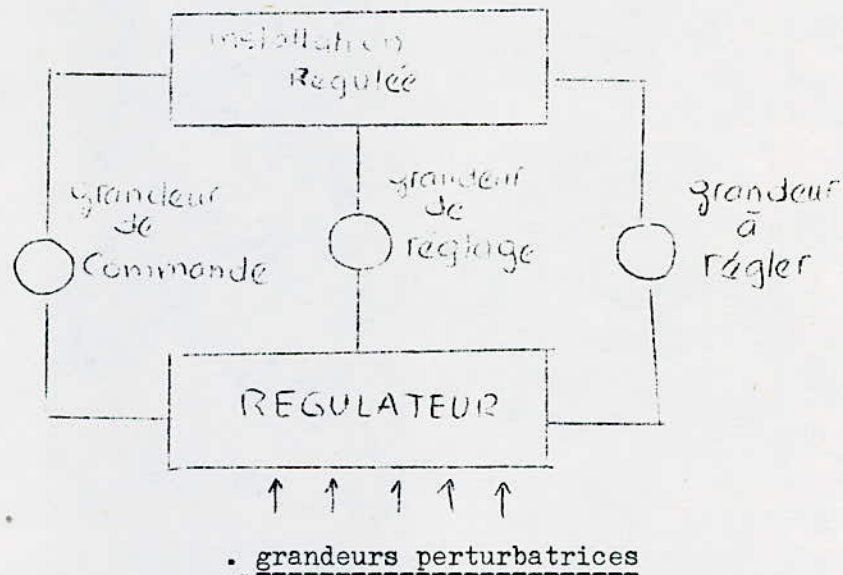
1. analyse des paramètres
 - a - grandeurs à réguler
 - b - grandeurs perturbatrices
 - c - grandeurs régulant

2. choix de la combinaison
 - a- action sur les débits
 - b- action sur m_n , m_e , PF
 - c - action sur Pf seule (ou ρ_{ptc})

3. solution proposée
4. remarque

- REGULATION -

I. Principe de fonctionnement



Soit une installation dont le rôle est de maintenir constante une grandeur physique dénommée grandeur à régler : l'installation possède un système de régulation automatique.

Un détecteur permet la mesure instantanée de la valeur de cette grandeur et transmet cette mesure au régulateur. La valeur instantanée de cette mesure est comparée à une valeur de consigne.

Un organe de commande reçoit un ordre qui est transmis par le régulateur. Cet ordre est élaboré par le régulateur selon l'écart observé.

L'organe de commande peut être soit un servomoteur de vanne ou de volet, soit un relais de brûleur etc...

Cet organe fait varier les caractéristiques d'un fluide ou d'une source d'énergie qui est la grandeur de commande.

Cette grandeur permet de commander à l'installation les variations d'allure nécessaires pour rétablir la grandeur à régler à sa valeur de consigne.

L'installation comporte entre la grandeur de commande et la grandeur à régler, un certain nombre de grandeurs intermédiaires nécessaires pour le fonctionnement correct de la régulation.

Ces grandeurs s'appellent grandeurs de réglage.

L'installation comporte donc :

1. So des

Organes de détection ne comportant pas des organes mécaniques mais seulement un élément sensible (résistance électrique, thermistances ...)

2. régulateurs :

- a- compare le renseignement, fourni par le détecteur à une valeur de référence ajustée par l'affichage du point de consigne sont :
 - balance de force (Régulation électromécanique et pneumatique)
 - montage électrique
- b- amplifie l'écart constaté.
- c- transforme le mouvement résultant où le courant électrique obtenu en signal ou ordre de commande directement utilisable par l'organe final de réglage.

3. Organes de réglage

comprend deux parties :

- organe de commande ou de manœuvre qui interprète le signal du régulateur
 - organe de réglage qui agit directement sur la grandeur de réglage.
- Les organes sont des moteurs, des servomoteurs de vanne, des registres etc...

II Régulation

Le développement de la régulation automatique contribue beaucoup à la recherche et à l'amélioration du confort.

La raison principale, pour laquelle on utilise les procédés de régulation automatique est l'économie qu'ils apportent dans l'exploitation des procédés industriels, économie qui est plus importante que les frais de l'équipement qu'ils nécessitent.

Il faut y ajouter de nombreux avantages difficiles à chiffrer tels que la suppression des tâches qui ne nécessitent pas un travail intellectuel et une demande accrue de personnel.

Enfin, l'élimination des causes humaines d'erreurs est aussi un argument positif.

1. analyse des paramètres

Notre installation a pour but de réguler une salle de cinéma il faut satisfaire l'équilibre du bilan thermique et le bilan d'eau. Cet équilibre est traduit mathématiquement par les équations suivantes :

$$\text{été} = (t_i, t_e, \bar{Q}_i, \bar{Q}_e, N, Q_T, m_n, m_s, P_f) = 0$$

$$\text{hiver} = f = (t_i, t_e, \bar{Q}_i, \bar{Q}_e, N, Q_T, m_n, m_s, Q_{ptc}) = 0$$

avec :

m_n = débit d'air neuf

m_s = débit de soufflage

N = Nbre d'occupants

P_f = Puissance frigorifique

Q_{ptc} = Puissance totale de chauffe

Q_T = chaleur sensible échangée avec l'extérieur

a. grandeurs à régler

Ce sont les grandeurs que nous voulons maintenir constantes
 $t_i = \text{Cste}$ $\dot{Q}_i = \text{Cste}$

Remarque importante

Il est souvent recommandé, par mesure de confort et d'économie d'énergie de fixer une valeur de la température intérieure en fonction de la température extérieure. Nous allons expliciter cette remarque en discutant sur un exemple.

Dans la situation été, lorsque la température extérieure dépasse 40°C, il est préférable de refroidir la salle à 30°C que de le faire à 20°C.

En effet, si le spectateur passe d'un milieu où il fait 40°C à une autre où il fait 20°C, il aura une grande sensation de froid. Cette sensation serait atténuée si l'écart de température était plus réduit.

Par contre, en hiver, il suffirait de chauffer jusqu'à 20°C pour obtenir des conditions de confort.

Nous dressons, à titre indicatif, un tableau de correspondance entre la température intérieure et la température extérieure.

| | | | | | | | |
|---------|----|----|----|----|----|----|----|
| $T_e =$ | 45 | 35 | 30 | 26 | 22 | 20 | 0 |
| $T_i =$ | 30 | 25 | 25 | 23 | 22 | 20 | 20 |

b. grandeurs perturbatrices

Nous appelons grandeurs perturbatrices les paramètres sur lesquels on ne peut pas agir. Dans notre cas ce sera T_i , T_e et Q_T et N qui ne peut être contrôlé.

c. grandeurs régulatantes

Ce sont les grandeurs sur lesquelles nous agissons pour ramener la grandeur à régler (température, humidité) à sa valeur de consigne.

Ce sont :

- la puissance calorifique ou frigorifique
- le débit d'air mn et ms le débit d'eau me

La nature et le nombre des paramètres étant déterminés, nous proposons de rechercher:

La combinaison qui donnera satisfaction

2 choix de la combinaison

a. action sur les débits

Nous allons traiter pour chaque situation hiver et été, le cas où le nombre de personnes diminue et on supposera que la puissance reste constante et que nous ne jouons sur le débit d'air.

. hiver

| <u>Te</u> | <u>N</u> | <u>Ti</u> |
|-----------|----------|-----------|
| 0 | 50 | 20 |
| 0 | 250 | 25 |

remarque :

par manque de temps

ces valeurs ont été calculées approximativement.

Néanmoins, elles illustrent bien le phénomène recherché.

Nous voyons que si le débit d'air reste constant, et que le Nombre de personne augmente, la température intérieure augmente. Si on augmentait le débit d'air neuf (Air frais par conséquent) on arrive à équilibrer le système.

. été :

quand on augmente le Nombre de personnes, la température augmente aussi même si le débit d'air neuf augmente.

Ceci est du au fait que l'air d'apport est plus chaud que l'air intérieur.

Cette combinaison est donc instable en été.

b. action sur mn , ms , PF

si le nombre de personnes diminue, pour garder $T_i = C_{ste}$, il suffit de diminuer mn et Pf. Si le nombre de personnes augmente, on augmente mn et PF.

Cette combinaison nous donne une situation stable.

c. action sur Pf seule (ou Q_{ptc})

C'est une combinaison qui nous permet de réguler T_i mais elle présente des inconvénients majeurs tels que le non renouvellement de l'air nécessaire à la respiration et l'économie.

En définitive, notre choix se fixera sur la combinaison suivante :

Action sur vanne d'eau chaude et froide et sur le débit d'air neuf et de reprise.

3. solution proposée :

Economiseur

. Si une sonde intérieure détecte une augmentation de la température du local due à un paramètre perturbateur, elle transmettra un signal à l'élément régulateur qui donnera à son tour l'ordre de :

- ouvrir progressivement le volet d'air neuf et diminuer Q_{ptc} lorsque la batterie **chaude** fonctionne (**hiver**)
- fermer progressivement le volet d'air neuf et la vanne froide quand la batterie froide **fonctionne** (**été**)

. Si par contre, la sonde détecte une diminution de la température alors le régulateur donne la consigne de :

- fermer progressivement le volet d'air neuf et ouvrir la vanne d'eau chaude (**hiver**)
- fermer progressivement le volet d'air neuf et ouvrir la vanne d'eau froide (**été**)

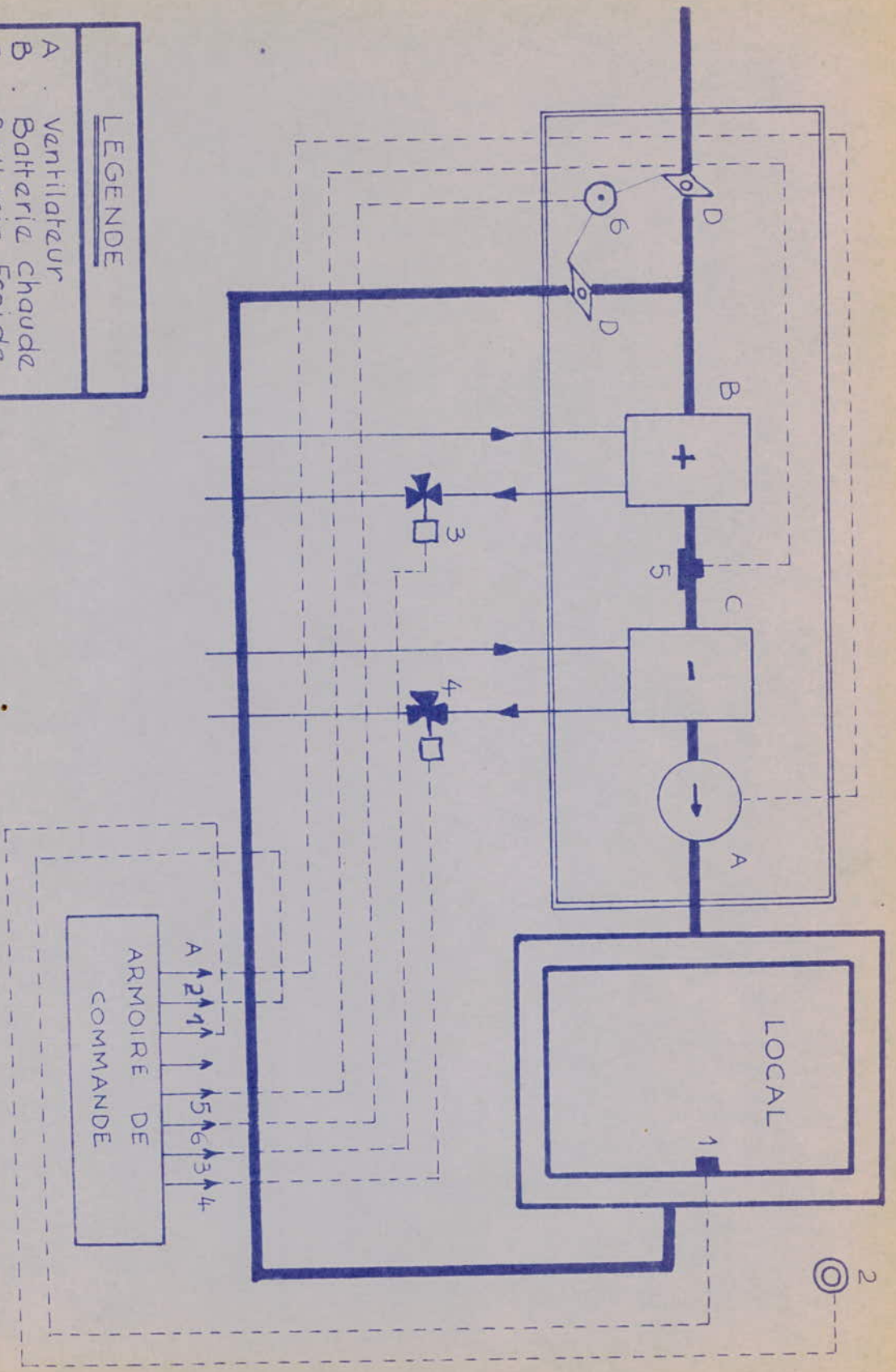
4. Remarque

En principe, pour chaque situation, le fonctionnement de l'installation devrait être calculé.

Pour cela, il faudrait étudier toutes les situations possibles en été et en hiver et établir en fonction des paramètres perturbateurs, les valeurs intermédiaires des grandeurs régulantes.

Ensuite, le faudrait étudier le comportement des appareils de régulation et tracer leurs caractéristiques de fonctionnement.

Par manque de temps, et de documentation, cette étude ne peut être faite. néanmoins ^{elle permet} de mesurer l'intérêt de la régulation en climatisation quand on choisit le système le plus judicieux.



LEGENDE

- A Ventilateur
- B Batterie chaude
- C Batterie froide
- D Volets d'air
- 1.2 Sondes
- 3 Servomoteur
- 4 Vanne 3 voies
- 5 Protection gaz
- 6 Posit. de volets

C O N C L U S I O N

--o0\$0o--

En conclusion, on pourra dire que bien que cette étude réunisse tous les éléments principaux de l'installation, elle est loin d'être complète pour beaucoup de considérations :

- on devrait étudier l'emplacement de toutes les machines et prévoir si possible l'installation en dehors de la salle de spectacle. Ceci nous résoudrait les problèmes de bruits, de sécurité et d'encombrement d'autant plus que la salle prévue pour les machines est relativement petite et avoisinante des vestiaires des artistes.

- L'implantation de la centrale faite, on pensera à calorifuger les différentes conduites d'eau alimentant les batteries ainsi que les gaines de distribution d'air.

- De plus, on réservera une aire de stockage de combustible.

- Enfin, une étude technico-économique s'impose dans ce projet comme dans tous les domaines car elle représente le premier critère pour le choix de l'appareillage.

Se heurtant une nouvelle fois au problème de temps et de documentation, on a été à ~~contraint~~ à choisir le matériel des constructeurs que l'on rencontre sans avoir la possibilité de comparer ses performances au matériel d'autres constructeurs.

Finalement, je souhaiterais qu'en dépit des lacunes précitées, ce projet bénéficiera d'une réalisation pratique, à juste titre j'estime, puisque toutes les lignes d'une étude classique de chauffage et de climatisation ont été cernées.

BIBLIOGRAPHIE.

o o o

- H. RIETXCHEL - Traité de chauffage et de climatisation
W. RAISS (Tome I)
 (Tome II)
 Edition DUNOD, PARIS 1973.
- Catalogue Général 8, Place d'Iena 75016 PARIS.
CHAPPEE 77-78
- Cours (EPAU-ALGER) JACOB DENIS
 Hygrométrie du bâtiment
- Thèse de fin d'études MEGRICHE TAZEKA
ENPA 1975 Etude des relations fonctionnelles mécaniques sur la régulation des systèmes de climatisation.
- Documentation GIAT - 83, Rue de Villiers 92523
 France.
- LA P.I.C., Villa RIC et RAC
Lot BARDEY Bouzarcah
ALGER.

