

UNIVERSITE D'ALGER

14/75

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

1ex

DEPARTEMENT MECANIQUE

الخدمة الوطنية للعلوم الهندسية

المكنة

THESE DE FIN D'ETUDES  
BIBLIOTHEQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

الدراسة لـ  
المكنة

ETUDE D'UN PROTOTYPE

DE

RADIATEUR SANS PRESSION

dirigée par:

étudiée par:

G. D'ALBON

R. SELAL et

M. ROBAÏNE

PROMOTION: 75

UNIVERSITE D'ALGER

-----  
-oOo- ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE -oOo-  
=====

DEPARTEMENT MECANIQUE  
-----

ETUDE D'UN PROTOTYPE  
DE RADIATEUR SANS PRESSION

Sujet proposé par :

G. DALBON : professeur à l'E.N.P.A.

Etudié par :

SELLAL Rachid : élève ingénieur E.N.P.A.  
et ROBAINE Mahfoud : élève ingénieur E.N.P.A.

PROMOTION 75.

"A la mémoire de mon très cher frère  
MESSAOUD (expert comptable) décédé  
dans un accident de montagne à  
TIKJDA (DJURDJURA).

SELLAL Rachid

FF mes FFarents ...

Qu'il nous soit permis par le biais de ce  
modeste travail d'exprimer toute notre gra-  
titude et notre reconnaissance à tous les  
professeurs qui ont contribué à notre for-  
mation et en particuliers à Monsieur DALBON :  
Docteur ingénieur pour les précieux conseils  
qu'il nous a protigués.

### AVANT-PROPOS

L'industrie du chauffage s'est tournée ces derniers temps vers la conception de radiateurs de chauffage sous pression.

L'utilisation de fluide chauffant sous pression à grande température augmente en effet la puissance calorifique du radiateur mais demande un matériel résistant aux grandes pressions donc lourds et coûteux, le fluide chauffant sous pression actuellement le plus utilisé est l'eau surchauffée.

Cette utilisation du chauffage sous pression rendait les radiateurs de chauffage plus lourds et plus encombrants. Nous avons actuellement sur le marché des radiateurs en béton nettement plus lourds et plus encombrants que les radiateurs courants.

Dans le radiateur sans pression par une isolation judicieuse : fluide chauffant-radiateur au point de vue pression, ces inconvénients seront éliminés, le radiateur sera exécuté par un matériau résistant à une température de l'ordre de 90°C et à pression atmosphérique. La transmission de chaleur dans le radiateur s'effectuera grâce à un liquide intermédiaire se trouvant dans le radiateur. Nous avons prévu l'exécution d'un prototype de radiateur sans pression en tôle fine de 0,7 mm d'épaisseur.

Dans le but d'établir ses performances exactes, nous le passerons sur banc d'essai pour la vérification des résultats théoriques, cette vérification sera faite en commun avec nos camarades ZERROUG et ZIDELMAL (dont le sujet de thèse de fin d'études est la réalisation du banc d'essai de radiateurs de chauffage). Par son prix de revient modeste, son originalité et sa simplicité d'exécution, le radiateur sans pression dans une première phase, en ALGERIE peut convoiter une part dans le marché national et ainsi concurrencer nombre de radiateurs courants.

## I - INTRODUCTION A L'ETUDE DES RADIATEURS DE CHAUFFAGE

### I,1 - Généralités sur les types de radiateurs de chauffage

Nous distinguons plusieurs types de radiateurs dont les plus utilisés :

- Radiateurs en fonte
- Radiateurs en acier
- Radiateurs en Aluminium
- Radiateurs en béton

Le matériau de construction du radiateur conditionne en général sa forme.

#### - Radiateurs en fonte :

Ces radiateurs sont en général des radiateurs à éléments démontables assemblés à leurs extrémités par des éléments de raccordement appelés : nipples. Le nipple est fileté d'un côté à droite et de l'autre côté à gauche, de telle sorte que sa rotation entraîne le serrage des deux éléments qu'il assemble.

#### On distingue deux types de radiateurs en fonte :

- à éléments petites colonnes (et à grosses colonnes)
- à éléments du type hôpital

Le radiateur à petites colonnes est constitué par plusieurs tubes (2,3,4 ou 6) connectés en haut, en bas et à un ou plusieurs niveaux intermédiaires.

Le radiateur du type hôpital est composé d'éléments à surface presque plane. La facilité de son nettoyage est intéressante mais son rendement est inférieur.

Le radiateur à grosses colonnes est composé d'éléments dont la surface forme des colonnes d'eau verticales.

Ces radiateurs se posent sur pieds ou sur consoles.

- Radiateurs en acier

Ces radiateurs sont classés d'après leur forme et leur constitution en cinq catégories :

- Radiateurs à éléments ou à sections
- Radiateurs panneaux
- Radiateurs à nervures
- Radiateurs tubulaires
- Radiateurs spéciaux

La pose de ces radiateurs s'effectue comme pour le radiateur en fonte sur pieds ou sur consoles.

Les radiateurs panneaux peuvent comporter un ou plusieurs panneaux, chaque panneau est constitué par deux coquilles formant ensemble un nombre de colonnes d'eau variable avec la longueur du panneau séparées par des voiles. L'assemblage des deux coquilles se fait par soudure.

Il existe aussi le type de radiateur panneau à ailettes. Dans le radiateur à nervure, les tôles assemblées par soudure, au lieu d'être de forme presque plane comme dans le cas du radiateur panneaux, sont des tôles plissées soit d'un côté, soit des deux côtés.

Parmi les corps de chauffe spéciaux on a :

Les corps de chauffe tubulaires ; peu utilisés.

- Radiateurs en aluminium

L'aluminium est un métal au coefficient de rayonnement peu élevé, mais bon conducteur. On améliore son coefficient de rayonnement par un traitement de surface approprié, on peut aussi exploiter la bonne conductibilité de l'aluminium en intensifiant les échanges par convection et pour ce but on réalise des radiateurs en tôle d'aluminium à sections.



- Radiateurs en béton

Ces radiateurs constitués comme de véritables panneaux à tubes enrobés de béton ont une épaisseur de 5 à 6 cm et sont placés en allège, avec ou sans isolant derrière le panneau.

- Convecteurs

Les convecteurs sont des corps de chauffe qui transmettent leur chaleur essentiellement par convection. Ils sont constitués par un élément chauffant de grande surface (tuyau à ailettes) enfermé dans une enveloppe comportant une entrée d'air à la partie inférieure et une sortie d'air à la partie supérieure. La surface chauffante est constituée par un tube horizontal ou une rangée de tubes horizontaux munis d'ailettes rectangulaires.

Les plinthes chauffantes

Ressemblent dans leurs principes aux convecteurs, mais n'ont pas les mêmes caractéristiques dimensionnelles : ce sont des corps de chauffe bas et allongés. La surface chauffante comporte un ou plusieurs tubes à ailettes enfermés derrière une plaque avec une entrée d'air à la base et une sortie d'air au sommet.

- Corniches

Le chauffage par corniches chauffantes est une variante originale de chauffage par plafond rayonnant. Le plafond, au lieu d'être chauffé par conduction à l'aide de tubes à circulation de fluide chauffant, est chauffé par convection par la circulation à son contact d'une mince couche d'air chaud émanant de la corniche chauffante.

I,2 - Analyse critique du projet :

Beaucoup d'études concernant le radiateur sans pression (ou radiateur à liquide intermédiaire) ont été faites à ce jour, et ces études ont abouti à une impasse à savoir comme on va le voir plus loin, ce radiateur dans certaines applications ne respecte pas certains règlements des normes actuellement en vigueur et pour ce but, nous avons proposé dans cette étude quelques solutions remédiant à ces contradictions avec les normes.

Nous verrons aussi plus loin que ce radiateur à bon marché à un domaine d'application varié et avantageux par ses performances acceptables.

Il est à noter que la forme du prototype (parallèle-pipédique) fait abstraction de toute finition esthétique de haute qualité et a été simplifiée le plus possible, le but essentiel du prototype est de vérifier les résultats théoriques.

I,2,1 - Mode de transmission de chaleur

Comme tous les radiateurs, la transmission de chaleur se fait selon les trois modes de transmission de chaleur conduction : convection naturelle et forcée et rayonnement avec pour notre cas prédominance d'une transmission de chaleur par rayonnement.

Le fluide chauffant transmet la chaleur au fluide intermédiaire par convection forcée en grande partie et par conduction.

Ensuite ce même liquide intermédiaire la transmet à la paroi interne de la surface fonctionnelle par convection naturelle puis par conduction à la paroi extérieure de la surface fonctionnelle et enfin la transmission de chaleur à la salle se fait par convection naturelle et surtout par rayonnement.

Nous remarquons en effet que le rayonnement est prédominant. Ce type de transmission de chaleur, important par la quantité de chaleur qu'il peut fournir, peut habilement s'accroître en plaçant derrière le radiateur un écran déflecteur rayonnant. (objet du projet de nos camarades : ZERROUG et ZIDELMAL).

### 1,3 - Données nécessaires à l'établissement du projet

L'étude des radiateurs sans pression fait intervenir les notions relatives soit à l'écoulement des fluides, soit à la transmission de la chaleur.

Au point de vue transmission de chaleur, on trouve en particulier :

- Les lois de la transmission de chaleur par convection (naturelle et forcée) et par conduction.
- Les principes généraux d'écoulement des fluides.

Deux types de fluides chauffant seront considérés, eau chauffée, eau surchauffée et vapeur.

- Les données numériques intervenant dans le calcul de transmission de chaleurs (coefficient de conductivité, viscosité, ... en fonction de la température.

Les coefficients de transmission de chaleur du radiateur selon le type de fluide chauffant sont connus par des expériences antérieures, notre but s'est limité à vérifier ces résultats.

$$K_1 = 11 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C} : \text{Prototype } 1000 \times 700 \times 50$$

$$K_0 = 300 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C} : \text{Eau chauffée - Eau surchauffée.}$$

$$K_0 = 600 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C} : \text{Vapeur.}$$

$$K_1 = 13 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C} : \text{Prototype. } 1000 \times 350 \times 50$$

## Chapitre II

### PROBLEMES POSES PAR LE RADIATEUR SANS PRESSION

Nous abordons dans ce chapitre important l'étude détaillée des différents problèmes que pose le radiateur sans pression. Notre but consiste à étudier à partir du prototype réalisé à l'atelier et des considérations générales de radiateurs fabriqués à ce jour les différents avantages et inconvénients de ce type nouveau de radiateur.

Le choix de ces problèmes a été effectué dans le souci d'abord les principaux avantages et inconvénients de ces radiateurs par rapport aux radiateurs classiques dans des situations générales et particulières de fonctionnement.

Nous avons sélectionné les points importants suivants que nous avons classés en deux parties : avantages et inconvénients :

#### - AVANTAGES

- 1,1 - La surface extérieure fonctionnelle du radiateur n'est soumise ni à la pression ni à la corrosion.
- 1,2 - L'exécution se prête à une grande variété de forme extérieure et de technologie.
- 1,3 - L'emploi de ces radiateurs permet dans le cas du transport de la chaleur à grande distance une économie sur la tuyauterie.
- 1,4 - On réalise aussi une économie sur le vase d'expansion
- 1,5 - Possibilité aussi de réaliser une économie dans la situation spéciale du transport de chaleur à grande distance de l'eau surchauffée en supprimant les pompes du circuit secondaire, dans certaines situations les échangeurs de chaleur et aussi une économie d'énergie électrique dans l'exploitation.

1,6 - Avantages particuliers

- \* Dans les hauts bâtiments le radiateur sans pression n'est pas soumis à la pression y existant dans ces bâtiments, due à la hauteur.
- \* Dans le cas d'un chauffage par vapeur basse pression les radiateurs sans pression permettent une régulation à la pression atmosphérique, car la régulation classique nous oblige à utiliser une pression inférieure à la pression atmosphérique.

§ 2 - INCONVENIENTS

- 2,1 - Ces radiateurs ne sont pas homologués
- 2,2 - Incompatibilité avec les normes actuellement en vigueur
- 2,3 - Méthodes et critères de calcul différents de ceux utilisés dans les radiateurs courants
- 2,4 - Difficultés d'adoption et d'introduction de ce prototype dans le marché
- 2,5 - Inconvénients particuliers :
  - \* Nécessité d'étude de la forme extérieure des radiateurs au point de vue architecture industrielle.
  - \* Nécessité d'étude technologique de fabrication
  - \* Adaptation d'une chaîne automatique pour la fabrication de nouveaux modèles
  - \* Elaboration des normes de calcul pour ce type de radiateur.

Maintenant voyons en détail tous ces points.

.... / ....

1,1 - La surface extérieure fonctionnelle du radiateur n'est soumise ni à la pression ni à la corrosion

Comme son nom l'indique le radiateur sans pression n'est pas soumis à l'action de pression, dû au fait que sa surface extérieure fonctionnelle est isolée de l'action des pressions, il est soumis qu'à la pression (négligeable) engendrée par la colonne d'eau se trouvant dans le radiateur.

A température élevée dans le radiateur, la surface extérieure fonctionnelle sera soumise aussi à de faibles contraintes thermiques, dûe à l'élévation de température.

Pour éviter une dilatation élevée de l'eau à haute température, la température du radiateur a été limitée à 90°C et cette restriction nous permet de respecter les normes de sécurité et ce pour éviter tous risque d'accident par brûlure.

En plus de la pression ce type de radiateur n'est pas soumis à la corrosion, dont nous donnons quelques détails. En général dans les radiateurs : les principales sources de corrosion sont :

- Action des gaz dissous :

Ce phénomène est dû aux dégagements simultanés de l'oxygène et du gaz carbonique dissous dans l'eau, ces dégagements de gaz dissous provenant de l'élévation de température donnent naissance à des cratères sur le métal. Ce type de corrosion est surtout fréquent dans l'eau surchauffée.

- Action des sels et des acides :

Un des sels les plus dangereux est le chlorure de magnésium. Ce sel a la propriété néfaste de se décomposer à l'ébullition pour donner naissance à l'acide chlorhydrique qui attaque le métal.

- Action électrolytique :

Les sels dissous dans l'eau d'alimentation peuvent se comporter comme de véritables électrolytes quand l'installation comporte des métaux de nature différentes.

- Action de l'air :

La corrosion à l'air des métaux est occasionnée par oxydation du métal par l'oxygène de l'air, cette oxydation n'a lieu qu'en milieu humide ou lorsque l'air est souillé par des gaz qui ont, soit eux-mêmes une action corrosive, soit une action catalytique.

- Entartrage :

L'élévation de température et l'évaporation des eaux provoquent la concentration et même la décomposition des sels dissous. Ceux-ci se déposent sur la tôle en cristaux enchevêtrés formant un tartre dur et adhérent dont l'épaisseur croît avec le temps. Il n'est pas possible dans le cadre de ce projet d'étudier toutes les corrosions avec leur origine, origine qui reste de nos jours un phénomène pas très lucide et reste à éclaircir. La corrosion et l'entartrage sont les ennemis les plus redoutés des radiateurs soumis à de variations élevées de pressions.

Dans le radiateur sans pression :

Nous n'avons qu'une corrosion de la surface interne du radiateur au moment du remplissage en eau du radiateur : dite corrosion de départ : cette corrosion étant négligeable au point de causer des dégâts.

La corrosion due à l'air est évitée en supprimant tout contact de l'air avec l'eau du radiateur.

La seule partie dans le radiateur sans pression soumise à la corrosion et à l'entartrage est la conduite traversant le radiateur.

En conséquence la surface extérieure fonctionnelle du radiateur peut être exécutée en utilisant n'importe quel matériau supportant le contact avec l'eau à une température maximale de 90°C, mais en contre partie il doit satisfaire aux conditions de résistance mécanique aux charges extérieures et assurer une résistance thermique à la transmission de chaleur aussi faible que possible.

Pour minimiser le risque de corrosion et d'entartrage l'eau contenue dans le radiateur sera préalablement traitée.

- Exécution de la surface extérieure fonctionnelle :

Nous avons envisagé deux voies d'exécution du radiateur :

- en tôle mince soudée
- en matière plastique

L'élaboration du radiateur en matière plastique a été choisie par le fait que l'application des matières plastiques ces derniers temps a pris de grandes proportions au vu des immenses progrès réalisés dans le domaine de la tenue à température élevée, actuellement on a sur le marché des plastiques qui résistent jusqu'à 400°C, pour le moment un peu cher : types enrichis en fibres de verre.

En raison du retard pris par le pays dans l'utilisation des plastiques résistants aux températures basses, et encore plus aux températures élevées (utilisation pour le moment réduite au néant.), notre but pour la seconde partie s'est réduit d'après nos limites de documentation à une étude prévisionnelle de l'application du plastique comme agent de fabrication des radiateurs.

Le choix de ces types de plastiques se portera sur les plastiques.

- à bon marché
- résistant à des températures de l'ordre de 130°C maximum.
- ayant d'assez bonnes résistances mécaniques
- pouvant être injectés sur machine à injection de plastique
- ne dégageant aucun gaz toxique à haute température

L'état actuel du problème ne permet pas de définir la solution la plus rationnelle, mais que certains éléments secondaires, déterminant, par la suite nous donnerons la solution de ce problème.

...../.....



1,2 - L'exécution se prête à une grande variété de forme  
extérieure et de technologie

Par sa simplicité d'exécution le radiateur sans pression se prête à une grande variété de forme extérieure, ces formes extérieures de la surface fonctionnelle peuvent être du type à ailettes, à éléments, artifices qui comme on le sait augmentent la puissance calorifique du radiateur .

La technologie simple du radiateur sans pression nous permet

- \* une grande capacité d'adaptation à l'architecture et à l'esthétique du bâtiment.
- \* une grande capacité d'adaptation technologique sur chaîne automatique.

Adaptation à l'architecture et à l'esthétique du bâtiment

Tout comme les types courants de radiateurs, le radiateur sans pression s'adapte facilement dans les bâtiments et son installation est aussi simple que les autres radiateurs.

La transmission de chaleur dans ce type de radiateur s'effectue en grande partie par rayonnement. L'emplacement des radiateurs tient une place importante dans le chauffage, il doit se faire en tenant compte de beaucoup de facteurs.

Emplacement des radiateurs :

Dans le choix de l'emplacement des radiateurs, il faut veiller à ce que le nettoyage soit facile et surtout que les mouvements de convection de l'air ne soient pas contrariés et qu'aucun obstacle ne s'oppose au rayonnement, nous avons préconisé pour ce but deux types d'emplacement de radiateurs, utilisés d'ailleurs par le chauffage central:

- a - ~~inc~~stré dans le mur
- b - Normal : contre le mur

Dans les deux types d'emplacement : la partie inférieure du radiateur doit se trouver à 7 cm au moins au-dessus du sol et l'écartement minimal entre le mur et le radiateur doit être de : 4 cm. Dans le souci de faciliter le nettoyage le meilleur dispositif consiste à poser les radiateurs sur consoles en les fixant au moyen de colliers dans le mur.

L'emploi de radiateurs avec pieds qui empêchent le nettoyage du sol n'est pas à recommander ; de plus dans les constructions neuves les radiateurs avec pieds ne peuvent être posés que lorsque le sol est terminé, alors que par contre pour les radiateurs posés sur consoles, le chauffage peut être mis en place sans qu'il y ait à tenir compte de la finition des sols.

a - Encastré dans le mur

Le radiateur est placé dans une niche profonde aménagée à cette effet.

Les côtés minimaux d'emplacement seront strictement respectés dans le but d'assurer une circulation régulière et sans obstacles de l'air.

Ce type d'emplacement des radiateurs permet un gain d'espace dans la salle mais en contre partie demande la construction d'une niche.

b - Contre le mur

Le radiateur est placé sur consoles dans le mur extérieur. Ce type d'emplacement des radiateurs présentant moins d'avantages que le premier est par sa simplicité et sa rapidité d'exécution le plus utilisé.

La plupart du temps on place les radiateurs en allège des fenêtres, ce qui est une positionnement favorable tant du point de vue utilisation des espaces libres que celui de l'efficacité du chauffage des pièces.

Peinture :

Les radiateurs seront fournis revêtus d'une première couche de peinture anti-rouille d'apprêt dont la teinte doit s'accorder avec la peinture définitive si on veut éviter l'écaillage de cette dernière lors de la mise en service de l'installation.

L'expérience montre que les coefficients de rayonnement des diverses peintures couramment employées pour les radiateurs sont pratiquement les mêmes, qu'ils sont indépendants de la couleur et sont quelquefois encore un peu plus élevés que celui de la surface nue du radiateur, généralement on peint les corps de chauffe par une peinture à l'huile.

Habillage :

On préfère éviter les habillages de radiateur car ils présentent le très grand inconvénient de rendre difficile le nettoyage du radiateur, du mur et du sous-sol.

De plus l'habillage nuit à l'émission de chaleur du radiateur en ce sens qu'il fait obstacle à la transmission par rayonnement, d'une part et d'autre part il contrarie souvent la transmission par convection.

L'habillage protège l'environnement humain des contacts directs avec le radiateur, il tend à disparaître par suite de ces différents inconvénients.

1,3 ECONOMIE SUR LA TUYAUTERIE

Dans le transport de la chaleur à grande distance on réalise une économie sur la tuyauterie en utilisant des radiateurs sans pression.

Le débit de fluide chauffant est inversement proportionnel à la chute de température dans le radiateur

$$\dot{m} = \frac{Q}{C_P \cdot \Delta T} \quad \text{où} \quad \begin{array}{l} C_P = 1 : \text{pour l'eau} \\ \Delta T = T_1 - T_2 \end{array}$$

Cette économie sur la tuyauterie prend naissance par suite d'une augmentation de la chute de température  $\Delta T$  entraînant une diminution du débit d'eau et donc une réduction du diamètre de la tuyauterie.

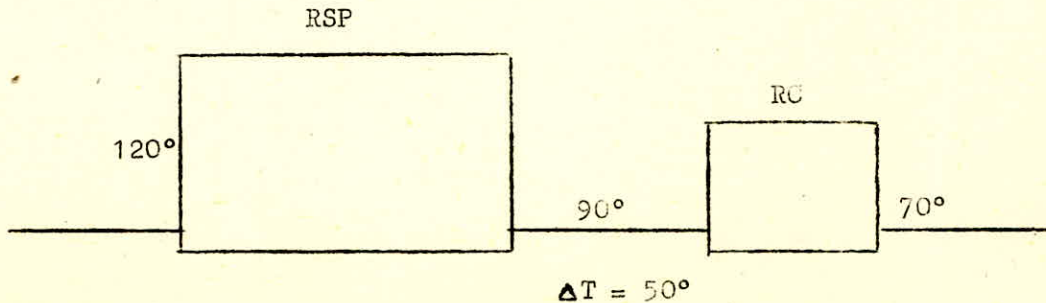
Exemple :

$$\begin{array}{l} \text{Pour : } \Delta T_1 = 20^\circ \implies \dot{m} \sim 1/20 \\ \Delta T_2 = 40^\circ \implies \dot{m} \sim 1/40 \end{array}$$

L'augmentation de la chute de température dans le radiateur se fait en augmentant par exemple la température d'entrée dans le radiateur.

Si on adjoint un radiateur du type classique au radiateur sans pression : l'écart de température devient plus important et la réduction du diamètre de la tuyauterie sera aussi importante par suite de la diminution du débit d'eau

$$\dot{m} \sim \frac{1}{50}$$



...../.....

La diminution du débit d'eau entraîne une économie d'énergie électrique et l'augmentation de la température d'entrée dans le radiateur (de 100° à 120°) n'entraîne pas de grandes dépenses supplémentaires d'énergie.

#### 1,4 Economie sur le vase d'expansion

Le vase d'expansion doit permettre d'absorber la dilatation de l'eau de l'installation entre ses limites de température froide et chaude.

##### 1,4,1 - Capacité d'un vase d'expansion

On part de la capacité totale de l'installation, on considère la dilatation entre 10°C et la moyenne entre la température d'entrée et de sortie du radiateur.

D'une manière simplifiée on adopte en pratique souvent les capacités suivantes pour un vase d'expansion.:

- Chauffage par radiateur : 1 litre par 1000 calories
- Chauffage par le sol et par le plafond : 0,7 litre.  
par 1000 calories

Leur capacité doit être égale à deux fois environ, l'augmentation de volume due à la dilatation de toute l'eau contenue dans l'installation.

##### 1,4,2 - Principe - type (fig : 1 )

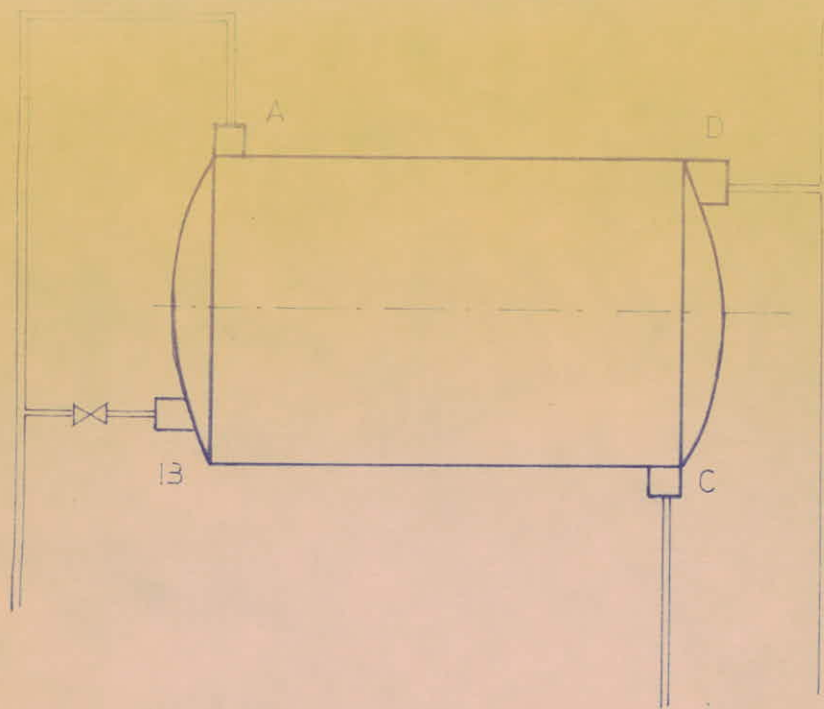
Il existe deux types de vase d'expansion

- à l'air libre
- sous pression

Il se compose :

- d'un vase cylindrique muni de tubulures
- un tube de sécurité aller (a) raccordé en général à la partie supérieure
- un tube de sécurité retour (c) raccordé en général à la partie inférieure.
- Une petite tuyauterie (b) de circulation mettant en communication le tube de sécurité aller avec l'eau du vase (ayant en général un diamètre de  $\frac{1}{2}$ " à  $\frac{3}{4}$ " )

Cette disposition des tubulures évite les effets de corrosion du vase.



VASE D'EXPANSION OUVERT

figure: 1

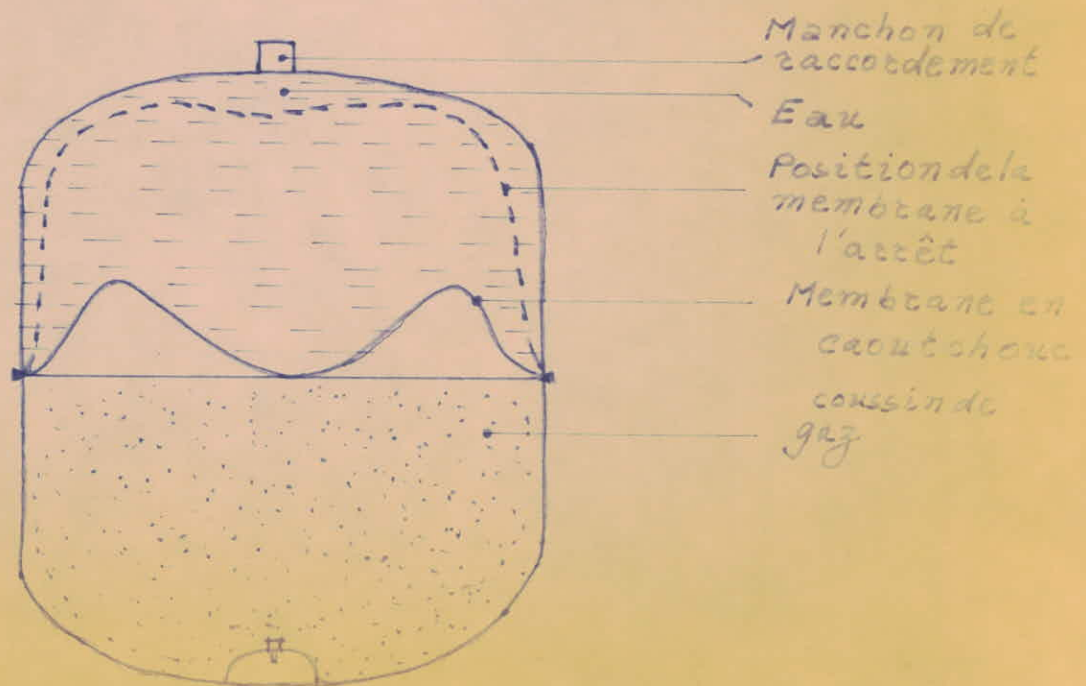


figure: 2

VASE D'EXPANSION FERME

- Vase d'expansion à l'air libre :

L'air de l'atmosphère peut se dissoudre dans l'eau de chauffage et la rendre agressive, et c'est pourquoi actuellement on préfère la seconde solution.

- Vase d'expansion sous pression (fig 2) :

Le vase d'expansion sous pression couramment utilisé dans les installations de chauffage qui doivent comporter une ou plusieurs bouteilles de purge d'air, pour dégazage de l'eau.

Il comporte une enceinte étanche, fermée dans sa partie médiane par une paroi souple : membrane.

D'un côté de l'enceinte, l'eau de l'installation pénètre librement et repousse la membrane en se dilatant, de l'autre côté de l'enceinte, un gaz comprimé (azote) équilibre la pression et tend à repousser l'eau quand elle se contracte.

On utilise aussi en cas de surpression dans le vase d'expansion des soupapes de sûreté tarées.

1,4,3 - Calcul

Si la vase d'expansion est ouvert à l'atmosphère il doit être muni d'une tubulure de trop plein dont le diamètre est calculé par la formule suivante :

$$d_{tp} = 15 + 1,5 \sqrt{\frac{Q}{1000}} \text{ (mm)}$$

Où  $Q = [\text{kcal/h}]$  : puissance effective de la chaudière.

Le trop plein muni d'une crosse tubulaire formant event et non fermée à son extrémité permettant l'évacuation du fluide. On utilise aussi si la capacité nécessaire à absorber la dilatation est grande plusieurs vases couplés entre eux par des tuyauteries d'intercommunication.



La prescription la plus importante précise que toutes les chaudières doivent être en communication avec le vase d'expansion par deux tubes de sécurité ne comportant aucun organe de fermeture.

Le tube de sécurité retour part de la partie inférieure du vase, son rôle est de ramener à la chaudière l'excédent de volume d'eau dû à la dilatation.

tube sécurité aller : 
$$d_A = 15 + 1,5 \sqrt{\frac{Q}{1000}} \quad (\text{mm})$$

tube sécurité retour : 
$$d_R = 15 + \sqrt{\frac{Q}{1000}} \quad (\text{mm})$$

$d_A$  et  $d_R$  = diamètres intérieurs

#### 1,4,4 Aperçu économique :

Nous avons vu que dans le calcul des vases d'expansion intervient comme paramètre principal : la quantité d'eau nécessaire à l'installation de chauffage.

Dans le cas d'une installation de chauffage par radiateurs classiques : le calcul de la capacité du vase d'expansion fait intervenir la quantité d'eau totale comprenant en outre la quantité d'eau traversant les radiateurs qui est susceptible de créer une dilatation non négligeable et cette dilatation augmente avec l'adjonction de plusieurs radiateurs dans un bâtiment.

Dans les radiateurs sans pression cette quantité d'eau se trouvant dans les radiateurs n'intervient pas dans le calcul des vases d'expansion, puisque cette quantité d'eau (liquide intermédiaire) est isolée du fluide chauffant.

La dilatation de l'eau contenue dans le radiateur sans pression est calculée plus loin (partie calcul), indépendamment du calcul du vase d'expansion. La capacité d'absorption du vase d'expansion sera ainsi beaucoup plus petite pour l'installation de chauffage comportant des radiateurs sans pression, d'où la possibilité de réaliser une économie sur ce vase d'expansion.

On réalise aussi une économie sur les tuyauteries composant le vase d'expansion par suite de la diminution de la puissance effective de la chaudière : Q.

1.5 - On réalise une économie en supprimant les pompes du circuit secondaire et l'échangeur de chaleur dans le cas du transport de chaleur à grande distance de l'eau surchauffée

Dans une installation de chauffage en général, pour le retour vers la chauffe du fluide chauffant, on utilise sur le circuit secondaire des pompes.

De la chauffe, le fluide chauffant est refoulé vers les radiateurs par des pompes placées au primaire, après passage dans les radiateurs du type classique le fluide chauffant perd l'énergie qu'il avait au départ, fournie par les pompes du circuit primaire sous forme de pression et ainsi ne peut retourner à la chauffe par ses propres moyens. Cette perte d'énergie, du fluide chauffant dans les radiateurs est due surtout à de grandes pertes de charge au niveau des radiateurs.

Figure 3 : Schéma de principe d'une installation de chauffage à radiateurs classiques comprenant :

- Une pompe au circuit primaire
- Une pompe au circuit secondaire
- Un échangeur de chaleur

L'échangeur de chaleur situé à l'entrée du bâtiment a pour but de limiter la température du fluide chauffant à l'entrée du bâtiment à une température respectant les normes en vigueur et ne dépassant pas la température maximale d'entrée admise par le radiateur.

.../...

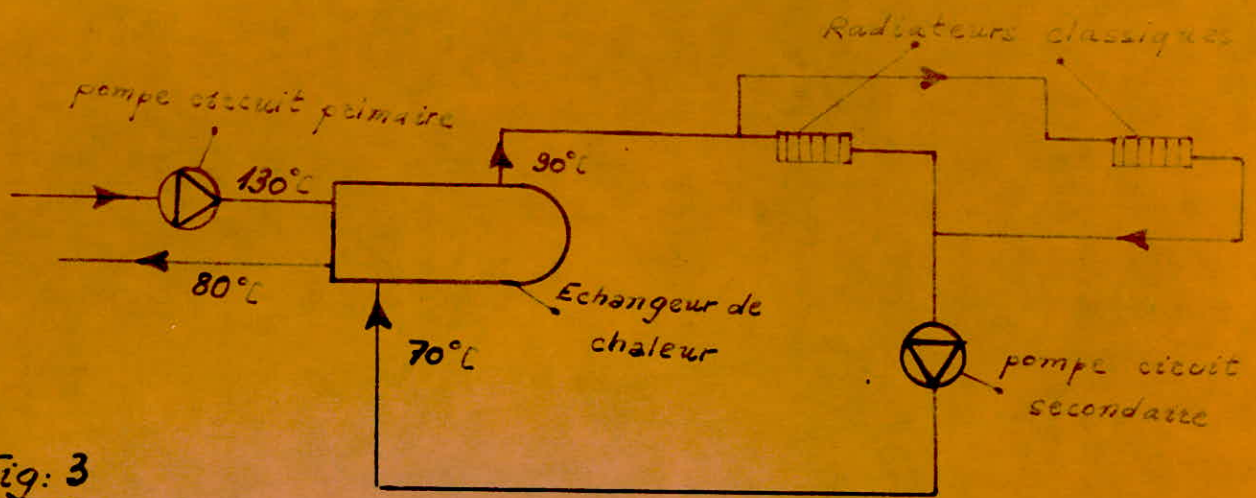


Fig: 3

Schéma de principe d'une installation de chauffage par radiateurs classiques

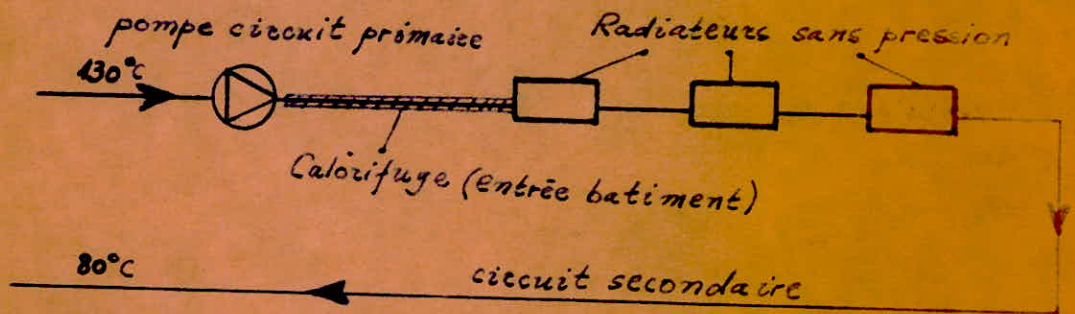


Fig: 4

Installation de chauffage par radiateurs sans pression

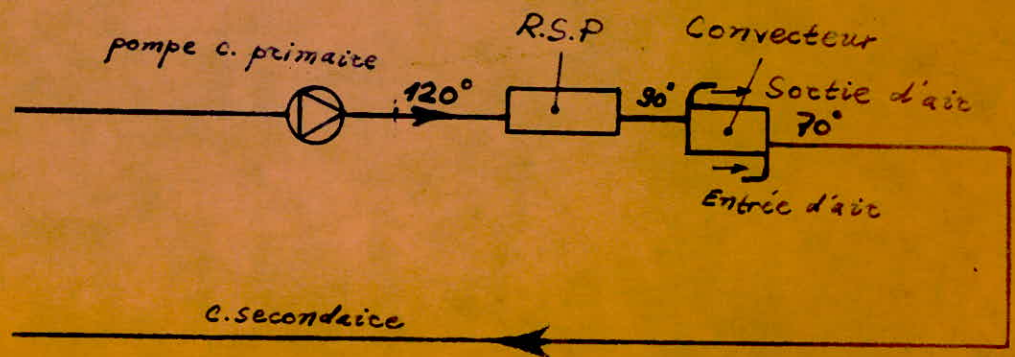


Fig: 5

raccordement de convecteur

Figure 4 : Schéma de principe d'une installation de chauffage comportant des radiateurs sans pression.

Dans ce type d'installation la pompe du circuit secondaire et l'échangeur de chaleur sont supprimés. Les pompes du circuit secondaire sont supprimées par suite des faibles pertes de charge que subit le fluide chauffant durant le trajet parcouru par ce fluide chauffant, et ainsi peut revenir à la chauffe sans l'aide d'énergie extérieure.

L'échangeur de chaleur a été supprimé parce que dans ce cas le radiateur sans pression jouera justement ce rôle. Néanmoins ce type d'installation de chauffage vu la grande température d'entrée dans le bâtiment et dans le radiateur nous oblige à calorifuger la conduite du circuit primaire pour éviter les contacts désagréables avec la conduite à 130°C.

Réglage de la puissance calorifique : figure : 5

On améliore le précédent type d'installation de chauffage en ajoutant en série au radiateur sans pression un radiateur du type classique par exemple un convecteur.

Le réglage individuel dans la salle se fait dans le convecteur, il permet en réglage de 40% de la puissance calorifique totale. Le réglage général, pour une valeur supérieure à 40 % de la puissance calorifique totale se fait au niveau de la chaudière.

1,6 - AVANTAGES PARTICULIERS.

1,6,1 - Application dans les hauts bâtiments

Dans les hauts bâtiments les radiateurs classiques de chauffage du rez de chaussée doivent supporter une pression égale à environ :  $H/10$ , où  $H$  = Hauteur de la colonne de fluide (pression en bar) : par exemple : pour un gratte ciel de 300 m de haut le radiateur du rez de chaussée doit supporter une pression de 30 bars : ce qui est en effet énorme pour un radiateur de chauffage.

Donc pour palier à cette pression élevée, des dépenses supplémentaires sont nécessaires.

Le radiateur sans pression dans les hauts bâtiments et aux bas étages comme aux hauts étages n'est pas soumis à cette pression et son prix de revient d'exploitation n'est pas influencé parce que la surface extérieure fonctionnelle du radiateur n'est pas non plus influencé par cette pression.

La seule partie du radiateur sans pression touchée par cette pression élevée est la conduite d'amenée du fluide chauffant qui est en acier résistant à de grandes pressions.

En conclusion : le champ d'application des radiateurs sans pression se trouve élargi à une utilisation avantageuse dans les hauts bâtiments.

1,6,2 - Dans la même situation si on utilise comme fluide chauffant de la vapeur à basse pression (solution en usage aux : U.S.A.), cette utilisation de la vapeur à basse pression nous oblige d'utiliser pour la régulation dans le réseau vapeur des pressions inférieures à la pression atmosphérique, dans ce cas le radiateur sans pression trouve son avantage dans le fait qu'il permet les mêmes conditions de régulation tout en gardant dans le

réseau vapeur une pression supérieure à la pression atmosphérique.

## 2 - INCONVENIENTS

### 2,1 - Ces radiateurs ne sont pas homologués :

Les radiateurs d'installation de chauffage doivent être homologués avant leur mise en série. Ils seront soumis à divers tests d'aptitudes sur différentes installations de chauffage pendant des périodes continues et longues.

Pour être homologués les radiateurs de chauffage doivent respecter strictement la réglementation en usage, cette réglementation cite tous les articles définissant l'utilisation sans danger des installations de chauffage. L'homologation d'un radiateur de chauffage nécessite une étude détaillée des prototypes de celui-ci et cette étude consiste en la détermination des performances du radiateur, tout en respectant les normes de sécurité : individuelle, générale et des installations.

Les radiateurs doivent aussi se conformer à certaines limites des caractéristiques de fonctionnement demandées pour l'homologation de ces radiateurs. Pour chaque type de fluide nous définirons pour chaque température d'entrée du fluide chauffant dans le radiateur, la puissance en  $\sqrt{\text{Kcal/h}}$  du radiateur, par ces variations de température du fluide chauffant (jusqu'à la limite admissible donnée par les normes et la chaudière de chauffe) on aura une gamme variée de puissance calorifique.

Pour notre radiateur sans pression où une étude analogue sera faite plus loin (dans la partie pratique du projet) en vue de préparer l'homologation du prototype.

L'absence d'homologation de ce type de radiateur est due au fait que :

Ce radiateur diffère un peu tant par son principe que par sa construction, des radiateurs classiques, mais quand même possède certaines similitudes qui faciliteront un peu son homologation si les résultats obtenus par comparaison avec un radiateur étalon, sont acceptables. Ces résultats donnés par le calcul théorique seront vérifiés sur un banc d'essais aménagé à cet effet.

On peut aussi varier une autre caractéristique du radiateur par exemple : la hauteur du radiateur ce qui fera varier la surface extérieure fonctionnelle du radiateur

## 2,2 - Incompatibilité avec les normes :

Toutes les installations de chauffage existant sur le marché sont régies par des normes.

Les normes actuellement en usage en ALGERIE sont les normes Française : AFNOR.

Ces normes établis, il y a longtemps n'ont subi que de légères modifications peu notables et assez lentes surtout en ce qui concerne les nouvelles améliorations.

L'eau sans pression ou eau surchauffée a été introduite récemment dans les installations de chauffage urbain sous pression mais en contre partie son utilisation selon les normes, se trouve limitée à une température d'entrée dans les bâtiments de 115°C (qui correspond à une pression égale à environ 1 bar). L'efficacité du radiateur sans pression se trouve



compromise par cette limitation de température à 115°C et pour y remédier nous avons proposé pour l'eau surchauffée uniquement une modification des normes et porter la température limite d'utilisation de ce fluide à 130°C. Ce problème très important des normes mérite une étude assez détaillée et pour cela nous allons voir les différents avantages et inconvénients de l'eau surchauffée :

### EAU SURCHAUFFÉE

#### 2,2,1 - Généralités

Le chauffage par eau surchauffée est un procédé de transport et de transmission de la chaleur comme la vapeur où l'eau chaude dont il est une extrapolation à des températures supérieures à 100°C, il consiste à maintenir l'eau liquide au-dessus de 100°C par une pression supérieure à la tension de vapeur saturante correspondant à sa température.

### CYCLE DE FONCTIONNEMENT

Actuellement par son utilisation plus avantageuse : L'eau surchauffée s'est progressivement substituée partiellement à la vapeur haute pression, qui était autrefois seule utilisée.

L'avantage important de l'eau surchauffée est qu'elle circule dans une installation de chauffage en cycle fermé alors que pour la vapeur en cycle semi fermé (recueil de l'eau de condensation dans les purgeurs) ce qui crée une perte de calories importante et une perte d'eau qu'il faut compenser par un apport d'eau neuve, laquelle doit être épurée et réchauffée ; ceci constitue une autre source de pertes et de dépenses. Dans une installation à eau surchauffée, l'eau est reintroduite au générateur à la température à laquelle elle sort des surfaces de chauffe, soit aux pertes

Calorifiques dans les tuyauteries près.

#### 2,2,2 - Energie motrice et calorifique

Un autre avantage de l'eau surchauffée réside dans l'indépendance de l'énergie motrice et de l'énergie calorifique.

Dans une installation de vapeur, c'est la pression même de la vapeur qui la fait circuler dans les conduites, et cette vapeur arrive du fait des pertes de charges, à une pression moindre donc à une température moindre dans les surfaces de chauffe.

#### 2,2,3 - Inertie des installations

Les avantages de l'eau surchauffée ne vont pas sans certains inconvénients et l'on doit noter l'inertie plus importante de l'installation du fait de la capacité calorifique de la masse d'eau en circulation ; en cas de fuite par exemple il faut laisser refroidir vidanger et ensuite remplir après réparation ce qui augmente sensiblement le temps d'arrêt.

#### 2,2,4 - Sécurité

On parle souvent comme inconvénient de l'eau surchauffée, du danger de fuite qui constituerait un grave danger de brûlure. En fait une fuite d'eau surchauffée se traduit pratiquement par un jet de vapeur, car il y a immédiatement auto-vaporisation de l'eau. Par contre, la capacité calorifique de l'installation étant plus importante, la fuite durera plus longtemps après isolement de la partie où elle est apparue. On remédie pratiquement à cet inconvénient en plaçant des vannes de sectionnement assez rapprochées.

Il existe une catégorie d'installations de chauffage entre 100 et 130°C, ou l'on se limite à ces températures pour des considérations diverses parmi lesquelles nous citerons :

- Obligation de limiter la pression qui règne dans l'ensemble de l'installation.
- Limitation de la température de l'eau produite dans les combinaisons force motrice - chaleur.
- Certaines considérations de sécurité et de réglementation et maintenant voyons un autre domaine important de l'eau surchauffée qu'est le traitement.

#### 2,2,5 - Traitement de l'eau

Les installations à eau surchauffée fonctionnent en circuit fermé avec une quantité d'eau très faible les problèmes de traitement de l'eau sont beaucoup moins importants que dans le cas d'installations à vapeur. L'eau doit être traitée pour éviter l'entartrage des surfaces de chauffe de chaudières ou générateurs, et la corrosion de l'ensemble des installations par suite de l'acidité de l'eau et de sa teneur en oxygène. Le traitement de l'eau consistera :

\* Si on a une installation de production d'eau par générateur direct :

à adoucir pour annuler le degré hydrotimétrique TH  
à introduire des réactifs pour augmenter le pH et à réduire l'oxygène.

La teneur en oxygène doit être inférieure à 0,1 mg/litre et la réduction d'oxygène se fera par introduction de sulfite de soude ou de produit réducteur comme l'éripazine

\* Si on a une installation de production de l'eau surchauffée à partir de la vapeur.

Dans ce cas on traite : les eaux d'alimentation des chaudières et l'eau surchauffée du circuit.

#### 2,2,6 - Règlements

Les appareils utilisant l'eau surchauffée sont pratiquement soumis aux mêmes règlements que ceux utilisant la vapeur. Le texte principal est le décret du 2 avril 1926, modifié en 1961 qui soumet au contrôle des mines (timbres et visites périodiques) les générateurs et récipients divers de vapeur et d'eau surchauffée. Les prescriptions de ce décret s'appliquent lorsque la pression de vapeur excède 1 bar et pour l'eau surchauffée, lorsque en même temps, la pression excède 4 bars et la température 120°C. Cette température de 120°C correspond sensiblement à une tension de vapeur de 1 bar, on voit que dans une installation fonctionnant normalement à une pression supérieure à 4 bar, mais moins de 120°C on peut accidentellement dépasser cette température si les appareils de régulation de température ne fonctionnent pas correctement. Après cet aperçu général des différents problèmes de l'eau surchauffée voyons maintenant pour le cas précis du radiateur sans pression l'explication de la modification des normes actuellement en vigueur.

#### 2,2,7 - MODIFICATION DES NORMES

Nous avons déjà vu les périls de l'eau surchauffée et le fait d'obtenir des jets de vapeur en cas d'accident dans les conduites.

La quantité de vapeur produite par cette vaporisation est égale au rapport de la quantité de chaleur disponible pour produire de la vapeur et de la chaleur latente de vaporisation de l'eau (540 Kcal/kg), cette masse importante de vapeur peut créer une explosion.

Pour ce but nous proposons quelques solutions :

2,2,7,1 - Diminution du débit d'eau

Cette solution assez intéressante amènera une économie sur la tuyauterie et une économie sur l'énergie électrique par suite de la diminution de débit. (que nous avons déjà vu).

$$Q_{\text{eau}} = \frac{Q}{C_p \cdot \Delta t}$$

Pour une même puissance calorifique Q et une chute de température dans le radiateur :  $\Delta t$  double :

par exemple : (1) : Q = 1000 Kcal/h

$$\Delta T = 20^\circ\text{C} \implies D.\text{eau} = 50 \text{ Kg/h}$$

(2) : Q = 1000 Kcal/h

$$T = 40^\circ\text{C} \implies D.\text{eau} = 25 \text{ Kg/h}$$

Nous obtiendrons un débit d'eau deux fois inférieur au précédent et les diamètres des conduites seront liés par le rapport.

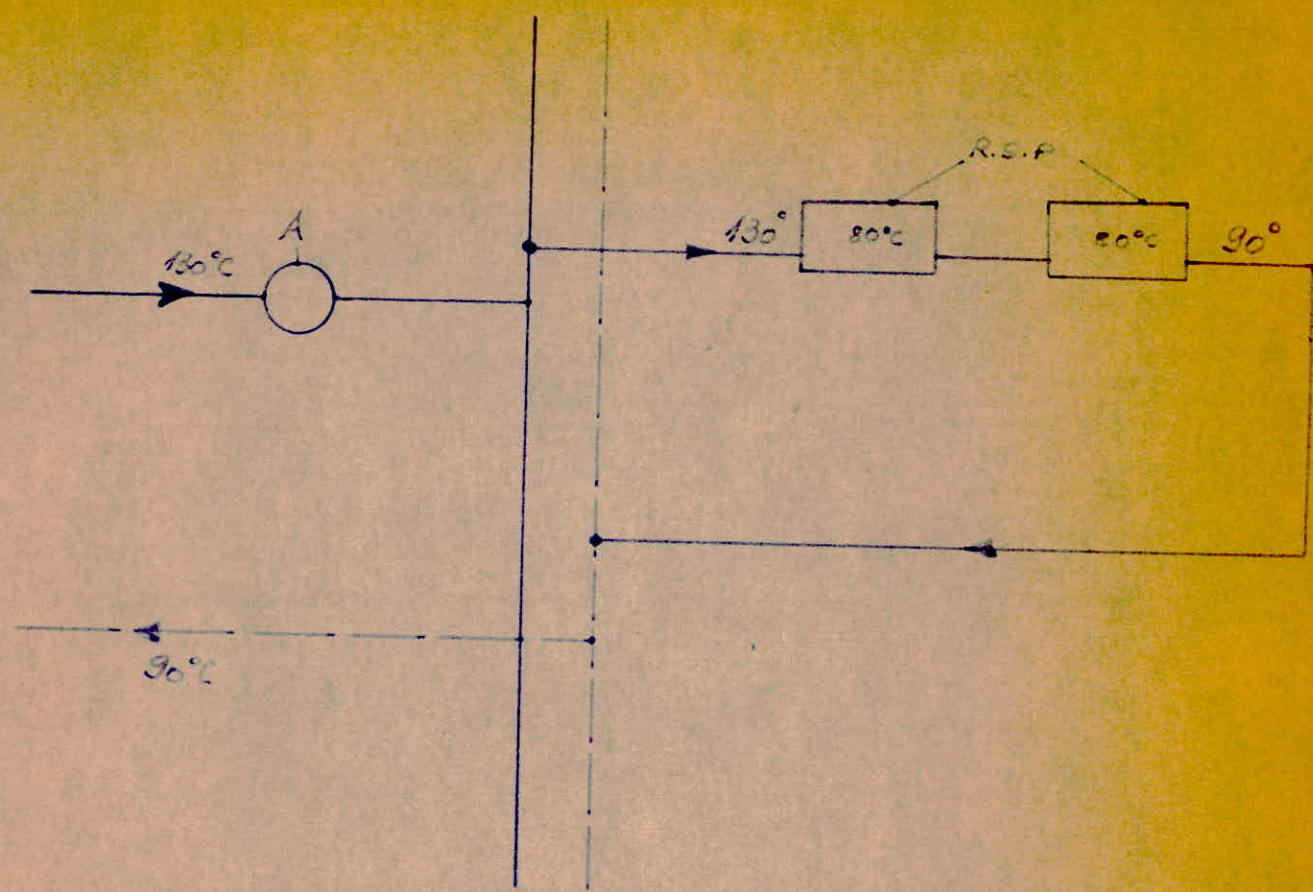
$$\frac{d_1}{d_0} = \sqrt{\frac{D_1}{D_0}} = \sqrt{\frac{1}{2}}$$

Cette solution est utilisée dans les radiateurs sans pression à double circulation.

La chute de température dans le radiateur est limitée pour les grandes capacités calorifiques ou le débit d'eau surchauffée malgré sa diminution reste quand même important nous proposons l'installation d'un diaphragme de sécurité sur la conduite arrivée eau surchauffée.

2,2,7,2 - Diaphragme de sécurité (fig : 6 )

# INSTALLATION DE CHAUFFAGE COMPORTANT UN DIAPHRAGME DE SECURITE



A: Diaphragme de sécurité

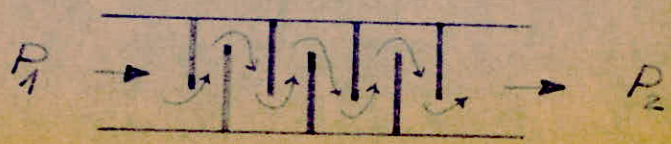


figure: 6

Ce diaphragme de sécurité installé dans la conduite arrivée eau surchauffée a pour but d'augmenter la résistance hydraulique.

Il se compose comme le montre le schéma d'obstacle en forme de labyrinthe, la chute de température dans ce diaphragme est faible.

$P_1$  = Pression à l'arrivée

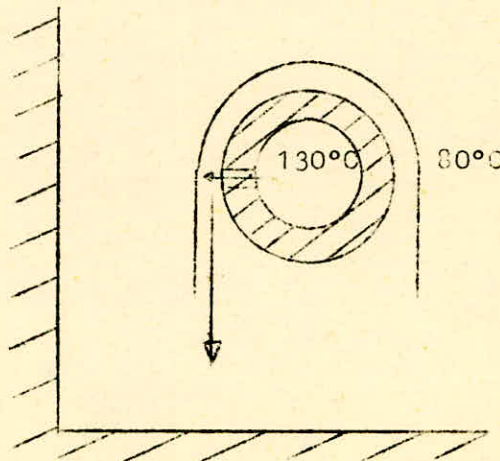
$P_2$  = Pression au retour

$P_1 > P_2$

En cas d'avarie de la conduite arrivée : les deux pressions- $P_1$  et  $P_2$  s'égalisent à la pression atmosphérique et l'eau aura tendance à faire chemin inverse et l'eau par suite de sa pression aval diaphragme qui est supérieure à la pression amont diaphragme, retournera par la conduite arrivée, ainsi l'eau s'écoulera par le lieu avarié à une température inférieure à  $130^\circ\text{C}$  et a une pression inférieure à la pression  $P_1$ , par suite du mélange de l'eau surchauffée à l'entrée :  $130^\circ\text{C}$  et l'eau à la sortie à  $90^\circ\text{C}$ .

### 2,2,7,3 - Calorifugeage

Le calorifugeage en plus de son rôle principal qui lui a été assigné qui consiste à limiter la température de surface peut aussi protéger l'environnement humain des **contacts** avec l'eau chaude.



La tôle de protection utilisée dans le cas d'une isolation par air servira aussi en cas d'avarie dans la conduite de déviateur de jet, en effet l'eau surchauffée sera déviée par la tôle de protection vers le bas.

La couche de liège qui résis-

.../...

te à la température de 130°C assure une protection suffisante en attendant l'arrêt de l'installation de chauffage.

### 2,2,3 - Raccordement de radiateurs

- L'avantage d'une grande température de l'eau surchauffée à l'entrée du radiateur 130°C est qu'on peut raccorder à la sortie du R.S.P. un autre radiateur de type courant ou un autre radiateur sans pression (fig : 7)
- Dans un branchement en série de radiateurs, une grande température du fluide chauffant au départ permet d'utiliser le même fluide chauffant pour tous les radiateurs par un choix judicieux des chutes de température dans les radiateurs (fig : 8 )

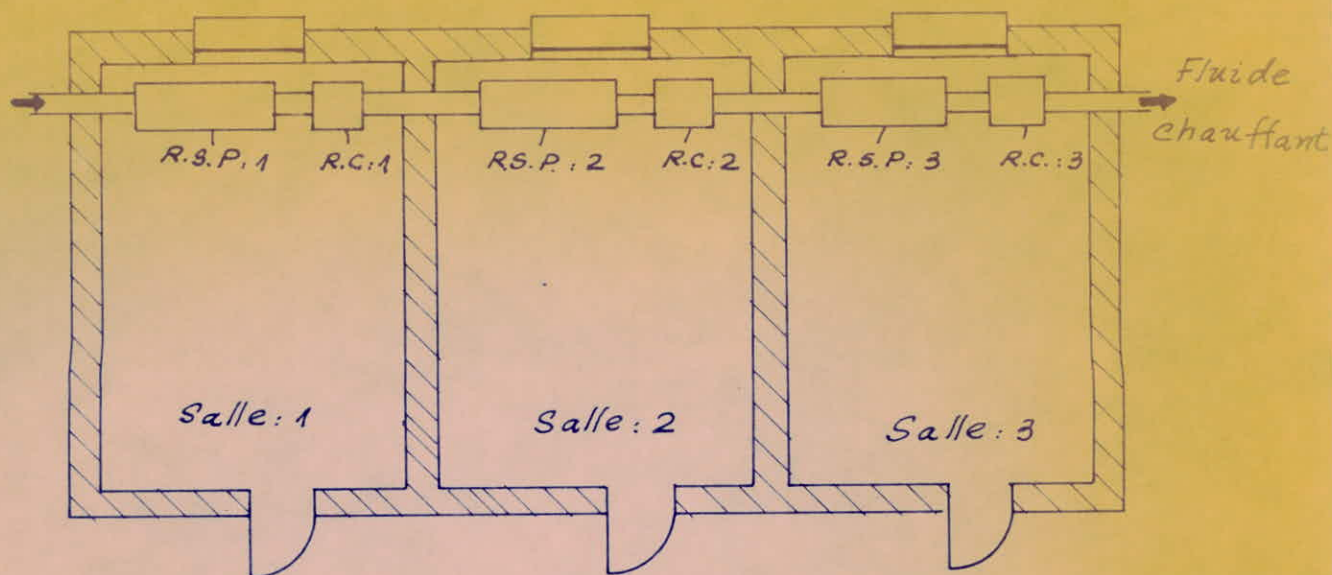
### 2,3 - METHODES ET CRITERES DE CALCUL DIFFERENTS DE CEUX UTILISES DANS LES RADIATEURS COURANTS

Le calcul des installations de chauffage utilisant les radiateurs sans pression est un peu différent des calculs d'installation de chauffage utilisant les radiateurs du type courant.

Le calcul des pertes de charge : sans importance dans le cas d'installation à radiateurs sans pression, est au contraire indispensable dans le cas d'installation à radiateurs de type courant ou elles atteignent des valeurs élevées surtout au niveau du radiateur même ou elles sont dues à une baisse de l'énergie cinétique du fluide chauffant par pertes de charges locales importantes.

L'introduction de ce nouveau type de radiateur nécessite l'établissement de nouveaux critères de calculs et l'assimilation de ces critères par les bureaux d'études.



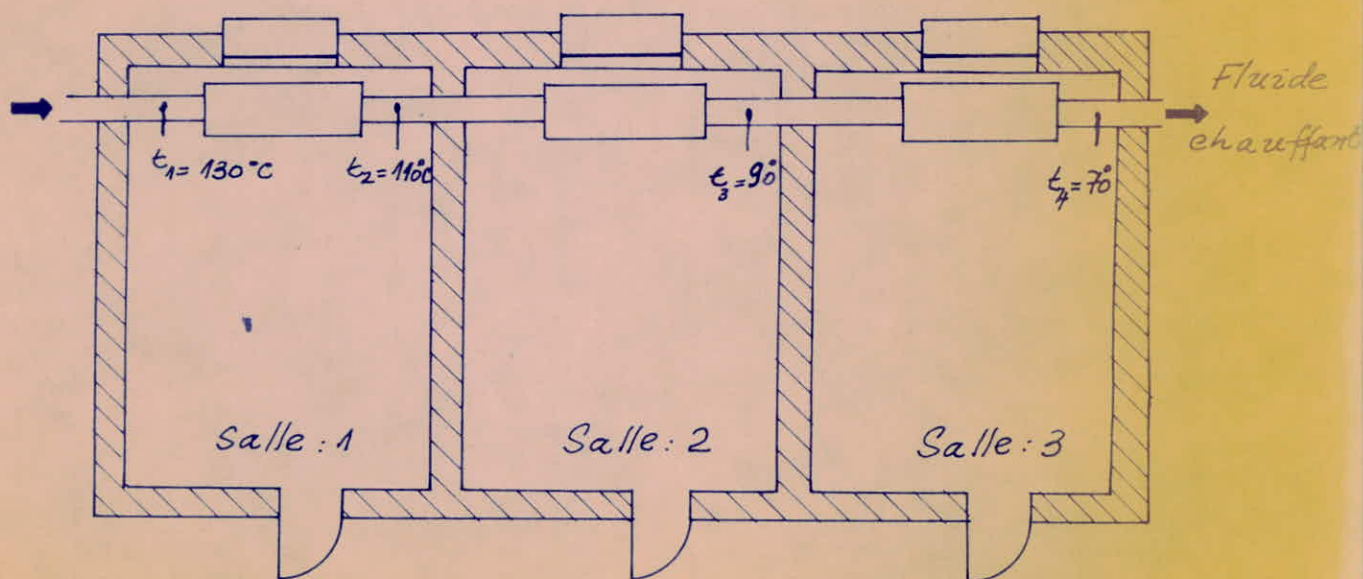


RACCORDEMENT DE RADIATEUR

R.S.P = radiateur sans pression

R.C = radiateur courant

figure: 7



branchement en série de radiateurs

(Vue en plan)

figure: 8

2,4 L'introduction de ces radiateurs dans le marché  
posera des problèmes

L'introduction des radiateurs sans pression dans le marché sera certainement sujette à beaucoup d'opposition de la part des entreprises spécialisées dans ce domaine. De part ces possibilités avantageuses dans certaines applications, le radiateur sans pression sera un concurrent valable et ces entreprises par le souci de protéger leurs produits se verront contraintes de se défendre en soumettant ce nouveau type de radiateur à de rudes épreuves.

Les possibilités les plus avantageuses du radiateur sans pression par rapport aux autres radiateurs courants sont :

- Son prix de revient nettement plus bas à égale puissance
- Sa simplicité d'exécution
- Sa possibilité d'utilisation dans les hauts bâtiments comportant de grandes pressions que d'autres radiateurs n'admettent pas.

Dans le contexte spécifiquement algérien nul ne peut ignorer le prix élevé auquel revient une installation de chauffage quelconque (la plus utilisée en Algérie est l'installation par radiateurs à chauffage central), ajouter à cela que ces radiateurs ne sont pas toujours disponibles en temps voulu sur le marché national par suite des problèmes que posent les ports.

Comme nous l'avons déjà vu le radiateur sans pression peut être exécuté en tôle fine à bon marché et ne nécessitant pas des installations de série spéciales par rapport aux installations de série de radiateurs courants.

Nous pensons malgré nos moyens modestes et limités par le temps que l'utilisation de ce nouveau type de radiateur dans le pays peut palier à certains problèmes en particulier. limiter l'importation de radiateurs et diminuer le prix de revient d'une installation de chauffage.

Nous pensons aussi que le radiateur sans pression possède autant d'arguments valables qui plaident en faveur de celui ci pour concurrencer les différents types de radiateurs existant dans le marché et être accepté par les organismes concernés.

## 2,5 - INCONVENIENTS PARTICULIERS

Après les étapes que nous avons vu plus haut le radiateur pour être commercialisé doit satisfaire certaines conditions d'ordre : architectural, technologique pour présenter une bonne finition.

### 2,5,1 - Etude de la forme extérieure des radiateurs

La surface extérieure fonctionnelle du radiateur doit à son tour satisfaire une double condition :

- 1°) elle doit être la plus grande possible pour améliorer la transmission de chaleur par conduction ;  
Par convection, l'air aura une grande surface à embrasser et surtout par rayonnement.
- 2°) Adaptation au point de vue esthétique donnant une finition au produit un aspect agréable : car en plus de la tâche principale qu'il doit remplir qui consiste à chauffer le local, le radiateur doit aussi s'adapter par son esthétique, (à laquelle beaucoup de gens accordent une grande importance), au décor du local à chauffer.

Cette partie étudiée par un service spécialisé dans ce domaine nécessite beaucoup de temps et demande l'apport de personnel qualifié.

L'architecture industrielle des formes extérieures des radiateurs doit s'adapter à tous les types de locaux. L'étude des formes extérieures peut être identique pour le radiateur fait en tôle et en plastique, mais celle exécutée en plastique aura meilleur aspect.

#### 2,5,2 - Etude de la technologie de fabrication

Une autre étude importante qui nécessite un soin particulier c'est l'étude de la technologie de la fabrication tout en satisfaisant certaines conditions, elle déterminera aussi les solutions d'exécution technologique du radiateur. Celle du radiateur au plastique pour lequel aucune étude antérieure n'a été faite dans le domaine du chauffage sera plus complexe, ajouter à cela que le plastique possède des propriétés thermiques beaucoup moins bonnes que la tôle;

#### 2,5,3 - Adaptation d'une chaîne automatique pour la fabrication de nouveaux modèles

La création de nouveaux modèles de radiateurs donne naissance à une nouvelle chaîne automatique de fabrication.

Pour le radiateur en tôle, cette chaîne ne diffère pas beaucoup des chaînes automatiques de radiateurs usuels que l'on rencontre sur le marché, donc en somme son étude et sa réalisation se trouvent simplifiés par suite de l'expérience acquise dans ce domaine.

Pour le radiateur en plastique, la chaîne automatique sera beaucoup plus simple elle comportera :

.../...

- Des machines à injecter le plastique
- Des groupes de soudage

La chaîne automatique de fabrication des radiateurs au plastique est beaucoup plus minutieuse, elle nécessite un entretien moins poussé que la chaîne automatique en tôle.

CHAPITRE III :

///ALCUL D'AVANT PROJET

III,1 DIMENSIONNEMENT DES RADIATEURS

Pour le dimensionnement des radiateurs nous sommes partis de deux prototypes de radiateur sans pression :

L x H x l : (1) : 1000 x 700 x 50

(2) : 1000 x 350 x 50

Et pour chaque prototype de radiateur sans pression nous avons étudié l'influence :

- de la surface extérieure fonctionnelle du radiateur en variant la hauteur du radiateur : H
- de la surface extérieure de la tuyauterie en faisant varier la longueur de la tuyauterie : L nous aurons deux types de circulation du fluide chauffant :
  - \* circulation simple
  - \* circulation double (tube en U)
- Du type de fluide chauffant : nous avons choisi trois types de fluide chauffant :
  - \* eau chauffée (95°C à 110°C)
  - \* eau surchauffée (110°C à 130°C)
  - \* vapeur basse pression (102°C)

A partir de ces données nous avons déterminés les diamètres de tuyauterie du fluide chauffant, les puissances calorifiques des radiateurs et la vérification des coefficients d'échange de chaleur selon le type de fluide chauffant.

Ces résultats théoriques seront vérifiés sur banc d'essai dans la partie pratique du projet.

Les résultats généraux seront réunis dans un tableau. Le calcul détaillé se rapportant au second prototype : 1000 x 350 x 50, identique au premier prototype n'a pas été fait, les résultats se trouvent dans le tableau : /

NOTATIONS

L	Longueur du radiateur
H	Hauteur du radiateur
l	largeur du radiateur
e	épaisseur du radiateur
$S_1$	Surface extérieure fonctionnelle du radiateur
$S_0$	Surface extérieure d'échange de chaleur de tuyauterie
$D_{o2}$	Diamètre extérieur de la tuyauterie
$D_{o1}$	Diamètre intérieur de la tuyauterie
$T_1$	Température du fluide chauffant à l'entrée du radiateur
$T_2$	Température du fluide chauffant à la sortie du radiateur
$T_0$	Température moyenne du fluide chauffant dans le radiateur
$T_R$	Température de l'eau dans le radiateur
$T_C$	Température dans le local à chauffer
$T_{cyl}$	Température moyenne de la paroi de la tuyauterie
$K_0$	Coefficient moyen d'échange de chaleur du radiateur
$K_1$	Coefficient moyen d'échange de chaleur de la tuyauterie.
$v$	Vitesse d'écoulement du fluide chauffant
$\nu$	Viscosité cinématique du fluide chauffant
$\mu$	Viscosité dynamique du fluide chauffant
$\alpha$	Coefficient de dilatation du fluide chauffant, linéaire.
$\alpha_{01}$	Coefficient d'échange de chaleur entre le fluide chauffant et la surface interne de la conduite.
$\alpha_{02}$	Coefficient d'échange de la chaleur entre la face extérieure de la conduite et l'eau du radiateur.
$\lambda$	Coefficient de conductivité de la chaleur du fluide chauffant.
$C_P$	Chaleur spécifique à pression constante.

PROTOTYPE N° 1, EC (1000 x 700 x 50)

Eau chauffée à circulation simple (figure : 9)

Ce prototype de radiateur est défini par :

$$T_1 = 105^\circ \text{ C}$$

$$T_2 = 35^\circ \text{ C} \quad K_0 = 300 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

$$T_R = 65^\circ \text{ C} \quad K_1 = 11 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

- Température moyenne du fluide chauffant dans le radiateur

$$T_0 = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{105 + 35}{2} = 95^\circ\text{C} \quad \boxed{T_0 = 95^\circ \text{ C}}$$

- Surface extérieure fonctionnelle du radiateur :

(on néglige la surface occupée par la tuyauterie)

$$S_1 = 2 (H \times L + L \times l + H \times l) = 2 (1 \times 0,7 + 0,05 + 0,7 \times 0,05) = 1,57 \text{ m}^2$$

$$\boxed{S_1 = 1,57 \text{ m}^2}$$

- Surface extérieure d'échange de chaleur de la tuyauterie.

A l'équilibre : la quantité de chaleur fournie par l'eau chauffée circulant dans la tuyauterie est égale à la quantité de chaleur reçue par l'eau se trouvant dans le radiateur :

$$Q_1 = (T_R - T_C) \times S_1 \times K_1 : \text{quantité de chaleur reçue par l'eau du radiateur.}$$

$$Q_2 = (T_0 - T_R) \times S_{02} \times K_0 : \text{quantité de chaleur fournie par le fluide chauffant.}$$

$$\text{Donc : } Q_1 = Q_2 = (T_R - T_C) \cdot S_1 \cdot K_1 = (T_0 - T_R) \cdot S_{02} \cdot K_0 \quad (1)$$

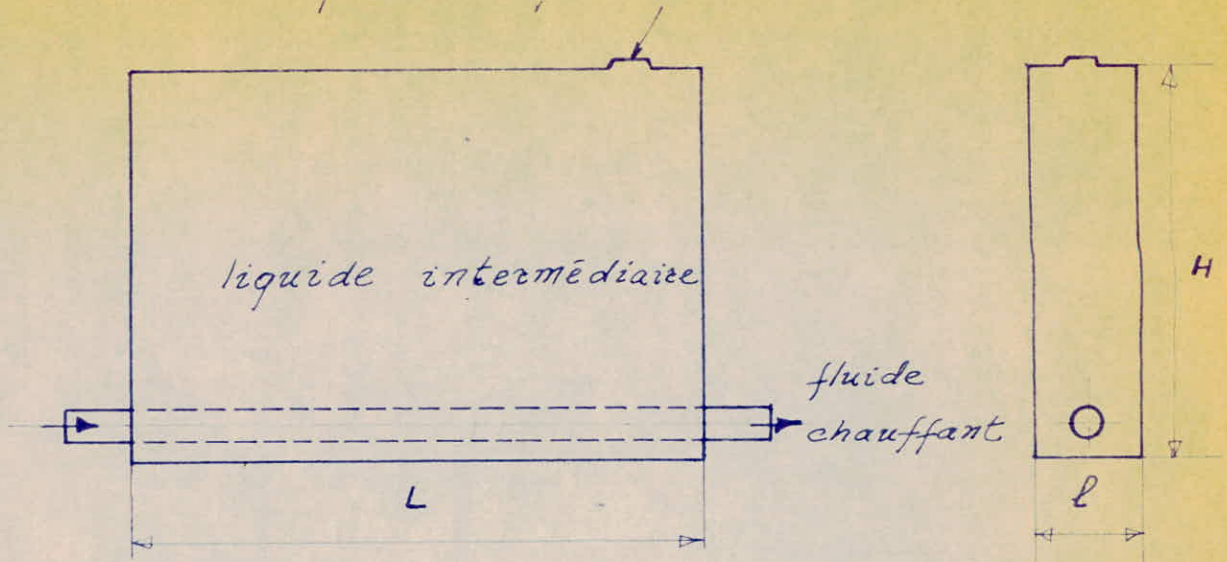
De (1) on a :

$$S_{02} = \frac{(T_R - T_C) \cdot S_1 \cdot K_1}{(T_0 - T_R) \cdot K_0} = \frac{(65-20) \cdot 1,57 \cdot 11}{(95-65) \cdot 300} = 0,036 \text{ m}^2$$

.../...

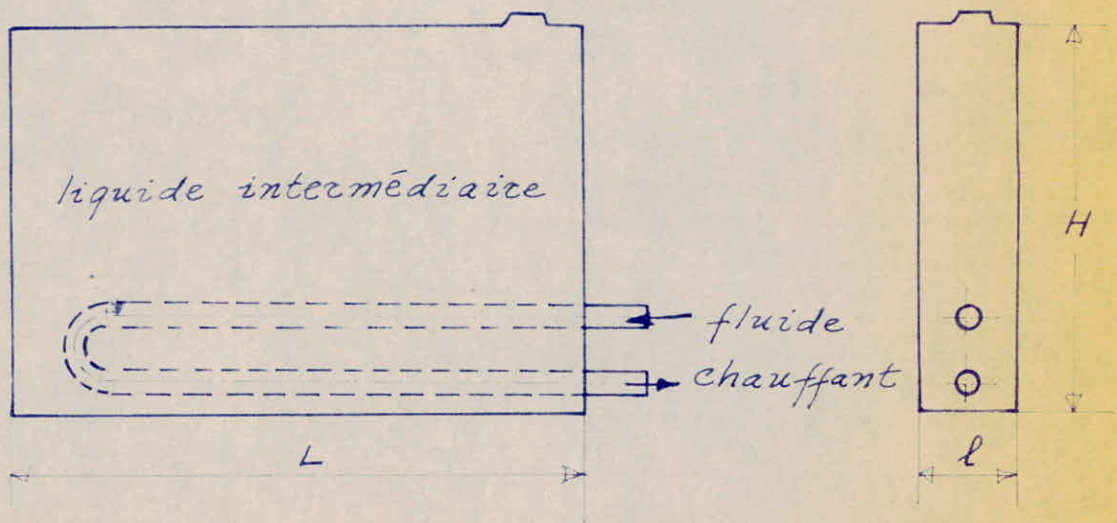


prise température radiateur



RADIATEUR SANS PRESSION A CIRCULATION SIMPLE  
DE FLUIDE CHAUFFANT

figure : 9



RADIATEUR SANS PRESSION A CIRCULATION DOUBLE  
DE FLUIDE CHAUFFANT

figure : 10

- Diamètre extérieur de la tuyauterie :

$$D_{O2} = \frac{S_{O2}}{\pi L} = \frac{0,086}{3,14 \cdot 1} = 0,0279 \text{ m}$$

$$D_{O2} = 27,9 \text{ mm}$$

Selon les normes, la tuyauterie standardisée sera : 34 x 26 donc :

$$D_{O2} = 34 \text{ mm et } D_{O1} = 26 \text{ mm}$$

et :

$$S_{O2} = \pi D_{O2} \cdot L = 3,14 \cdot 34 \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,10676 \text{ m}^2$$

$$S_0 = 0,10676 \text{ m}^2$$

- Puissance calorifique

$$Q = Q_0 = Q_1 = (T_0 - T_R) \cdot S_{O2} \cdot K_0 = (95 - 65) 0,10676 \cdot 300 = 960,84 \text{ Kcal/h}$$

$$Q = 960,84 \text{ Kcal/h}$$

- Débit horaire d'eau :

$$D_0 = \frac{Q}{C_p \cdot \Delta T} \quad \text{si : } C_p = 1 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C}$$

$$Q = (\text{Kcal/h})$$

$$\Delta T = (^\circ\text{C})$$

$D_0$  : sera en Kg/s et pour avoir  $D_0$  en  $\text{m}^3/\text{s}$  on divise par  $\rho_{\text{eau}}$   
à  $T_0 = 95^\circ\text{C} \implies \rho_{\text{eau}} = 960,5 \text{ Kg/m}^3$

$$D_0 = \frac{960,84}{(105 - 85) \cdot 960,5 \cdot 3600} = 0,138 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$D_0 = 0,138 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

- Vitesse moyenne de déplacement de l'eau :

$$W = \frac{D_0}{S_{O1}} = \frac{0,138 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot (26 \cdot 10^{-3})^2} = 0,026 \text{ m/s}$$

$$W = 0,026 \text{ m/s}$$

- Nombre de REYNOLDS

$$R_e = \frac{D_{O1} \cdot W}{\nu} \quad \text{à } 95^\circ\text{C} \implies = 0,3113 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$R_e = \frac{26 \times 10^{-3} \cdot 0,026}{0,3113 \times 10^{-6}} = 2173,6$$

$$R_e = 2173,6$$

Nous avons un écoulement laminaire.

- Nombre de PRANDTL

$$P_r = \frac{C_p \cdot M}{\lambda}$$

à 95°C



$$P_r = 1,8493$$

- Nombre de NUSSELT

NAC ADAMS conseille d'utiliser la formule suivante valable pour l'eau :

$$Nu = 0,02 \cdot R_e^{0,8} \cdot P_r^{0,4} = 0,02 \cdot 2173,6^{0,8} \cdot 1,8493^{0,4} = 11,89$$

$$Nu = 11,89$$

- Coefficient d'échange de chaleur entre le fluide chauffant et l'eau du radiateur.

Cet échange a lieu par convection forcée :

$$\alpha_{01} = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_{01}} \quad \text{à } 95^\circ\text{C} \quad \Rightarrow \quad \lambda = 0,582 \text{ Kcal/mh}^\circ\text{C}$$

$$\alpha_{01} = \frac{11,89 \cdot 0,582}{26 \cdot 10^{-3}} = 266,2 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\alpha_{01} = 266,2 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

- Coefficient d'échange de chaleur entre la conduite et le radiateur.

Cet échange de chaleur se fera par convection naturelle.

Convenons d'abord de prendre comme température de la paroi de la tuyauterie la température moyenne de  $T_o$  et  $T_R$  :  $T_{cyl}$

$$T_{cyl} = \frac{T_o + T_R}{2} = \frac{95 + 65}{2} = 75^\circ\text{C}$$

et la température du film sera :  $T_{film}$

$$T_{film} = \frac{T_{cyl} + T_R}{2} = \frac{75 + 65}{2} = 70^\circ\text{C}$$

à 70°C ⇒

$$\alpha = 5,81 \times 10^{-4} \text{ 1/}^\circ\text{C}$$

$$\nu = 0,4242 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\lambda = 0,572 \text{ Kcal/m.h.}^\circ\text{C}$$

.../...

La température du film qui est la température moyenne du fluide chauffant (eau chauffée) et de la température de la paroi de la tuyauterie est la température de repère pour le calcul du nombre de GRASHOFF.

- Nombre de GRASHOFF

$$G_r = \frac{\alpha \cdot g \cdot \Delta \theta \cdot D_{02}^3}{\nu^2} = \frac{5,81 \cdot 10^{-4} \cdot 9,81 \cdot (75 - 65) \cdot (34 \cdot 10^{-3})^3}{(0,4242 \cdot 10^{-6})^2} = 1,245 \times 10^7$$

$$G_r = 1,245 \times 10^7$$

- Nombre de PRANDTL

à 70°C



$$P_r = 2,613$$

- Nombre de NUSSELT

En convection naturelle on utilise la formule de SAUNDERS valable pour les liquides et les gaz dont le produit  $G_r \cdot P_r$  est compris entre les limites :

$$10^5 < G_r \cdot P_r < 10^8$$

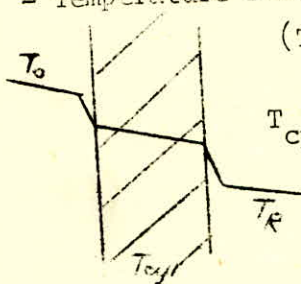
$$Nu = 0,47 \cdot (G_r \cdot P_r)^{0,25} = 0,47 \cdot (1,245 \times 2,613 \times 10^7)^{0,25} = 35,41$$

$$Nu = 35,41$$

$$\alpha_{02} = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_{02}} = \frac{35,41 \cdot 0,572}{34 \cdot 10^{-3}} = 595,72 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$$

$$\alpha_{02} = 595,72 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$$

- Température réelle de la paroi de la tuyauterie



$$(T_o - T_{cyl})^{\alpha_{01}} = (T_{cyl} - T_R)^{\alpha_{02}}$$

$$T_{cyl} = \frac{T_o^{\alpha_{01}} + T_R^{\alpha_{02}}}{\alpha_{01} + \alpha_{02}}$$

$$T_{cyl} = \frac{95 \cdot 266,2 + 65 \cdot 595,72}{266,2 + 595,72} = 74,3 \text{ °C}$$

Donc en somme la température de la paroi de la tuyauterie est :

$$T_{\text{cyl}} = 75 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

qui correspond à la valeur prise au départ arbitrairement.

- Vérification de :  $K_0$

$$\frac{1}{K_0} = \frac{1}{\alpha_{01}} \times \frac{D_{02}}{D_{01}} + \frac{1}{\alpha_{02}} + \frac{\delta}{\lambda}$$

On néglige le 3ème membre qui caractérise la résistance thermique dans la conduction, nous avons multiplié le premier membre par le rapport

$\frac{D_1}{D_{01}}$  pour corriger  $\alpha_{01}$ .

$$\text{d'où : } K_0 = \frac{D_{01} \cdot \alpha_{01} \cdot \alpha_{02}}{\alpha_{01} D_{01} + \alpha_{02} D_{02}} = \frac{26.266,2 \cdot 2.595,72}{26.266,2 + 34.595,72} = 151,72$$

$$K_0 = 151,72 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}$$

Valeur qui ne correspond pas à la valeur donnée par des essais pratiques antérieures.

PROTOTYPE 2, EC : 1000 x 700 x 35

Eau chauffée à circulation double (en U)

Ce prototype est défini par les mêmes caractéristiques que le précédent sauf que : la largeur :  $l = 35 \text{ mm}$  :

$$\begin{aligned} T_1 &= 105 \text{ }^\circ\text{C} & K_0 &= 300 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{ }^\circ\text{C} \\ T_2 &= 35 \text{ }^\circ\text{C} & K_1 &= 11 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{ }^\circ\text{C} \\ T_R &= 65 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

- Température moyenne du fluide chauffant dans le radiateur

$$T_0 = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{105 + 35}{2} = 95 \text{ }^\circ\text{C}$$

- Surface extérieure fonctionnelle du radiateur :

$$S_1 = 2 (1 \times 0,7 + 0,7 \times 0,035 + 1 \times 0,035) = 1,519 \text{ m}^2$$

- Surface extérieure d'échange de chaleur de la tuyauterie : de (1) on a :

$$S_{02} = \frac{(T_R - T_C) S_1 K_1}{(T_0 - T_R) K_0} = \frac{(65 - 20) 1,519 \cdot 11}{(95 - 65) \cdot 300} = 0,0335 \text{ m}^2$$

Pour la circulation double du fluide chauffant nous avons pris

$L = 2000 \text{ mm}$  et :

$$D_{02} = \frac{S_{02}}{\pi \cdot L} = \frac{0,0335}{3,14 \cdot 2} = 14 \text{ mm}$$

Prenons selon les normes :

$D_{02} = 21 \text{ mm}$
$D_{01} = 15 \text{ mm}$

$$S_{02} = D_{02} \cdot \pi \cdot L = 21 \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot 10^{-3} = 0,13188 \text{ m}^2$$

$S_{02} = 0,13188 \text{ m}^2$
--------------------------------

- Puissance calorifique

$$Q = (T_0 - T_R) \cdot S_{O_2} \cdot K_0 = (95 - 65) \cdot 0,13188 \cdot 300 = 1186,92$$

$$Q = 1186,92 \text{ Kcal/h}$$

- Débit horaire d'eau

$$D_0 = \frac{Q}{f \cdot C_p \cdot \Delta T} = \frac{1186,92}{960,5 \cdot 1,3600 \cdot (105 - 95)} = 0,171 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

- Vitesse moyenne de déplacement de l'eau :

$$W = \frac{Q}{S_{01}} = \frac{0,171 \cdot 10^{-4} \cdot 4}{3,14 (15 \cdot 10^{-3})^2} = 0,0968 \text{ m/s}$$

- Nombre de REYNOLDS

$$R_e = \frac{W \cdot D_{01}}{\nu} = \frac{0,0968 \cdot 15 \cdot 10^{-3}}{0,3113 \cdot 10^{-6}} = 4668,8$$

(Régime turbulent - laminaire)

- Nombre de PRANDTL

$$\text{à } 95 \text{ °C} \implies P_R = 1,8493$$

- Nombre de NUSSELT

$$N_u = 0,020 \cdot R_e^{0,8} \cdot P_R^{0,4} = 0,02 \cdot 4668,8^{0,8} \cdot 1,8493^{0,4} = 21,92$$

- Coefficient d'échange de chaleur entre l'eau chauffée et l'eau du radiateur :

$$h_{01} = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_{01}} = \frac{21,92 \cdot 0,532}{15 \cdot 10^{-3}} = 780,5 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$$

- Nombre de GRASHOFF

Prenons comme température de la paroi de la tuyauterie :

$$T_{\text{cyl}} = 82 \text{ °C}$$

$$\text{Ainsi : } T_{\text{film}} = \frac{T_{\text{cyl}} + T_R}{2} = \frac{82 + 65}{2} = 73,5 \text{ °C}$$

...../.....

et à  $T_{\text{film}} = 73,5 \text{ } ^\circ\text{C}$   $\implies$

$$\alpha = 6,023 \times 10^{-4} \text{ 1/}^\circ\text{C}$$
$$\lambda = 0,573 \text{ Kcal/h.m.}^\circ\text{C}$$
$$\nu = 0,4077 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

D'où

$$G_R = \frac{\alpha \cdot g \cdot \Delta \Theta \cdot D_{O_2}^3}{2} = \frac{6,023 \cdot 10^{-4} \cdot 9,81 \cdot (82 - 65) \cdot (21 \cdot 10^{-3})^3}{(0,4077 \cdot 10^{-6})^2} =$$

$$5,5964 \times 10^6$$

- Nombre de PRANDTL

à  $73,5$   $\implies$   $P_R = 2,501$

- Nombre de NUSSELT

$$Nu = 0,47 (2,501 \cdot 5,5964 \cdot 10^6)^{0,25} = 28,71$$

- Coefficient d'échange de chaleur entre le radiateur et l'air ambiant :

$$\alpha_{O_2} = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_{O_2}} = \frac{28,71 \cdot 0,573}{21 \cdot 10^{-3}} = 783,37 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h.}^\circ\text{C}$$

- Température réelle de la paroi de la tuyauterie :

$$T_{\text{cyl}} = \frac{T_0 \cdot \alpha_{O_2} + T_R \cdot \alpha_{O_1}}{\alpha_{O_1} + \alpha_{O_2}} = \frac{95 \cdot 850,5 + 65 \cdot 783,37}{850,5 + 783,37} = 80,62 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Prenons :

$$T_{\text{cyl}} = 81 \text{ } ^\circ\text{C}$$

qui correspond à peu près à la valeur prise au début arbitrairement.

- Vérification du coefficient d'échange de chaleur du radiateur.

Avec correction on a :

$$K_0 = \frac{D_{O_1} \cdot \alpha_{O_1} \cdot \alpha_{O_2}}{D_{O_1} \cdot \alpha_{O_1} + D_{O_2} \cdot \alpha_{O_2}} = \frac{15 \cdot 783,37 \cdot 850,5}{15 \cdot 850,5 + 21 \cdot 783,37} = 342,2 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h.}^\circ\text{C}$$

$$K_0 = 342,2 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h.}^\circ\text{C}$$



En conclusion : le choix de la valeur de  $K_0 = 300 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$  pour ce type de radiateur à eau chauffée se justifie amplement dans la mesure où elle est la moyenne des valeurs de  $K_0$  trouvées en circulation simple et double.

PROTOTYPE : 1, ES ( 1000 x 700 x 50 )

Eau surchauffée à circulation simple

$$T_1 = 120^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 100^\circ\text{C}$$

$$T_R = 77,5^\circ\text{C}$$

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

$$K_0 = 300 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C} \quad S_1 = 1,57 \text{ m}^2$$

$$K_1 = 11 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

- Température moyenne de l'eau surchauffée dans le radiateur.

$$T_0 = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{120 + 100}{2} = \boxed{110^\circ\text{C}}$$

- Diamètre de la tuyauterie :

$$Q_0 = Q_1 = (T_R - T_C) \cdot S_1 \cdot K_1 = (T_0 - T_R) \cdot S_{02} \cdot K_0 \implies$$

$$\implies S_{02} = \frac{(T_R - T_C) \cdot S_1 \cdot K_1}{(T_0 - T_R) \cdot K_0} = \frac{(77,5 - 20) \cdot 1,57 \cdot 11}{(110 - 77,5) \cdot 300} = 0,1013 \text{ m}^2$$

D'où :

$$D_{02} = \frac{S_{02}}{\pi \cdot L} = \frac{0,1013}{3,14 \cdot 1} = 0,0324 \text{ m} = 32,4 \text{ mm}$$

et selon les normes nous prendrons la même tuyauterie que précédemment :

$$\boxed{D_{02} = 34 \text{ mm} \quad \text{et} \quad D_{01} = 26 \text{ mm}}$$

et :

$$S_{02} = \pi \cdot D_{02} \cdot L = 3,14 \cdot 34 \cdot 10^{-3} \cdot 1 = \boxed{0,10676 \text{ m}^2}$$

- Puissance calorifique :

$$Q = (T_0 - T_R) \cdot S_{02} \cdot K_0 = (110 - 77,5) \cdot 0,10676 \cdot 300 = \boxed{1040,9 \text{ Kcal/h}}$$

- Débit horaire d'eau surchauffée :

$$D_0 = \frac{Q}{\rho \cdot C_p \cdot \Delta T} = \frac{1040,9}{950 \cdot 1 \cdot 3600 \cdot (120 - 100)} = \boxed{0,152 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}}$$

$$\text{à } T_0 = 110^\circ\text{C} \implies \rho_{\text{eau}} = 950 \text{ Kg/m}^3$$

- Vitesse d'écoulement de l'eau surchauffée :

.... / ....

$$W = \frac{D_0}{S_{01}} = \frac{0,152 \cdot 10^{-4} \cdot 4}{\pi (26 \cdot 10^{-3})^2} = \boxed{0,0286 \text{ m/s}}$$

- Nombre de REYNOLDS

$$R_e = \frac{W \cdot D_{01}}{\nu} \quad \text{à } T_0 = 100^\circ\text{C} \quad \implies \begin{cases} \nu = 0,276 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \\ \lambda = 0,586 \text{ Kcal/m.h.}^\circ\text{C} \end{cases}$$

$$R_e = \frac{0,0286 \cdot 26 \cdot 10^{-3}}{0,276 \cdot 10^{-6}} = \boxed{2698}$$

(écoulement laminaire)

- Nombre de PRANDTL

$$\text{à } T_0 = 110^\circ\text{C} \quad \implies \boxed{P_r = 1,588}$$

- Nombre de NUSSELT

$$Nu = 0,02 \cdot R_e^{0,8} \cdot P_r^{0,4} = 0,02 \cdot 2698^{0,8} \cdot 1,588^{0,4} = \boxed{13,3}$$

D'où :

$$\alpha_{01} = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_{01}} = \frac{13,3 \cdot 0,586}{26 \cdot 10^{-3}} = \boxed{299,8 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h.}^\circ\text{C}}$$

- Nombre de GRASHOFF

$$\text{Prenons : } T_{\text{cyl}} = \frac{T_0 + T_R}{2} = \frac{110 + 77,5}{2} = \boxed{93,5^\circ\text{C}}$$

$$\text{Ainsi : } T_{\text{film}} = \frac{T_{\text{cyl}} + T_R}{2} = \frac{93,5 + 77,5}{2} = \boxed{85,5^\circ\text{C}}$$

$$\text{et à } T_{\text{film}} = 85,5^\circ\text{C} \quad \implies \begin{cases} \alpha = 6,747 \cdot 10^{-4} \text{ 1/}^\circ\text{C} \\ \nu = 0,351 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \\ \lambda = 0,578 \text{ Kcal/m.h.}^\circ\text{C} \end{cases}$$

$$G_r = \frac{\alpha \cdot g \cdot \Delta \theta \cdot D_{02}^3}{\nu^2} = \frac{6,747 \cdot 10^{-4} \cdot 9,81 \cdot (93,5 - 77,5) \cdot (34 \cdot 10^{-3})^3}{(0,351 \cdot 10^{-6})^2} = \boxed{3,38 \cdot 10^7}$$

- Nombre de PRANDTL

$$\text{à } T_{\text{film}} = 85,5^{\circ}\text{C} \implies \boxed{P_R = 2,12}$$

- Nombre de NUSSELT

$$Nu = 0,47 (G_R \cdot P_R)^{0,25} = 0,47 (2,12 \cdot 3,38 \cdot 10^7)^{0,25} = \boxed{43,14}$$

d'où :

$$\alpha_{O_2} = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_{O_2}} = \frac{43,14 \cdot 0,578}{34 \cdot 10^{-3}} = \boxed{733,4 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C}}$$

- Température réelle de paroi de la conduite ;

$$\text{on a : } (T_0 - T_{\text{cyl}})^{\alpha_{O_1}} = (T_{\text{cyl}} - T_R)^{\alpha_{O_2}}$$

d'où :

$$T_{\text{cyl}} = \frac{T_0 \alpha_{O_1} + T_R \alpha_{O_2}}{\alpha_{O_2} + \alpha_{O_1}} = \frac{110 \cdot 299,8 + 77,5 \cdot 733,4}{733,4 + 299,8} = 86,9^{\circ}\text{C}$$

Cette valeur ne correspond pas à la valeur de  $T_{\text{cyl}}$  prise plus haut, par un raisonnement par récurrence nous avons choisi :

$$T_{\text{cyl}} = 83^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Ainsi : } T_{\text{film}} = \frac{T_{\text{cyl}} + T_R}{2} = \frac{83 + 77,5}{2} = 82,75^{\circ}\text{C} \approx 83^{\circ}\text{C}$$

$$\text{à } T_{\text{film}} = 83^{\circ}\text{C} \implies \begin{aligned} \alpha &= 6,596 \cdot 10^{-4} \text{ 1/}^{\circ}\text{C} \\ \nu &= 0,363 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \\ \lambda &= 0,577 \text{ Kcal/m} \cdot \text{h} \cdot ^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

- Nombre de GRASHOFF corrigé

$$G_R = \frac{\alpha \cdot g \cdot \Delta \theta \cdot D_{O_2}^3}{\nu^2} = \frac{6,596 \cdot 10^{-4} \cdot 9,81 (83 - 77,5) \cdot (34 \cdot 10^{-3})^3}{(0,363 \cdot 10^{-6})^2} =$$

$$\boxed{2,027 \cdot 10^7}$$

- Nombre de PRANDTL corrigé

$$\text{à } T_{\text{film}} = 83^{\circ}\text{C} \implies \boxed{P_R = 2,199}$$

- Nombre de NUSSELT

$$Nu = 0,47 (2,199 \cdot 2,027 \cdot 10^7)^{0,25} = \boxed{33,3}$$

d'où :

$$\alpha_{02} = \frac{38,3 \cdot 0,577}{34 \cdot 10^{-3}} = \boxed{650,1 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$\text{et : } T_{\text{cyl}} = \frac{110 \cdot 299,8 + 77,5 \cdot 650,1}{299,8 + 650,1} = 87,76 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Qui correspond bien à la température choisie arbitrairement donc :

$$\boxed{T_{\text{cyl}} = 88 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Finalement :

$$K_0 = \frac{D_{01} \cdot \alpha_{01} \cdot \alpha_{02}}{D_{01} \alpha_{01} + D_{02} \alpha_{02}} = \frac{26 \cdot 299,8 \cdot 650,1}{26 \cdot 299,8 + 34 \cdot 650,1} =$$

$$\boxed{169,5 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$$

PROTOTYPE 2, ES (1000 x 700 x 35)

Eau surchauffée à circulation double

De même que précédemment :

$$\begin{aligned}
T_1 &= 120^\circ\text{C} & K_1 &= 11 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C} \\
T_2 &= 100^\circ\text{C} & K_0 &= 300 \text{ Kcal/m}^2\text{.h.}^\circ\text{C.} \\
T_0 &= 110^\circ\text{C} \\
T_R &= 77,5^\circ\text{C} \\
T_C &= 20^\circ\text{C}
\end{aligned}$$

- Surface extérieure fonctionnelle du radiateur :

$$S_1 = 2 (0,7 + 0,7 \cdot 0,035 + 0,035 \cdot 1) = 1,519 \text{ m}^2$$

- Surface extérieure d'échange de chaleur de la conduite

$$S_{02} = \frac{(T_R - T_C)}{(T_0 - T_R)} \cdot \frac{K_1}{K_0} \cdot S_1 = \frac{(77,5 - 20)}{(110 - 77,5)} \cdot \frac{11}{300} \cdot 1,519 = 0,0974 \text{ m}^2$$

Si L = 2000 mm : (longueur que parcourt l'eau surchauffée dans le radiateur)

$$D_{02} = \frac{S_{02}}{\pi L} = \frac{0,0974}{3,14 \cdot 2} = 0,0155 \text{ m} = 15,5 \text{ mm}$$

et le diamètre standart sera :

$D_{02} = 21 \text{ mm}$
$D_{01} = 15 \text{ mm}$

D'où :

$$S_{02} = \pi D_{02} \cdot L = 3,14 \cdot 21 \cdot 10^{-3} \cdot 2 = 0,13188 \text{ m}^2$$

- Puissance calorifique

$$Q = (T_0 - T_R) \cdot S_{02} \cdot K_0 = (110 - 77,5) \cdot 0,13188 \cdot 300 = 1285,83 \text{ Kcal/h}$$

- Débit horaire d'eau surchauffée :

$$D_0 = \frac{Q}{\rho C_p \cdot \Delta T} = \frac{1285,83}{950 \cdot 1 \cdot (120 - 100) \cdot 3600} = 0,18799 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

- Vitesse d'écoulement :

$$W = \frac{D_0}{S_{01}} = \frac{0,18799 \cdot 10^{-4} \cdot 4}{3,14 \cdot (15 \cdot 10^{-3})^2} = \boxed{0,1064 \text{ m/s}}$$

- Nombre de REYNOLDS

$$R_e = \frac{0,1064 \times 15 \times 10^{-3}}{0,276 \cdot 10^{-6}} = \boxed{5792,6}$$

( Régime d'écoulement turbulent - laminaire)

- Nombre de PRANDTL

à  $T_0 = 110^\circ\text{C} \implies \boxed{P_R = 1,588}$

- Nombre de NUSSELT

$$Nu = 0,02 (5792,6)^{0,8} \times (1,588)^{0,4} = \boxed{24,46}$$

d'où :

$$\alpha_{01} = \frac{24,46 \cdot 0,586}{15 \cdot 10^{-3}} = \boxed{955,6 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$$

- Nombre de GRASHOFF

Prenons :  $T_{\text{cyl}} = 94,5^\circ\text{C}$

$$T_{\text{film}} = \frac{94,5 + 77,5}{2} = 86^\circ\text{C}$$

à  $T_{\text{film}} = 86^\circ\text{C} \implies$

$$\alpha = 6,777 \cdot 10^{-4} \text{ 1/}^\circ\text{C}$$
$$\lambda = 0,578 \text{ Kcal/m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$
$$\nu = 0,349 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$G_R = \frac{\alpha \cdot g \cdot \Delta \theta \cdot D_{02}^3}{\nu^2} = \frac{6,777 \cdot 10^{-4} \cdot 9,81 \cdot (94,5 - 77,5) \cdot 521 \cdot 10^{-3}}{(0,349 \cdot 10^{-6})^2} = \boxed{0,59 \cdot 10^6}$$

- Nombre de PRANDTL

à  $86^\circ\text{C} \implies \boxed{P_R = 2,103}$

- Nombre de NUSSELT

$$Nu = 0,47 (2,103 \cdot 0,59 \cdot 10^6)^{0,25} = \boxed{30,6}$$

$$\alpha_{02} = \frac{30,6 \cdot 0,578}{21 \cdot 10^{-3}} = \boxed{842,2 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$$

.../...

et :

$$T_{\text{cyl}} = \frac{110.955,6 + 77,5.842,2}{955,6 + 842,2} = 94,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

qui correspond bien à la valeur choisie arbitrairement :

$$\text{donc } \boxed{T_{\text{cyl}} = 94,5^\circ\text{C}}$$

Finalement :

$$K_0 = \frac{D_{01} \cdot \alpha_{01} \cdot \alpha_{02}}{D_{01} \cdot \alpha_{01} + D_{02} \cdot \alpha_{02}} = \frac{26.842,2 \cdot 955,6}{26.955,6 + 34.842,2} = 443,9$$

$$\boxed{K_0 = 443,9 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$K_0 = 300 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$  : dans le cas de l'eau surchauffée  
se justifie aussi comme précédemment pour l'eau chauffée.



PROTOTYPE I,V (1000 x 700 x 50)

Circulation simple de vapeur.

Dans ce cas nous considérons que le prototype est dimensionné et il est défini par

$$\begin{aligned}
T_1 = T_2 = T_0 &= 120^\circ\text{C} & D_{02} &= 34 \text{ mm} & S_{02} &= 0,10676 \text{ m}^2 \\
T_C &= 20^\circ\text{C} & D_{01} &= 26 \text{ mm} & S_1 &= 1,57 \text{ m}^2 \\
K_0 &= 600 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C} & & & K_1 &= 11 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}
\end{aligned}$$

- Température du radiateur

$$T_R = \frac{T_0 \cdot S_{02} \cdot K_0 + T_C \cdot S_1 \cdot K_1}{S_1 K_1 + S_{02} K_0} = \frac{102 \cdot 0,10676 \cdot 600 + 20 \cdot 1,57 \cdot 11}{1,57 \cdot 11 + 0,10676 \cdot 600} =$$

$$\boxed{34,5 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

- Puissance calorifique

$$Q = (T_0 - T_R) S_{02} \cdot K_0 = (102 - 34,5) \cdot 0,10676 \cdot 600 = \boxed{1121 \text{ Kcal/h}}$$

- Calcul du coefficient d'échange de chaleur de la face interne :  $\alpha_{01}$

Pour la vapeur, MAC ADAMS donne les valeurs suivantes :

$$\alpha_{01} = 15000 \text{ à } 30000 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

Donc pour la vapeur on peut négliger la résistance thermique interne de la conduite :  $\frac{1}{\alpha_{01}}$

et  $K_0$  serait égal à  $\alpha_{02}$ .

- Calcul du coefficient d'échange de chaleur de la face externe :  $\alpha_{02}$

On suppose que la température de la paroi est égale à la température du fluide .

$$\text{Prenons : } T_{\text{film}} = \frac{102 + 34,5}{2} \cong 93 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{à } T_{\text{film}} = 93^\circ\text{C} \quad \nu = 0,316 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\alpha = 7,2 \cdot 10^{-4} \text{ 1/}^\circ\text{C}$$

$$\lambda = 0,581 \text{ Kcal/m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

- Nombre de GRASHOFF

$$C_R = \frac{\alpha_g \Delta \theta \cdot D \cdot \rho^3}{\eta^2} = \frac{7,1 \cdot 10^{-4} \cdot 9,81 \cdot (93 - 84,5) \cdot (34 \cdot 10^{-3})^3}{(0,316 \cdot 10^{-6})^2} = \boxed{23,6 \cdot 10^6}$$

- Nombre de PRANDTL

à  $T_{\text{film}} = 93^\circ\text{C}$   $\longrightarrow$   $\boxed{P_R = 1,88}$

- Nombre de NUSSELT

$$Nu = 0,47 (G_R \cdot P_R)^{0,25} = 0,47 (23,6 \cdot 10^6 \cdot 1,88)^{0,25} = \boxed{38,25}$$

Et :

$$\alpha_{O_2} = \frac{38,25 \cdot 0,581}{34 \cdot 10^{-3}} = 653 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

d'où :

$$\boxed{K_0 = 653 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$$

Conclusion :

On remarque que la valeur calculée de  $K_0 = 653 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$  n'est pas loin de la valeur réelle et cet écart est dûe aux différentes approximations effectuées pour ce calcul, en vérité cette valeur serait beaucoup plus petite que  $653 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$  et se rapprocherait même de la valeur réelle;  $K_0 = 600 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$ . Le calcul dans le cas d'une circulation double de vapeur donnerait sensiblement de mêmes résultats que le cas d'une circulation simple, ainsi nous nous sommes limités au prototype à simple circulation.

CALCUL DE DIMENSIONNEMENT

RADIATEUR	Fluide chauffant	T <sub>1</sub> (°C)	T <sub>2</sub> (°C)	T <sub>0</sub> (°C)	T <sub>R</sub> (°C)	D <sub>02</sub> (mm)	D <sub>01</sub> (mm)	Q (kcal/h)	D <sub>0</sub> (m <sup>2</sup> /s)	W (m/s)	α <sub>01</sub> (kcal/m <sup>2</sup> h°C)	T <sub>01</sub> (°C)	α <sub>02</sub>	Kocal (kcal/m <sup>2</sup> h°C)
PROTOTYPE 1 Circ. Simple 1000 x 700 x 50	Eau chauffée	105	85	95	65	34	26	964	0,138·10 <sup>-4</sup>	0,026	266	75	595,7	152
	Eau Suc-chauffée	120	100	110	77,5	34	26	1044	0,15·10 <sup>-4</sup>	0,0286	300	88	733	169,5
	Vapeur	102	102	102	84,5	34	26	1124	0,0319	60	-	93	654	654
PROTOTYPE 3 Circ. simple 1000 x 850 x 50	Eau chauffée	105	85	95	65	27	20	493	0,11·10 <sup>-4</sup>	0,035	355	75	630	185,5
	Eau Suc-chauffée	120	100	110	80	27	20	700	0,11·10 <sup>-4</sup>	0,035	374	90	743	202
	Vapeur	102	102	102	88	27	20	743	0,0239	76	-	94	624	624
PROTOTYPE 2 Circ. Double 1000 x 700 x 35	Eau chauffée	105	85	95	65	21	15	1187	0,17·10 <sup>-4</sup>	0,097	850,5	81	783,4	342
	Eau Suc-chauffée	120	100	110	77,5	21	15	1286	0,19·10 <sup>-4</sup>	0,106	955,6	94,5	842	444
PROTOTYPE 4 Circ. Double 1000 x 350 x 35	Eau chauffée	105	85	95	65	21	15	630	0,17·10 <sup>-4</sup>	0,089	792	81	660	329
	Eau Suc-chauffée	120	100	110	80	21	15	900	0,17·10 <sup>-4</sup>	0,09	837	95	815	344

T<sub>0</sub> = 20°C

Tableau: 1

### III,2 ISOLATION THERMIQUE

Nous nous proposons maintenant de faire une étude d'isolation thermique des conduites de fluide chauffant.

Notre but à nous dans cette partie précise n'est pas de réaliser un calorifugeage classique afin d'éliminer complètement les pertes thermiques par échange de chaleur mais tout simplement de réduire la température en surface de la conduite qui par mesure préventive de sécurité ne doit pas dépasser 80°C.

En agissant ainsi, les conduites à leur tour joueront le rôle de radiateur en transmettant une quantité de chaleur non négligeable à l'ambiance.

Dans la fixation de l'épaisseur de l'isolant d'une tuyauterie interviennent aussi bien des considérations d'exploitation que d'économie.

Dans le souci d'optimiser notre système de choix de l'épaisseur de l'isolant, assurant un coût total le plus faible, nous avons porté notre choix sur deux types d'isolant :

- 1 - Liège : Utilisé en coquilles demi cylindriques, agglomérés et maintenu autour du tube par un entoilage.

Le liège, un isolant de haute qualité a été choisi pour plusieurs raisons dont :

- son abondance en ALGERIE
- et sa mise en exploitation facile et à bon marché ne demandant pas un personnel qualifié.

- 2 - Air : L'air est le meilleur isolant surtout quand il est calme mais demande une protection de la conduite par une tôle fine demi cylindrique.



- On admet sans erreur appréciable que la température de la face en contact avec le fluide est assimilable à la température  $T_1$  de ce fluide : ce qui revient à négliger :  $\frac{1}{\alpha_1}$

- Si l'air est calme on néglige le terme :  $\frac{1}{\alpha_2}$   
 $\alpha_2$  est directement proportionnel à la vitesse du vent on le calcul par la formule de JÜRGENS

$$\alpha_2 = 6,54 W^{0,78} \quad \text{où : } W = \text{vitesse moyenne du vent.}$$

Finalement nous aurons la formule :

$$Q = 2 \lambda \cdot \frac{\pi (T_1 - T_2)}{\ln \frac{D_2}{D_1}} \quad (2) \quad \text{où : } D_2 = D_1 + 2e$$

Examinons maintenant le calcul des déperditions calorifiques dans le cas de l'eau surchauffée et de la vapeur pour tous les prototypes et le calcul de la température en surface du calorifuge.

EAU SURCHAUFFEE

CIRCULATION SIMPLE

$$T_1 = 120^\circ\text{C} \quad D_1 = 34 \text{ mm}$$

$$T_2 = 20^\circ\text{C}$$

\* Déperditions calorifique

a) Liège

$$e = 5 \text{ mm}$$

$$\lambda = 0,038 \text{ Kcal/m.h.}^\circ\text{C}$$

Par unité de longueur :

$$Q = \frac{2.3,14. 0,038 (120 - 20)}{\ln \frac{44}{34}} =$$

$$Q = 92,7 \text{ Kcal/m}^\circ\text{.h}$$

b) Air

$$e = 3 \text{ mm}$$

$$\lambda = 0,027 \text{ Kcal/m.h.}^\circ\text{C}$$

$$Q = \frac{2.3,14. 0,027 (120 - 20)}{\ln \frac{40}{34}}$$

$$Q = 102,8 \text{ Kcal/m}^\circ\text{.h}$$

Si on considère une canalisation où l'air est parfaitement calme.

\* Température à la surface du calorifuge :  $T_e$

On calcule cette température par la formule de : CAMMERER :

$$T_e = T_2 - \left( 50 + \frac{10}{\frac{D_2}{2\lambda} \ln \frac{D_2}{D_1}} \right) + \sqrt{\left( 50 + \frac{10}{\frac{D_2}{2\lambda} \ln \frac{D_2}{D_1}} \right)^2 + \frac{20}{\frac{D_2}{2\lambda} \ln \frac{D_2}{D_1}}} (T_1 - T_2)$$

On trouve :

Liège	$\implies$	$T_e = 67,6^\circ\text{C}$
Air	$\implies$	$T_e = 69,8^\circ\text{C}$

EAU SURCHAUFFEE

CIRCULATION DOUBLE (en U)

\* Déperditions calorifique par unité de longueur :

$$T_1 = 120^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 20^\circ\text{C}$$

$$D_1 = 21 \text{ mm}$$

a) Liège

$$e = 5 \text{ mm}$$

$$\lambda = 0,038 \text{ Kcal/m.h.}^\circ\text{C}$$

$$Q = \frac{2.3,14 \cdot 0,038 (120 - 20)}{\ln \frac{31}{21}} =$$

$$Q = 61,4 \text{ Kcal m/h}$$

b) Air

$$e = 3 \text{ mm}$$

$$\lambda = 0,027 \text{ Kcal/m.h.}^\circ\text{C}$$

$$Q = \frac{2.3,14 \cdot 0,027 (120 - 20)}{\ln \frac{27}{21}} =$$

$$Q = 67,5 \text{ Kcal m/h}$$

\* Température à la surface du calorifuge

formule de : CAMMERER, on trouve :

Liège	====>	$T_e = 66,3 \text{ }^\circ\text{C}$
Air	====>	$T_e = 71,3 \text{ }^\circ\text{C}$



VAPEUR

CIRCULATION SIMPLE

\* Déperditions calorifique par unité de longueur.

$$T_1 = 102 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$D_1 = 34 \text{ mm}$$

a) Liège

$$e = 5 \text{ mm}$$

$$\lambda = 0,038 \text{ Kcal/m.h.}^\circ\text{C}$$

$$Q = \frac{2.3,14.0,038 (102 - 20)}{\ln \frac{44}{34}}$$

$$Q = 76 \text{ Kcal m/h}$$

b) Air

$$e = 3 \text{ mm}$$

$$\lambda = 0,027 \text{ Kcal/m.h.}^\circ\text{C}$$

$$Q = \frac{2.3,14.0,027 (102 - 20)}{\ln \frac{40}{34}}$$

$$Q = 84,1 \text{ Kcal m/h.}$$

\* Température à la surface calorifuge

Formule de CRAMMERER on trouve :

Liège	$\Rightarrow$	$T_e = 60,1 \text{ }^\circ\text{C}$
Air	$\Rightarrow$	$T_e = 63,6 \text{ }^\circ\text{C}$

Tous ces résultats ainsi que ceux du deuxième prototype. (1000 x 350 x 50) seront portés dans le tableau.(2)

## CALCUL D'ISOLATION THERMIQUE

RADIATEUR	fluide chauffant	Isolant	Q <sub>DEF</sub> (kcal/h)	t <sub>e</sub> (°C)
RADIATEUR: 1 Circ. simple 1000 x 700 x 50	Eau Surchauffée	Air	102,4	69,3
		liège	92,9	67,6
	Vapeur	Air	84,1	63,6
		liège	76	60,1
RADIATEUR: 2 Circ. double 1000 x 700 x 35	Eau	Air	67,5	71,3
	Surchauffée	liège	61,4	66,3
RADIATEUR: 3 Circ. simple 1000 x 350 x 50	Eau	Air	84,8	71,9
	Surchauffée	liège	76	67
		Air	69,3	63,6
	Vapeur	liège	62	59,6
Eau		Air	68	71
RADIATEUR: 4 Circ. double 1000 x 300 x 35	Surchauffée	liège	61,5	67

Epaisseur ⇒  $\left\{ \begin{array}{l} \text{Air: } e = 3 \text{ mm} \\ \text{liège: } e = 5 \text{ mm} \end{array} \right.$

### III, 3 - CALCUL DE DILATATION

Nous avons déjà vu que la quantité d'eau contenu dans le radiateur n'intervient pas dans le calcul du vase d'expansion, dans cette partie de calcul nous nous proposons de calculer la dilatation dans deux cas :

- 1 - Calcul du vase d'expansion
- 2 - Calcul de la dilatation dans le radiateur.

#### 1 - CAPACITE D'UN VASE D'EXPANSION

Le vase d'expansion doit permettre d'absorber la dilatation de l'eau de l'installation entre ses limites de température froide et chaude.

On part de la capacité totale de l'installation et on considère la dilatation entre 10°C et la température moyenne dans le radiateur du fluide chauffant.

En pratique on adopte les capacités suivantes :

- Pour un chauffage par radiateur : 1 litre par 1000 calories
- Pour un chauffage par le sol ou le plafond : 0,7 Litre par 1000 calories.

Ce calcul s'effectue selon la courbe donnée en annexe ( 11 ) qui d'après la température effective donne la dilatation de l'eau.

#### 2 - CALCUL DE DILATATION DANS LE RADIATEUR

Nous nous proposons maintenant de faire le calcul de dilatation dans le radiateur pour protéger ce dernier des effets néfastes d'une augmentation de volume d'eau dans le radiateur par dilatation.

# DILATATION DE L'EAU EN FONCTION DE LA TEMPERATURE

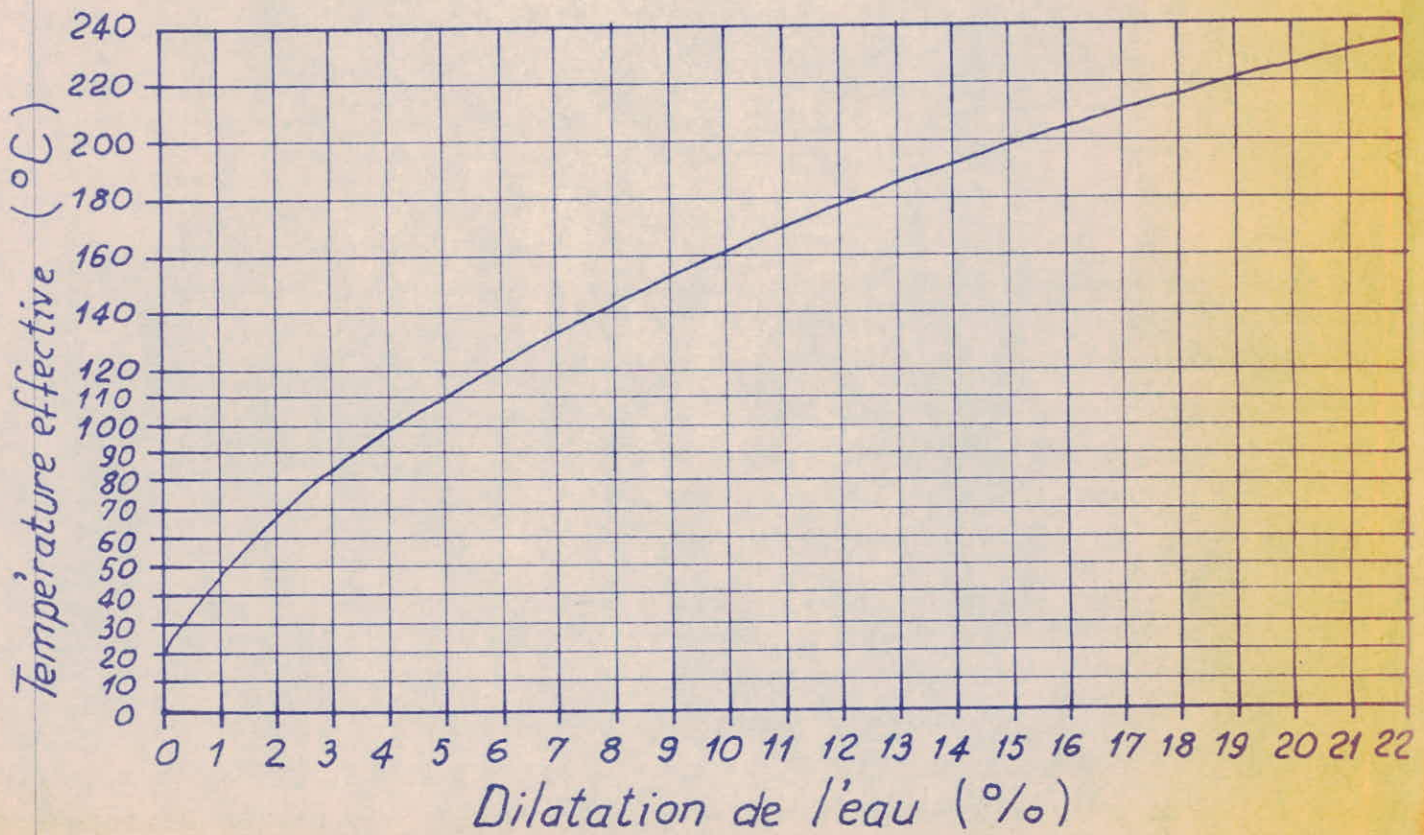


figure: 11

Pour ce but nous allons calculer la dilatation propre de l'eau dans le radiateur et la dilatation propre du radiateur sous l'effet de la même température maximale du radiateur.

\* PROTOTYPE (1) Circulation simple : 1000 x 700 x 50

- Volume du radiateur :

$$V_{\text{rad}} = L \times H \times l = 1 \times 0,7 \times 0,05 = 0,035 \text{ m}^3 = \boxed{35 \text{ l}}$$

- Volume occupé par l'eau dans le radiateur :

Ce sera le volume du radiateur moins le volume occupé par la conduite dans le radiateur :

$$V_{\text{eau}} = V_{\text{rad}} - \frac{\pi D_e^2}{4} \times L = 0,035 - \frac{3,14 \cdot 0,034^2}{4} \times 1 = 0,0341 \text{ m}^3 =$$

$$\boxed{34,1 \text{ l}}$$

- Dilatation de l'eau (courbe : 11)

entre : 30°C et 20°C soit une température effective :

Teff. = 60°C : on a une dilatation de l'eau de  $\boxed{1,7 \%}$

Soit une augmentation de volume de :

$$\frac{34,1 \times 1,7}{100} = 0,58 \text{ l}$$

Donc à 30°C : le volume d'eau dans le radiateur sera :

$$V_{\text{eau}} = 34,1 + 0,58 = \boxed{34,68 \text{ l}}$$

- Dilatation du radiateur :

la tôle galvanisée (acier) possède un coefficient de dilatation linéaire environ égal à :

$$\alpha = 16 \times 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$$

Le volume du radiateur à 30°C est donné par la formule suivante :

$$\boxed{V_t = V_0 (1 + \alpha T)^3}$$

où :  $V_t$  = Volume du radiateur à 30°C

$V_0$  = Volume du radiateur à 20°C

T = Température (30°C)

.../...

$$V_{\text{rad}} = 35 (1 + 80.16.10^{-6})^3 = \boxed{35,13 \text{ l}}$$

PROTOTYPE (2) Circulation double : 1000 x 700 x 35

$$V_{\text{rad}} = L \times H \times l = 1.0,7. 0,035 = 0,0245 \text{ m}^3 = \boxed{24,5 \text{ l}}$$

$$V_{\text{eau}} = V_{\text{rad}} - \frac{\pi D_e^2}{4} \times L = 0,0245 - \frac{3,14. 0,021^2}{4} \cdot 1 = 0,02415 \text{ m}^3$$

$$\boxed{V_{\text{eau}} = 24,15 \text{ l}}$$

à  $T_{\text{eff.}} = 60^\circ\text{C} \implies$  Dilatation : 1,7 %

Soit une augmentation de volume de l'eau :

$$\frac{24,15 \times 1,7}{100} = 0,41 \text{ l}$$

à  $80^\circ\text{C}$  : le volume occupé par l'eau sera :

$$V_{\text{eau}} = 24,15 + 0,41 = \boxed{24,56 \text{ l}}$$

$$\text{à } 80^\circ\text{C} : V_{\text{rad}} = V_0 (1 + \alpha T)^3 = 24,5 (1 + 80.16.10^{-6})^3 = \boxed{24,59 \text{ l}}$$

Conclusion :

On remarque qu'entre 20 et  $80^\circ\text{C}$  qui est la température maximale du radiateur, que les dilatations de volume dans les deux prototypes suivent la même loi de variation de volume et que le volume du radiateur est un peu supérieur au volume occupé par l'eau, ce qui nous arrange bien car l'inverse peut détériorer le radiateur au niveau des soudures, incident qui serait préjudiciable pour la sécurité humaine.

Un calcul identique a été fait pour le prototype (100 x 350 x 50) et les résultats seront portés dans le tableau. 3

CALCUL DE DILATATION  
DANS LE RADIATEUR

RADIATEUR	$T_{eff}$ (°C)	Dilatation eau (%)	$V_{radiateur}$ (L)	$V_{eau}$ (L)
PROTOTYPE : 1 Circ. simple 1000 x 700 x 50	60	1,7	(à 80°C) 35,13	(à 80°C) 34,68
PROTOTYPE : 2 Circ. double 1000 x 700 x 35	60	1,7	(à 80°C) 24,59	(à 80°C) 24,16
PROTOTYPE : 3 Circ. simple 1000 x 350 x 50	68	2	(à 88°C) 17,57	(à 88°C) 17,24
PROTOTYPE : 4 Circ. double 1000 x 350 x 35	68	2	12,31	11,79

Tableau: 3

CHAPITRE : IV

PARTIE PRATIQUE

Nous proposons dans cette partie la détermination pratique des performances des prototypes du radiateur sans pression pour la vérification des résultats théoriques figurant dans la partie calcul du projet.

En général on utilise deux procédés de mesure :

- 1 - Avec recyclage
- 2 - Sans recyclage

1- Avec recyclage :

Ce procédé consiste à mesurer l'énergie cédée par la chaudière alimentant le corps de chauffe.

2- Sans recyclage :

Ce procédé consiste à mesurer la quantité de fluide chauffant s'écoulant par unité de temps, les températures d'entrée, de sortie et ainsi on aura la puissance calorifique du corps de chauffe. Le procédé le plus utilisé est le procédé avec recyclage. Ces procédés donnent de bons résultats sous certaines conditions tels que :

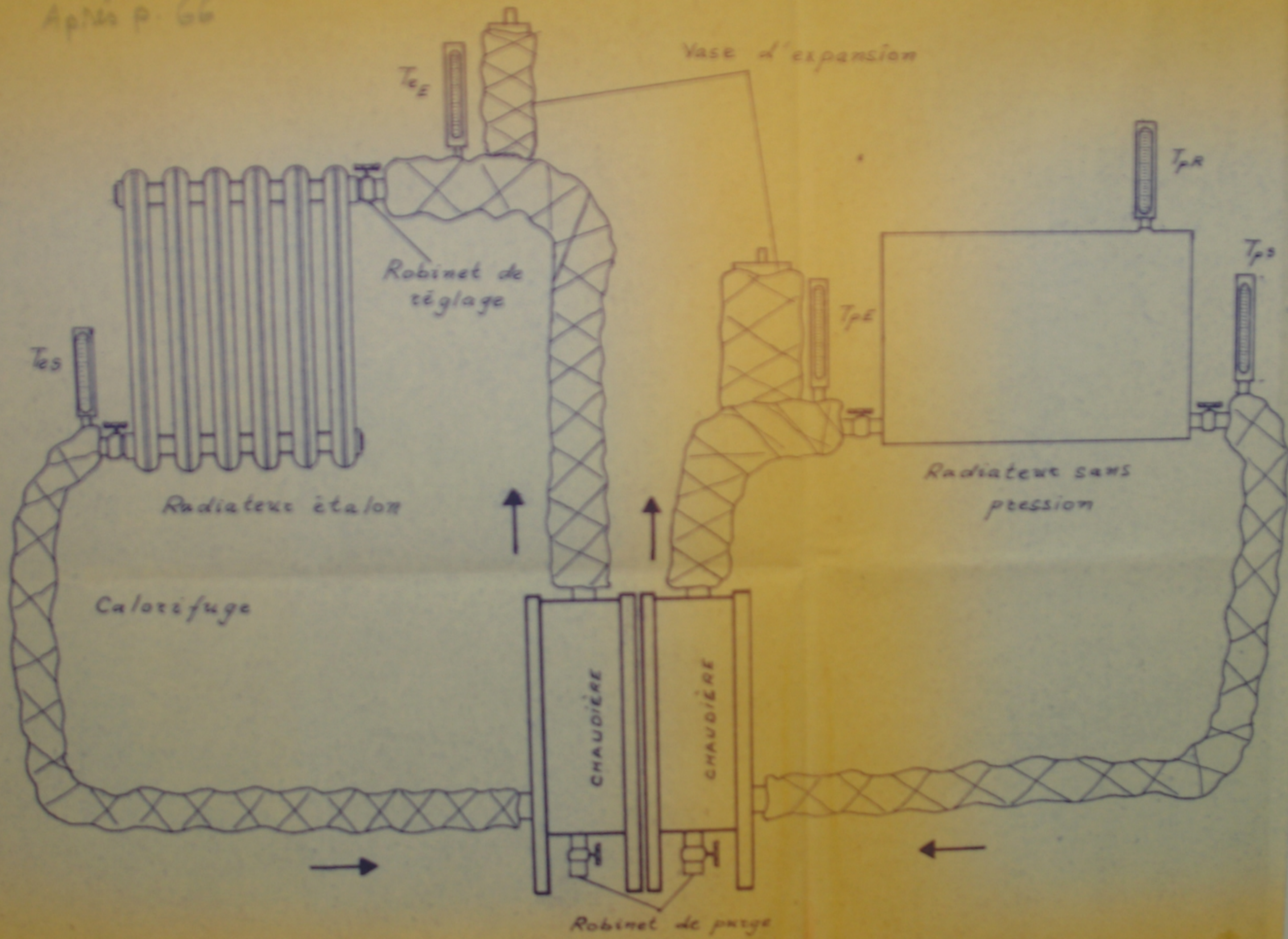
- pas de perturbations de courants d'air
- parois de la salle non rayonnantes

Pour notre cas nous avons préconisé un procédé simple donnant avec des moyens réduits de bons résultats : c'est le procédé par comparaison avec un radiateur étalon de puissance connue. Pour ce but nous proposons l'installation d'essai suivante : (Fig. : 12).



PMO14 75

Après p. 66



BANC D'ESSAI RADIATEURS

figure 12

#### IV,1 - BANC D'ESSAI

Le banc d'essais se compose :

- \* D'une chaudière électrique (à résistance électrique de chauffe) de puissance : 1,5 KW.
- \* D'un radiateur étalon de puissance  $Q_E$  connue.  
 $Q_E = 700 \text{ Kcal/h}$  (conditions standards)
- \* D'un prototype de puissance inconnue.
- \* De deux vases d'expansion ouverts
- \* D'un ampèremètre
- \* D'un voltmètre
- \* D'un rhéostat de réglage.
- \* De thermomètres.
- \* De robinets de réglage.

Les tuyauteries de circulation sont complètement calorifugées, le fluide chauffant circule par thermo siphon.

#### IV,2 - PRINCIPE ET METHODE DE MESURE DE LA PUISSANCE

Définissons d'abord la courbe caractéristique du radiateur étalon :

C'est la courbe donnant le rapport de la puissance mesurée dans les conditions standards :  $Q_0$  et celle mesurée pour un écart de température quelconque :  $Q$ , en fonction des écarts de température.

Pour notre cas :

$$\boxed{\frac{Q_0}{Q} = \left( \frac{\Delta T_0}{\Delta T} \right)^{4/3}} \quad (1)$$

où :  $\Delta T_0$  : écart de température aux conditions standards :

$$(\Delta T_0 = T_{my} - T_C = \frac{90 + 70}{2} - 20 = 60^\circ\text{C})$$

$\Delta T$  : écart de température quelconque.

.../...

Cette courbe caractéristique du radiateur étalon permet la détermination de sa puissance pour n'importe quel écart de température.

Le radiateur étalon et le prototype sont mis dans les mêmes conditions de fonctionnement.

Nous avons deux moyens de mesure :

- 1- à puissance électrique égale
- 2- à écarts de température identiques

#### IV,2,1 - Méthode de mesure à puissance électrique égale

La même puissance électrique est fournie aux deux résistances chauffantes, réglage fait par l'intermédiaire d'un rhéostat, cette puissance sera définie connaissant : la tension entre bornes de la résistance, et l'intensité du courant.

Selon la formule (1) le rapport des puissances calorifiques des deux radiateurs est fonction des écarts de température.

$$\text{Ainsi : } \boxed{Q_P = Q_E \left( \frac{\Delta T_E}{\Delta T_P} \right)^{4/3}} \quad (2) \quad \begin{array}{l} Q_P = \text{puissance calorifique} \\ \text{du prototype.} \\ Q_E = \text{Puissance calorifique} \\ \text{de radiateur étalon.} \end{array}$$

$Q_E$  = est déterminée par la courbe caractéristique.

$$\Delta T_P = T_R - T_O$$

$$\Delta T_E = \frac{T_{eE} + T_{sE}}{2} - T_C$$

où :  $T_{eE}$  = Température entrée  
du radiateur étalon

$T_{sE}$  = Température sortie  
du radiateur étalon

Nous faisons une hypothèse pour cette méthode que le rapport de puissance calorifique dans les conditions standards est le même que celui correspondant aux essais : par suite des faibles écarts constatés entre les paramètres standards et d'essais

IV,2,2 - Méthode de mesure à écarts de températures identiques

Ce réglage est fait par l'intermédiaire du rhéostat.

La puissance du prototype est déterminée aux pertes près à partir des puissances électriques.

On fait un réglage de puissances de chaudières de façon à avoir un même écart de température au niveau des deux radiateurs :

$$\frac{T_{eE} + T_{sE}}{2} - T_c = T_R - T_c \implies T_R = \frac{T_{eE} + T_{sE}}{2}$$

Nous aurons :

$$Q_P = Q_E \frac{E_P \cdot I_P}{E_E \cdot I_E}$$

où :  $E_E$  = Tension aux bornes de la chaudière du radiateur étalon

$I_E$  = Intensité du courant de la résistance chauffante de la chaudière du radiateur étalon

$E_P$  = Tension aux bornes de la chaudière du prototype

$I_P$  = Intensité du courant de la résistance chauffante de la chaudière du prototype.

REMARQUE :

Dans ce qui suit nous verrons le calcul détaillé pour le prototype : 1 (1.000 x 350 x 50), des coefficients d'échange de chaleur, de la puissance du radiateur ainsi que l'influence : de la vitesse d'écoulement du fluide chauffant et de la peinture sur le coefficient d'échange de chaleur du radiateur. Les résultats du deuxième prototype (1000x700x50) seront portés sur un tableau récapitulatif.

IV,3 - Détermination de la puissance calorifique des prototypes

Pour ce but nous utiliserons la méthode de manipulation à puissances électriques égales.

Sur l'installation déjà en place, nous mettons en dérivation un voltmètre et un ampèremètre, ainsi nous aurons la tension E et le courant I aux bornes de la résistance chauffante, connaissons E et I on peut déduire la puissance de la chaudière qui diminuée des pertes dues aux déperditions calorifiques donnera la puissance du radiateur.

Nous avons fait trois essais pour chaque prototype, les calculs seront détaillés pour le premier essai de chaque prototype uniquement, les résultats des autres essais seront portés dans les tableaux récapitulatifs (4) et (5).

IV,3,1 - Détermination des pertes par déperditions calorifiques

Nous remplaçons les deux radiateurs par un tube (20-27)calorifugé.

Le régime stationnaire sera atteint lorsque la différence des températures entrée :  $T_1$  et sortie  $T_2$  sera minimale et stable, nous relevons E et I.

\* Côté radiateur étalon :

$$\begin{array}{ll} T_1 = 60^\circ\text{C} & E = 59,6 \text{ V} \\ T_2 = 59^\circ\text{C} & I = 1,3 \text{ A} \\ T_C = 23,5^\circ\text{C} & \end{array}$$

$$\Delta T'_E = \frac{T_1 + T_2}{2} - T_C = \frac{60 + 59}{2} - 23,5 = \boxed{36^\circ\text{C}}$$

\* Perte dans le radiateur étalon :  $P'_{PE}$

$$P'_{PE} = 0,86. E. I = 0,86. 59,6. 1,3 = \boxed{92,3 \text{ Kcal/h}}$$

\* Côté prototype radiateur sans pression

$$\begin{aligned} T_1 &= 59^\circ\text{C} & E &= 59,6 \text{ V} \\ T_2 &= 53^\circ\text{C} & I &= 1,8 \text{ A} \end{aligned}$$

$$\Delta T'_P = \frac{T_1 + T_2}{2} - T_C = \frac{59 + 53}{2} - 23,5 = \boxed{35^\circ\text{C}}$$

\* Perte dans le prototype :  $P'_{PP}$

$$P'_{PP} = 0,86 \cdot E \cdot I = 0,86 \cdot 59,6 \cdot 1,8 = \boxed{92,3 \text{ Kcal/h}}$$

IV,3,2 -  $\boxed{\text{PROTOTYPE : 1 (1.000 \times 350 \times 50)}}$

Essais 1 : Nous avons relevé au régime stationnaire

$$\begin{aligned} E &= 165 \text{ V} & T_C &= 25,5^\circ\text{C} & T_{eE} &= 98^\circ\text{C} \\ I &= 5,15 \text{ A} & T_{ep} &= 99^\circ\text{C} & T_{sE} &= 87^\circ\text{C} \\ & & T_{sp} &= 93^\circ\text{C} & & \\ & & T_R &= 81^\circ\text{C} & & \end{aligned}$$

- Écart de température dans le radiateur étalon :

$$\Delta T_E = \frac{T_{eE} + T_{sE}}{2} - T_C = \frac{98 + 87}{2} - 25,5 = \boxed{67^\circ\text{C}}$$

- Écart de température dans le prototype :

$$\Delta T'_P = \frac{T_{ep} + T_{sp}}{2} - T_C = \frac{99 + 93}{2} - 25,5 = \boxed{70,5^\circ\text{C}}$$

- Calcul des pertes par déperditions calorifiques :

Le calcul des pertes par déperditions calorifiques fait précédemment pour un écart de température de  $35^\circ\text{C}$  et  $36^\circ\text{C}$  peut être utilisé pour la détermination des pertes par déperditions calorifiques pour n'importe quel écart de température, en utilisant la relation valable pour de petits écarts de température :

$$\boxed{\frac{P'_P}{P_P} = \frac{\Delta T'_P}{\Delta T_P}} \quad (3)$$

Dans un écart de température :

$$\Delta T_P^* = 70,5^\circ\text{C}$$

$$\text{Prototype : } P_{PP} = P'_{PP} \cdot \frac{\Delta T_P^*}{\Delta T'_P} = 92,3 \cdot \frac{70,5}{35} = \boxed{186 \text{ Kcal/h}}$$

$$\Delta T_E = 67^\circ\text{C}$$

$$\text{Etalon : } P_{PE} = P'_{PE} \cdot \frac{\Delta T_E}{\Delta T'_E} = 92,3 \cdot \frac{67}{36} = \boxed{172 \text{ Kcal/h}}$$

- Puissance du prototype

$$Q_P = 0,86 \cdot \text{E.I.} - P_{PP} = 0,86 \cdot 165 \cdot 5,15 - 186 = \boxed{545 \text{ Kcal/h}}$$

et aux conditons standarts

$$Q_{OP} = Q_P \left( \frac{\Delta T_{OP}}{\Delta T_P} \right)^{4/3} = 545 \cdot \left( \frac{60}{55,5} \right)^{4/3} = \boxed{604 \text{ Kcal/h}}$$

- Puissance réelle du radiateur étalon aux conditions standarts :

$$Q_E = 0,86 \cdot \text{E.I.} - P_{PE} = 0,86 \cdot 165 \cdot 5,15 - 172 = \boxed{559 \text{ Kcal/h}}$$

et aux conditions standarts :

$$Q_{OE} = Q_E \cdot \left( \frac{\Delta T_{OE}}{\Delta T_E} \right)^{4/3} = 559 \cdot \left( \frac{60}{67} \right)^{4/3} = \boxed{482 \text{ Kcal/h}}$$

La valeur de la puissance du radiateur aux conditions standarts donnée par sa fiche technique (ou certificat) qui est de 700 Kcal/h s'est avérée trop élevée et la valeur réelle de cette puissance est de = 482 Kcal/h.

.../...

IV,4 - Détermination de  $K_0$

$K_0$  se calcule selon la formule suivante :

$$K_0 = \frac{Q_P}{S_0 \left\{ \frac{T_{ep} + T_{sp}}{2} - T_R \right\}}$$

Où :  $S_0$  = Surface extérieure de la conduite fluide chauffant.

- Surface extérieure de la tuyauterie

$$S_0 = \pi \cdot D_{02} \cdot L = 3,14 \cdot (27 \cdot 10^{-3}) \cdot 1 = \boxed{0,08478 \text{ m}^2}$$

d'où :

$$K_0 = \frac{545}{0,08478 \cdot \left( \frac{99 + 93}{2} - 81 \right)} = \boxed{428 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$$

.../...



IV,5 - Détermination de K<sub>1</sub>

K<sub>1</sub> se calcule selon la formule.

$$K_1 = \frac{Q_P}{S_1 (T_R - T_C)}$$

où : S<sub>1</sub> = Surface extérieure du radiateur.

$$- S_1 = 1.0,35.2 + 0,35.0,05.2 + 1.0,05.2 = 0,835 \text{ m}^2$$

$$\text{d'où : } K_1 = \frac{545}{0,835 (81 - 25,5)} = 11,8 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$$

IV,6 - Influence de la vitesse d'écoulement sur le coefficient d'échange de chaleur K<sub>0</sub>

Pour une température moyenne du fluide chauffant : T<sub>Fmoy</sub> =

$$T_{Fmoy} = \frac{T_{ep} + T_{sp}}{2} = \frac{99 + 93}{2} = 96^\circ\text{C} \quad \text{on aura :}$$

$$(C_P = 1,0072 \text{ Kcal/Kg} \cdot \text{°C})$$

$$(\rho = 961,2 \text{ Kg/m}^3)$$

IV,6,1 - Calcul du débit du fluide chauffant :

On le calcule selon la formule

$$\dot{m} = \frac{Q_P}{3.600 \cdot \rho \cdot C_P \cdot (T_{ep} - T_{sp})} \quad (5) \quad (\dot{m} : \text{m}^3/\text{s})$$

$$\dot{m} = \frac{545}{3.600 \cdot 961,2 \cdot 1,0072 \cdot (99 - 93)} = 26 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$$

IV,6,2 - Calcul de la vitesse d'écoulement du fluide chauffant

$$W = \frac{\dot{m}}{S_{01}} = \frac{26 \cdot 10^{-6} \cdot 4}{\pi \cdot D_{01}^2} = \frac{26 \cdot 10^{-6} \cdot 4}{3,14 \cdot (20 \cdot 10^{-3})^2} = 0,003 \text{ m/s}$$

IV,8 - PROTOTYPE : 2 (1.000 x 700 x 50)

Essais : 1

Nous avons relevé au régime stationnaire :

...../.....

$$\begin{array}{ll} E = 177V & T_{ep} = 97^{\circ}C \\ I = 5,4 A & T_{sp} = 82^{\circ}C \\ T_C = 25^{\circ}C & T_R = 68^{\circ}C \end{array}$$

Pour ce prototype nous n'avons pas eu le régime stable dans le radiateur étalon car l'eau a commencé à bouillir dans le radiateur étalon.

- Ecart de température dans le prototype :

$$\Delta T_P = \frac{T_{ep} + T_{sp}}{2} - T_C = \frac{97 + 82}{2} - 25 = \boxed{64,5^{\circ}C}$$

IV,8,1 - Calcul des pertes par déperditions calorifiques :

$$P_{PP} = 92,3 \cdot \frac{64,5}{35} = \boxed{170 \text{ Kcal/h}}$$

IV,8,2 - Puissance du prototype :

$$Q_P = 0,86 \cdot 177 \cdot 5,4 - 170 = \boxed{652 \text{ Kcal/h}}$$

- et aux conditions standards

$$Q_{OP} = 652 \cdot \left( \frac{60}{68 - 25} \right)^{4/3} = \boxed{1016 \text{ Kcal/h}}$$

IV,8,3 - Calcul de  $K_0$  du second prototype :

$$K_0 = \frac{652}{0,10676 \cdot \left( \frac{97 + 82}{2} - 68 \right)} = \boxed{284 \text{ Kcal/h.m}^2.\text{°C}}$$

IV,9 - Influence de la peinture

Nous avons étudié l'influence de la peinture sur le radiateur pour ce but, nous avons peint les deux prototypes du radiateur sans pression avec une peinture à l'huile grise émeraude.

Un seul essai a été fait pour le premier prototype et nous avons relevé au régime stationnaire les résultats suivants :

$$\begin{array}{lll} E = 155 V & T_{eE} = 84^{\circ}C & T_{ep} = 98^{\circ}C \\ I = 4,9 A & T_{sE} = 76^{\circ}C & T_{sp} = 88^{\circ}C \\ T_C = 23^{\circ}C & & T_R = 69^{\circ}C \end{array}$$

.../...

IV,9,1 - Calcul de la puissance du prototype point

Puissance que nous noterons par :  $Q_{PPeint}$

- aux conditions de l'expérience :

$$\Delta T_P^* = \frac{T_{ep} + T_{sp}}{2} - T_C = \frac{98 + 88}{2} - 23 = 70^\circ\text{C}$$

- Calcul des pertes aux conditions de l'expérience

$$P_{PP} = P_{OPP} \cdot \frac{\Delta T_P^*}{\Delta T_{OP}} = 92,3 \cdot \frac{70}{35} = 184,6 \text{ Kcal/h}$$

- Puissance du prototype point :

$$Q_{PPeint} = 0,86 \cdot EI - P_{PP} = 0,86 \cdot 155 \cdot 4,9 - 184,6 = 469 \text{ Kcal/h}$$

et aux conditions standards :

$$Q_{OPPeint} = Q_{PPeint} \cdot \left( \frac{\Delta T_{OP}}{\Delta T_P} \right)^{4/3} = 469 \cdot \left( \frac{60}{69 - 23} \right)^{4/3} = 668 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{OPPeint} = 668 \text{ Kcal/h}$$

IV,9,2 - Détermination du coefficient  $K_0$  du premier prototype point

$$K_0 = \frac{469}{0,08478 \left( \frac{98 + 88}{2} - 69 \right)} = 231 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

IV,10 - Puissance du second prototype point

Nous avons relevé au régime stationnaire

$E = 166 \text{ V}$	$T_{eP} = 91^\circ\text{C}$	$T_{eE} = 94^\circ\text{C}$
$I = 5,2 \text{ A}$	$T_{sp} = 72^\circ\text{C}$	$T_{sE} = 86^\circ\text{C}$
$T_C = 22^\circ\text{C}$	$T_R = 54^\circ\text{C}$	

- aux conditions de l'expérience :

$$\Delta T_P^* = \frac{T_{eP} + T_{sP}}{2} - T_C = \frac{91 + 72}{2} - 22 = 59,5^\circ\text{C}$$

- Calcul des pertes aux conditions de l'expérience :

$$P_{PP} = P_{OPP} \cdot \frac{\Delta T_P^*}{\Delta T_{OP}} = 92,3 \cdot \frac{59,5}{35} = 157 \text{ Kcal/h}$$

- Puissance du prototype peint :

$$Q_{P\text{Peint}} = 0,86 \text{ E.I.} - P_{PP} = 0,86 \cdot 166,5,2 - 157 = \boxed{585 \text{ Kcal/h}}$$

$$Q_{P\text{Peint}} = 585 \text{ Kcal/h}$$

- et aux conditions standards :

$$Q_{OP\text{Peint}} = 594 \cdot \left( \frac{60}{54 - 25,3} \right)^{4/3} = \boxed{1.349 \text{ Kcal/h}}$$

IV,10,1 - Détermination du coefficient  $K_0$  pour le second prototype :

$$S_0 = 0,10676 \text{ m}^2$$

$$K_0 = \frac{585}{0,10676 \left( \frac{91 + 72 - 54}{2} \right)} = \boxed{200 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$$

On remarque en effet que la peinture :

- Augmente la puissance du radiateur : augmentation due à son effet rayonnant plus élevé que celui de la tôle nue.
- Et en même temps diminue le coefficient  $K_0$  : diminution due à la faible vitesse du fluide chauffant qui nous fait augmenter l'écart  $(T_{ep} - T_{sp})$  qui à son tour augmente l'écart  $\left( \frac{T_{ep} + T_{sp}}{2} - T_R \right)$ .

La diminution de la vitesse d'écoulement du fluide chauffant est due à l'augmentation du diamètre de la conduite.

IV-11 - Conclusions :

Les résultats des essais sur banc et l'interprétation de ces résultats se trouvent dans les tableaux (4) et (5). L'étude des tableaux (4) et (5) nous conduit à des constatations majeures en tenant compte des écarts entre valeurs théoriques et valeurs pratiques, écarts justifiés dans la mesure où la théorie suppose le cas idéal, car la théorie ne donne qu'une

.../...

Prévision approximative des performances, l'établissement des performances réelles du prototype ne se fera que par des expériences qui sont d'ailleurs propodérantes par leurs résultats. En comparant les tableaux (4), (5) et (1) on constate des différences entre les puissances calculées et celles trouvées par l'expérience, ces écarts se justifient amplement par le fait que les conditions de fonctionnement ne sont pas les mêmes et que la puissance du radiateur trouvée pratiquement ne correspond qu'à une certaine puissance de la chaudière conditionnée à sont tour par une certaine puissance électrique.

L'écart entre les coefficients d'échange de chaleur  $K_0$  calculés et ceux trouvés par l'expérience, est dû en grande partie à la différence assez élevée entre les vitesses théoriques et pratiques car plus la vitesse augmente plus le coefficient  $K_0$  augmente.

Les coefficients  $K_0$  trouvés par expérience pour le premier prototype sont supérieurs à ceux du second prototype, cette différence est due à une plus grande vitesse du fluide chauffant dans le premier prototype par rapport au second prototype car le diamètre du premier prototype est inférieure à celui du second prototype.

PROTOTYPE I (1000 x 350 x 50)

tableau : 4

ESSAIS	Tep (°C)	Tsp (°C)	TR (°C)	TeE (°C)	TSE (°C)	Tc (°C)	ΔTp (°C)	ΔTE (°C)	E (V)	I (A)	Ppp (kcal/lr)	PPE	Qp (kcal/lr)	Qop	Ko ( $\frac{kcal}{m^2 \cdot K \cdot s}$ )	K1 ( $\frac{kcal}{m^2 \cdot C \cdot h}$ )	QE	QoE	m ( $\frac{m^3}{s}$ )	W ( $\frac{m/s}$ )
1	99	93	81	98	87	25,5	55,5	67	165	5,15	186	172	545	604	428	11,8	559	482	25,8 · 10 <sup>-6</sup>	0,082
2	102	98,5	85	94	85,5	17,8	67,2	71,95	176	5,38	217,4	184,5	597	513	462	10,64	630	494	49 · 10 <sup>-6</sup>	0,16
3	98	92	80	100	94	25,5	54,5	71,5	165	5,15	183	183	548	623	431	12,1	548	434	26 · 10 <sup>-6</sup>	0,083

PROTOTYPE II (1000 x 700 x 50)

tableau : 5

ESSAIS	Tep (°C)	Tsp	E (V)	I (A)	Tc (°C)	TR (°C)	ΔTp (°C)	Ppp (kcal/lr)	Qp (kcal/lr)	Qop (kcal/lr)	Ko ( $\frac{kcal}{m^2 \cdot K \cdot s}$ )
1	97	82	177	5,4	25	68	43	170	652	1016	284
2	99	88	177	5,4	25	72	47	181	641	887	352
3	99	88	177	5,4	24,5	74	49,5	182	640	827	387

Chapitre V

- ETUDE ECONOMIQUE -

Le processus opérationnel ayant lieu dans un radiateur est la transmission d'une quantité de chaleur par unité de temps. Nous prendrons comme unité de chaleur la kilocalorie par heure, la dépense considérée est une dépense par heure. L'amélioration d'un type de radiateur de chauffage consiste en l'amélioration de ses performances techniques tout en diminuant les dépenses qui peuvent en découler. Ainsi l'étude technologique du radiateur est liée à l'étude économique par plusieurs liens tant au niveau du radiateur même qu'au niveau de l'installation de chauffage.

V,1 - Economie réalisée au niveau de l'installation

Nous avons vu que l'installation de chauffage par radiateur sans pression permet de réaliser des économies. Ces économies réalisées sont basées sur une diminution du débit de fluide chauffant par augmentation de l'écart de température entre l'entrée et la sortie du radiateur (car le débit de fluide chauffant est inversement proportionnel à l'écart de température).

Ces économies se traduiront par :

- un gain sur le vase d'expansion
- au niveau de la chaudière : un gain d'énergie électrique.
- un gain sur les tuyauteries
- un gain d'une pompe sur le circuit secondaire.

V,2 - Etude économique au niveau du radiateur :

On définit généralement les radiateurs par un coefficient donnant le rapport de la puissance et le poids du radiateur :

DID

V,2,1 - Détermination de la quantité de matière utilisée :

\* Prototype : 1 (1000 x 350 x 40) à circulation simple de fluide chauffant.

$$e = (0,4 \text{ à } 0,5) \text{ mm}$$

$$\text{densité de la tôle } d_1 = 4 \text{ Kg/m}$$

- poids de la tôle  $P_1$  :

$$P_1 = S \cdot d_1 = 0,303 \times 4 = 3,232 \text{ Kg}$$

- poids du tube (20 - 27)

$$\text{densité : } d_2 = 1,6 \text{ Kg/m} \quad ; \quad \text{longueur : } l = 1,03 \text{ m}$$

$$P_2 = d_2 \cdot l = 1,6 \times 1,03 = 1,728 \text{ Kg}$$

$$\text{d'où : } P = P_1 + P_2 = 3,232 + 1,728 = 4,96 \text{ Kg}$$

$$P_{p1} = 4,96 \text{ Kg}$$

- Prototype 2. (1000 x 700 x 50) à circulation simple de fluide chauffant

$$e = 0,7 \text{ à } 0,8 \text{ mm}$$

$$d_1 = 6,4 \text{ Kg/m} \quad (\text{tôle})$$

poids de la tôle

$$P_1 = 1,575 \times 6,4 = 10,08 \text{ Kg}$$

- Poids du tube (27 - 34) ( $l = 1,03 \text{ m}$ )

$$d_2 = 2,6 \text{ Kg/m}$$

$$P_2 = 2,6 \cdot 1,03 = 2,81 \text{ Kg}$$

$$P_{p2} = P_1 + P_2 = 10,08 + 2,81 = 12,89 \text{ Kg}$$

V,2,2, - Détermination du coefficient  $\frac{Q}{P}$

\* Pour le premier prototype aux conditions standards radiateur peint

$$\left(\frac{Q}{P}\right)_{1st} = \frac{663}{4,96} = 135 \frac{\text{Kcal}}{\text{h.kg}}$$

\* Pour le second prototype

$$\left(\frac{Q}{P}\right)_{2st} = \frac{1349}{12,89} = 105 \frac{\text{Kcal}}{\text{h.Kg}}$$



V,2,3 - Evaluation du prix des prototypes

On calcule le prix de la matière par la formule:

$$\text{Prix de la matière} = P_1 \times 1,25 \left( \frac{\text{DA}}{\text{Kg}} \right) + P_2 \times 1,6 \left( \frac{\text{DA}}{\text{Kg}} \right)$$

- Pour le premier prototype :

$$\text{Prix de la matière} = 3,232 \cdot 1,25 + 1,728 \cdot 1,6 = 6,81 \text{ DA}$$

- Pour le second prototype :

$$\text{Prix de la matière} = 10,08 \cdot 1,25 + 2,81 \cdot 1,6 = 17,1 \text{ DA}$$

Théoriquement pour évaluer le prix de revient du radiateur on ajoute au prix estimatif de la quantité de matière utilisée :

- le coût de la main d'oeuvre de chaque opération pour l'exécution du radiateur, coût que l'on calcule pour chaque opération par la formule :

$$C = S \cdot t \quad \text{où} \quad S = \text{Salaire de l'ouvrier}$$
$$t = \text{durée de l'opération}$$

- le prix des accessoires de réglage
- le prix des opérations indispensables à l'exécution du radiateur et le prix des opérations de finition du radiateur.

## CHAPITRE : VI

### VI - PROPOSITION

Nous allons étudier dans ce chapitre la possibilité d'exécution du radiateur sans pression en matière plastique.

#### VI,1 - Introduction :

De ces vingt dernières années peu d'industries ont autant évolué que l'industrie des plastiques. Parallèlement la production et la consommation de ces produits ont fait un bond prodigieux. Ces évolutions se sont axées sur deux points essentiels :

- amélioration de la tenue thermique
- et amélioration des caractéristiques mécaniques.

Pour notre étude nous nous sommes intéressés à ces types de plastiques ayant de grandes résistances thermiques et mécaniques, tout en tenant compte du prix de ces matériaux car notre but est de proposer un radiateur sans pression en plastique capable de concurrencer le radiateur en tôle et en raison des difficultés auxquelles nous nous sommes heurtés, notre étude s'est réduite plutôt à un choix de matières plastiques convenants aux conditions requises pour un radiateur de chauffage en fonctionnement continu, en vue d'être reprise plus tard pour une étude plus approfondie.

La solution la plus économique ne peut être choisie qu'après étude technologique du prototype.

De tous les plastiques qui résistent aux hautes températures, nous avons sélectionnés certains que nous avons jugés aptes à satisfaire nos conditions.

#### VI,2 - Choix des plastiques :

Les plastiques, comme il est connu de tous possèdent beaucoup d'avantages et d'inconvénients aussi.

D'après des enquêtes effectuées aux ETATS UNIS, les plastiques sont adoptés pour des raisons suivantes, par ordre d'importance :

- \* un meilleur aspect du produit
- \* une facilité de mise en oeuvre
- \* un prix avantageux
- \* qualité du produit
- \* Facilités d'approvisionnement
- \* Réduction du poids
- \* résistance à la corrosion

La mise en service pour la fabrication en série des radiateurs sur chaîne automatique est beaucoup moins complexe que celle utilisée pour les radiateurs en tôle, le seuil de rentabilité pour le plastique est toujours supérieur à 10.000 pièces.

Nous avons retenu :

- \* le chlorure de polyvinyle plastifié (P.V.C.)
- \* Le polystyrène
- \* Le polyéthylène
- \* Le polypropylène.

- Le chlorure de polyvinyl est le plastique le plus utilisé, son point de ramollissement est de  $T_R = 75^\circ\text{C}$  et en le plastifiant il sera de :  $T_R = 90^\circ\text{C}$  comme tous les plastiques sa conductibilité calorifique est faible :  $= 0,126 \text{ Kcal/m.h.}^\circ\text{C}$ . La fabrication, la mise en oeuvre du P.V.C. est la plus économique de tous les plastiques ce qui explique l'application à grande échelle de ce type de plastique dans l'industrie.

- Un autre plastique très utilisé : le polystyrène possédant aussi un prix de revient raisonnable, il coûte 1,2 fois le prix du P.V.C. (non plastifié). Il résiste à des températures en continu de 85 à 95°C, son coef-

ficient de conductibilité calorifique est de :

$$= 0,252 \text{ Kcal/m.h.}^\circ\text{C}$$

- Le polypropylène par ses caractéristiques exceptionnelles possède un large domaine d'utilisation varié, le premier polypropylène commercialisé est le Moplen : sa température maxima d'emploi est de :  $150^\circ\text{C}$ , son poids spécifique est de : 0,9 ses caractéristiques mécaniques sont bonnes. Il est particulièrement adapté au moulage par injection par suite de sa grande fluidité à haute température, il peut aussi facilement s'adapter au travail par compression, au boudinage ou à l'extrusion soufflage.

Ces plastiques à la température de fonctionnement normal sont atoxiques et conservent sensiblement leurs propriétés mécaniques. Leur densité qui est de 7 fois moins que celle de l'acier varie de : 0,9 à 1,4 , ce qui allège grandement le radiateur.

On peut aussi citer d'autres plastiques possédant de bonnes propriétés thermiques mais en contre partie coûtent très chers, parmi eux, : les polyamides : ils résistent à des températures de l'ordre de  $230^\circ\text{C}$ , ils coûtent 5 fois le prix du P.V.C.

### VI,3 - Conclusion

Les plastiques possèdent beaucoup d'avantages, en particulier :

- \* Réduction du poids du radiateur
- \* Bonne résistance à la corrosion
- \* Un prix avantageux

A première vue sa fabrication en série par rapport au radiateur en tôle, revient moins cher et demande moins de personnel, son épaisseur sera plus grande que celle du radiateur en tôle. Ne pouvons statuer par manque d'éléments essentiels pour une étude comparative au point de vue économique, nous laissons le problème posé pour l'avenir.

..../....

## CONCLUSION GENERALE

Il est utile de rappeler que le but de notre projet est l'étude prévisionnelle technico-économique d'un prototype de radiateur sans pression, pour cela nous nous sommes limités à la détermination de ces performances en première partie : théoriquement puis pratiquement en seconde partie sans se soucier de l'étude technologique et esthétique du radiateur.

En considérant que nos prévisions sur les performances du radiateur ne sont pas loin de la réalité on peut à juste titre estimer que les résultats obtenus sur banc d'essai sont acceptables et nous sommes convaincu que l'étude du radiateur sans pression est intéressante pour être reprise plus profondément et qu'une amélioration des performances du prototype est possible.

A titre indicatif pour illustrer cette étude nous donnons une comparaison sommaire de quelques radiateurs avec le prototype de radiateur sans pression.

par exemple :

le NEO CLASSIC (IDEAL STANDART)

Radiateur à éléments en colonnes de fonte, très utilisé en ALGERIE.

Nous avons deux types :

- 1) 61-6      Hauteur = 559 mm  
                  9 colonnes  
                  puissance (à 60°C) = 1152 Kcal/h  
                  poids net = 51,75 Kg  
                  Contenance = 6,75 l  
                  surface de chauffe = 2,52 m<sup>2</sup>  
                  Prix = 22,84 x 9 = 205,56 FF (Hors taxe)

.../...

2) 6-6

- 12 colonnes  
Puissance (à 60°C) = 1164 Kcal/h  
poids net = 53,4 Kg  
Surface de chauffe = 2,4 m<sup>2</sup>  
Contenance = 6,84 l  
Prix = 19,32 x 12 = 231,84 FF (hors taxe)

3) Un panneau = FRANCIA HOVAL

en acier laminé à froid

LG4 Hauteur = 510 mm

12 éléments

Puissance (à 60°C) = 1104 Kcal/h

Poids net = 16,2 Kg

Contenance = 3,36 l

- Le radiateurs sans pression demande en moyenne 1 Kg de matière pour avoir 100 Kcal/h
- Le 61-6 demande en moyenne 1 Kg de matière pour avoir 22 Kcal/h
- Le 46-6 demande en moyenne 1 Kg de matière pour avoir 21 Kcal/h
- Le panneau FRANCIA HOVAL = demande en moyenne 1 Kg de matière pour avoir 69 Kcal/h.

Le panneau FRANCIA HOVAL : LG4 est souvent rejeté pour son prix assez élevé.

Nous espérons avoir apporté notre modeste contribution quand à l'étude de ce radiateur et formulons le voeux que l'étude de ce type de radiateur de part ces performances soit de nouveau reprise pour amélioration.

- TABLE DES MATIERES -

- Avant propos	1
- <u>Chapitre -I-</u> : Introduction à l'étude des radiateurs de chauffage.	2
I/1 - Généralités sur les types de chauffage	
I/2 - Analyse critique du projet	5
I/2,1 - Mode de transmission de la chaleur.	5
I/3 - Données nécessaires à l'établis- sement du projet.	6
- <u>Chapitre -II-</u> : Problèmes posés par le radiateur sans pression.	7
II/1 - Avantages	9
II/2 - Inconvénients	24
- <u>Chapitre -III-</u> : Calcul d'avant projet	37
III/1 - Dimensionnement des radiateurs Notations.	37 38
III/2 - Calcul d'isolation thermique	57
III/3 - Calcul de dilatation	63
- <u>Chapitre -IV-</u> : Partie Pratique	66
IV/1 - Banc d'essais	67
IV/2 - Principe de mesure de la puissance	67
IV/2 - Détermination de la puissance calorifique des prototypes.	70

.../...

<del>IV/4</del> - <del>Détermination du coefficient</del> d'échange de chaleur Ko	73
IV/5 - Détermination du coefficient d'échange de chaleur K1	74
IV/6 - Influence de la vitesse d'écou- lement du fluide chauffant sur Ko	74
IV/8 - Prototype 2	75
IV/9 - Influence de la peinture	75
IV/10- Puissance du second prototype peint.	76
IV/11- Conclusions	77
- <u>CHAPITRE -V-</u> Etude économique	79
V/1 - Economie au niveau de l'instal- lation	79
V/2 - Economie au niveau du radiateur	79
- <u>CHAPITRE -VI-</u> :Proposition	82
- VI/1 - Introduction.	82
- VI/2 - Choix des plastiques	82
- VI/3 - Conclusion	84

CONCLUSION GENERALE.



## B I B L I O G R A P H I E

---

- \* H. REITSCHEL et W. RAISS  
Traité de chauffage et de climatisation.  
(DUNOD)
  
- \* R. CASQUET  
Isolation thermique industrielle.  
(DUNOD)
  
- \* G. MATTON  
Cours photocopié : transmission de chaleur  
(Polytechnique)
  
- \* MAC ADAMS  
Transmission de chaleur  
(DUNOD)
  
- \* Techniques de l'ingénieur : (A<sub>4</sub>)  
Circulation des fluides.
  
- \* Techniques de l'ingénieur : (B<sub>2</sub>)  
Chauffage - froid.
  
- \* Techniques de l'ingénieur : (J<sub>3</sub>)  
Transfert de chaleur - de matières.
  
- \* Manuel des industries thermiques : TOME : 1 et 2  
par un groupe d'ingénieur du C.S.T.I.C.  
(DUNOD)

