

Communication
présentée au Comité technique
de la Société Hydrotechnique de France
le 22 novembre 1968

ÉTUDE EXPÉRIMENTALE DE FAISCEAUX TUBULAIRES POUR GROUPES ÉVAPORATOIRES

PAR
A. BOISSIER, M. DOSTATNI
ET A. MARCHAND *

Introduction

L'installation à haute pression de vapeur (IHPV) est implantée dans les halls du département « Transferts thermiques » du « Service d'Etudes et Recherches Nucléaires, Thermiques et Hydrauliques » (ERNUTH) de l'E.D.F. à Chatou (Yvelines).

C'est une installation du type semi-industriel qui délivre des fluides (eau-vapeur, gaz de combustion) dans des conditions ajustables dans de larges limites et qui peuvent être les conditions de marche réelle d'une centrale thermique.

Ces fluides échangent de la chaleur dans un canal où l'on fait la mesure directe des coefficients de transfert thermique et de perte de charge sur des appareils d'essai qui représentent des économiseurs et surchauffeurs à convection des groupes évaporatoires.

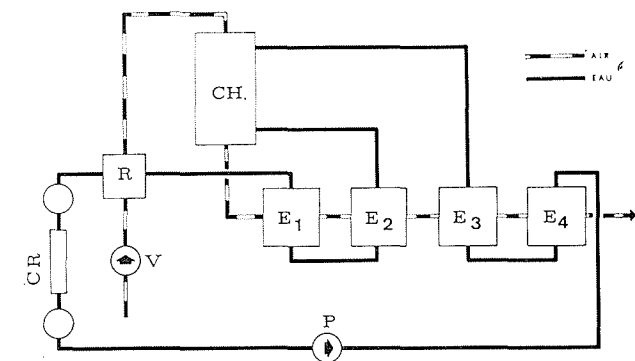
Nous décrivons d'abord sommairement les circuits, nous donnons ensuite un aperçu rapide des méthodes et moyens de mesure, enfin nous présentons les résultats obtenus sur cette installation.

Description sommaire de l'installation

1. Schéma de principe des boucles d'essai.

La mise en service de l'installation comporte le fonctionnement simultané de deux circuits schématisés ci-dessous :

— le circuit eau-vapeur;



1/

— le circuit air-gaz.

Le circuit eau-vapeur est fermé et maintenu sous pression. Le fluide est mis en mouvement par des pompes volumétriques haute pression P. Il traverse successivement deux échangeurs E_4 et E_3 placés en économiseur, la chaudière CH, les échangeurs E_2 et E_1 placés en surchauffeur. Les quatre appareils E_1 à E_4 constituent les échangeurs d'essai. Après E_1 , le fluide eau préchauffe l'air comburant dans le réchauffeur R; il retourne ensuite aux pompes après avoir été refroidi dans l'ensemble condenseur refroidisseur CR.

Le circuit gaz est ouvert, l'air pris à la température ambiante est mis en circulation par un ventilateur V, il se préchauffe dans R et arrive au brûleur à propane situé à la partie supérieure de la chambre à combustion. Les gaz ainsi formés traversent les échangeurs E_1 à E_4 avant d'être évacués à l'atmosphère.

* Direction des Etudes et Recherches, Electricité de France, Chatou.

En plus des appareils principaux qui viennent d'être cités, l'installation nécessite de nombreux appareils annexes :

- réfrigérants auxiliaires;
- appareils de réglage, de contrôle et de mesure;
- traitement de l'eau;
- stockage et préparation du propane.

Le plan schématique de l'installation complète, figure sur la planche 1.

2. Possibilités générales.

Les gaz chauds résultent de la combustion du propane. Leur composition et leur température varient en fonction de l'excès d'air.

L'eau peut être obtenue suivant les besoins dans un état allant de la basse pression à l'état supercritique (345 bars) en passant par la vapeur sèche moyenne pression (130 bars).

Les possibilités de l'installation sont résumées dans le tableau ci-dessous.

	PRESSION (bars)	TEMPÉ- RATURE (°C)	DÉBIT (kg/s)
Côté eau.	15 à 340	150 à 450	0,5 à 4
Côté gaz.	1,10 max	400 à 900	0,5 à 5

Les conditions de pression et de température sont celles obtenues à la sortie chaudière. La température du fluide eau augmente ensuite dans les surchauffeurs alors que la pression décroît légèrement par suite des pertes de charge.

Principe des essais

1. Nature des échangeurs d'étude.

Ils sont constitués par des faisceaux de tubes reliés entre eux par des coudes. Ils représentent une fraction d'échangeur réel ou susceptible d'être construit. L'essai devant être conduit dans des conditions idéales de fonctionnement, la zone des coudes est neutralisée du point de vue de l'écoulement côté gaz et la disposition est telle que les appareils sont soustraits au rayonnement direct de la chambre de combustion.

Les précautions d'installation et de mesure sont orientées vers l'étude du transfert thermique en convection.

2. Transfert thermique.

Les divers expérimentateurs font le plus souvent les mesures de transfert thermique dans les échangeurs sous forme globale.

On calcule la puissance échangée Q par bilan thermique, on mesure les températures d'entrée et sortie des fluides, ce qui permet d'évaluer l'écart logarithmique moyen ΔT_m et on définit alors le coef-

ficient global d'échange k rapporté à la surface d'échange S par :

$$Q = kS\Delta T_m$$

Le défaut de cette méthode réside dans le fait que ΔT_m n'a de sens que si k est constant le long de l'échangeur. Or, il est loin d'en être ainsi surtout pour les échangeurs comportant un faible nombre de nappes.

Nous conservons cependant le principe de l'essai global mais en prenant un certain nombre de dispositions qui répondent aux objectifs suivants :

- 1° détermination précise des bilans enthalpiques des sections d'entrée et de sortie des échangeurs, par la connaissance de la carte des vitesses et de la carte des températures côté gaz;
- 2° représentation de l'évolution de la température du fluide eau le long de l'échangeur, ce qui offre parmi d'autres avantages celui de permettre le calcul des coefficients d'échange moyen nappe par nappe.

3. Pertes de charge.

Les essais sont conduits « à froid » et « à chaud ». Les mesures « à froid » permettent d'évaluer le coefficient de perte de charge de façon plus sûre et plus précise.

Les mesures « à chaud » servent à l'évaluation des termes correctifs (un terme théorique dû à la variation de vitesse consécutive à la chute de température, un terme empirique englobant les autres causes de correction).

Mesures

1. Mesure des pressions et des débits.

On utilise une gamme de capteurs dont la caractéristique commune est de délivrer un courant continu variable de 0 à 20 mA directement proportionnel à la grandeur mesurée.

Pour les débits, les organes déprimogènes sont soit une tuyère étalonnée pour l'eau, soit un diaphragme pour le propane, soit enfin un convergent étalonné et un venturi pour l'air et les gaz.

2. Mesure des températures.

On utilise des thermocouples nickel chrome-nickel allié gainés soit en acier inoxydable soit en inconel au diamètre de 1 mm (point chaud à la masse).

Ces thermocouples sont étalonnés au four après avoir subi un traitement de vieillissement de 15 jours à 600 °C.

a) Cas de l'eau.

- Les thermocouples sont munis d'un embout vissé puis soudé au tube. L'extrémité de l'embout baigne dans l'eau.

- On utilise un autre système où le thermocouple, maintenu par un écrou, plonge directement dans l'eau. L'étanchéité haute pression est obtenue par écrasement d'un joint spécial, ce montage a l'avantage de permettre la réutilisation des thermocouples.

- Le nombre et la disposition des thermocouples permettent un tracé précis de la courbe eau le long de l'échangeur.

b) Cas des gaz :

- On emploie des sondes à aspiration à cinq thermocouples espacés de 30 cm. La largeur du canal étant de 1,50 m un déplacement de la sonde de 30 cm permet d'explorer la totalité de l'horizontale.

- Dans chaque section de mesure, on peut placer les sondes sur huit horizontales.

3. Centrale des mesures « Bailey ».

Les mesures sont en totalité recueillies sur une centrale « Bailey » sous forme de tensions continues variables de 0 à 1 V.

Cette centrale est munie d'un amplificateur à choix automatique de gain et d'un convertisseur analogique numérique.

Elle offre plusieurs possibilités :

- impression de la valeur mesurée brute affectée du gain et du numéro de la voie scrutée;
- perforation sur cartes des mêmes valeurs en vue du traitement différé sur CDC 6600;
- liaison avec calculateur qui permet le traitement en temps direct.

La centrale permet de scruter 200 voies à la cadence de une voie par seconde; cette cadence est ramenée à huit voies toutes les dix secondes lorsque la centrale est reliée au calculateur.

Un système de connexions à l'entrée permet la multiplication des utilisateurs. La centrale possède un système de saut voie par voie et par dizaine de voies.

En outre, il y a possibilité de prendre en compte des valeurs affichées manuellement qui se substituent aux valeurs scrutées normalement. Cette possibilité de substitution est particulièrement intéressante pour remplacer une mesure provenant d'un appareil défaillant et pour entrer en début de scrutation un système de codage d'appel de programme permettant le traitement automatique des essais.

4. Traitement automatique des mesures.

a) Traitement en temps direct.

Le traitement en temps direct se fait par l'intermédiaire du calculateur relié à la centrale de mesure. Le traitement est complet et les résultats aussi fiables que ceux obtenus par traitement différé sur CDC 6600.

Au cours d'une scrutation faite en temps direct, le calculateur restitue la grandeur mesurée mise à l'échelle, compte tenu de la courbe d'étalonnage et de la correction éventuelle de source froide ou de tension d'alimentation. Cette restitution se fait sur une machine à écrire à la cadence de scrutation.

Lorsque la scrutation est terminée, le calculateur exécute un calcul scientifique sur les données mises à l'échelle et fournit les principales caractéristiques de l'essai :

- rapport des débits calorifiques;
- calcul du nombre de Reynolds et de l'expression $NR^{2/3}$ et de λ (voir définitions chapitre V).

b) Traitement en temps différé sur CDC 6600.

Le traitement sur CDC 6600 est possible à partir

des cartes perforées lors de l'essai. Il constitue un contrôle *a posteriori* du calcul en temps direct, avec cependant des renseignements plus complets sur les calculs intermédiaires.

Le CDC 6600 restitue sous forme de cartes perforées les grandeurs physiques mises à l'échelle rangées d'une façon indépendante du système de mesure. Cette combinaison permet l'archivage des essais et offre la possibilité de les retraiter postérieurement à titre de contrôle par exemple, ou pour étudier l'incidence d'une modification (dans la méthode de dépouillement, dans un lot de données, etc.).

En outre, on peut obtenir un pointé des températures eau dans l'échangeur.

Exploration des vitesses et des températures

1. Exploration des vitesses.

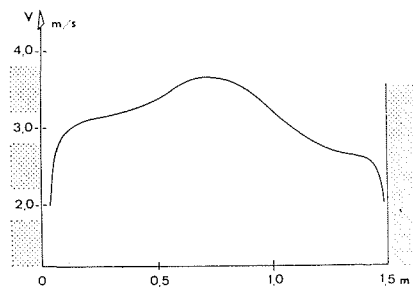
Les mesures de vitesses ont été faites à froid à l'aide d'un anémoclinomètre sphérique à cinq trous.

On a par exemple sur une horizontale le profil de vitesses figure 2. On peut également tracer les isovitesses; on en voit un exemple planche 2 pour une section située à l'aval du canal.

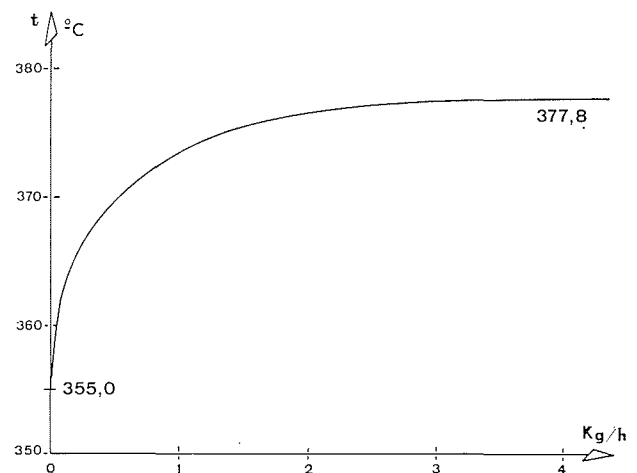
2. Exploration des températures.

a) Sondes à aspiration.

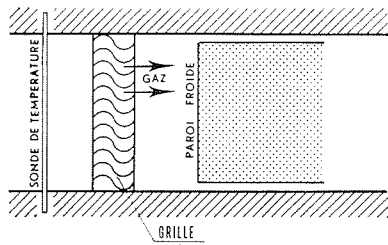
L'utilisation systématique des sondes à aspiration est justifiée par une série d'essais qui ont mis en évidence la sensibilité des thermocouples nus au



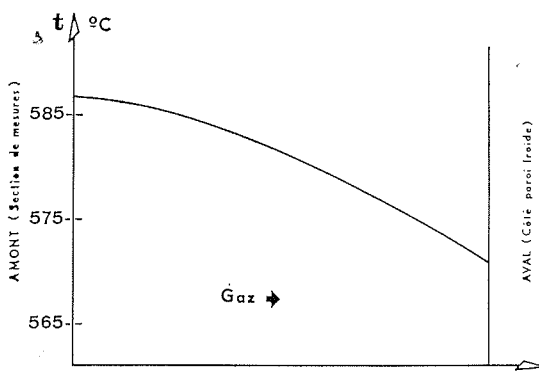
2/



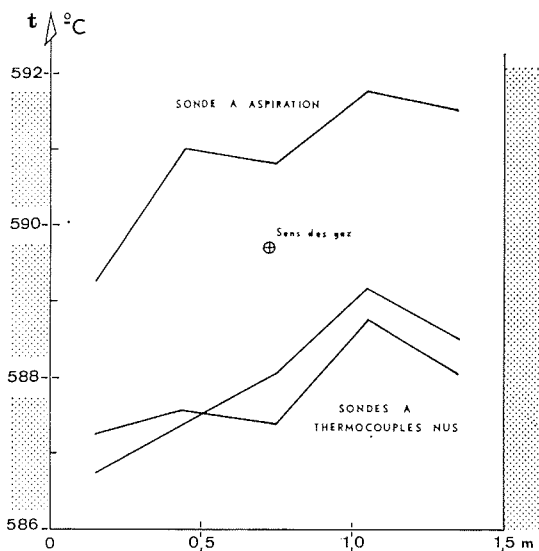
3/



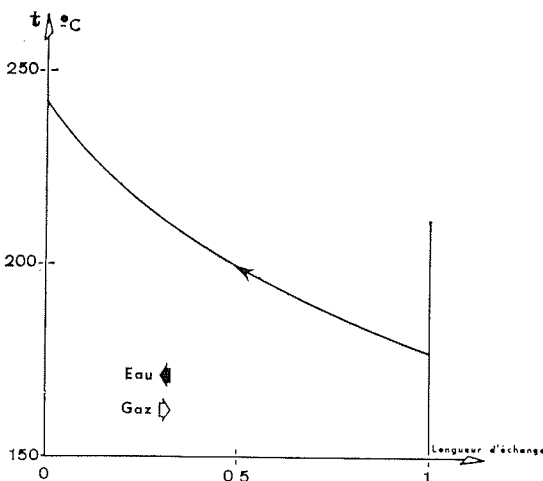
4/



5/



6/



7/

rayonnement des parois froides constituées par les rangées de tubes des faisceaux et les parois du canal.

Dans l'exemple illustré par le graphique figure 3 où on a représenté la température en fonction de la vitesse d'aspiration, on voit que l'aspiration permet d'éviter une erreur de 23 °C pour une température de 380 °C. Cet écart est voisin de 7 °C pour une température de l'ordre de 250 °C.

b) *Grilles de protection contre le rayonnement des parois froides.*

On approche au plus près la température vraie des gaz en encadrant les sections de mesure par des grilles schématisées par la figure 4.

Ces grilles sont conçues de façon à ce que le thermocouple ne puisse « voir » la paroi froide.

Pour en étudier l'efficacité, on a tracé le profil de température à travers la grille dans le sens du gaz à l'aide de thermocouples prenant la température du métal. On a par exemple le graphique figure 5.

La température à l'amont de la grille coïncide avec celle mesurée par une sonde à thermocouple nu. Si on enlève la grille, la température mesurée par le thermocouple nu coïncide sensiblement avec celle mesurée à l'aval de la grille.

Cependant cette protection n'est pas parfaite, ainsi que le montre le graphique figure 6 qui permet de comparer le profil obtenu à l'aide d'une sonde à aspiration avec ceux obtenus par deux sondes à thermocouples nus encadrant la sonde d'aspiration.

c) *Courbes des températures d'eau.*

Le nombre et la disposition des thermocouples placés le long de l'échangeur, permettent un tracé précis de la courbe des températures d'eau. Nous donnons dans la figure 7 un exemple de courbe.

Le tracé précis de ces courbes présente plusieurs intérêts :

- confirmation ou éventuellement infirmation des températures d'extrémité;
- étude de la forme de la courbe par rapport à l'exponentielle théorique;
- mise en évidence des défauts de répartition des débits d'eau dans les différentes tubulures de l'échangeur;
- accès à la courbe des températures des gaz et au coefficient de convection local, en divisant l'appareil en échangeurs élémentaires.

Résultats propres à l'échange thermique

1. **Nombres caractéristiques de l'échange thermique.**

On cherche pour les gaz les nombres sans dimension suivants :

\mathcal{R} : nombre de Reynolds caractéristiques de l'écoulement gazeux;

\mathcal{M} : nombre de Margoullis caractéristique de la chaleur transférée;

λ : coefficient de perte de charge.

On représente l'évolution de λ et de l'expression $\mathcal{M}\mathcal{R}^{2/3}$ en fonction du nombre de Reynolds; dans cette expression \mathcal{P} est le nombre de Prandtl des gaz.

Ces nombres sont définis de la façon suivante :

$$\mathcal{R} = \frac{Gd}{\mu}$$

$$\mathcal{N} = \frac{hg}{GC_p}$$

$$\lambda = \frac{\Delta P}{nX_L(G^2/2\rho)} + \frac{2}{nX_L} \cdot \frac{\Delta t}{t_k}$$

$$\mathcal{Q} = \frac{\mu C_p}{C_f}$$

Formules dans lesquelles :

- d : diamètre externe du tube;
- X_L : pas réduit longitudinal;
- n : nombre de nappes;
- G : vitesse massique frontale;
- Δt : chute de température du gaz à travers l'échangeur;
- t_k : température moyenne absolue des gaz;
- ΔP : chute de pression du gaz à travers l'échangeur;
- h_g : coefficient de convection côté gaz;
- ρ : masse volumique des gaz;
- μ : viscosité dynamique des gaz;
- C_p : chaleur spécifique des gaz à pression constante;
- C_f : conductivité thermique des gaz.

Nous donnons planche 3 un exemple de courbes obtenues pour un échangeur à tubes lisses disposés en quinconce.

2. Caractéristiques essentielles des échangeurs déjà étudiés sur le circuit IHPV.

Ces caractéristiques sont résumées dans le tableau ci-après :

- X_L est le pas réduit longitudinal;
- X_T le pas réduit transversal;
- d le diamètre externe en mm pour les tubes lisses; le diamètre à la base des ailettes pour les tubes ailetés.

N°	TYPE	PARAMÈTRES DE FAISCEAU		
		X_T	X_L	d
11	Ligne lisse.	1,96	1,96	51
12	Quinconce lisse.			
13	Ligne aileté.	2,60	2,60	38
14	Quinconce aileté.			
15	Ligne lisse.	2,24	2,24	44,5
16	Quinconce lisse.			
17	Ligne lisse.	1,91	2,24	44,5
18	Quinconce lisse.			
19	Ligne aileté.	2,11	2,11	38
20	Quinconce aileté.			

3. Comparaison des échangeurs.

a) *Comparaison des coefficients de perte de charge.*

On montre qu'une comparaison directe est possible à condition de prendre comme critères λ_g et \mathcal{R}_g définis par :

$$\lambda_g = \frac{\lambda D_0}{d}$$

et :

$$\mathcal{R}_g = \frac{\mathcal{R} D_0}{d}$$

où D_0 est une longueur unitaire.

Le graphique de la planche 4 représente les différentes courbes ainsi obtenues. Figurent également sur ce graphique quelques résultats provenant du circuit ECORCE (*) ainsi que la transposition de certaines courbes préconisées par Grimison pour les mêmes configurations.

b) *Comparaison des nombres de Margoulis.*

La comparaison directe est possible à condition de prendre comme critères \mathcal{N}_g et \mathcal{R}_g définis par :

$$\mathcal{N}_g = \frac{\mathcal{N} D_0}{X_T X_L d}$$

et :

$$\mathcal{R}_g = \frac{\mathcal{R} D_0}{d}$$

cette comparaison est illustrée par les courbes de la planche 5 sur laquelle on a représenté également quelques résultats obtenus sur le circuit ECORCE et par Grimison. (En fait on représente $\mathcal{N}_g \mathcal{Q}^{2/3}$ en fonction de \mathcal{R}_g .)

c) *Comparaison des échangeurs, critère en \mathcal{N}_g/λ_g .*

Divers critères de comparaison sont possibles. Du point de vue énergétique, chercher parmi plusieurs échangeurs celui qui présente les meilleures qualités, c'est chercher celui qui, à puissance calorifique imposée, demande une puissance de soufflage minimale.

On montre qu'on est ainsi conduit, à section frontale imposée, à comparer les expressions \mathcal{N}_g/λ_g .

Cette comparaison est faite sur le graphique de la planche 6. On constate que le faisceau en ligne est plus avantageux que le faisceau de mêmes paramètres mais en quinconce.

On constate également l'avantage très net des tubes ailetés pour ce genre de configuration, par rapport aux tubes lisses.

Il faut souligner que ces conclusions ne sont valables que dans le domaine des nombres de Reynolds étudiés.

4. Evolution du coefficient de convection gaz à l'intérieur de l'échangeur.

A partir du tracé précis de la courbe des températures de l'eau, il est possible en découpant l'échangeur en éléments de déterminer de proche en proche les températures du gaz.

Ce mode de calcul permet d'étudier l'évolution du coefficient de convection du gaz à l'intérieur de l'échangeur.

(*) Boucle à air à chauffage électrique.

Sur le graphique de la planche 7 cette évolution est figurée par celle de l'expression $MP^{2/3}$ déterminée en un point de l'échangeur et rapportée au $MP^{2/3}$ de l'échangeur considéré globalement.

Le coefficient de convection gaz, qui est en général considéré comme constant le long de l'échangeur, varie suivant la position de la nappe d'une manière parfois importante.

Conclusion

Au stade d'exploitation actuel, l'installation IHPV, les appareils de mesure associés, les systè-

mes de traitement numérique des informations, forment un ensemble capable d'aborder de façon systématique et à cadence élevée, la détermination des caractéristiques aérothermiques des échangeurs tubulaires.

L'indication des résultats globaux accompagnés des données géométriques ne suffit pas à définir complètement une configuration d'échangeur dans un domaine de fonctionnement déterminé. Il convient d'y associer les résultats concernant les variations du transfert thermique et de la perte de charge en fonction de la position de la nappe et en fonction du nombre de Reynolds; les méthodes de mesure adoptées sur l'installation IHPV permettent de déterminer le coefficient d'échange local moyen.

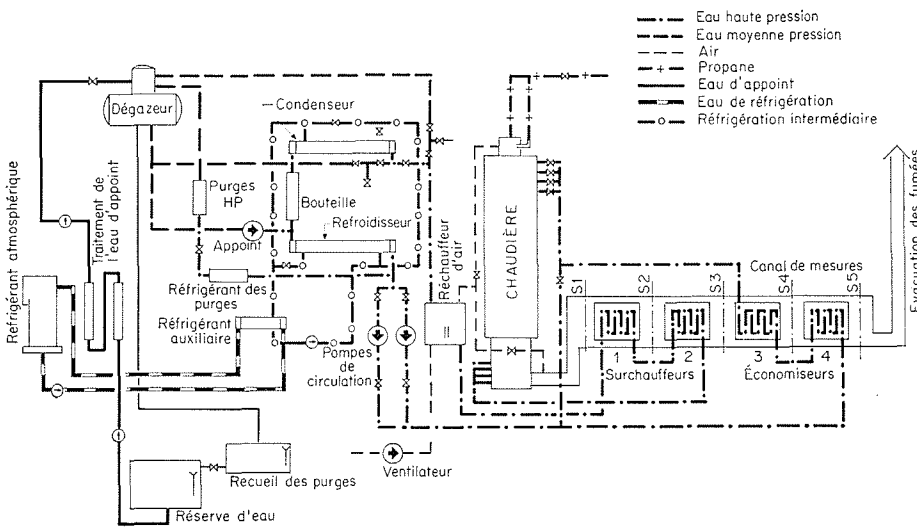


Planche 1/

Planche 1/

Schéma général de l'installation.
General layout of the installation.

Planche 2/

Isovitesses.
Constant velocity curves.

Planche 3/

Courbes $MP^{2/3}$ et λ en fonction de R .
 $MP^{2/3}$ and λ vs. Reynolds number.

Planche 4/

Comparaison des coefficients λ .
Coefficient λ vs. Reynolds number.

Planche 5/

Comparaison des nombres de Margoulis.
Margoulis number vs. Reynolds number.

Planche 6/

Comparaison : critère en M_g/λ_g .
 M_g/λ_g vs. Reynolds number.

Planche 7/

Coefficient de convection local. Essai à 12 nappes transversales.
Local convection coefficient. Test with 12 transverse sheets.

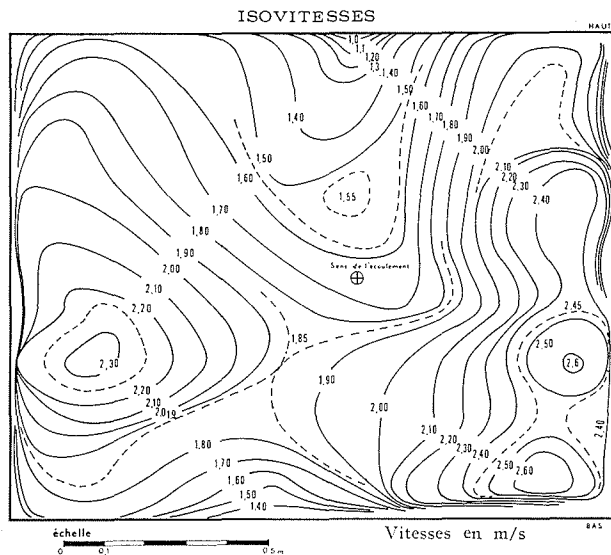


Planche 2/

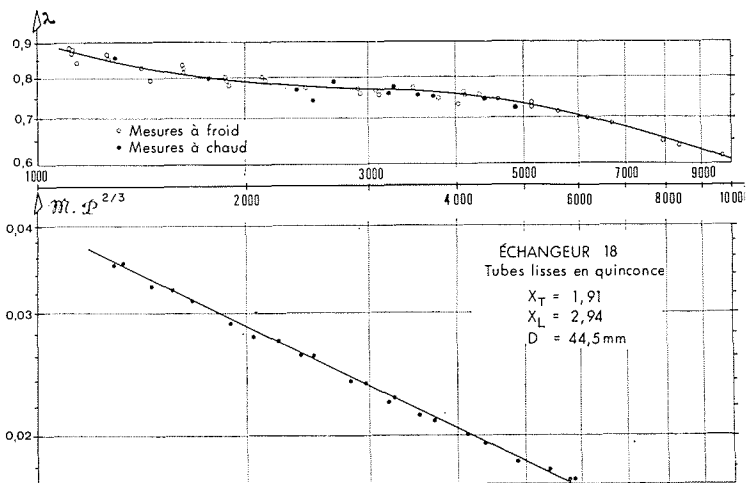


Planche 3/

Discussion

Président : M. J. Yvon

Cependant, certaines mesures délicates destinées à l'étude des « effets d'entrée et de sortie » peuvent être difficilement exécutées sur une installation semi-industrielle; elles sont conduites sur un banc d'essais à l'air à chauffage électrique (circuit ECORCE) mieux adapté à ce genre de mesures et offrant des possibilités d'exploration des champs de température et de vitesse à l'intérieur du faisceau de tubes.

Cet exposé a négligé les aspects spécifiques des échanges côté eau, en particulier dans la zone critique qui est comprise dans le domaine de travail de la boucle IHPV. Des appareils sont en construction ou en projet pour de telles études.

M. le Président donne la parole à M. MARCHAND qui, dans une brève introduction, met l'accent sur les difficultés particulières que présente l'essai des échangeurs et le rôle que joue dans leur interprétation les concepts de la diffusion turbulente.

Le Président donne ensuite la parole à M. BOISSIER pour l'exposé de la communication.

Le Président ouvre la discussion.

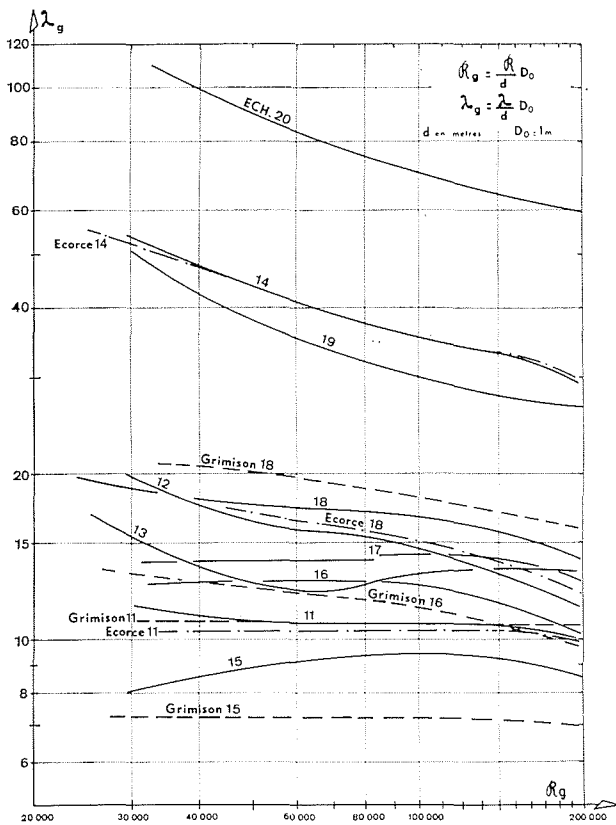


Planche 4/

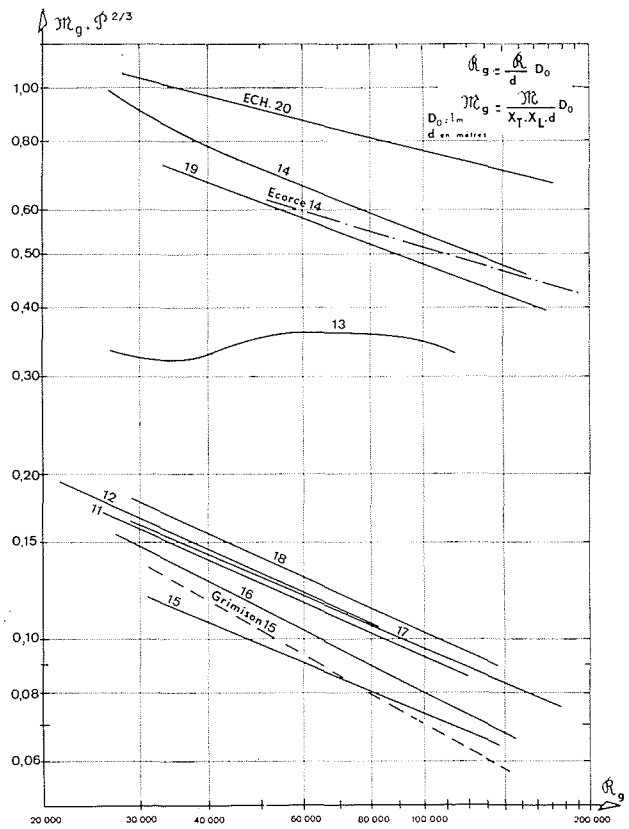


Planche 5/

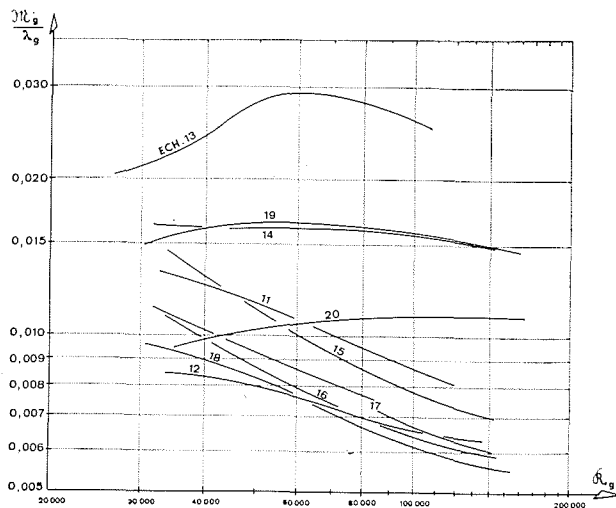


Planche 6/

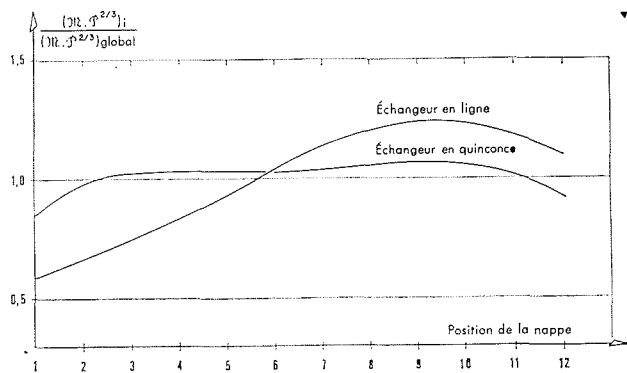


Planche 7/

M. GELIN demande l'ordre de grandeur des vitesses et des pressions dans le thermomètre à aspiration utilisée.

Nous travaillons au voisinage de la pression atmosphérique, répond M. BOISSIER; les vitesses atteignent 10 à 15 m/s suivant le cas; autour du thermocouple, elles sont deux à trois fois supérieures à la vitesse dans la veine en cours d'essai; le débit ainsi prélevé est absolument négligeable (quelques millièmes) par rapport à celui de ladite veine.

M. GELIN souhaiterait voir justifier le choix du critère de comparaison adopté dans le mémoire, et les préoccupations auxquelles ce critère répond.

Un échange de vues, auquel participent plusieurs des personnes présentes, met en évidence que cette question — du domaine des seuls spécialistes — est trop complexe pour être utilement traitée au cours de la présente discussion. M. MARCHAND adressera à M. GELIN une note sur ce sujet.

M. GEFFROY (C.E.A., Saclay) pose les questions suivantes :
« 1° Est-il possible de déduire de vos mesures les coefficients d'échange au centre et à la périphérie du faisceau tubulaire ? »

M. BOISSIER précise que le calcul des coefficients d'échange

au centre et aux extrémités du faisceau tubulaire, est possible à partir de la courbe des températures de l'eau le long de l'échangeur et des températures d'entrée et de sortie des gaz, par bilans thermiques en découpant le faisceau en échangeurs élémentaires. La courbe des températures de l'eau est connue avec une bonne précision grâce à une thermométrie soignée et abondante.

« 2° Avez-vous trouvé une explication de l'augmentation, le long de l'abscisse, du nombre de Margoulis dans le cas des tubes en ligne. »

M. MARCHAND propose l'explication suivante : on a remarqué que l'établissement du régime dynamique a une influence très importante sur le transfert thermique. De nombreux essais effectués sur une autre installation du même service montrent bien que l'abaissement du nombre de Margoulis coïncide avec les zones qui sont le siège d'anomalies d'écoulement désignées habituellement sous le nom « d'effets d'entrée et de sortie ». La remarque est d'ailleurs valable pour la disposition en quinconce, mais les variations observées sont plus faibles que pour la disposition en ligne.

M. le Président clôt la discussion et remercie vivement MM. MARCHAND et BOISSIER pour leur intéressante contribution.

