

*Collection de notes internes
de la Direction
des Etudes et Recherches*

LA FORME DES TOURS A TIRAGE NATUREL

THE SHAPE OF NATURAL DRAFT COOLING TOWERS

EDF
Electricite
de France

EDF

Electricité
De France

Direction des Etudes et Recherches

SERVICE RÉACTEURS NUCLÉAIRES ET ECHANGEURS
Département Transferts Thermiques et Aérodynamique

Juillet 1992

GRANGE J.L.

LA FORME DES TOURS A TIRAGE NATUREL

***THE SHAPE OF NATURAL DRAFT COOLING
TOWERS***

Pages : 35

92 NI B 0024

Editeur : Monsieur J.-M. Lecœur
EDF-DER
Service IPN, Département SID
1, avenue du Général-de-Gaulle
92141 Clamart Cedex

© Copyright EDF 1992

ISSN 1161-0611

SYNTHÈSE :

L'analyse de la dynamique du tirage naturel et de l'écoulement de l'air dans la coque d'un réfrigérant montre qu'une tour de tirage, bien que convergente, fonctionne comme un diffuseur, récupérateur de pression. Et c'est la turbulence qui assure son bon fonctionnement en permettant le transfert de l'énergie cinétique.

Les équations que l'on établit conduisent à définir un profil de coque pour les réfrigérants à contre-courant, qui dépend des conditions de fonctionnement de l'appareil. De même, en fonction des conditions de fonctionnement, on définit un critère de stabilité du tirage naturel.

Une maquette chauffante de un mètre de diamètre a été construite en similitude thermique. La mesure du taux de turbulence réalisée au fil chaud en sortie de tour a été associée à des visualisations. Elles ont permis d'étudier la stabilité du tirage naturel pour quatre formes de coques différentes et une large gamme de conditions de fonctionnement. Les résultats sont assez voisins de ceux de la théorie pour en constituer une validation.

© AIRH - Communication au 8ème symposium sur les aéroréfrigérants. Karlsruhe, Octobre 1992.

EXECUTIVE SUMMARY :

The shape of cooling towers is more often designed empirically. There, it is considered from a theoretical point of view.

The analysis of dynamic of natural draft and of the air flow in a cooling tower shell is presented. It is shown, that although it is convergent, a tower works like a diffusor for pressure recovery. And it is turbulence that produces a transfer of kinetic energy and allows a good operation of the diffusor.

The equations permit to define a shell profile which depends upon the operating conditions of the cooling tower. In the same way, a stability criteria for natural draft depending upon operating conditions is established.

A heating model of one meter diameter has been built in a thermal similitud. The turbulence rate has been measured with a hot wire anemometer at the tower exit and visualisations have also been made. Natural draft stability has been studied by these means for four different shell shapes and a wide range of operating conditions. Experimental and theoretical results agree satisfactorily and experiments can be considered as a validation of theory.

© IAHR - Paper for the 8 th cooling tower and spraying pond symposium.
Karlsruhe, October 1992.

SOMMAIRE

1. INTRODUCTION.....	5
2. LE BANC D'ESSAIS MISTRAL.....	5
2.1. La tour de tirage.....	5
2.2. Les veines d'essais	6
2.3. Le circuit d'eau.....	6
3. CONDUITE DES ESSAIS.....	6
4. METHODE DE CALCUL.....	7
4.1. Loi d'echange	7
4.2. Loi de perte de charge.....	7
5. ANALYSE DU COMPORTEMENT DE MISTRAL.....	8
6. CONCLUSION.....	10
Références bibliographique.....	10
Tableau 1 : Récapitulatif des caractéristiques principales du banc MISTRAL	11
Figure 1 : MISTRAL.....	12
Annexe A : Texte anglais.....	13

1. INTRODUCTION

La conception des réfrigérants humides à tirage naturel ou assisté nécessite en premier lieu la connaissance des performances thermiques et aérauliques des surfaces de ruissellement.

D'autres aspects, comme l'efficacité et le comportement mécanique des composants, le bruit, la formation des panaches, etc., sont également à considérer.

En 1987, ELECTRICITE DE FRANCE a construit le banc d'essais MISTRAL sur le site du Centre National de Production d'Electricité du Bugey (Département de l'Ain) à l'est de Lyon, dans le but de mener des essais de caractérisation des différents types de matériel et dispositifs proposés par les fournisseurs [1]. Depuis, cette installation totalise environ 3 000 heures de fonctionnement.

Les campagnes d'essais successivement réalisées, en collaboration avec le fournisseur du matériel testé, concernent la recherche d'optimum de zones d'échange prévues soit pour des projets de réfrigérants, soit pour la rénovation d'appareils existants.

2. LE BANC D'ESSAIS MISTRAL (Figure 1)

Le banc d'essais est conçu pour effectuer des études hydrauliques, aérodynamiques, thermiques et mécaniques sur des composants de taille industrielle.

Construit en béton armé, il comporte une tour de tirage flanquée de deux entrées d'air et possède deux veines d'essais, l'une à contre-courant, l'autre à courants croisés.

2.1. LA TOUR DE TIRAGE

La tour de tirage a une section utile de 7 m x 7 m et mesure 24 m de hauteur. Les deux entrées d'air, situées de part et d'autre, ont une hauteur de 10 m et une largeur respective de 7 m et 5 m.

Un groupe moto-ventilateur à vitesse de rotation variable est installé en haut de la tour.

Ses caractéristiques sont les suivantes :

Diamètre de l'hélice	:	2,8 m
Puissance du moteur	:	250 kW
Vitesse de rotation	:	700 t/mn
Débit d'air maximum	:	225 m ³ /s
Pression motrice	:	0 - 700 Pa

Une tuyère, implantée en amont du moto-ventilateur, est utilisée pour la mesure du débit d'air.

2.2. LES VEINES D'ESSAIS

La veine à contre-courant est située à l'intérieur de la tour à l'aplomb du groupe ventilateur. Sa superficie est de 49 m² (7 m x 7 m) et la hauteur utile de 3,50 m.

La veine à courants croisés est implantée dans le tunnel de l'entrée d'air côté Est. Un bassin situé en partie haute assure l'alimentation en eau chaude. La superficie de cette veine est de 50 m² (5 m x 10 m) et la hauteur est de 10 m.

Une seule entrée d'air est utilisée pour le fonctionnement en courants croisés.

2.3. LE CIRCUIT D'EAU

MISTRAL fonctionne en circuit ouvert. Son alimentation est assurée par soutirage à la sortie du condenseur sur le circuit de refroidissement des tranches 4 ou 5 de la Centrale.

La puissance thermique maximale disponible est de 25 MW pour un débit de 0,6 m³/s.

3. CONDUITE DES ESSAIS

Les essais sont réalisés en régime permanent à différents débits d'air et d'eau répartis autour du point de fonctionnement normal du réfrigérant industriel.

Le fonctionnement thermique est considéré comme stable si les dérives de température de l'eau refroidie et de l'air ambiant sont inférieures à 0,05 K/mn. Un essai est retenu si le bilan thermique est compris entre 0,95 et 1,05.

4. METHODE DE CALCUL

4.1. LOI D'ECHANGE

Pour chaque essai, on calcule le débit surfacique d'air F_a , le débit surfacique d'eau F_e et un coefficient de transfert adimensionnel (nombre de Merkel : M_e). Ce calcul fait intervenir l'enthalpie de l'air chaud qui est déterminée à partir de la température de l'air saturé et le débit d'air sec calculé à partir de la puissance échangée dans l'eau.

Puis, pour chaque série d'essais, on établit une corrélation entre le coefficient d'évaporation et le rapport des débits surfaciques d'air sec et d'eau :

$$M_e = M_{e_0} (F_a / F_e)^n$$

4.2. LOI DE PERTE DE CHARGE

Pour caractériser les performances aérodynamiques globales de la dispersion ou celles d'un composant (packing, capteur de goutte, etc.), on mesure la différence des pressions totales Δp à l'amont et à l'aval du composant.

Le coefficient de perte de charge C_f est défini par la relation :

$$C_f = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho_f V_f^2}$$

où V_f est la vitesse frontale et ρ_f la masse volumique de l'air.

Pour chaque série d'essais, on détermine des corrélations de la forme :

$$C_f = A + B V_f + C V_f^2$$

et

$$C_f = \alpha V_f^n$$

5. ANALYSE DU COMPORTEMENT DE MISTRAL

L'expérience, acquise au cours des 3000 heures d'exploitation de MISTRAL, conduit aux remarques suivantes :

- **Installation du matériel à tester**

La durée d'installation d'une dispersion complète dans les veines d'essais, y compris la pose de l'instrumentation, est d'environ 3 semaines. Les travaux sont facilités par la possibilité d'accès à différents niveaux du banc.

- **Conduite du banc**

Le système de contrôle-commande de l'installation permet d'obtenir rapidement le calage des débits d'air et d'eau aux valeurs demandées.

Par ailleurs, la faible inertie thermique, la régularité du débit et de la température de l'eau chaude font que la stabilité de l'essai est atteinte après 45 minutes de fonctionnement. Ceci permet de réaliser 5 à 10 points de mesure par jour, et ainsi de tester une dispersion en 2 semaines environ.

- **Conditions climatiques**

La présence de vent, de pluie ou de brouillard affecte la représentativité des mesures dans l'entrée d'air et à la tuyère, notamment dans le cas de courants-croisés. On observe une dégradation du bilan thermique.

En contre-courant, lorsque la vitesse du vent est supérieure à 6 m/s, l'air traverse la zone de pluie et ressort en partie basse de l'entrée d'air sous le vent. Le phénomène est d'autant plus accentué que la vitesse de vent relative (exprimée par rapport à la vitesse débitante) est élevée, ce qui conduit, dans ce cas, à n'utiliser qu'une seule entrée d'air.

- **Représentativité des montages d'essai**

La zone à contre-courant fonctionne de façon identique à celle d'un réfrigérant industriel, sans réduction d'échelle.

Par contre, la hauteur de la dispersion en courants-croisés étant limitée à 10 m, le fonctionnement correspond seulement à celui de la partie haute d'un réfrigérant.

- **Effets de bord**

L'influence des effets de bord de l'installation sur les performances a été évaluée dans le cas de corps d'échange à contre-courants équipés de récupérateurs d'eau. On montre ainsi que le coefficient d'échange en périphérie est de 15 à 40 % plus faible qu'en zone centrale.

La prise en compte de l'effet de bord permet une transposition correcte des résultats du banc pour effectuer les calculs de performance d'un réfrigérant industriel.

- **Reproductibilité des essais**

La dispersion des points expérimentaux par rapport aux lois moyennes d'échange et de perte de charge est faible, au plus égale à 5 % pour l'ensemble d'une série d'essais.

Cette dispersion augmente sensiblement lorsqu'on regroupe des séries d'essais effectués à des périodes différentes.

- **Qualité des essais**

La qualité, ainsi que la reproductibilité des essais, sont étroitement liées au choix des capteurs de mesure, à leur nombre, à leur précision et à leur implantation judicieuse sur les circuits d'air et d'eau.

L'expérience montre qu'il est obligatoire de procéder à des contrôles fréquents de l'ensemble de l'instrumentation et que les conditions de fonctionnement doivent être strictement vérifiées au cours de chaque essai.

6. CONCLUSION

Les diverses campagnes d'essais menées depuis 3 ans sur MISTRAL ont montré que ce banc est parfaitement conforme à ce que l'on attendait.

Il permet d'effectuer dans d'excellentes conditions des essais de caractérisation de zones d'échange de grandes dimensions à contre-courant et courants-croisés. Les résultats obtenus ont été validés en les comparant aux performances de réfrigérants existants.

Cette installation permet aussi de réaliser des essais plus spécifiques, comme ceux concernant le comportement hivernal des récupérateurs d'eau, la répartition des débits d'eau ou les vibrations de composants.

Les actions conduites actuellement concernent l'analyse de l'évolution relative des performances thermiques et aérodynamiques de dispersions à courants-croisés en fonction de leurs caractéristiques géométriques dans un but d'optimisation.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

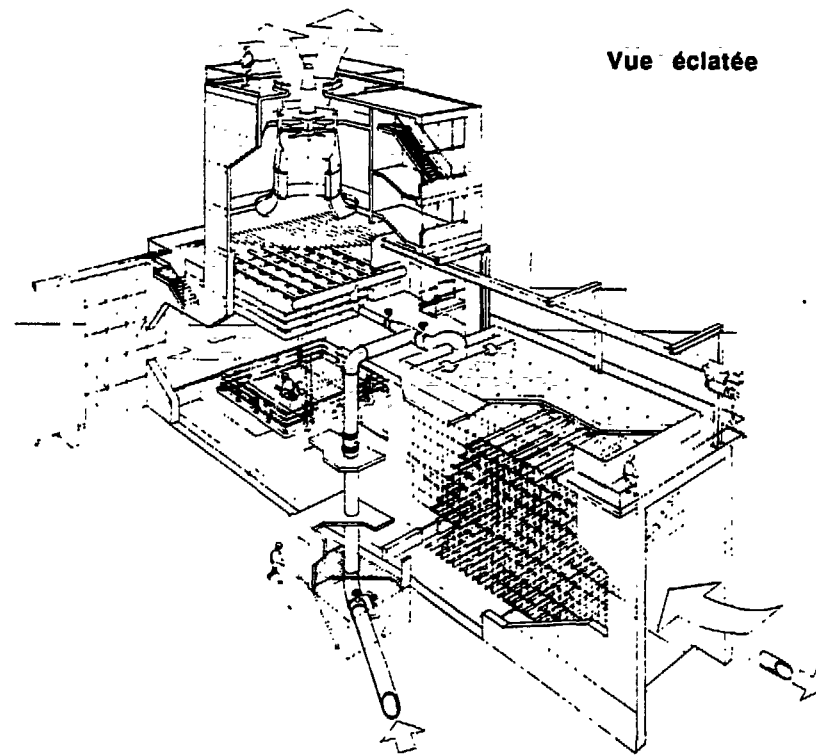
- [1] FABRE L., LEGRAND G.
MISTRAL, new test bench for cooling tower components.
IAHR Cooling Tower Workshop - Pise, October 1988.

- [2] BOWMAN R., MUELLER A., NAGLE W.
Mean temperature difference in design.
Transaction of the ASME, Vol. 62 (May 1940), p. 283.

BANC D'ESSAIS	Longueur	37 m
	Hauteur	24 m
VEINE D'ESSAIS A CONTRE-COURANTS	Section	7 m x 7 m = 49 m ²
	Hauteur utile	3,5 m
VEINE D'ESSAIS A COURANTS CROISES	Section	5 m x 10 m = 50 m ²
	Profondeur	10 m
CIRCUIT D'AIR	Débit	0-225 m ³ /s
	Pression motrice	0 - 700 Pa
CIRCUIT D'EAU	Débit	0 - 600 l/s
	Puissance thermique	0 - 25 MW
MOYENS DE LEVAGE	Monorail à palan	5 000 daN
	Plate-forme élévatrice	5 000 daN

Tableau 1

RECAPITULATIF DES CARACTERISTIQUES PRINCIPALES



Coupe verticale dans le plan de symétrie

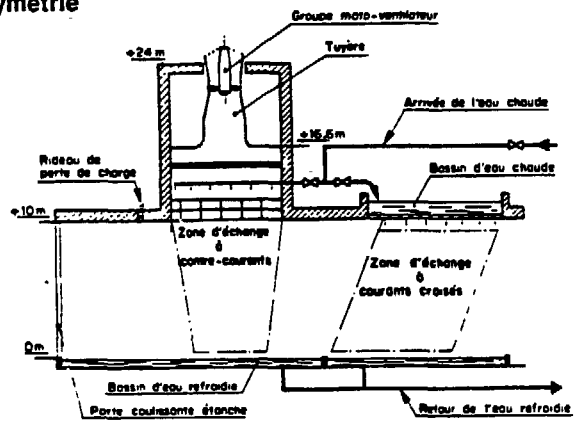


Figure 1 : BANC D'ESSAIS MISTRAL

ANNEXE A

TABLE OF CONTENTS

1. INTRODUCTION	14
2. THE MISTRAL TEST BENCH	14
2.1. The draft power	14
2.2. The test sections.....	15
2.3. The water circuit	15
3. TEST PROCEDURE	15
4. CALCULATION METHOD	16
4.1. Mass transfer law	16
4.2. Pressure loss law	16
5. ANALYSIS OF THE MISTRAL BEHAVIOUR	17
6. CONCLUSION	18
Bibliography	19
Table 1 : MISTRAL main characteristics - Recapitulative table	20
Figure 1 : MISTRAL	21

1. INTRODUCTION

To design wet cooling towers with natural or forced draft it is necessary to know well the thermal and aeraulic performances of the heat transfer zones.

Some other aspects such as the efficiency and mechanical behaviour of the components, noise, plume formation... have to be taken into account.

The MISTRAL test bench was built by ELECTRICITE DE FRANCE in 1987 on the site of the Nuclear Power Plant of Bugey (Ain department), East of Lyon. The purpose was to carry out experiments in order to characterize several types of materials and devices which the manufacturers proposed [1]. Since then the facility has been operating for about 3000 hours. Several test campaigns have been successively carried out in cooperation with the manufacturer of the tested materials in order to find out optimum heat transfer zones either to equip new cooling towers or to improve existing ones.

2. THE MISTRAL TEST BENCH (Fig. 1)

The test bench was designed to carry out studies on industrial size components in the hydraulic, aerodynamic, thermal and mechanical fields.

The test bench is made of reinforced concrete. It includes a draft power with air inlets and it has two test sections - one counterflow, the other one crossflow.

2.1. THE DRAFT TOWER

The 24 m high draft tower has a 7 m x 7 m cross-section. The two air inlets placed on both sides are 10 m high and respectively 7 m and 5 m wide. The top of the tower is fitted with a motor-driven fan set with variable rotational speed.

Its main characteristics are as follows:

Propeller diameter	:	2,8 m
Motor power	:	250 kW
Rotational speed	:	700 R.p.mn
Maximum air discharge	:	225 m ³ /s
Differential pressure	:	0 - 700 Pa

A nozzle placed upstream of the motor-driven fan set is used to measure the air flow.

2.2. THE TEST SECTIONS

The counter flow test system is inside the draft tower, in line with the fan set. Its surface is 49 m² (7 m x 7 m) and its available height is 3,50 m.

The crossflow test system is in the eastern air inlet tunnel. A basin at the top of the tunnel supplies the test section with hot water. This test section surface is 50 m² (5 m x 10 m) and its height is 10 m.

Only one air inlet is used in the case of crossflow operation.

2.3. THE WATER CIRCUIT

MISTRAL works in open circuit. It is connected to the cooling water circuit of unit number 4 or number 5 of the plant, at the condensor outlet.

The maximum available load is 25 MW for a 0,6 m³/s flow.

3. TEST PROCEDURE

The steady state tests are conducted for various air and water flowrates around the nominal operating conditions of the industrial cooling tower.

The thermal conditions of operation are considered as stable if cooled water and still air temperature shifts remain under 0,05 K/mn. The test is selected if the thermal balance ranges from 0,95 to 1,05.

4. CALCULATION METHOD

4.1. MASS TRANSFER LAW

The air mass-velocity F_a , the water mass-velocity F_e and a dimensionless mass transfer coefficient (Merkel number : M_e) are calculated for each test. The hot water enthalpy which is determined from the saturated air temperature and the dry air flowrate which is calculated from the energy balance are both involved in this calculation.

Then, for each test series, a correlation between the evaporation coefficient and the ratio of dry air mass-velocity on water mass-velocity is established :

$$M_e = M_{e_0} (F_a/F_e)^n$$

4.2. PRESSURE LOSS LAW

The difference between upstream and downstream total pressures Δp is measured in order to characterize the overall performances of distribution or the aerodynamic performances of a component (packing, drift eliminator...).

The pressure loss coefficient C_f is defined in the relation :

$$C_f = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho_f V_f^2}$$

where V_f is the front velocity and ρ_f is the density of air.

For each test series, correlations are determined as follows :

$$C_f = A + B V_f + C V_f^2$$

and

$$C_f = \alpha V_f^n$$

5. ANALYSIS OF THE MISTRAL BEHAVIOUR

Thanks to 3000 hours of operation, we can make the following statements :

. **Installation of the material to be tested**

It takes about 3 weeks to instal all the material (including instrumentation) of the heat transfer zone in the test section. One can access to the test bench at several levels which makes the installation easier.

. **Bench testing**

The installation monitoring system enables a rapid adjustment of the air and water flowrates at the requested values.

Besides, thanks to the low thermal inertia and to the regularity of the hot water flowrate and of temperature, stable operating conditions can be reached after 45 mn of running with 5 to 10 measurement points a day, heat transfer zone can be tested within about two weeks.

. **Weather conditions**

Wind, rain and fog can affect the measurement quality in the air inlet and in the nozzle, especially in the case of cross flows. A thermal balance degradation is then noticed.

In counterflow conditions, when the wind velocity is over 6 m/s, the air goes through the rain-drenched surface and comes out at the base of the air inlet under wind. The phenomenon is all the more important as the wind relative velocity (compared to the flow velocity) is high. In this case, only one air inlet can be used.

. **Representativity of the test assemblies**

The counterflow surface works similarly to the one of an industrial cooling tower, without any scale reduction. On the contrary, since the crossflow dispersion height is limited to 10 m, operating conditions are those of the top of an industrial cooling tower.

. **Boundary effects**

The influence of boundary effects on performances has been estimated in the case of counterflow systems fitted with water collectors. It has been shown that the mass transfer coefficient is 15 to 40 % smaller in the periphery than in the middle.

Taking into account boundary effects allows it to reduce correctly the test bench results in order to calculate the performances of an industrial cooling tower.

. **Test repeatability**

The scattering of experimental points compared with the standard mass transfer and pressure loss laws is low 5 % at most for a whole test series.

This scattering noticeably increases as test series from different time periods are taken together.

. **Test quality**

The quality of the tests and their repeatability are closely linked to the choice of sensors, to their number, accuracy and judicious location on the air and water circuits

Frequent controls over the whole instrumentation have to be made and operating conditions have to be strictly checked at every test.

6. **CONCLUSION**

The various test campaigns that have been conducted on the MISTRAL installation for 3 years have shown that this test bench complies with our expectations.

It allows if to carry out experiments in very good conditions and to characterize high-dimensioned counterflow and crossflow heat transfer zones. The results have been validated by comparing them to existing cooling tower performances.

Thanks to this installation, more specific tests can also be carried out such as tests dealing with water collector winter behaviour, water flow distribution or component vibrations.

The present experiments are dealing with crossflow distributions, the thermal and aerodynamic performances of which are analysed according to their geometrical characteristics. The object of such experiments is optimization.

BIBLIOGRAPHY

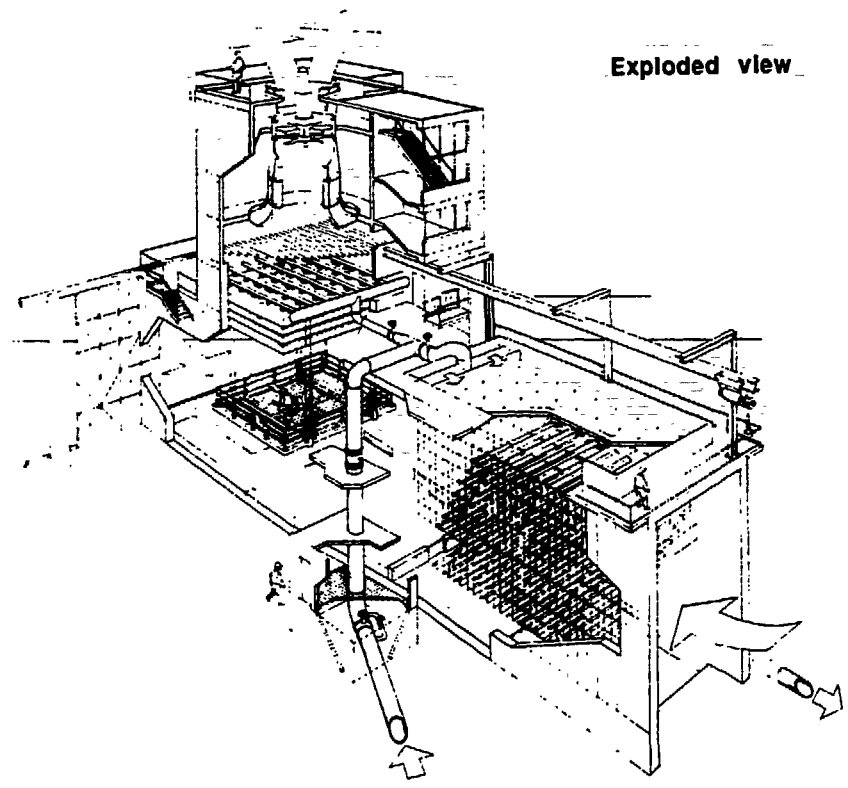
- [1] FABRE L., LEGRAND G.
MISTRAL, new test bench for cooling tower components.
IAHR Cooling Tower Workshop - Pise, October 1988.

- [2] BOWMAN R., MUELLER A., NAGLE W.
Mean temperature difference in design.
Transaction of the ASME, Vol. 62 (May 1940), p. 283.

TEST BENCH	Length	37 m
	Height	24 m
COUNTERFLOW TEST SYSTEM	Cross-Section	7 m x 7 m = 49 m ²
	Available height	3,5 m
CROSSFLOW TEST SYSTEM	Cross-Section	5 m x 10 m = 50 m ²
	Length	10 m
AIR CIRCUIT	Flow	0-225 m ³ /s
	Hydraulic head	0 - 700 Pa
WATER CIRCUIT	Flow	0 - 600 l/s
	Thermal load	0 - 25 MW
HOISTING FACILITIES	Hoist-fitted monorail	5 000 daN
	Lifting platform	5 000 daN

TABLE 1

MAIN CHARACTERISTICS - RECAPITULATING TABLE



Vertical cross section
in the symmetrical plane

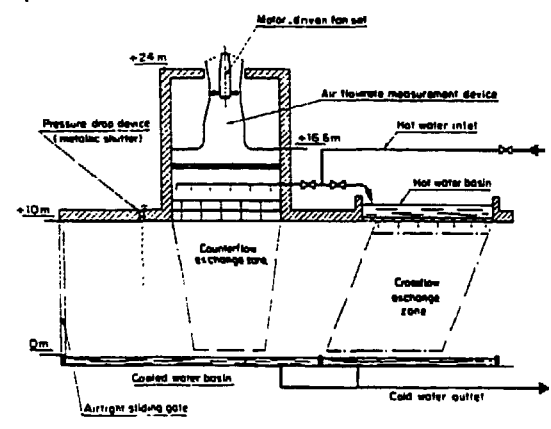


Figure 1 : TEST BENCH MISTRAL