

FR8200835



! E2

- Vibrations of tube arrays in transversal flow

- GIBERT RJ., SAGNER M., DOYEN R.

6. International conference on structural mechanics in  
reactor technology. 6. SMIRT.  
Paris, France, August 17 - 21, 1981.  
CEA - CONF 5960

-----

## VIBRATIONS OF TUBE ARRAYS IN TRANSVERSAL FLOW

R.J. GIBERT - C.E.A. - CEN/SACLAY (D.E.M.T.) - 91191 - GIF-SUR-YVETTE CEDEX

M. SAGNER - Sté BERTIN & Cie - B.P. n° 3 - 78370 - PLAISIR

R. DOYEN - Sté FIVES-CAIL-BABCOCK - 80, rue E. Zola - 93123 - LA COURNEUVE

Many experimental studies have been devoted to the vibrations induced in tube bundles by transversal flow.

These studies have shown two main fluidelastic mechanisms which can lead to very large vibration levels :

- The "Lock-in" effect which consists of a ~~Synchronisation~~ of vortex shedding by transversal tube motion when its frequency becomes close to shedding frequency.
- The whirling instability which consists of a dissymmetrical coupling between two adjacent tubes, which can lead to dynamic instabilities beyond a critical value of flow velocity.

Actually, the main characteristics of both phenomena are rather well known, owing to experiments on simple configurations (single tube - single tube row).

Especially, for these configurations, instability domains have been located in the fluidelastic parameter diagram :

$$V_R = \frac{V}{fD} \quad A_R = \frac{m}{\rho D^2}$$

(with  $V$  = flow velocity,  $f$  = tube resonance frequency,  $D$  = tube diameter,  $\delta$  = tube logarithmic decrement,  $m$  = tube mass per unit length,  $\rho$  = fluid density).

Concerning bundles, critical velocities have also been observed in many experiments and plotted in the  $V_R, A_R$  diagram. However the obtained results are often different from the theoretical predictions.

For example, in paper F6/3 presented at the 4<sup>th</sup> SMIRT, tests on an equilateral pitch bundle was described. They consisted of changing the natural frequency and damping factor of tubes and measuring critical velocities.

According to theory,  $(V_R)_{crit.}$  must remain proportionnal to  $A_R^{0.5}$ . Experimentally  $V_R \sim A_R^{0.3}$  laws was found.

To explain these results and to better understand the mechanisms of instability generation, our study has been continued in two ways :

- The local forces per unit length acting in a tube in a single row and in bundle, have been measured. Their modification by a given harmonic motion of the tube itself or of an adjacent tube has been particularly studied.
- Some complementary experiments have been performed to extend the whirling coefficient tabulation and also to precise the effect of the upstream velocity profile on the whirling critical velocities.

## 1. Introduction

Les faisceaux tubulaires sous écoulement transversal sont le siège de phénomènes vibratoires pouvant, dans certaines conditions, être très dangereux pour les structures mécaniques.

Un grand nombre de recherches a déjà été effectué dans le domaine des obstacles cylindriques sous écoulement transversal. Nous disposons en particulier d'études assez poussées sur le cylindre isolé permettant une compréhension à peu près claire des mécanismes aéro-hydro-élastiques en jeu.

En ce qui concerne les faisceaux, les phénomènes sont plus complexes et la prévision du niveau vibratoire des tubes reste assez hasardeuse bien que de nombreuses études soient actuellement consacrées à ce sujet.

Nous présentons ici une étude qui s'est étalée sur cinq ans environ. Elle a été effectuée en coopération par le C.E.A. et les Sociétés BERTIN & Cie et FIVES-CAIL-BABCOCK. On pourra consulter pour plus de détails les références 11 et 12.

Les premiers résultats de cette étude ont été synthétisés au 4ème SMIRT (77) [ 7 ]. Depuis lors des mesures directes des efforts aéro-élastiques s'exerçant sur les tubes dans des configurations simples (tube isolé - simple rangée) ont été effectuées.

Les résultats de ces mesures ont permis d'interpréter les observations plus globales effectuées sur les maquettes de faisceau.

D'autre part des plages plus larges de variation des différents paramètres caractéristiques ont été analysées (amortissement réduit  $A_R$ , pas et géométrie des faisceaux, etc ...).

## 2. Rappel des différents phénomènes vibratoires rencontrés dans les faisceaux

On a coutume de distinguer dans les faisceaux de tubes trois types de phénomènes aéro-hydro-élastiques :

1°) L'excitation vibratoire des tubes par la turbulence de l'écoulement dans le faisceau. En général ce phénomène conduit à des niveaux relativement faibles.

2°) L'excitation vibratoire des tubes par le détachement tourbillonnaire de Karman. Ce phénomène peut conduire à des niveaux élevés au voisinage de la coïncidence entre la fréquence du détachement tourbillonnaire et une fréquence de résonance des tubes (en général la première). Dans certains cas on observe une interaction entre le mouvement des tubes et le détachement tourbillonnaire appelée parfois phénomène d'accrochage.

3°) Un phénomène de couplage aéro-hydro-élastique entre tubes voisins mis en évidence et modélisé de façon quasi-statique par CONNORS [ 1 ]. Ce phénomène conduit à une instabilité au delà d'une certaine vitesse d'écoulement dite vitesse critique.

L'ensemble de ces phénomènes est généralement caractérisé dans le diagramme des deux paramètres adimensionnels :

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Amortissement réduit } A_R = \frac{m\delta}{\rho D^2} \\ \text{Vitesse réduite } V_R = \frac{V}{f_0 D} \end{array} \right.$$

Le phénomène d'accrochage apparaît au delà d'une certaine valeur de  $A_R$  dans une plage de  $V_R$  centrée autour de  $(V_R)_S = \frac{V}{f_S D} = \frac{1}{S_S}$ . ( $S_S$  étant le nombre de Strouhal associé au détachement tourbillonnaire).

L'instabilité de CONNORS apparaît au delà d'une vitesse critique  $(V_R)_C$  telle que

$(V_R)_C = C(\Lambda_R)^{1/2}$  si l'on admet la modélisation quasi-statique du phénomène. C est une constante caractéristique dépendant de la géométrie du faisceau.

### 3. Présentation des principaux résultats de l'étude effectuée

#### 3.1 Description sommaire des expériences

L'essentiel de l'étude est de nature expérimentale. Ces expériences ont porté sur des rangées ou des faisceaux de tubes droits dont les conditions aux limites mécaniques sont bien définies. Ces maquettes ont été testées dans un écoulement d'air à la pression atmosphérique, dont les conditions amont (en particulier taux de turbulence et profil de vitesse) sont bien contrôlées.

Remarque : Les phénomènes acoustiques des faisceaux ne sont pas étudiés ici.

L'étude a comporté plusieurs phases :

a) Etude sur une simple et une double rangée de tubes des efforts de couplage aéro-élastique par mesure directe à l'aide d'un ensemble de petits capteurs de pression placés en paroi d'un tube.

Dans cette dernière étude, les tubes ne vibrent pas librement, au contraire, on impose un mouvement harmonique à l'un des tubes et l'on mesure les efforts aérodynamiques s'exerçant sur ce même tube ou sur l'un de ses voisins. (Cet essai implique un parfait découplage mécanique des tubes).

b) Etude d'une maquette de faisceau de pas fixé avec possibilité de faire varier l'amortissement et la première fréquence propre des tubes dans une très large gamme.

Sur cette maquette, on mesure, à l'aide d'accéléromètres, le mouvement vibratoire libre des tubes.

c) Etude d'un ensemble de maquettes simples de faisceaux de pas variés, les caractéristiques mécaniques des tubes restant voisines d'une maquette à l'autre.

L'instrumentation est du même type que précédemment.

Remarque : Les phases b) et c) correspondent à une étude "plus globale" des phénomènes aéro-élastiques.

#### 3.2 Analyse des efforts de couplage aéro-élastiques

Les spectres des efforts fluctuants s'exerçant sur un tube ont l'allure décroissante de spectre de turbulence auquel vient se superposer une bosse correspondant au détachement tourbillonnaire de Karman à la fréquence  $f_g$ . Généralement, cette bosse est très peu marquée dans les faisceaux à pas serré.

Si l'on impose au tube de mesure ou à son voisin un mouvement harmonique, de fréquence  $f_e$  et d'amplitude A, une raie à la fréquence  $f_e$  vient se superposer sur la densité spectrale des efforts aérodynamiques.

C'est cet effet que nous étudions ici. En particulier, la partie en phase et en quadrature de phase de l'effort à la fréquence  $f_e$  par rapport au mouvement.

##### 3.2.1 Efforts aéroélastiques induits sur un tube par un mouvement imposé de ce tube, dans une rangée

On sait que pour un tube isolé, un mouvement transversal à l'écoulement modifie la portance fluctuante surtout quand la fréquence de ce mouvement est voisine de celle du détachement tourbillonnaire. Ce phénomène est à l'origine de l'accrochage décrit précédemment. (L'effet d'un mouvement longitudinal est bien moins important).

Dans les expériences effectuées, nous avons choisi des amplitudes de mouvement variant de  $10^{-3}$  à  $10^{-2}$  diamètres du tube, car c'est pour ces amplitudes que l'on observe généralement l'amorce des instabilités.

Nous considérons la portance fluctuante locale sous forme adimensionnelle

$$C_L = \frac{F_L}{1/2\rho V^2 A}$$

Nous avons représenté sur les deux graphiques du haut de la figure 1 l'évolution de la partie en phase et en quadrature de  $C_L$  à la fréquence du mouvement, en fonction du rapport  $f_e/f_s$ ; ceci pour le tube isolé et pour une rangée de pas réduit 1,24.

Les courbes sont valables quel que soit A dans la gamme étudiée. Il semble donc que le phénomène soit sensiblement linéaire.

D'autre part, nous remarquons une partie en quadrature de phase positive avec le mouvement au voisinage de  $f_e/f_s = 1$ , le phénomène étant beaucoup plus marqué pour le tube isolé que pour la rangée serrée (maximum  $\sim 18$  pour le tube isolé,  $\sim 3$  pour la rangée). Notons que ceci est lié au fait que l'on observe également sur les spectres de la portance un pic de détachement tourbillonnaire beaucoup plus marqué dans le cas du tube isolé.

Cette force en quadrature de phase positive correspond pour le mouvement d'un tube vibrant librement sur sa fréquence en résonance  $f_0$  à un terme d'amortissement négatif qui conduit à une instabilité si ce terme est supérieur à l'amortissement  $\epsilon$  du tube. On peut, en égalant les deux termes, tracer dans le diagramme des paramètres aéro-élastiques adimensionnels :

$$\left\{ \begin{array}{l} A_R = \frac{m\delta}{\rho D^2} \\ V_R = \frac{VD}{f_0} \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} (\delta = 2\pi\epsilon) \\ (m = \text{masse linéique équivalente du tube}) \end{array}$$

une courbe de limite de stabilité à partir des courbes de  $C_L$  en fonction de  $f_e/f_s$  et des valeurs du nombre de Strouhal du détachement tourbillonnaire ( $S_s = \frac{f_s D}{V} \approx 0,2$  pour le tube isolé,  $\approx 0,14$  pour la rangée de pas 1,24).

Sur les graphiques du bas de la figure 1, on compare ces courbes aux plages d'accrochage relevées directement par des essais sur tube vibrant librement.

La bonne concordance de ces résultats obtenus par des voies complètement différentes montre que l'amorçage de l'accrochage s'explique par un mécanisme linéaire caractérisé par les paramètres  $A_R$  et  $V_R$ , les non linéarités (modification du détachement tourbillonnaire) n'intervenant qu'à un niveau de vibration plus grand, une fois le phénomène déclenché.

### 3.2.2 Efforts aéro-élastiques induits sur un tube par un mouvement imposé du tube voisin, dans une rangée

Toujours pour les mêmes gammes d'amplitude du mouvement imposé, mais dans une gamme plus large de fréquence, nous avons étudié la partie en phase et en quadrature des coefficients de portance et de traînée s'exerçant sur le tube voisin (ceci pour un mouvement transversal et un mouvement longitudinal).

L'ensemble des résultats est rapporté à la figure 2 :

- On remarque que les niveaux sont plus faibles que précédemment, notamment dans la zone où  $f_e/f_s$  est voisin de 1. Ceci explique la faible importance du mouvement des tubes voisins dans le phénomène d'accrochage d'un tube. On note d'ailleurs qu'un mouvement parallèle à

l'écoulement n'a pas d'effet particulier au niveau de la coïncidence ( $f_e/f_s = 1$ ), alors que les courbes correspondant à un mouvement transverse sont plus perturbées.

- Les résultats (obtenus pour la rangée de pas réduit 1,5) sont cohérents avec les mesures à fréquence nulle (quasi-statique) de Connors. Il faut toutefois remarquer qu'à partir d'une valeur de  $f_e/f_s$  de l'ordre de 0,5, les forces évoluent assez rapidement avec  $f_e/f_s$  et en particulier apparaît une partie en quadrature de phase non négligeable.

Comme nous le verrons plus loin, les instabilités dans la plupart des faisceaux étudiés se produisent pour des vitesses réduites  $V_R = \frac{V}{fD}$  maximum de l'ordre de 10. Cette valeur limite correspond à  $f/f_s$  minimum de l'ordre de 0,5 en prenant  $\frac{f_s D}{V} \approx 0,2$ .

Dans le cas d'une rangée simple en air (Connors - Ishigai) l'instabilité apparaît pour des vitesses réduites plus élevées (de l'ordre de 50) d'où un  $f/f_s$  de l'ordre de 0,1.

Les courbes de la figure 2 permettent donc d'expliquer qualitativement que le modèle de Connors (quasi-statique) s'applique bien à l'instabilité observée sur les rangées (Loi du  $(V_R)_{\text{critique}} \sim (A_R)^{1/2}$ ), alors qu'il s'applique mal aux instabilités observées dans les faisceaux (Loi du type  $(V_R)_{\text{critique}} \sim (A_R)^{0,2 \text{ à } 0,3}$ ) puisque les forces d'interaction entre tubes dans les gammes d'apparition des instabilités sont alors assez différentes des forces quasi statiques mesurées par Connors.

De plus, pour les faisceaux de faible  $A_R$ , donc pour les instabilités apparaissant à faible  $V_R$ , il est très difficile de faire la distinction entre accrochage et instabilité de flottement ( $f_e/f_s \sim 1$ ).

### 3.2.3 Conclusion

D'un point de vue quantitatif, seules des mesures d'effort de couplage entre tubes dans un faisceau peuvent permettre une interprétation des courbes limites d'instabilité observées dans les faisceaux.

Cette mesure a été tentée dans la géométrie du faisceau 3-1-b, mais les résultats se sont révélés difficiles à interpréter, compte tenu des couplages mécaniques parasites entre tubes et de la complexité du dispositif de mesure.

Toutefois, on peut penser que ces couplages sont du même type que ceux observés dans la rangée mais avec une intensité plus importante. Ce point est confirmé par de récents essais effectués sur un couple de deux rangées de tubes où l'on mesure les efforts de couplages entre tubes amont et tubes aval.

### 3.3 Etude de l'évolution des vitesses critiques d'instabilité en fonction de l'amortissement réduit dans un faisceau

Cette étude correspond à la phase b) mentionnée plus haut. Pour une configuration de fréquence  $f_0$ , et d'amortissement  $\epsilon$  des tubes, on effectue un balayage en vitesse  $V$  d'écoulement.

En général, ce balayage fait apparaître une évolution très rapide du niveau vibratoire des tubes pour une vitesse donnée  $V_c$  que l'on appelle vitesse critique.

Ces vitesses critiques sont étudiées en fonction de  $f_0$  et  $\epsilon$ .

Les résultats de l'étude sont synthétisés à la figure 3 dans le diagramme des paramètres réduits  $V_R$  et  $A_R$ .

$A_R$  varie de 0,3 à  $10^2$ , variation obtenue en modifiant l'amortissement des tubes.

La vitesse critique réduite évolue selon une loi du type :

$$\frac{(V_R)_C}{A_R} = 2,7 A_R^{0,34}$$

Ce résultat ne s'explique pas par la théorie de Connors qui donnerait une loi  $A_R^{0,5}$ . Comme nous l'avons dit précédemment, ceci est lié à l'existence de forces du couplage entre tubes plus complexes que les simples forces quasi-statiques.

Notons également que ces résultats sont cohérents avec ceux d'autres auteurs sur des faisceaux en eau de géométrie voisine, dans la gamme des pas  $A_R$  ( $0,2 < A_R < 1$ ) et que des lois du même type ont été trouvées.

En ce qui concerne l'accrochage et bien qu'il soit difficile de le distinguer de l'instabilité, certaines observations ont pu être effectuées :

La figure 4 montre les plages d'accrochages observées dans le même diagramme  $V_R, A_R$ . Le critère de caractérisation de l'accrochage est l'existence d'une brusque augmentation du niveau vibratoire lors d'un balayage en vitesse d'écoulement, suivi d'une brusque chute de ce niveau.

Les accrochages se produisent pour  $A_R < 1$  et dans une gamme de  $V_R$  :  $1 < V_R < 7$  (ce qui correspond à un nombre de Strouhal moyen  $S_S$  ( $S_S = \frac{1}{V_{R \text{ moyen}}} \approx 0,3$ )).

Rappelons que pour le tube unique, la limite d'apparition de l'accrochage est d'environ  $A_R = 15$  et de l'ordre de  $A_R = 3$  à 4 pour une rangée serrée.

Des essais sur d'autres maquettes de faisceau montrent également des accrochages dans les mêmes gammes de  $A_R$  et  $V_R$ .

#### 3.4 Etude de l'évolution des vitesses critiques d'instabilité en fonction des pas du faisceau

L'étude est effectuée sur un ensemble de maquettes de caractéristiques mécaniques très voisines. Le paramètre  $A_R$  est donc quasiment constant  $70 < A_R < 90$ .

Comme dans les essais précédents, on relève la vitesse critique d'apparition de l'instabilité que l'on exprime sous la forme d'une vitesse réduite  $(V_R)_C$ .

Comme dans ces essais  $A_R$  est assez grand, les  $(V_R)_C$  sont supérieures à 20. Ceci veut dire que le rapport de fréquence  $f_o/f_s$  est assez petit ( $\approx 0,2$ ) donc que les forces de couplage peuvent être considérées comme étant quasi-statiques.

Nous avons donc choisi, pour représenter l'effet du pas du faisceau, d'utiliser le rapport :

$$C = \frac{(V_R)_C}{\sqrt{A_R}}$$

qui se réfère à la modélisation quasi-statique (Connors).

Les résultats sont présentés à la figure 5 pour deux types de faisceau :

- tubes alignés
- tubes quinconcés

Remarque : Sur ces maquettes, l'influence d'autres paramètres tels le profil de vitesse amont ou la dispersion de fréquence de résonance des tubes a été également étudiée.

#### 4. Conclusion

Cette étude a montré la complexité des forces de couplage entre tubes dans une rangée et donc a fortiori dans un faisceau. Ceci permet d'expliquer que l'évolution des vitesses critiques observées ne se fait pas conformément au modèle simplifié de l'instabilité quasi-statique.

En fait, suivant la plage de vitesses réduites dans laquelle on se trouve, on observe :

- pour  $V_R > 20$  une évolution suivant la théorie quasi-statique (loi  $(V_R)_{\text{critique}} \sim A_R^{1/2}$ ).  
C'est le cas, par exemple, des rangées uniques en air.
- pour  $20 < V_R < 7$  une évolution suivant une loi du type  $(V_R)_{\text{critique}} \sim A_R^n$  (avec  $n \sim 0,3$ ).  
C'est le cas des faisceaux à pas serrés en air.
- pour  $V_R < 7$  une zone où l'on ne peut guère distinguer l'instabilité de flottement et l'accrochage. C'est le cas des faisceaux en eau ou des faisceaux en air avec tubes très faiblement amortis.

Chacune de ces zones correspond bien sûr, quand on se trouve au voisinage de l'instabilité, à une gamme d'amortissement réduit bien défini. Par exemple :

$$\left\{ \begin{array}{l} 2 < A_R < 100 \text{ pour les faisceaux en air} \\ A_R < 1 \text{ pour les faisceaux en eau} \end{array} \right.$$

Au stade actuel des connaissances, on peut, pour une estimation grossière, mais souvent suffisante des instabilités, utiliser les différents résultats globaux obtenus pour les différents types de faisceau et dans les différentes gammes d'amortissement critique.

Pour une estimation plus précise, deux voies de recherches sont possibles :

- Réaliser des expériences globales sur des maquettes de faisceau plus complexes (tubes en U, en spirale, écoulement double phase, etc...). Actuellement, de telles études sont en cours.
- Améliorer la connaissance des dispersions des paramètres mécaniques et d'écoulement dans les faisceaux industriels, à l'aide d'une approche statistique .
- Réaliser des études fondamentales des forces d'interaction entre tubes d'un faisceau, sachant que l'expérience acquise dans la présente étude a montré la difficulté de telles mesures.

#### Références

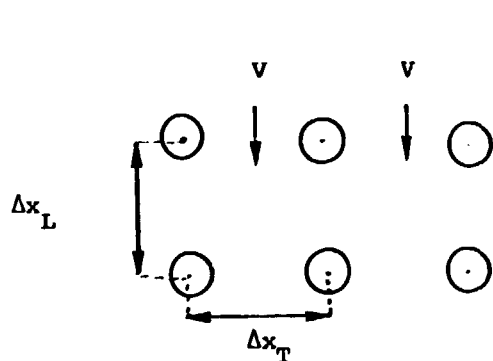
- [ 1 ] CONNORS, H. J., "Fluidelastic Vibration of Tube Arrays Excited by Cross-flow" (Meeting of the Am. Soc. of Mech. Eng. - Dec. 70).
- [ 2 ] ISHIGAI, NISHIKAWA, E., YAGI, E., "Structure of Gas Flow and Vibration in Tube Banks with Axes Normal to Flow" (ISME - TOKYO - Nov. 73).
- [ 3 ] MIRZA, S., GORMAN, D. J., "Experimental and Analytical Correlation of Local Driving Forces and Tube Response in Liquid Flow Induced Vibration of Heat Exchangers" (SMIRT - BERLIN - Sept. 73).
- [ 4 ] SONNEVILLE, B., "Etude de la structure tridimensionnelle des écoulements autour d'un cylindre circulaire" (Thèse de Doctorat - Université de PARIS VI - Fév. 76).
- [ 5 ] PETTIGREW, M. J., SYLVESTRE, Y., CAMPAGNA, A. O., "Flow-Induced Vibration Analysis of Heat Exchanger and Steam Generator Designs" (Atomic Energy of Canada Ltd., Chalk River Nuclear Laboratories, Chalk River, Ontario, Canada, 4th SMIRT (77) - paper F 6/1).
- [ 6 ] GORMAN, D. J., "Experimental Study of Peripheral Problems Related to Liquid Flow Induced Vibration in Heat Exchangers and Steam Generators" (University of Ottawa, Ottawa, Ontario, Canada, 4th SMIRT (77) - paper F 6/2).



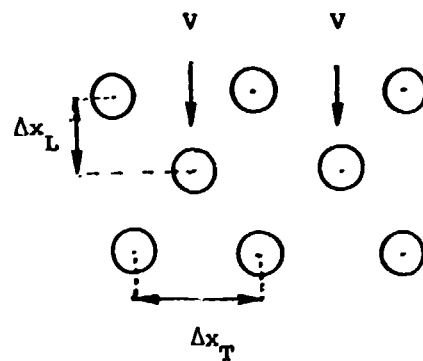
- [ 7 ] GIBERT, R. J. (1), CHABRERIE, J. (2), SAGNER, M. (3), "Vibrations of Tube Arrays in Transversal Flow" (1) : CEA-CEN/Saclay, DEMT, Gif-sur-Yvette, (2) : Société Fives-Cail-Babcock, La Courneuve, (3) : Société Bertin & Cie, Plaisier, France. (4th SMIRT (77) - paper F 6/3).
- [ 8 ] BLEVINS, R. D., "Flow-Induced Vibration" (Van Nostrand Reinhold Company, 1977).
- [ 9 ] GORMAN, D. J., "A Comprehensive Analytical Approach to the Force and Forced Vibration Analysis of Large Steam Generator U Tubes" (SMIRT 79).
- [10] REMY, F. N., "Vibration Study of a Tube Bank in Liquid Cross Flow" (SMIRT 79).
- [11] GIBERT, R. J., CHABRERIE, J., SCHLEGEL, R., "Etude des vibrations aéro et hydro-élastiques de faisceaux de tubes en écoulement transversal" (Compte Rendu DGRST Oct. 76 - Délégation bénévole à la recherche scientifique et technique - Paris).
- [12] GIBERT, R. J., DOYEN, R., SCHLEGEL, R., "Etude des vibrations aéro et hydro-élastiques de faisceaux de tubes en écoulement transversal" (Compte Rendu DGRST - Janv. 80 - Délégation bénévole à la recherche scientifique et technique - Paris).

### Principales notations

D	diamètre des tubes
L	longueur des tubes
f	fréquence ----- $f_o$ : première fréquence propre des tubes $f_s$ : fréquence de KARMAN
m	masse généralisée d'un tube par unité de longueur
$\epsilon$	coefficient d'amortissement ( $\delta = 2\pi\epsilon$ : décrétement logarithmique)
$\rho$	masse volumique du fluide
V	vitesse moyenne intertubes dans une rangée du faisceau
$x_T$	pas réduit transversal (= $\Delta x_T/D$ )
$x_L$	pas réduit longitudinal (= $\Delta x_L/D$ )



Faisceau en lignes



Faisceau en quinconces

$$A_R = \frac{m\delta}{\rho D^2} : \text{amortissement réduit}$$

$$V_R = \frac{V}{f_o D} : \text{vitesse réduite}$$

$$S = \frac{fD}{V} : \text{nombre de Strouhal}$$

### Légendes des figures

- 1 Etude de l'instabilité dans le diagramme des paramètres aéro-élastiques  $A_K$ .
- 2 Coefficients de portance et de traînée locaux générés par un mouvement harmonique imposé au tube voisin.  
( $C_F$  représente la valeur rapportée au déplacement /D du tube)  
( $f_e$  = fréquence du mouvement,  $A$  = amplitude du mouvement)  
( $f_s$  = fréquence du détachement tourbillonnaire).
- 3 Etude de l'instabilité de flottement.
- 4 Plages d'accrochages.
- 5 Etude de l'instabilité de flottement. Evolution de la constante de flottement  $C$  en fonction des pas du faisceau ( $40 < A_R < 60$ )  
 $x_T$  = pas réduit transversal  
 $x_L$  = pas réduit longitudinal

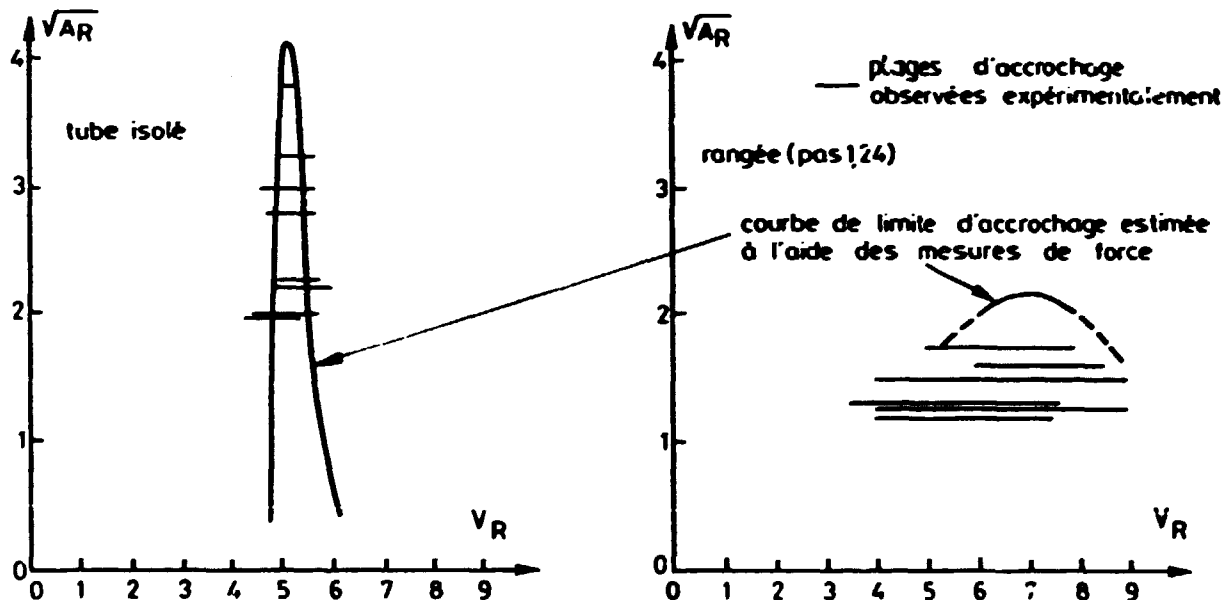
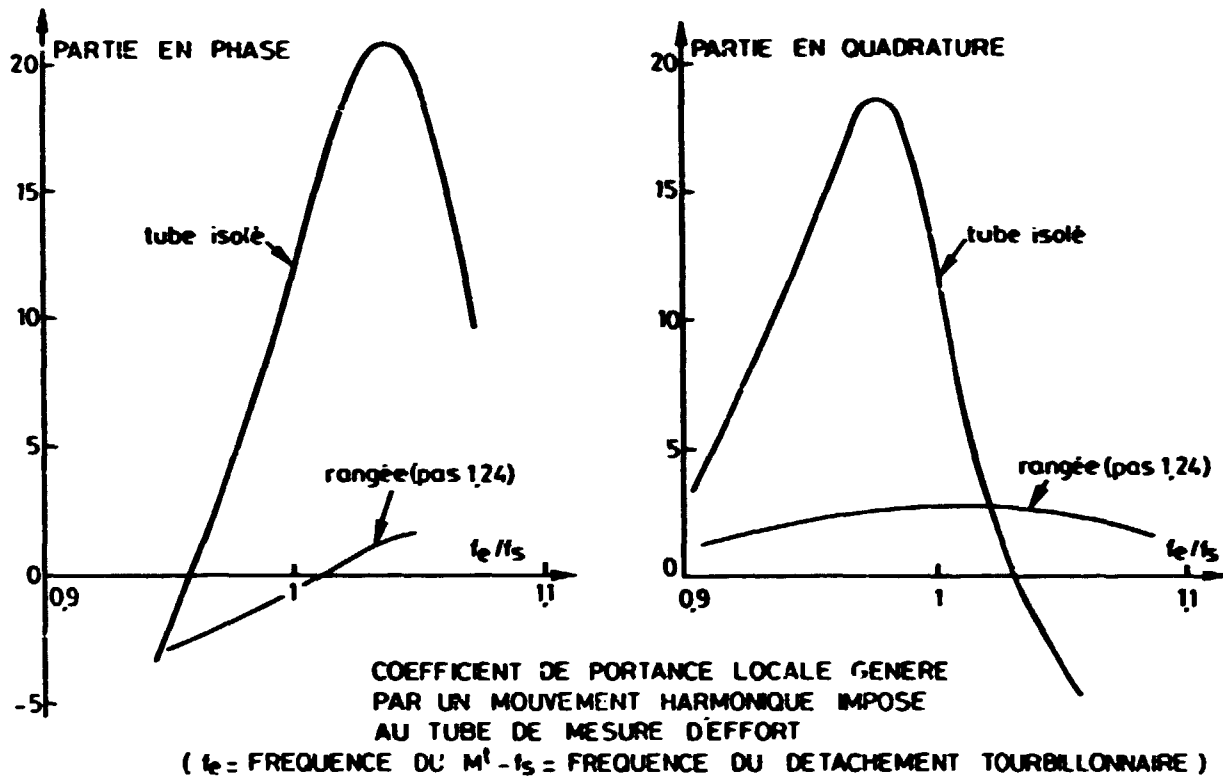


Fig.1 ETUDE DE L'INSTABILITE DANS LE DIAGRAMME DES PARAMETRES AEROELASTIQUES  $V_R$  ET  $V_{AR}$

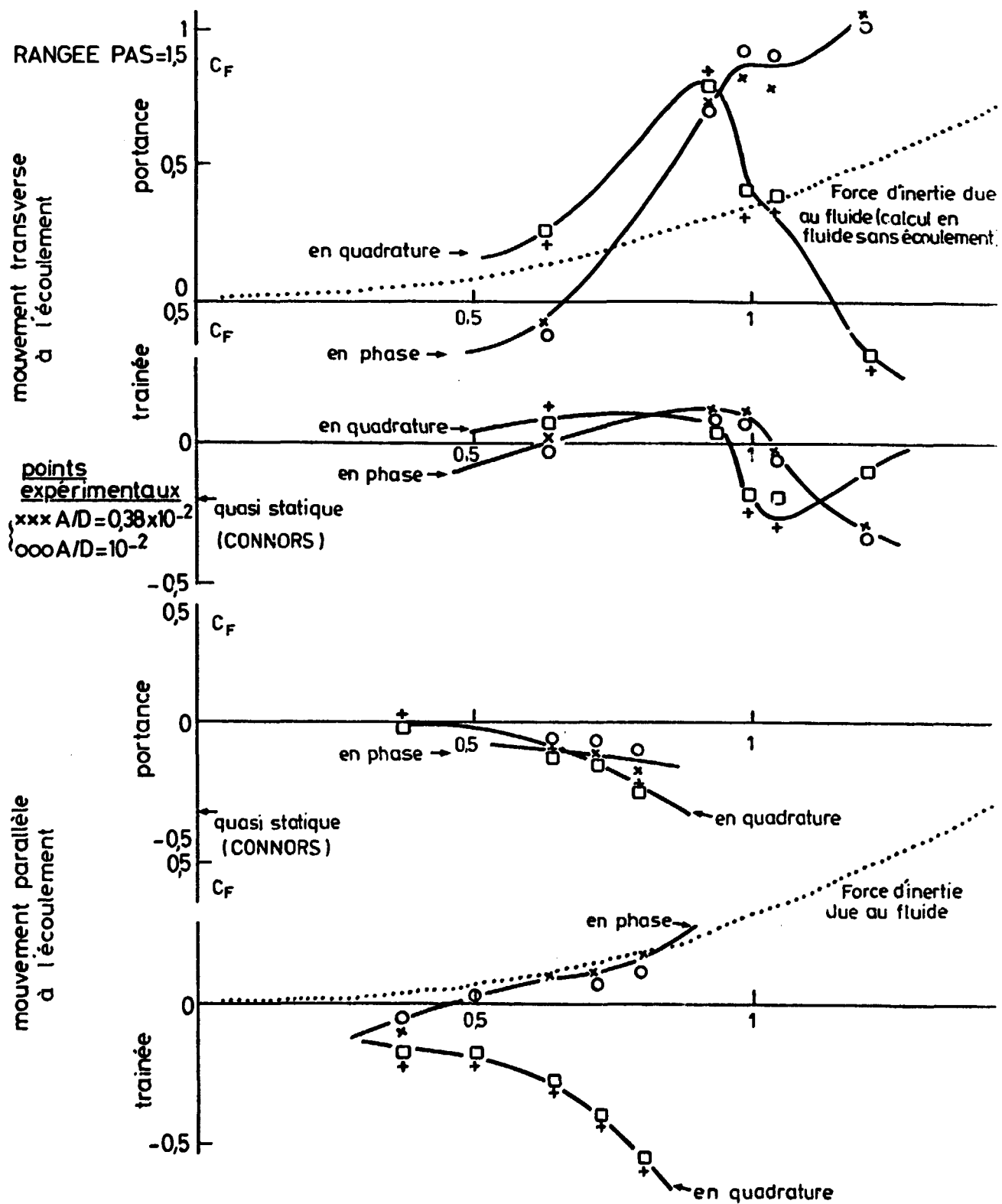
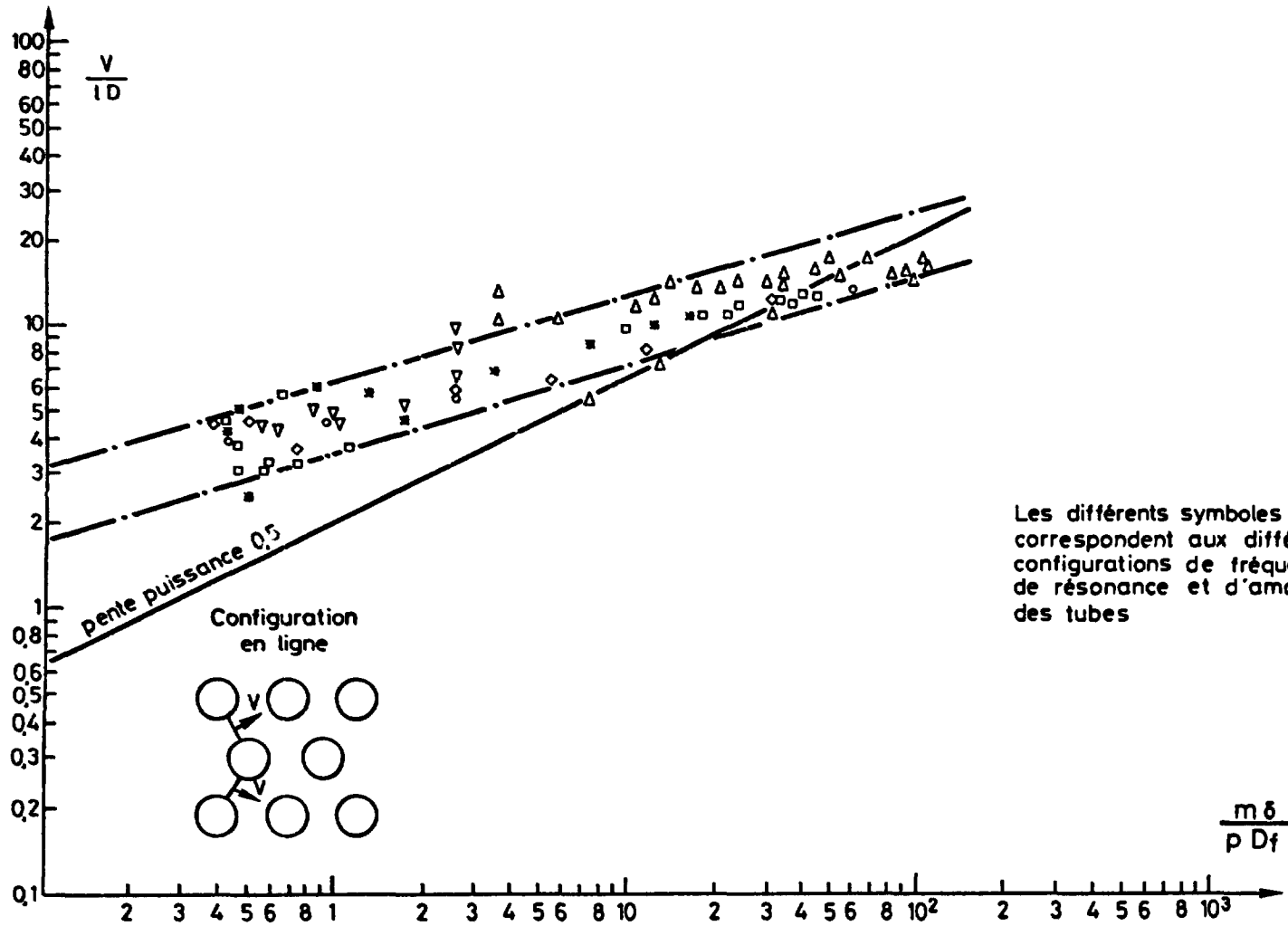


Fig. 2.- COEFFICIENTS DE PORTANCE ET DE TRAINEE LOCAUX  
 GENERES PAR UN MOUVEMENT HARMONIQUE IMPOSE  
 AU TUBE VOISIN

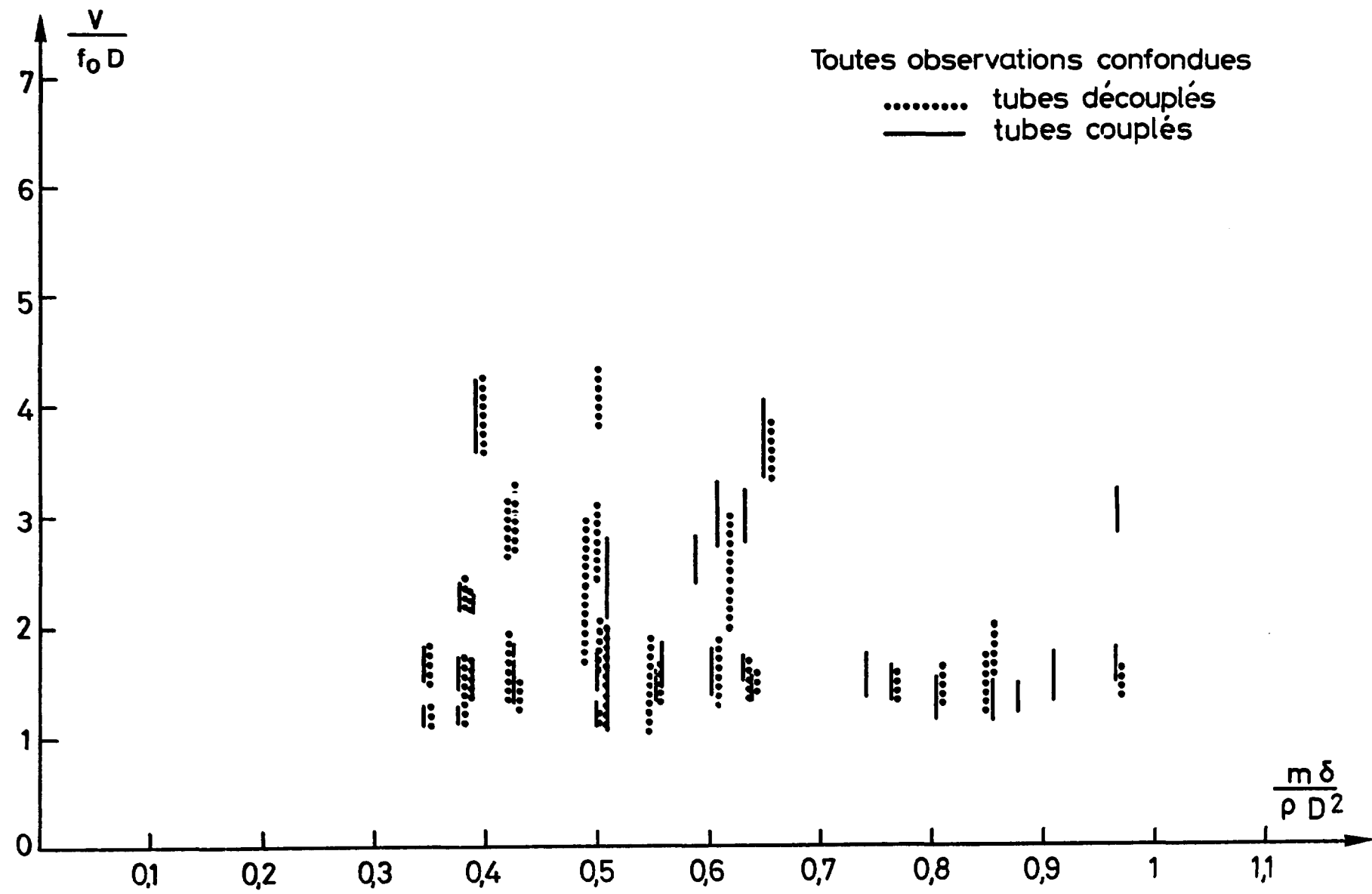
$C_F$  représente la valeur rapportée au déplacement  $D$  du tube  
 $f_e$  = fréquence du mouvement  $A$  = amplitude du mouvement  
 $f_s$  = fréquence du détachement tourbillonnaire



Les différents symboles correspondent aux différentes configurations de fréquence de résonance et d'amortissement des tubes

Fig.3 ETUDE DE L'INSTABILITE DE FLOTTEMENT  
Evolution de la vitesse de déclenchement d'instabilité en fonction de l'amortissement réduit

Fig. 4 ETUDE DE L'ACCROCHAGE



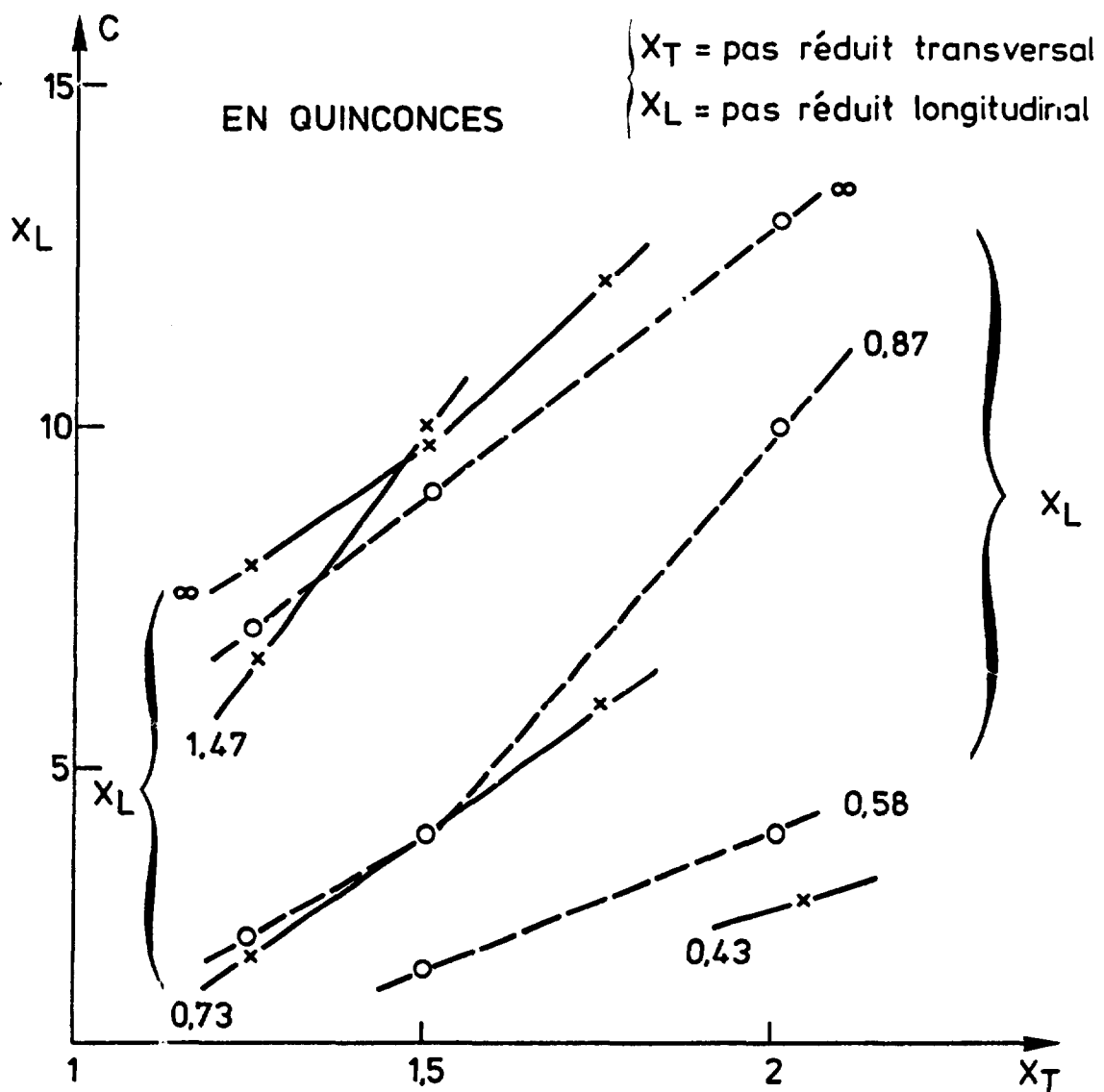
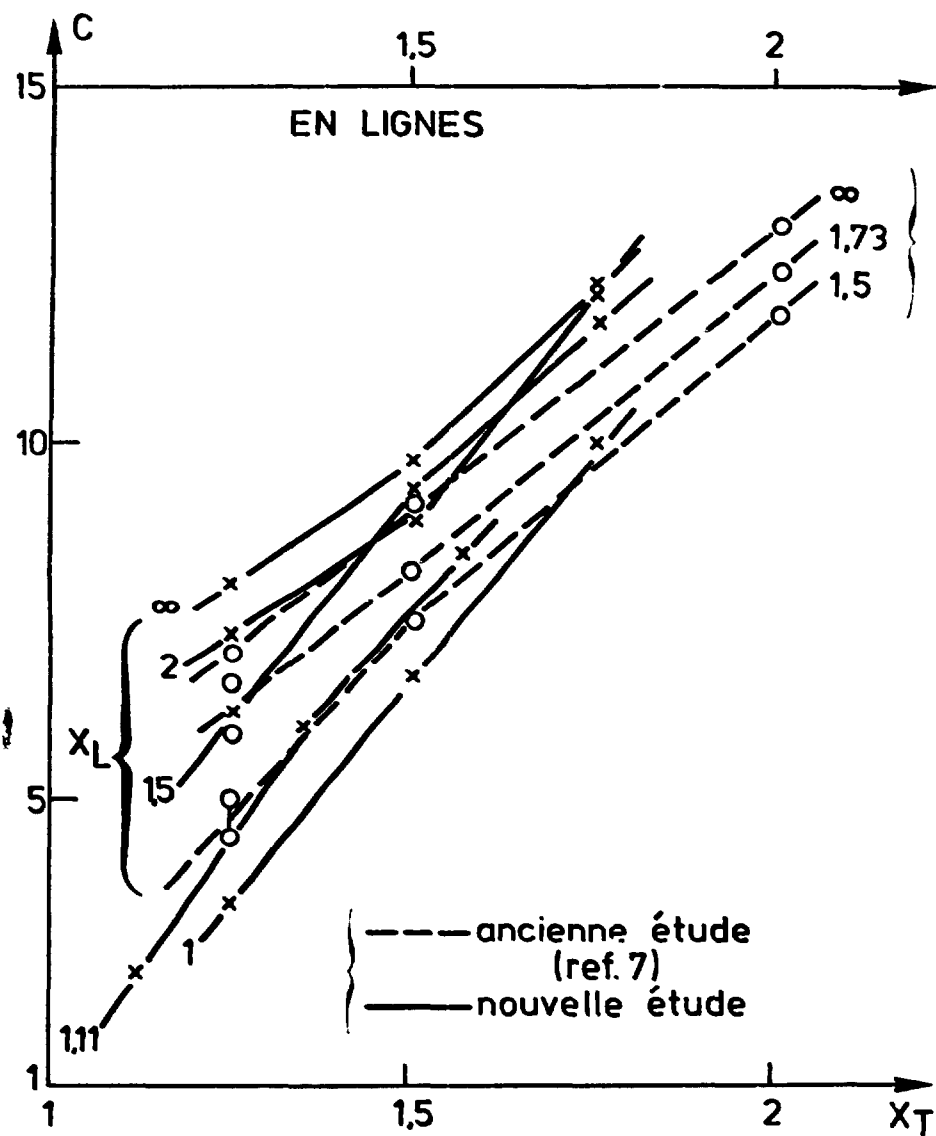


Fig. 5\_ ETUDE DE L'INSTABILITE DE FLOTTEMENT  
 EVOLUTION DE LA CONSTANCE DE FLOTTEMENT C EN  
 FONCTION DES PAS DU FAISCEAU ( $70 < A_2 < 90$ )