

**Cylindre de section elliptique  
monté sur appuis élastiques dans un courant**

**Etude du comportement dynamique**

**C. Berhault et B. Molin**

**Institut Français du Pétrole**

**BP 311, 92506 Rueil Malmaison Cedex**

**Résumé**

L'utilisation de conduites cylindriques de grandes longueurs dans les applications pétrolières pour les liaisons fond/surface pose le problème de leur comportement dynamique sous l'action du courant. Un cas particulier, du point de vue hydrodynamique, est celui où la section de la conduite est elliptique. Une première approche du problème est d'étudier le comportement dynamique d'un tronçon de cylindre de section elliptique monté sur appuis élastiques. Des essais en bassin de traction pour un cylindre fixe ont permis d'obtenir les efforts de trainée et de portance pour différentes configurations. Un modèle de simulation numérique a ensuite permis de mettre en évidence les différents régimes d'oscillations en fonction de la vitesse du courant, de la raideur des appuis, de l'amortissement et des conditions initiales.

**Summary**

The offshore production systems use intensively long pipes with small circular sections to connect the sea floor to the surface. In some case the cylinder can have an exterior section of elliptical shape. The problem is to predict the dynamic behaviour of the pipe under waves and current actions. This paper firstly deals with the behaviour of an element of a rigid pipe with an elliptical section in a steady current. Lift and drag forces have been obtained from model tests. A numerical model has been developed to simulate, in the time domain, the behaviour of an element of cylinder with elastic conditions at its extremities. Numerical tests have been performed in steady flow for different values of the current velocity, of stiffness and damping conditions at the extremities.

## Introduction

La production pétrolière en mer à partir de supports de surface nécessite l'utilisation de nombreuses conduites (risers) rigides ou flexibles qui assurent les liaisons fond/surface pour le transport des effluents. Ces conduites sont soumises à des effets dynamiques induits par la houle, le courant et les mouvements éventuels du support, si il est flottant.

Dans certaines configurations les conduites peuvent être de section extérieure non circulaire. Le contexte des travaux présentés concerne le cas d'une conduite cylindrique de section voisine d'une ellipse.

On pressent bien que le comportement hydrodynamique d'une telle configuration est fortement influencé par les efforts de portance induits par le courant. Il était donc nécessaire d'estimer au moins qualitativement les types de comportement dynamique résultant en fonction des caractéristiques mécaniques de la conduite.

Une première étape est d'étudier le comportement d'un cylindre de section elliptique monté sur appuis élastiques dans un courant incident uniforme. Bien que s'inscrivant dans le contexte décrit ci-dessus, l'étude a bien d'autres implications.

La démarche adoptée comporte trois phases :

- la détermination expérimentale des efforts exercés par un courant uniforme sur un cylindre fixe en incidence.
- la modélisation du comportement du cylindre sur appuis élastiques en bidimensionnel; les efforts de trainée et de portance sont estimés à partir des essais expérimentaux.
- l'analyse qualitative des effets dynamiques engendrés par les fluctuations de portance en fonctions des valeurs des raideurs en translation et rotation

L'estimation du comportement d'une conduite réelle peut se faire, en première approximation, par identification de ses fréquences propres à celles du problème élémentaire.

## 2. Efforts induits sur un cylindre fixe de section elliptique

### 2.1. Conditions expérimentales

Les essais ont été réalisés en 1986 et 1988 par SIREHNA dans le bassin de traction de l'ENSM (Réf.1 et 2). Un tronçon de cylindre horizontal, fixé rigidement au chariot de traction, est remorqué sous la surface libre à vitesse constante. Des plaques verticales fixées aux extrémités assurent un écoulement bidimensionnel (longueur du cylindre  $L_e = 1,0$  mètre).

Le cylindre est suffisamment immergé pour que les effets de surface libre soient négligeables. Ce point a été vérifié en effectuant des essais à incidences symétriques par rapport à la direction de l'écoulement incident. Les différences sensibles constatées pour certaines vitesses et incidences (provenant probablement de l'état de turbulence initial du bassin) ne remettent toutefois pas en cause les lois de comportement obtenues.

Préalablement des essais sur un cylindre de section circulaire (diamètre 0,2 m) avec plusieurs vitesses de courant et plusieurs incidences ont permis de s'assurer de la validité des essais (vibration du support, calibrage de la balance de mesure).

Des essais systématiques ont été réalisés pour un cylindre de section elliptique (grand axe  $G_A = 0,49$  m, petit axe  $P_A = 0,217$  m) et pour un cylindre de section dite bicirculaire : enveloppe de deux cercles identiques juxtaposés (diamètre 0,216 m).

Le tableau suivant donne les vitesses de courant choisies pour chaque configuration et les nombres de Reynolds associés (ramenés au plus grand axe).

section	$V$ (m/s)	0.5	1.0	1.5	2.0
circulaire	$Re$	$8.78 \cdot 10^4$	$1.76 \cdot 10^5$	$2.63 \cdot 10^5$	$3.51 \cdot 10^5$
section	$V$ (m/s)	0.5	1.0	1.5	2.0
elliptique	$Re$	$2.15 \cdot 10^5$	$4.31 \cdot 10^5$	$6.44 \cdot 10^5$	$8.60 \cdot 10^5$
section	$V$ (m/s)	0.5	1.0	1.5	2.0
bicirculaire	$Re$	$1.63 \cdot 10^5$	$3.25 \cdot 10^5$	$4.88 \cdot 10^5$	$6.51 \cdot 10^5$

L'incidence du grand axe par rapport à la direction de l'écoulement a varié de  $+45^\circ$  à  $-90^\circ$  avec un pas de  $10^\circ$  entre  $+20^\circ$  et  $-30^\circ$ . Compte tenu des variations importantes des coefficients de trainée dans cet intervalle, ce pas a été ramené à  $5^\circ$  pour le cylindre bicirculaire.

Les coefficients de trainée, de portance et de moment sont obtenus à partir des efforts mesurés sur le cylindre exprimés dans le repère lié à l'écoulement (Fig.1) :

$$C_D = F_D / \left( \frac{1}{2} \rho L_e L_Z V^2 \right)$$

$$C_L = F_L / \left( \frac{1}{2} \rho L_e L_X V^2 \right)$$

$$C_{M_o} = M_o / \left( \frac{1}{2} \rho L_e G_A^2 V^2 \right)$$

$L_e$  est la longueur de l'élément considéré (proche de 1 mètre pour les essais),  $L_X$  est la projection de  $G_A$  dans la direction de l'écoulement et  $L_Z$  est la projection de  $G_A$  dans la direction perpendiculaire à celle de l'écoulement.

## 2.2. Présentation des résultats expérimentaux

Les résultats obtenus sur le cylindre circulaire se comparent très bien aux valeurs publiées par ailleurs avec notamment une assez grande dispersion au voisinage du Reynolds critique (Fig.2). L'analyse spectrale des efforts de portance met bien en évidence une excitation dont la fréquence correspond à un nombre de Strouhal de 0,175 sauf pour la vitesse la plus élevée (2 m/s).

Pour les cylindres elliptique et bicirculaire une excitation du type Strouhal (lâcher de tourbillons) apparaît pour les faibles angles d'incidence ( $< 20^\circ$ ). Aucune excitation de ce type n'est par contre décelée pour les incidences supérieures, notamment pour  $90^\circ$ .

	section circulaire	section elliptique	section bicirculaire
Strouhal	0.175	0.37	0.40

Les coefficients de trainée et de portance obtenus pour les cylindres de section elliptique et bicirculaire sont donnés sur les figures 3, 4 et 5.

section elliptique	section bicirculaire
$0.25 < C_D < 1.25$	$0.30 < C_D < 0.95$
$0. < C_L < 1.3$	$0. < C_L < 1.7$
$0. < C_M < 0.3$	$0. < C_M < 0.6$

#### Coefficient de trainée

Contrairement au cylindre circulaire le coefficient de trainée ne varie que faiblement avec le nombre de Reynolds sauf pour les vitesses supérieures à 1,5 m/s et seulement pour les incidences supérieures à 45°. Il varie par contre fortement avec l'incidence notamment dans le cas de la section bicirculaire pour lequel on constate des fluctuations assez marquées pour les faibles incidences et les faibles vitesses.

#### Coefficient de portance

Un résultat marquant est la variation du coefficient de portance avec l'incidence et la vitesse de remorquage dans la plage  $[0^0, 30^0]$ . Sa valeur maximale est atteinte au voisinage de l'incidence de décrochage qui croît avec la vitesse (de 5° à 30°).

Les fluctuations à faibles incidence sont en partie à l'origine des oscillations observées (cf.4.) dans le comportement du même élément de cylindre monté sur appuis élastiques.

#### Coefficient de moment

Son comportement est voisin de celui du coefficient de portance avec une différence beaucoup plus accentuée entre cylindre elliptique et cylindre bicirculaire.

On en déduit que dans le cas d'un cylindre libre en rotation l'incidence 0° est une position d'équilibre instable. La position d'équilibre stable correspond à 90° d'incidence, soit au grand axe orienté perpendiculairement à l'écoulement. Cette position d'équilibre dépend bien sûr de la valeur de la raideur en rotation dès que celle-ci est non nulle.

Des résultats des essais on peut prévoir les types de problème qui pourraient apparaître sur une conduite de grande dimension :

- position statique en "hélice" aux fortes vitesses de courant si la raideur en rotation est faible et variable avec la longueur et/ou si la force et la direction du courant varient avec la profondeur d'eau.

- instabilités et/ou oscillations en rotation dues aux fluctuations des efforts de portance aux faibles incidences et aux faibles vitesses de courant.
- vibrations hydroélastiques dues aux lâchers de tourbillons aux faibles incidences.

### 3. Modélisation du comportement sur appuis élastiques

Le comportement d'un cylindre de section elliptique monté sur appuis élastiques et placé dans un écoulement incident permanent bidimensionnel est analysé numériquement (Réf.3). Le cylindre est libre de se mouvoir en translation et en rotation (axe pris au centre de la section) aux raideurs imposées aux extrémités près. Le référentiel  $(O, x, y)$ , dans lequel sont intégrées les équations, est donné par le centre du cylindre  $O$  et par la direction du courant  $(Ox)$ .

Les équations de la mécanique appliquée à un élément de longueur  $L_e$  s'expriment pour les trois degrés de liberté sous la forme :

$$M_e \ddot{x} = F_x^k(t) + F_x^i(t) + F_x^h(t)$$

$$M_e \ddot{y} = F_y^k(t) + F_y^i(t) + F_y^h(t)$$

$$I_e \ddot{\theta} = M_\theta^k(t) + M_\theta^i(t) + M_\theta^h(t) - \alpha_s \dot{\theta}$$

$M_e$  et  $I_e$  sont respectivement la masse et l'inertie propre de l'élément.  $F_x^k(t)$ ,  $F_x^i(t)$  et  $F_x^h(t)$  sont les composantes suivant  $x$  des efforts respectivement de raideur, d'inertie et de trainée/portance.  $\alpha_s$  est l'amortissement d'origine structurelle en rotation.  $\ddot{x}$ ,  $\ddot{y}$  et  $\ddot{\theta}$  sont les accélérations des mouvements.

#### Hypothèses

Des hypothèses sont introduites pour simplifier la représentation de la physique système :

- les efforts d'inertie sont obtenus en théorie potentielle;
- les fluctuations d'efforts dus aux détachements de tourbillons ne sont pas prises en compte; il faudra donc s'assurer que les fréquences des vibrations induites ne correspondent pas aux fréquences propres des mouvements;
- les effets visqueux manifestement d'origine instationnaire sont modélisés à partir des efforts obtenus en écoulement stationnaire; en particulier un terme variant quadratiquement avec la vitesse de rotation doit être ajouté aux efforts mesurés sur le cylindre fixe.

Cette dernière approximation est contestable et demande donc à être vérifiée a posteriori par des mesures en écoulement instationnaire. Elle permet toutefois une approche qualitative des phénomènes physiques.

#### Efforts d'inertie

Les masses ajoutées en translation,  $a_{XX}$  et  $a_{YY}$  et l'inertie ajoutée en rotation,  $a_{\theta\theta}$ , d'un élément de section elliptique de longueur  $L_e$  sont connues analytiquement dans un repère lié à la section :

$$a_{XX} = \frac{\rho\pi}{4} P_A^2 \quad a_{YY} = \frac{\rho\pi}{4} G_A^2 \quad a_{\theta\theta} = \frac{\rho\pi}{128} (G_A^2 - P_A^2)^2$$

Les efforts, dans ce même repère, en sont donc immédiatement déduit :

$$F_X^i = a_{XX} \ddot{X} \quad F_Y^i = a_{YY} \ddot{Y} \quad M_\theta^i = a_{\theta\theta} \ddot{\theta}$$

Le moment de Munk n'est pas introduit dans les efforts d'inertie compte tenu qu'il est pris en compte dans le moment  $M_\theta^h$  obtenu expérimentalement.

### Efforts de trainée et de portance

Les efforts sont exprimés en fonction des coefficients  $C_X$ ,  $C_Y$  et  $C_M$  obtenus à partir des mesures expérimentales dans un repère lié au grand axe du cylindre (voir paragraphe 2).

En première approximation on suppose que les coefficients  $C_X$ ,  $C_Y$  et  $C_M$  dépendent du temps par l'intermédiaire de l'incidence instantanée  $\theta(t)$  pour déduire leurs valeurs des essais en écoulement permanent, par exemple :

$$C_X(\theta(t), V(t)) = C_{X,0}(\theta_0, V_0)$$

où  $C_{X,0}$  est la valeur du coefficient en écoulement permanent pour des conditions de vitesse et d'incidence identiques à celles de l'écoulement instationnaire à l'instant  $t$  ( $\theta(t) = \theta_0$ ,  $V(t) = [(U - \dot{x})^2 + \dot{y}^2]^{1/2} = V_0$ ).  $U$  est la vitesse du courant. Compte tenu du nombre limité de points de mesure ( $V_0, \theta_0$ ) les coefficients hydrodynamiques sont interpolés à chaque pas de temps parmi les valeurs mesurées.

Un terme supplémentaire est ajouté à l'expression du moment pour tenir compte de l'effort d'amortissement dans le mouvement de rotation, terme qui n'est bien évidemment pas contenu dans le moment mesuré sur le cylindre fixe comme c'est le cas pour les translations.

$$M_\theta^{amor} = \frac{1}{2} \rho C_\theta L_e \int (v_r + X\dot{\theta}) [u_r^2 + (v_r + X\dot{\theta})^2]^{1/2} X dX$$

$\rho$  est la masse volumique du fluide,  $u_r$  et  $v_r$  sont les vitesses relatives dans le repère lié au courant. Le coefficient de moment  $C_\theta$  est pris égal à  $C_Y$  pour  $90^\circ$  d'incidence.

### Efforts de raideur

Les efforts dus aux raideurs des appuis sont supposés linéaires :

$$F_X^k = -K_n^X X(t) \quad F_Y^k = -K_n^Y Y(t) \quad M_\theta^k = -K_n^\theta \theta(t)$$

$K_n^X$ ,  $K_n^Y$  et  $K_n^\theta$  sont obtenues en identifiant les fréquences propres de l'élément aux fréquences propres en flexion et en torsion de la conduite réelle de même section qui peuvent être rapidement déduites d'un calcul par éléments finis. La gamme des fréquences propres utilisées pour le calcul des raideurs dans les applications numériques est donnée ci-après:

- rotation (hs) :  $0.04 < f_{n,\theta} < 0.60$

- translation (hz) :  $0.01 < f_{n,X,Y} < 0.20$

### Résolution

Les équations du mouvement sont mises sous la forme :

$$(\ddot{x}, \ddot{y}, \ddot{\theta}) = \Gamma(\dot{x}, \dot{y}, \dot{\theta}, x, y, t)$$

$\Gamma$  est une fonction non-linéaire des vitesses et des déplacements. La résolution est effectuée par intégration dans le domaine temporel (prédiction-correction) afin de prendre en compte tous les termes non-linéaires et de couplage. Les conditions initiales correspondent au cas de l'élément au repos avec éventuellement un angle d'incidence non nul par rapport au courant.

### Couplages - Instabilités

En supposant que les mouvements sont petits autour de la position d'équilibre stable de l'élément et que, sous cette dernière hypothèse, le moment est proportionnel à l'angle de rotation,  $C_M = \beta\theta$ , l'équation du mouvement de rotation devient :

$$[I_e + \alpha_{\theta\theta}] \ddot{\theta} + [C_\theta U^2 + \alpha_s] \dot{\theta} + [K_n^\theta + U^2 \beta] \theta = 0$$

Les racines de l'équation caractéristique associée ont toujours une partie réelle négative pour les vitesses de courant et les raideurs étudiées. On en déduit que les oscillations propres devraient s'amortir après une période transitoire. La position d'équilibre stable est donnée par :

$$\theta_e = \frac{C_M(\theta_e) A_e U^2}{K_n^\theta}, \quad A_e = \frac{1}{2} \rho G_A^2 L_e$$

Ce niveau d'approximation ne fait pas apparaître de terme de couplage avec les mouvements de translation. Il ne permet donc pas d'expliquer l'apparition des d'instabilités observées dans les simulations numériques.

Il faut avoir recours au développement jusqu'au troisième d'ordre d'approximation pour faire apparaître les non-linéarités dominantes et les couplages entre les degrés de liberté comme  $U\dot{x}\theta$ ,  $\dot{x}^2\theta$ ,  $\dot{y}^2\theta$  ou  $U^2\theta^3$  qui sont caractéristiques de comportements instables (équations de Duffing ou de Van der Pool - Réf.4). Si des relations particulières existent entre les différentes fréquences propres les risques d'instabilité sont accentués (Réf.4). Les termes d'amortissement ont alors un rôle déterminant dans le déclenchement des oscillations.

## 4. Simulations numériques

Les simulations ont été effectuées pour le cas d'un cylindre elliptique dont les dimensions sont celles de la maquette utilisée pour les essais. L'objectif était de mettre en évidence au moins qualitativement les types de comportement qui pourraient apparaître sur une conduite réelle de même section. On a fait varier les principaux paramètres influents : la vitesse du courant  $V < 2$

m/s (Reynolds  $< 1.5 \times 10^6$ ) et les raideurs en rotation et en translation dans les gammes suivantes :

- rotation  $0.20 < K_n^\theta < 50.$
- translations  $1.00 < K_n^{X,Y} < 150.$

A noter que les raideurs choisies donnent des périodes propres variant de 2 à 25 secondes pour la rotation et de 5 à 100 secondes pour les translations. Les périodes liées aux détachements de tourbillons varient de 0,25 à 5 secondes pour les vitesses considérées.

Pour chaque cas traité le pas de temps et la durée de la simulation ont été fixés de manière à mettre en évidence la périodicité, si elle existe, des phénomènes observés, après élimination du transitoire.

Les différents types de comportement rencontrés sont étudiés à partir des signaux temporels, de leur analyse fréquentielle complétée éventuellement d'une analyse dans le plan des phases. L'analyse est concentrée essentiellement sur le mouvement de rotation. Plusieurs types de comportement ont été observés.

#### Régime permanent

Les deux positions d'équilibre sont bien retrouvés : une instable à  $0^0$  et une faiblement stable à une incidence comprise entre  $0^0$  et  $90^0$  qui croît comme le rapport de la vitesse du courant au carré sur la raideur. Toutefois les couplages avec les autres degrés de liberté peuvent faire apparaître d'autres positions d'équilibre.

Pour les fortes vitesses de courant ( $U > 1.5$ ) et/ou les faibles raideurs en rotation ( $K_n^\theta < 5.$ ) le cylindre se maintient dans sa position d'équilibre stable si l'incidence initiale est non nulle (Fig.6).

#### Oscillations périodiques simples

L'élément cylindrique oscille à sa fréquence propre  $f_\theta$  ou à une de ses harmoniques  $f_\theta/2$  autour d'une position moyenne dépendant de la raideur. Le mouvement est d'amplitude constante mais pas nécessairement sinusoïdal (influence des non-linéarités). Une modulation basse fréquence peut être observée (Fig.7).

Ce type de mouvement s'établit après une très faible période transitoire pour les raideurs en rotation supérieures à 10 Nm/rd, des grandes raideurs en translation et des vitesses de courant inférieures à 1 m/s.

#### Oscillations périodiques complexes

Après une période transitoire qui peut être assez longue on retrouve un signal stationnaire composé des fréquences propres des différents degrés de liberté :  $f_\theta, f_y, f_\theta - f_y, f_\theta + f_y, \dots$

Ce type de mouvement apparaît pour des raideurs en rotation et en translation assez fortes correspondant aux modes propres élevés d'une configuration réelle (Fig.8).

#### Comportement chaotique - Instabilités

Un comportement chaotique est caractérisé par sa forte dépendance des conditions initiales : en fonction de leurs valeurs on peut retrouver des types de réponse très différents souvent d'apparence aléatoire mais en fait de nature déterministe (Réf.5). L'étude du spectre d'énergie ne permet pas l'analyse du signal (non stationnarité). L'analyse d'un comportement observé pour des conditions initiales données n'est pas généralisable à des conditions initiales différentes (Fig.9).

L'origine de ce type de comportement est à rechercher dans les non-linéarités et les termes de couplage intervenant dans les efforts de rappel. Une étude qualitative des équations du mouvement dans le plan des phases (plan vitesse / déplacement) permet de prévoir les changements de régime de comportement en fonction de la valeur des paramètres en jeu (variation des niveaux d'énergies cinétique et potentielle).

#### Influence de la raideur en rotation

Pour les raideurs en rotation supérieures à 10 Nm/rd on obtient des oscillations périodiques simples dont les amplitudes maximales décroissent avec la vitesse du courant. Pour les vitesses de courant supérieures à 1,5 m/s les oscillations en rotation disparaissent quelle que soit la raideur.

#### Influence des raideurs en translation

Les raideurs en translation n'interviennent que sur le type des oscillations observées en rotation (couplage) mais n'ont pas d'influence sur leur déclenchement. L'absence d'oscillations en rotation n'interdit pas les oscillations en translation qui peuvent même être de grande amplitudes (échange d'énergie entre les degrés de liberté).

Pour les grandes raideurs en translation on observe des oscillations périodiques complexes alors que les faibles raideurs conduisent à des comportements chaotiques. Dans ce dernier cas la dépendance des conditions initiales a bien été observée. Des simulations de très longue durée n'ont pas permis de mettre en évidence une quelconque stationnarité.

#### Influence de l'amortissement

Une bonne connaissance des amortissements d'origine hydrodynamique et structurelle est indispensable pour prévoir correctement l'apparition et les amplitudes des mouvements oscillants. En effet, dans les systèmes dynamiques non-linéaires, les amortissements n'interviennent pas seulement pour limiter les amplitudes des oscillations quand elles existent. Mais le déclenchement des phénomènes d'instabilité observés dépend directement de leurs valeurs (Réf.4). Ce point a été vérifié en variant la valeur de l'amortissement  $\alpha$ , de 0% à 30% de l'amortissement critique. Pour  $\alpha$ , compris entre 15% à 30% les mouvements observés sont du même type, seules les amplitudes et les fréquences peuvent varier sensiblement. Par contre pour  $\alpha$ , < à 15% le mouvement de rotation devient chaotique et ses caractéristiques ne sont donc plus comparables aux cas précédents.

## 5. Conclusions

L'étude du comportement d'un cylindre de section elliptique monté sur appuis élastiques et soumis à l'action d'un courant uniforme a été menée numériquement. Les efforts de traînée et de portance

ont été estimés à partir des résultats d'essais expérimentaux pour un cylindre fixe (incidences variables). Des simulations numériques systématiques il ressort que :

- des vibrations d'amplitudes importantes apparaissent en rotation pour des nombres de Reynolds inférieurs à  $10^6$ . Le couplage avec les mouvements de translation et les non-linéarités influent fortement sur l'apparition des différents régimes d'oscillation observés.
- pour les fortes vitesses de courant et les faibles raideurs en rotation le cylindre reste en incidence constante. A raideur nulle, cette incidence est de  $90^0$ .
- les amortissements hydrodynamiques et structurels jouent un rôle fondamental alors que ce sont en général les paramètres les plus mal connus.
- des vibrations dues aux détachements de tourbillons peuvent apparaître pour les faibles incidences; leurs fréquence pouvant interagir avec les fréquences des oscillations induites par les fluctuations de portance.

Il est certain que des essais expérimentaux effectués pour un cylindre sur appuis élastiques sont nécessaires pour confirmer les résultats obtenus. Mais la conception de ces essais est loin d'être évidente. Il est toutefois probable que les phénomènes décrits par la simulation numérique ont une réalité physique, seules les amplitudes des mouvements mesurées pourraient différer sensiblement de celles calculées.

L'approche suivie au cours de cette étude a permis :

- de disposer de résultats pour le calcul des efforts de trainée et de portance pour des cylindres de section elliptique ou voisine;
- de prévoir au moins qualitativement les types de problème qui pourraient apparaître pour une conduite cylindrique de section elliptique (ou voisine) en configuration réelle;

En outre les phénomènes étudiés sont sans doute très voisins de ceux rencontrés pour les oscillations basse fréquence des structures ancrées ("fish-tailing") ou pour certains problèmes de manoeuvrabilité.

## Références

- [1] "Essais de remorquage de cylindres à section circulaire et elliptique sur appuis fixes", Rapport d'essais pour IFP - Sirehna, 1988.
- [2] "Essais de remorquage d'un tronçon de riser à section bicirculaire sur appuis fixes", Rapport d'essais pour IFP - Sirehna, 1988.
- [3] "Comportement hydrodynamique d'un élément de riser flexible de section elliptique", C. Berhault et B. Molin, Rapport IFP 36722, 1989.
- [4] "Instabilités dynamiques", C. Berhault, Rapport PACEM / IFP 32439, 1984.
- [5] "Nonlinear dynamics and Chaos", JMT Thompson and HB Stewart, John Wiley and Sons, 1986.

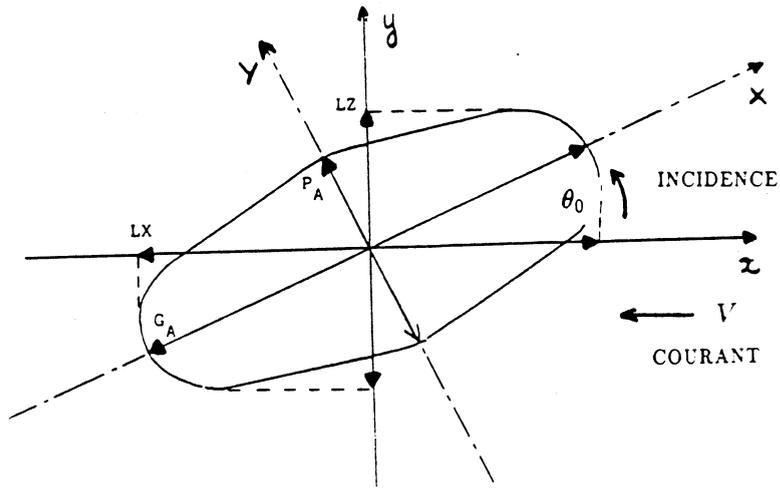


Fig.1 - Repères pour la définition des efforts

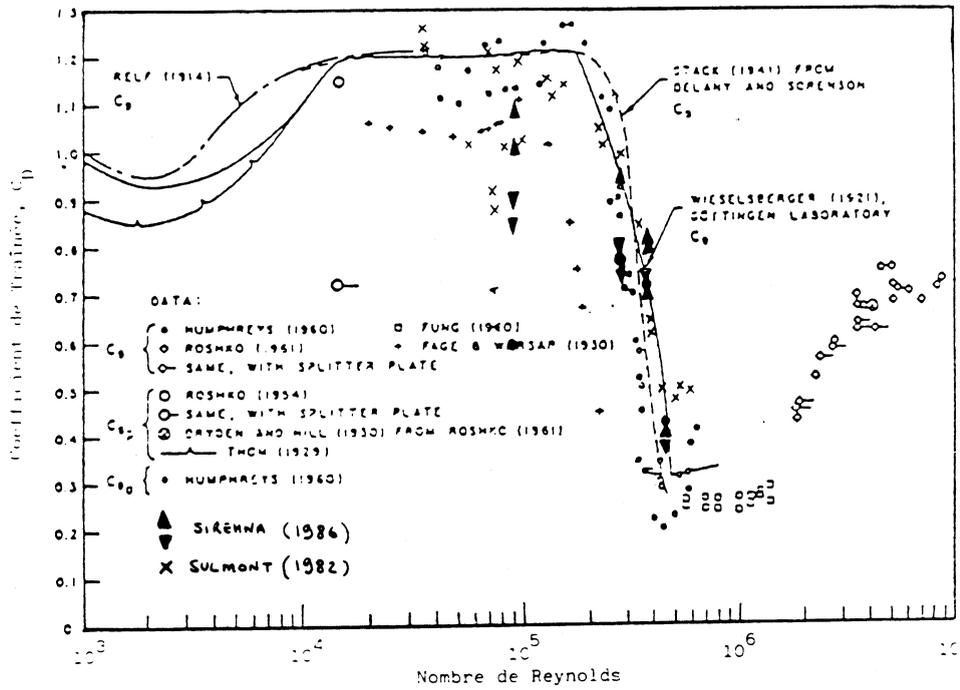


Fig.2 - Coefficient de trainée - cylindre circulaire

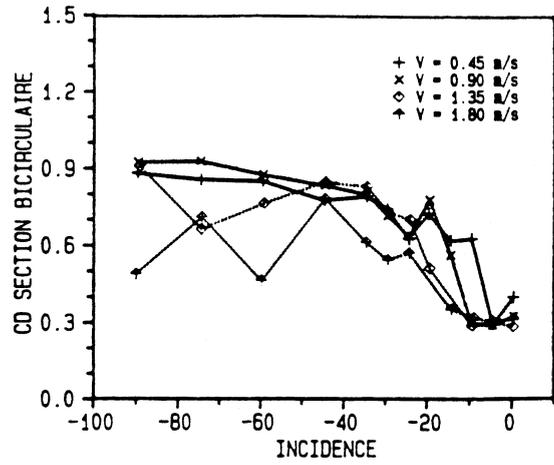
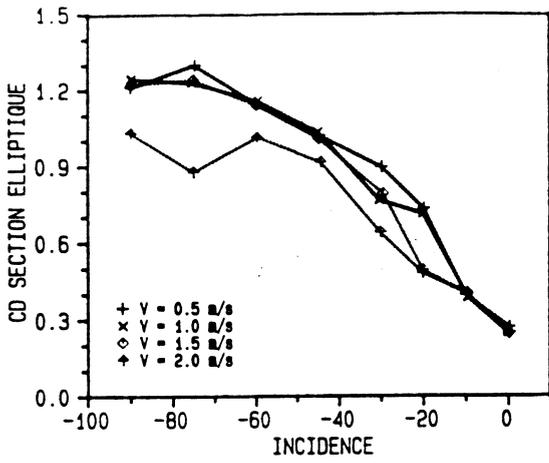


Fig.3 - Coefficient de trainée

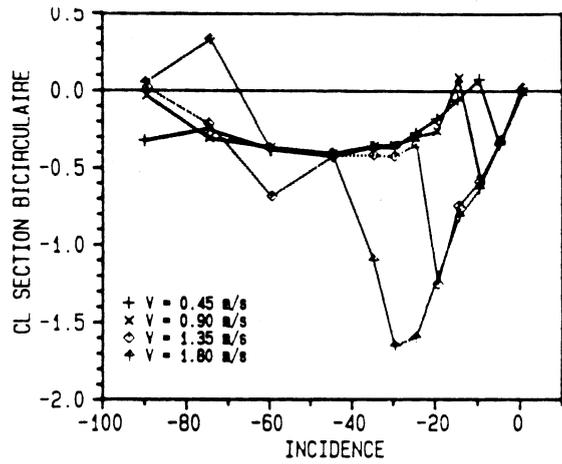
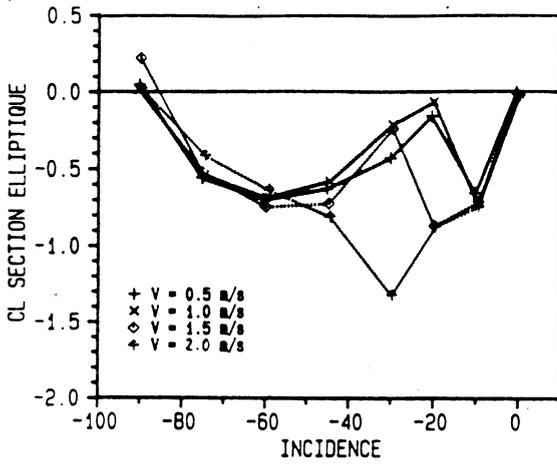


Fig.4 - Coefficient de portance

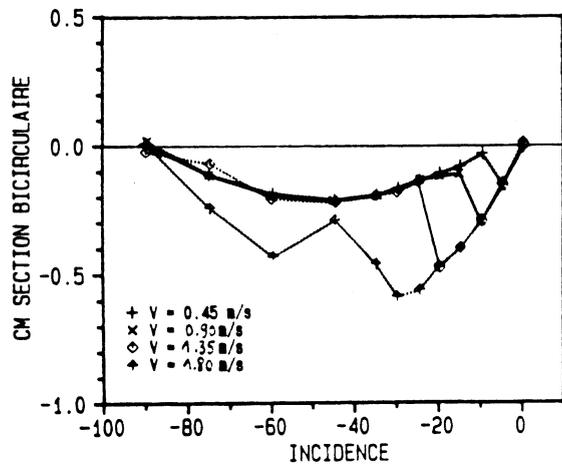
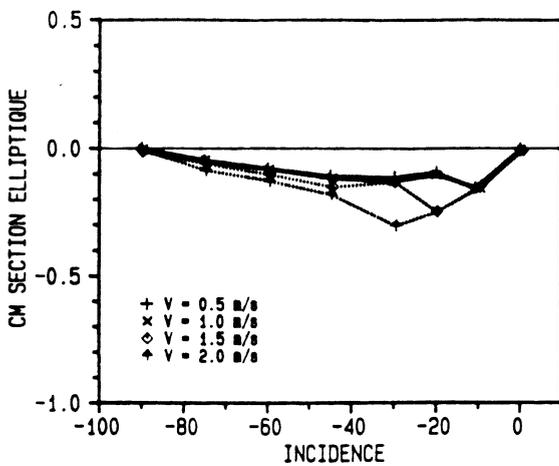


Fig.5 - Coefficient de moment en rotation

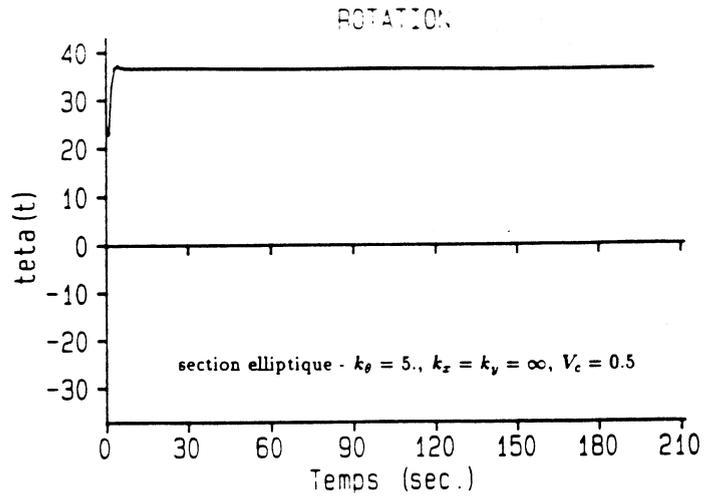


Fig.6 - Régime permanent

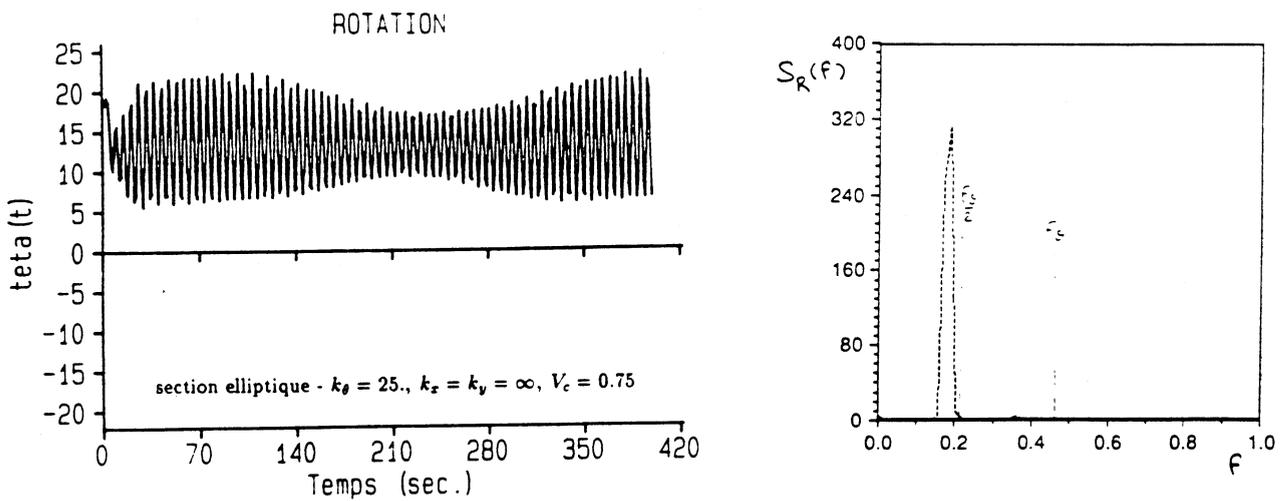
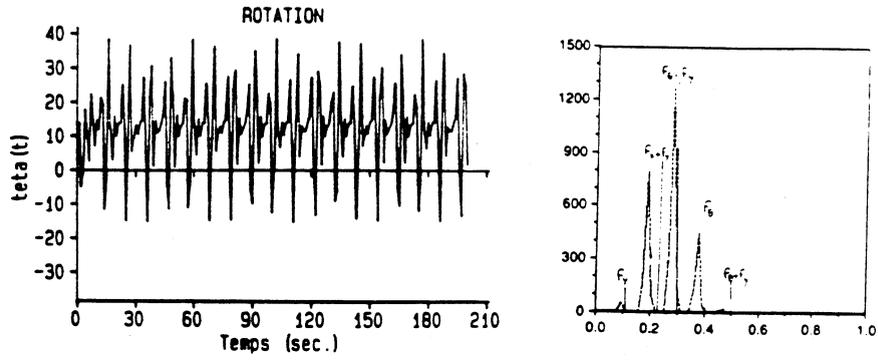
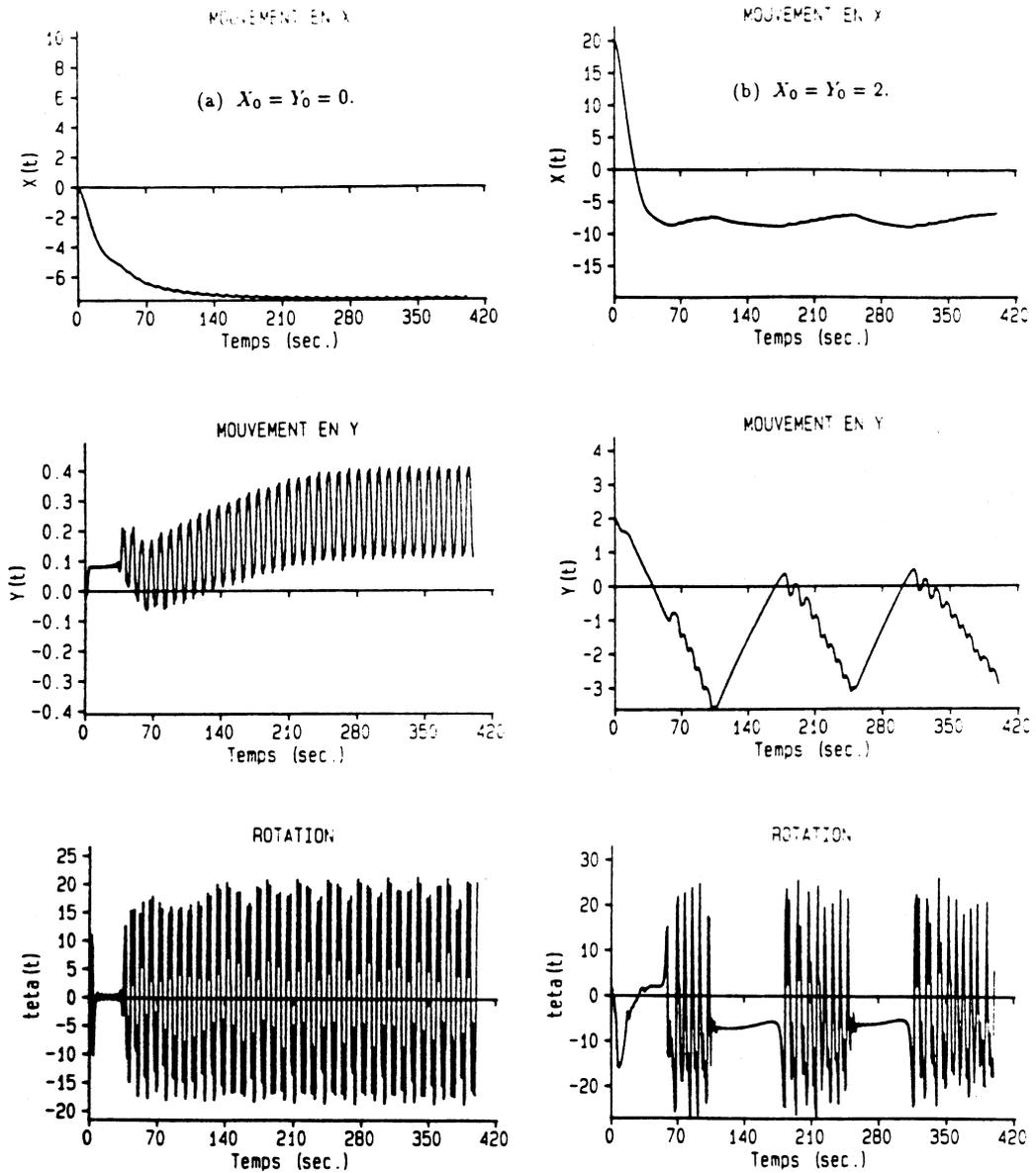


Fig.7 - Oscillations périodiques simples



section elliptique -  $k_\theta = 25.$ ,  $k_x = k_y = 150.$ ,  $V_c = 0.75$

Fig.8 - Oscillations périodiques complexes



section elliptique -  $k_\theta = 10.$ ,  $k_x = k_y = 2.$ ,  $V_c = 0.5$

Fig.9 - Comportement chaotique