

9^{èmes} JOURNÉES DE L'HYDRODYNAMIQUE

10 - 11 - 12 MARS 2003

POITIERS - FUTUROSCOPE

**INTERACTIONS FLUIDE/STRUCTURE DANS UN FAISCEAU DE RISERS
VERTICAUX SOUMIS A UN COURANT UNIFORME : EFFETS DE MASQUE ET
VIBRATIONS INDUITES**

**FLUID/STRUCTURE INTERACTIONS IN A RISER ARRAY UNDER UNIFORM
CURRENT LOADING : MASK EFFECTS AND INDUCED VIBRATIONS**

**Yves Stassen⁽¹⁾, Jean Pierre Morel⁽²⁾, Michel Repecaud⁽²⁾,
Emmanuel Fontaine⁽³⁾, Bernard Molin⁽⁴⁾, Emmanuel de Langre⁽⁵⁾**

⁽¹⁾ SAIPEM SA, ENERGIES, 78884 Saint Quentin en Yvelines Cedex, France

⁽²⁾ IFREMER, Centre de Brest, 29280 Plouzané Cedex, France

⁽³⁾ IFP, 1&4 Avenue de Bois Préau, 92852 Rueil-Malmaison Cedex, France

⁽⁴⁾ Ecole Supérieure d'Ingénieurs de Marseille, 13451 Marseille Cedex 20, France

⁽⁵⁾ LadHyX, Ecole Polytechnique, 91128 Palaiseau, France

Résumé

SAIPEM SA propose des unités flottantes de type barges avec têtes de puits en surface, particulièrement adaptées aux environnements cléments du Golfe de Guinée : la Multifunction Barge (MFB®) et la Wellhead Barge (WHB®). Les travaux présentés ici concernent le comportement du faisceau de risers de ces barges sous l'effet d'un courant uniforme. Un ensemble de lois de similitudes spécifiques a été défini afin de réaliser un dispositif expérimental permettant de reproduire simultanément la déflexion statique des risers sous l'effet des efforts de traînée et le paramètre de vitesse réduite supposé gouverner les phénomènes dynamiques d'interaction fluide/structure. Les essais réalisés au canal de courant de l'IFREMER ont permis d'obtenir des résultats quantitatifs pour ces deux types de phénomènes, sur trois configurations de maquettes différentes représentatives des trois premiers modes propres du riser.

Abstract

SAIPEM SA is proposing Dry Tree Units dedicated to mild environments of West Africa : the Multifunction Barge (MFB®) and the Wellhead Barge (WHB®). The present work is concerning the riser array behavior of these barges under uniform current loading. A set of specific similitude rules has been defined in order to get an experimental device allowing to simultaneously reproduce the static riser deflection under drag forces and the reduced velocity parameter which is assumed to govern the dynamic behavior linked to fluid/structure interactions. The model tests performed at IFREMER current channel have yield to quantitative results concerning these two kinds of phenomena, for three configurations representative of the three first modes of the riser.

1. INTRODUCTION

Depuis 1995, SAIPEM SA développe des unités flottantes de type barge avec têtes de puits en surface destinées aux environnements cléments du Golfe de Guinée : la WHB® (Well Head Barge) assurant les fonctions de forage, production, traitement des effluents et la MFB® (Multi-Function Barge) assurant en plus la fonction de stockage (réf. [1]).

Les mouvements limités, résultant des conditions environnementales modérées de cette zone géographique rendent compatibles l'utilisation d'une barge de grandes dimensions, avec ancrages caténaires, et des risers hautes pressions avec têtes de puits en surface.

Ces supports flottants abritent un faisceau de risers verticaux au sein d'une baie de forage et production dénommée "wellbay" (typiquement 24 risers pour une wellbay de 80m de long et jusqu'à 36 risers pour une wellbay de 100m de long).

De nombreux essais en bassin du système complet (barge + riser) ont permis de valider les mouvements sur houle ainsi que l'intégration des risers dans la wellbay : mouvements relatifs barge / risers et impact des risers sur les mouvements dans le moonpool (volume d'eau contenu dans la wellbay).

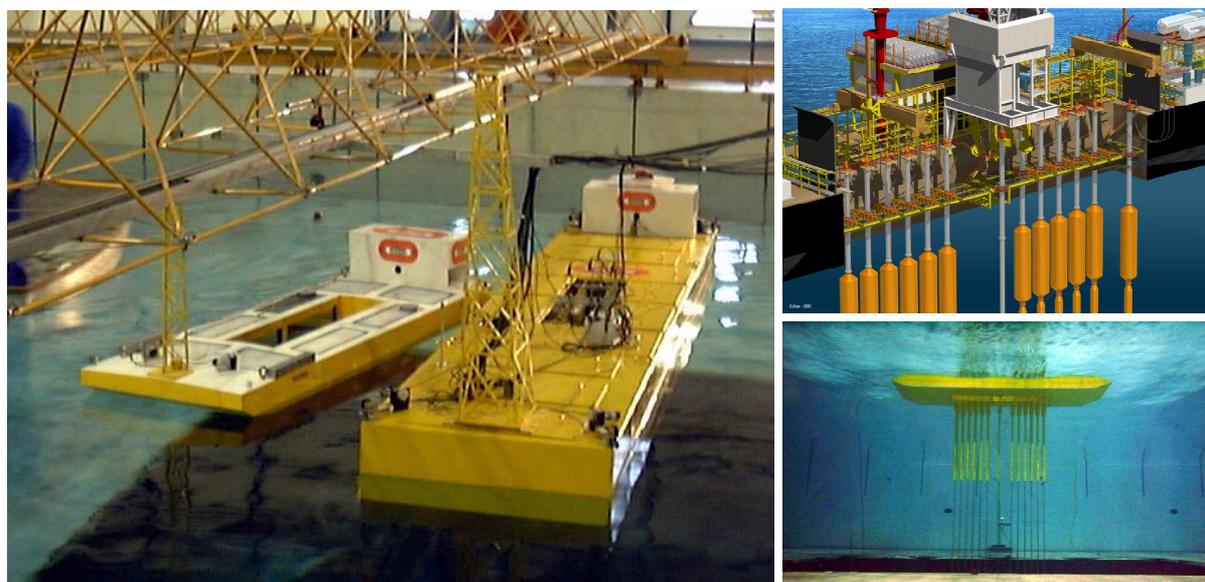


Figure 1 - Les barges MFB® et WHB®

Une particularité majeure est que l'interface barge/riser est limitée à une unique liaison de type "pivot glissant", libérant le pilonnement ainsi que toutes les rotations. Cette liaison ne transmet donc au riser que les mouvements de translation horizontaux de la barge.

Les risers sont constitués d'une ou plusieurs conduites concentriques verticales, d'une longueur totale égale à la profondeur d'eau (typiquement 1000m à 2500m) et d'un diamètre extérieur de l'ordre de 8 à 13 pouces. Ils sont tensionnés par un chapelet de flotteurs d'une longueur de 12.5m et d'un diamètre de l'ordre de 2 à 3.5m. Il sont en général au nombre de 5 à 7 pour des applications en grandes profondeurs d'eau (de l'ordre de 1500m). La longueur du chapelet de bouées est donc de l'ordre d'une centaine de mètres.

D'un point de vue mécanique, le système de riser peut être schématisé par :

- une partie rigide (le chapelet de bouées), dont le comportement se rapproche de celui d'un pendule (compte tenu du principe de connexion avec la barge),
- la conduite elle-même, de grande longueur et dont la rigidité en flexion est nettement plus faible.

Au sein de la wellbay (20m de large), les risers sont disposés en 2 rangées espacées de 10m. L'espacement entre 2 risers d'une même rangée est typiquement de 5m.

Une zone de 20m de long, située au centre de la baie, est réservée aux opérations de forage et complétion; aucun riser de production n'y est installé.

Les espacements relatifs entre risers, au niveau de la conduite elle-même (sous les bouées), sont comparables à ceux obtenus sur une plateforme de type TLP ou SPAR (de l'ordre de 10 diamètres et plus). Au niveau des flotteurs de tensionnement, également soumis à l'action directe du courant, les espacements relatifs sont nettement plus faibles (de l'ordre de 2.5 diamètres au maximum).

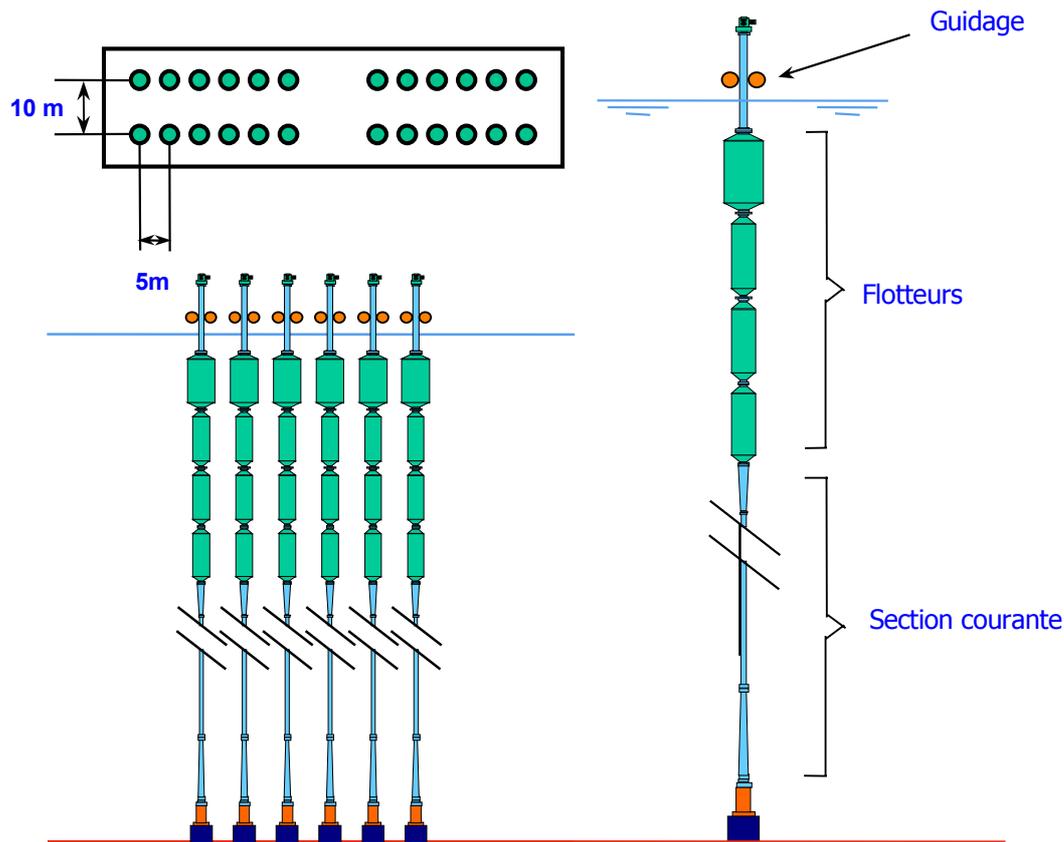


Figure 2 - Arrangement général des risers

Ces particularités nous ont conduit à engager un projet d'études spécifique, dédié aux effets du courant sur la partie haute des risers :

- déplacements moyens sous l'effet des efforts de traînée, modifiés par les effets de masque dans le faisceau,
- effets des détachements tourbillonnaires (et éventuellement autres instabilités hydrodynamiques associées à l'arrangement en faisceau), sur la dynamique des risers.

Ce projet, mené en partenariat par SAIPEM SA, IFREMER et IFP, a été réalisé avec l'aide du CEP&M (Comité d'Etudes Pétrolières et Marines) et celui de TOTALFINAELF. Le Département Génie Mer de l'ESIM et le Laboratoire d'Hydrodynamique de l'Ecole Polytechnique (LADHYX) ont également apporté leur soutien scientifique.

Nous présenterons tout d'abord les travaux d'analyses préliminaires et les principes de similitude qui s'en déduisent pour la réalisation des essais dans la veine de circulation à surface libre de l'IFREMER, à Boulogne sur Mer. Les résultats expérimentaux seront ensuite présentés dans deux parties distinctes dédiées d'une part aux effets de masque dans le faisceau (identification des coefficients de traînée) et d'autre part au comportement dynamique induit par les couplages fluide/structure.

2. PRINCIPES DE MODELISATION

2.1. GENERALITES

Afin de réaliser les essais à une échelle significative, seuls les flotteurs de tensionnement ont été modélisés, la conduite elle-même étant représentée par un système mécanique équivalent. Ces choix nous ont permis d'effectuer les essais à l'échelle 1/60, dans la veine d'essais à circulation de l'IFREMER à Boulogne sur Mer. Cette veine présente l'avantage d'être particulièrement bien adaptée aux observations sous-marine et dispose d'une surface libre permettant une mise en place aisée du dispositif expérimental et de l'instrumentation associée. Le principe des essais est de modéliser le chapelet de flotteurs de tensionnement par un pendule rigide représentatif d'un des modes propres du riser complet. La section courante du riser est alors modélisée par une inertie, une raideur et un amortissement équivalents. Des analyses préliminaires menées avec DeepLines ont permis d'identifier chacun de ces paramètres pour les premiers modes propres du riser. Par ailleurs, la configuration pendulaire du système étudié a permis de simplifier le dispositif expérimental en inversant les maquettes afin de disposer la liaison pivot sur le fond du bassin.

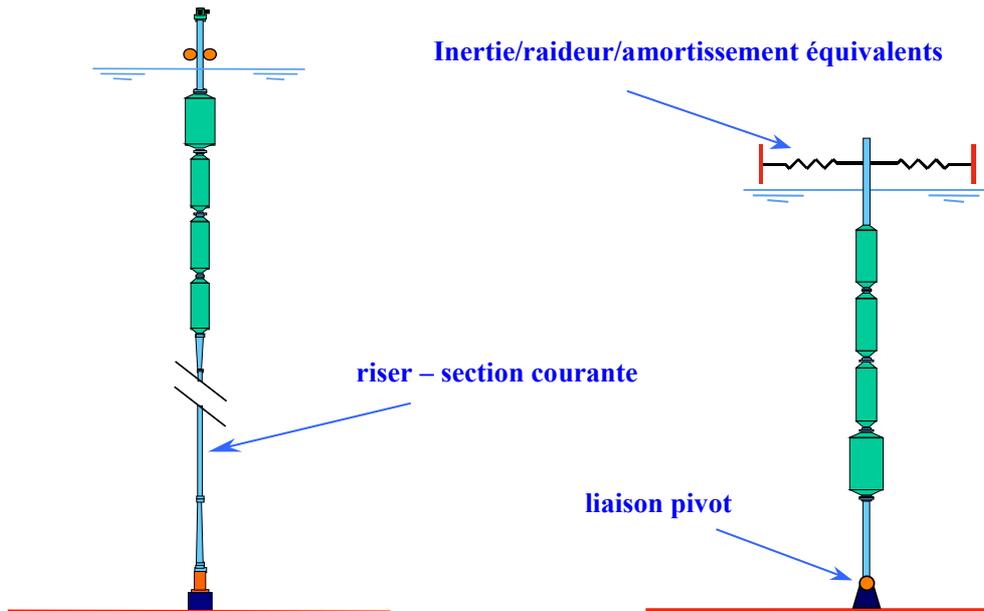


Figure 3 - Principe de modélisation en bassin

Les objectifs de cette modélisation sont de reproduire correctement les paramètres suivants :

- la raideur mécanique gouvernant les inclinaisons statiques sous l'effet des efforts de traînée,
- la vitesse réduite supposée gouverner l'apparition des vibrations induites par vortex (VIV) et d'autres éventuelles instabilités associées à l'arrangement en faisceau,
- la masse réduite et/ou amortissement réduit (nombre de Scruton) gouvernant également ces phénomènes de couplage fluide/structure.

On verra que l'ajustement de l'inertie des maquettes (utilisation d'une masse additionnelle en tête), permet de reproduire simultanément l'inclinaison statique sous l'effet des efforts de traînée et le paramètre de vitesse réduite. La raideur des maquettes (raideur angulaire du mouvement pendulaire) est alors dictée par le facteur d'échelle choisi sur les vitesses de courant (non nécessairement en similitude de Froude).

On présentera également les analyses effectuées afin d'identifier l'amortissement induit par les efforts de traînée sur la section courante du riser (non reproduite en bassin) et la méthodologie utilisée pour le modéliser par un dispositif équivalent.

2.2. ANALYSE MECANIQUE DU SYSTEME

Un modèle analytique simplifié du riser est obtenu en considérant qu'il s'agit d'un système couplé pendule + corde vibrante.

On désigne par :

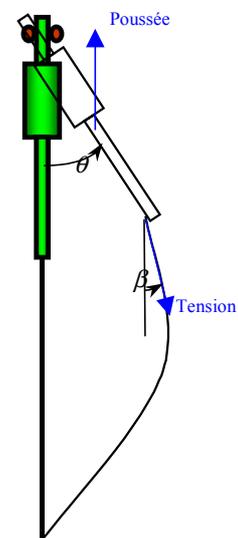
- T la tension induite par la poussée des bouées,
- I l'inertie du pendule constitué par les bouées,
- K_b la raideur angulaire induite par la poussée des bouées,
- D la longueur du pendule constitué par les bouées,
- L la longueur du riser sous les bouées.

La célérité de propagation des ondes dans la partie "corde vibrante" est donnée par $c = \sqrt{T/m}$, où m désigne la masse linéique du riser dans l'eau (incluant la masse ajoutée).

L'équation mécanique du mouvement pendulaire du chapelet de bouées s'écrit

$I\ddot{\theta} = K_b\theta - TD(\theta - \beta)$ et permet d'obtenir la relation donnant les pulsations propres ω du riser :

$$\tan(\omega L/c) = \frac{T\omega D^2/c}{I\omega^2 + K_b - TD}$$



Une analyse modale menée avec DeepLines a permis de confirmer la pertinence de ce modèle analytique simplifié pour les premiers modes propres du riser. Cette comparaison valide la représentation du riser par un système couplé pendule + corde vibrante et justifie la modélisation retenue pour les essais à Boulogne.

La configuration retenue est un riser "double casing" (deux conduites concentriques autour du tube de production), pour un profondeur de 1450m, dont le système de tensionnement est constitué d'une première bouée de 3.5m de diamètre puis de 6 bouées de 2.0m de diamètre.

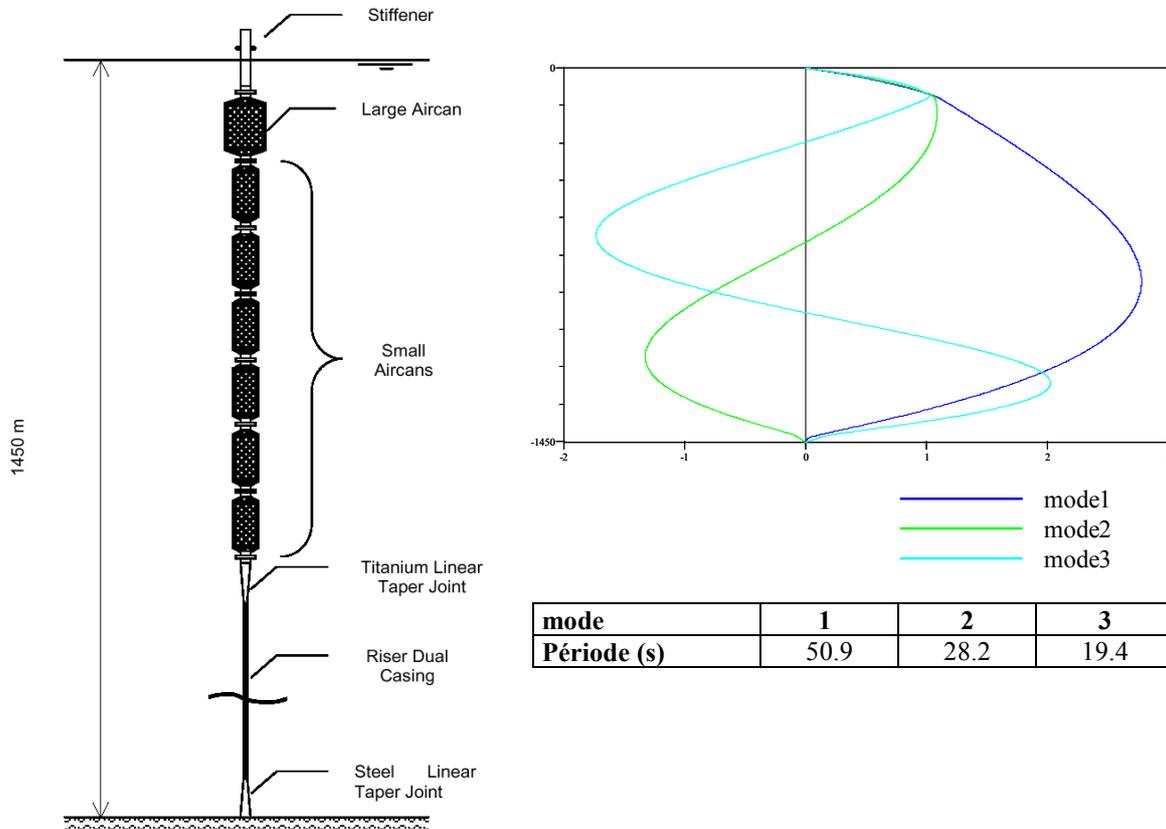


Figure 4 - Configuration du riser considéré

Dans l'objectif de définir les caractéristiques mécaniques des maquettes, on assimile le comportement pendulaire de l'assemblage de bouées à un mouvement angulaire gouverné par un système du second ordre avec amortissement quadratique : $I\ddot{\theta} + B\dot{\theta} + K\theta = F(t)$. De manière simplifiée, l'analyse modale du riser réel permet de déterminer les paramètres I , B et K des trois premiers modes faisant l'objet des essais en bassin. Dans la direction du courant, le riser subit essentiellement une déformée statique sous l'effet des efforts de traînée. La raideur équivalente K associée à ce déplacement statique est obtenue en mesurant l'inclinaison moyenne du chapelet de bouées sous l'effet d'un effort constant appliqué à sa base. Dans la direction transverse au courant, on considère le mouvement vibratoire du riser à l'une de ses périodes propres ω . On peut alors associer à chaque mode une inertie $I = K/\omega^2$.

Le paramètre d'amortissement B peut s'obtenir par intégration des efforts de traînée le long du riser en faisant l'hypothèse d'un mouvement suivant l'une des déformées modales. Dans l'hypothèse d'un mouvement à la pulsation $\omega = \sqrt{K/I}$, l'énergie dissipée durant une période par le système du second ordre avec amortissement

quadratique est $\Delta E = \frac{8}{3} B \theta_0^3 \omega^2$ pour un mouvement entretenu d'amplitude θ_0 . L'énergie dissipée par

intégration des efforts de traînée le long du riser vaut $\Delta E = \int_0^T dt \int_{-h}^0 \vec{V} \cdot d\vec{F} = \int_0^T dt \int_{-h}^0 \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot Cd \cdot D \cdot |V|^3 dz$, où

la vitesse locale $V(z,t)$ est donnée par la déformée modale $y(z)$ du riser ($V(z,t) = y(z) \cdot \omega \cdot \cos \omega t$). Par

identification de ces deux expressions, on obtient le paramètre d'amortissement $B = \int_{-h}^0 \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot Cd \cdot D \cdot \left| \frac{y}{\theta_0} \right|^3 dz$.

Les résultats obtenus pour un mouvement angulaire de 2deg d'amplitude (déplacements d'un diamètre en pied du chapelet de bouées) sont reportés dans le tableau ci-dessous en distinguant la contribution des flotteurs de tensionnement de celle de la section courante. La contribution de la section courante du riser (non modélisée en bassin) est nettement prédominante, ce qui confirme la nécessité de reproduire ses effets par un dispositif d'amortissement équivalent.

mode	1	2	3
$B_{\text{bouées}} \text{ (kg.m}^2\text{)}$	$3.07 \cdot 10^{10}$	$3.34 \cdot 10^{10}$	$3.85 \cdot 10^{10}$
$B_{\text{riser}} \text{ (kg.m}^2\text{)}$	$2.46 \cdot 10^{12}$	$1.90 \cdot 10^{11}$	$5.45 \cdot 10^{11}$

En pratique, les paramètres I , B et K sont obtenus de manière plus précise, en effectuant des simulations d'oscillations forcées sur une gamme de périodes centrée autour de la période propre considérée. Les paramètres cherchés sont obtenus en identifiant la fonction de transfert du système (réponse angulaire du chapelet de bouées en fonction de l'effort d'excitation appliqué à sa base) à la fonction de transfert théorique d'un système du second ordre avec amortissement quadratique (réf. [2]).

2.3. DISPOSITIF EXPERIMENTAL

Le faisceau testé en bassin est constitué de 2 rangées de 4 risers à l'échelle 1/60. La distance entre 2 risers d'une même rangée est de 5m et la distance entre les 2 rangées est de 10m (échelle réelle). Les risers sont implantés sur une table rotative permettant d'ajuster l'orientation du faisceau dans le bassin.

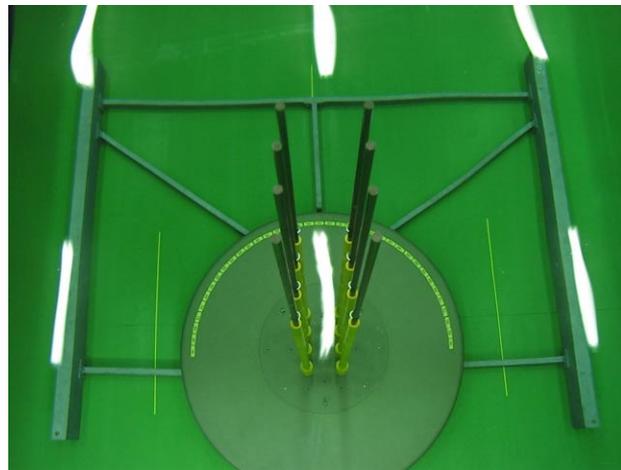
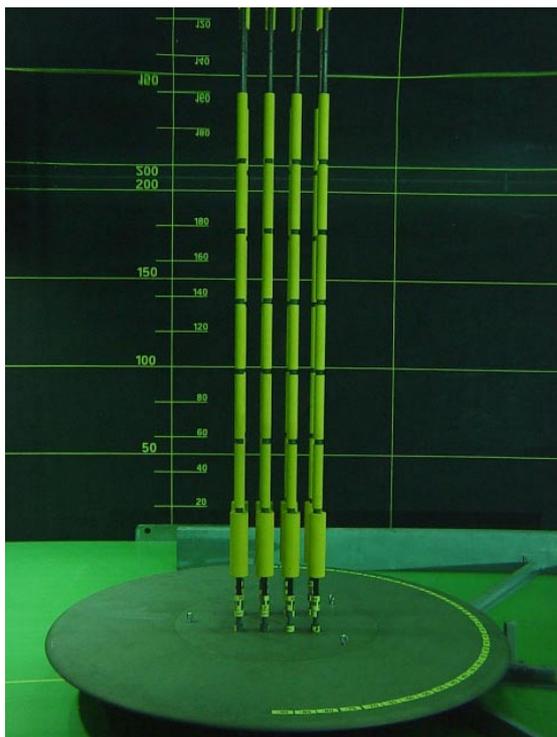


Figure 5 - Vue d'ensemble du dispositif expérimental (dispositif en tête non installé)

Les maquettes sont constituées des éléments suivants :

- une poutre rigide en carbone montée sur un pivot élastique permettant de reproduire la raideur K souhaitée et supportant les cylindres représentatifs des flotteurs de tensionnement (1 flotteur de 3.5 m de diamètre et 6 cylindres de 2m de diamètre, ayant chacun une longueur de 12.5m à échelle réelle),
- une masse additionnelle en tête (hors de l'eau) permettant de conférer à la maquette l'inertie I voulue,
- un dispositif d'amortissement en tête (basé sur un système de rateaux plongeant dans un fluide visqueux), permettant de reproduire l'amortissement B voulu,
- une cible lumineuse pour le système de mesure des déplacements par trajectographie.

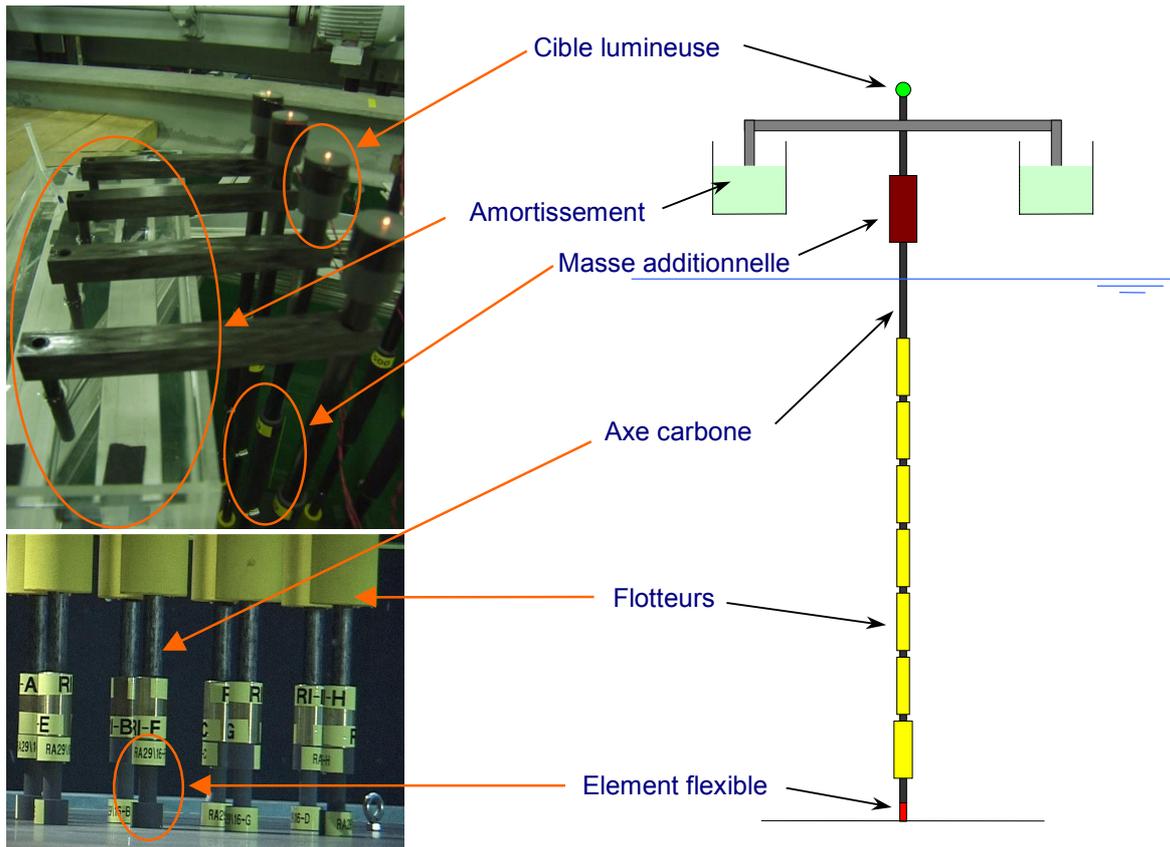


Figure 6 - Détail du dispositif expérimental

3. LOIS DE SIMILITUDE

L'objectif des lois de similitude spécifiques à ces essais en bassin est de déterminer les valeurs des paramètres I , B et K des maquettes, en fonction des valeurs calculées pour la configuration réelle, de manière à reproduire : l'inclinaison statique du chapelet de bouées sous l'effet des efforts de traînée, le paramètre de vitesse réduite, la masse réduite et/ou l'amortissement réduit.

3.1. INERTIE

On considère l'équilibre statique du riser réel et de la maquette sous l'effet des efforts de traînée induits par un courant uniforme au niveau des flotteurs de tensionnement (pas de courant au niveau de la section courante du riser). Dans les deux cas, l'inclinaison statique θ est donnée par $K\theta = \frac{1}{4} \rho C_d D U^2 L^2$, où ρ est la densité de l'eau, C_d le coefficient de traînée, L et D les longueur et diamètre moyens du chapelet de bouées, U la vitesse du courant, K la raideur angulaire du système pendulaire (incluant le rappel du riser sous les bouées pour la configuration réelle et le rappel de l'élément flexible en pied pour la configuration maquette).

En introduisant la vitesse réduite et l'inertie dans cette équation d'équilibre, on obtient $\theta = \gamma \cdot V r^2$ où le paramètre adimensionnel γ est donné par $\gamma = \frac{1}{16\pi^2} \rho C_d L^2 D^3 \frac{1}{I}$.

Cette relation permet de reproduire simultanément en bassin l'inclinaison statique θ sous l'effet des efforts de traînée et le paramètre de vitesse réduite en choisissant $\gamma_{model} = \gamma_{real}$. On en déduit la loi de similitude sur

l'inertie : $I_{model} = \frac{C_{d,model}}{C_{d,real}} \cdot \frac{1}{\lambda^5} \cdot I_{real}$, où λ désigne l'échelle géométrique ($\lambda=60$) qui tient compte d'une

modification du coefficient de traînée induit par la non-conservation du nombre de Reynolds.

Sur la base de cette relation, différentes masses sont utilisées en tête de maquette de manière à reproduire l'inertie de l'un des trois premiers modes propres de la configuration réelle.

3.2. RAIDEUR

La relation ci-dessus est particulièrement importante car elle permet d'assurer que l'inclinaison statique sous l'effet des efforts de traînée et la vitesse réduite seront reproduites simultanément.

Le choix du facteur d'échelle sur les vitesses de courant ($\alpha = U_{real} / U_{model}$) reste toutefois ouvert. Il dépend des gammes de vitesses à échelle réelle que l'on souhaite reproduire et des possibilités du bassin en termes de vitesses de courant minimum et maximum.

La raideur angulaire K à conférer à la maquette dépend de ce facteur d'échelle sur les vitesses de courant. La

relation d'équilibre statique permet d'obtenir la loi de similitude :
$$K_{model} = \frac{C_{d\ model}}{C_{d\ real}} \cdot \frac{1}{\alpha^2 \lambda^3} \cdot K_{real}$$

On déduit de ces deux lois de similitude sur I et K la relation entre les pulsations propres à échelle réelle et à

échelle bassin : $\omega_{model} = \frac{\lambda}{\alpha} \omega_{real}$. La similitude de Froude, qui ne s'applique pas aux phénomènes physiques

étudiés, n'est donc pas nécessairement vérifiée (elle le serait pour $\alpha = \sqrt{\lambda}$).

3.3. AMORTISSEMENT

La masse réduite $\mu = \frac{m_0}{\rho \pi D^2}$ (où m_0 est la masse linéique dans l'air) et le taux d'amortissement $\zeta = \frac{\Delta E}{4\pi \cdot E_{tot}}$

sont deux paramètres importants gouvernant la sensibilité de la structure aux vibrations induites par détachements tourbillonnaires (VIV). Le produit de ces deux paramètres est le nombre de Scruton considéré comme le paramètre essentiel à conserver pour la reproduction des phénomènes de type VIV.

La loi de similitude établie pour l'inertie implique que la masse réduite ne soit pas rigoureusement conservée

($\mu_{model} = \frac{C_{d\ model}}{C_{d\ real}} \cdot \mu_{real}$). Il convient alors de réaliser un amortissement permettant de vérifier la relation

$\zeta_{model} = \frac{C_{d\ real}}{C_{d\ model}} \cdot \zeta_{real}$. Dans le cas de notre système du second ordre avec amortissement quadratique le taux

d'amortissement est donné par $\zeta = \frac{4}{3\pi} \frac{B}{I} \theta_0$. On en déduit finalement :
$$B_{model} = \frac{1}{\lambda^5} \cdot B_{real}$$

3.4. CARACTERISTIQUES DES MAQUETTES

Les principales caractéristiques des maquettes réalisées pour les trois premiers modes et les facteurs d'échelle obtenus pour les vitesses de courant sont reportés dans le tableau ci-dessous.

Afin de simplifier le dispositif expérimental, on a choisit d'utiliser le même élément flexible en pied pour les trois configurations. Compte tenu de l'utilisation de masses en tête différentes, on obtient des raideurs globales différentes pour chaque mode bien que les raideurs en pied soient identiques. En conséquence, les facteurs d'échelle sur les vitesses de courant sont différents d'un mode à l'autre.

Mode	1	2	3
Echelle géométrique	60	60	60
Inertie (kg m ²)	15.2	10.6	4.4
Raideur (Nm/rad)	111.5	149.1	190.0
Fréquence (Hz)	0.43	0.60	1.05
Facteur d'échelle sur les vitesses de courant	4.3	3.8	3.3

Compte tenu des facteurs d'échelle retenus, les vitesses des courants générés durant les essais sont nettement plus importantes que dans les conditions d'une similitude de Froude. Cette dernière conduirait à un facteur d'échelle sur les vitesses de courant $\alpha = \sqrt{60} = 7.7$.

4. RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX

4.1. ANALYSES EFFECTUEES

Compte tenu de la grande flexibilité du dispositif expérimental, un programme d'essais intensif a pu être mené (340 essais traités) :

- 3 configurations de maquettes représentatives des trois premiers modes propres du riser,
- plusieurs incidences de courant entre 0 et 90 deg,
- une large gamme de vitesses de courant permettant de couvrir une plage de vitesses réduites comprise entre 3 et 18 pour les différents modes testés.

L'instrumentation était principalement composée d'un système de trajectographie permettant de mesurer avec une grande précision les mouvements des extrémités, dans l'air, de chacune des 8 maquettes du faisceau.

La figure ci-dessous donne un exemple des trajectoires mesurées par ce système (essai du mode 2 avec un courant à 25 deg d'incidence et une vitesse de courant de 25cm/s dans le bassin). Les cercles représentent, en vue de dessus, la position au repos (sans courant) de l'extrémité des maquettes (cylindres représentatifs des flotteurs de 2m de diamètre). Les trajectoires tracées représentent les mouvements de l'axe des maquettes sous l'effet du courant.

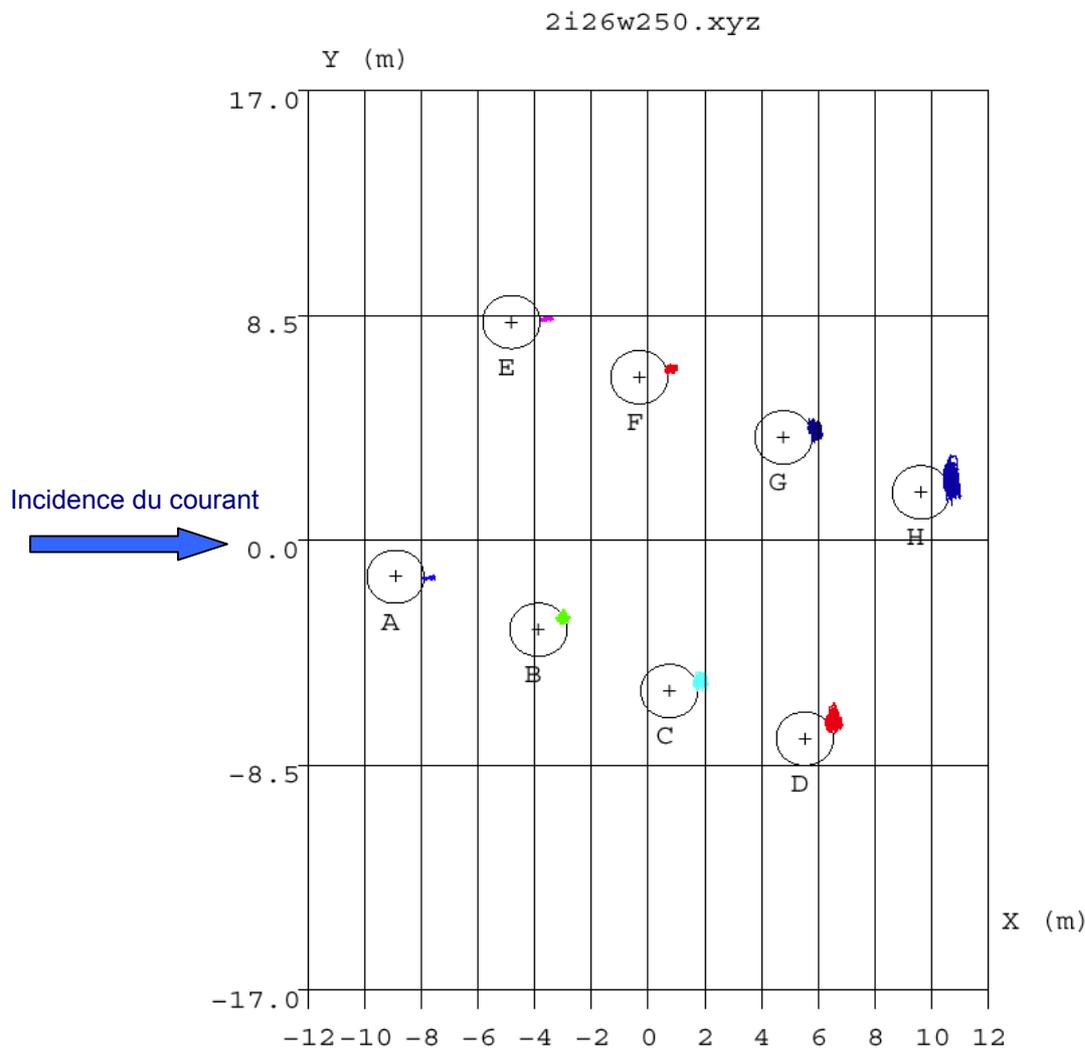


Figure 7 - Exemple de trajectoires mesurées

L'analyse des dépports moyens permet d'identifier les coefficients de traînée de chacun des 8 risers, pour les différentes incidences testées, et de mettre clairement en évidence les effets de masque apparaissant dans le faisceau.

Une analyse spectrale des séries temporelles a également été menée afin d'identifier le comportement vibratoire de l'ensemble des risers du faisceau (mouvements dans la direction transverse au courant incident en particulier).

4.2. COEFFICIENTS DE TRAINÉE ET EFFETS DE MASQUE

Les effets de masque qui se produisent dans le faisceau conduisent à des efforts de traînée différents pour chacun des risers. Ils peuvent donc conduire à des déformées statiques différentes entre deux risers adjacents et risquer de les amener en contact.

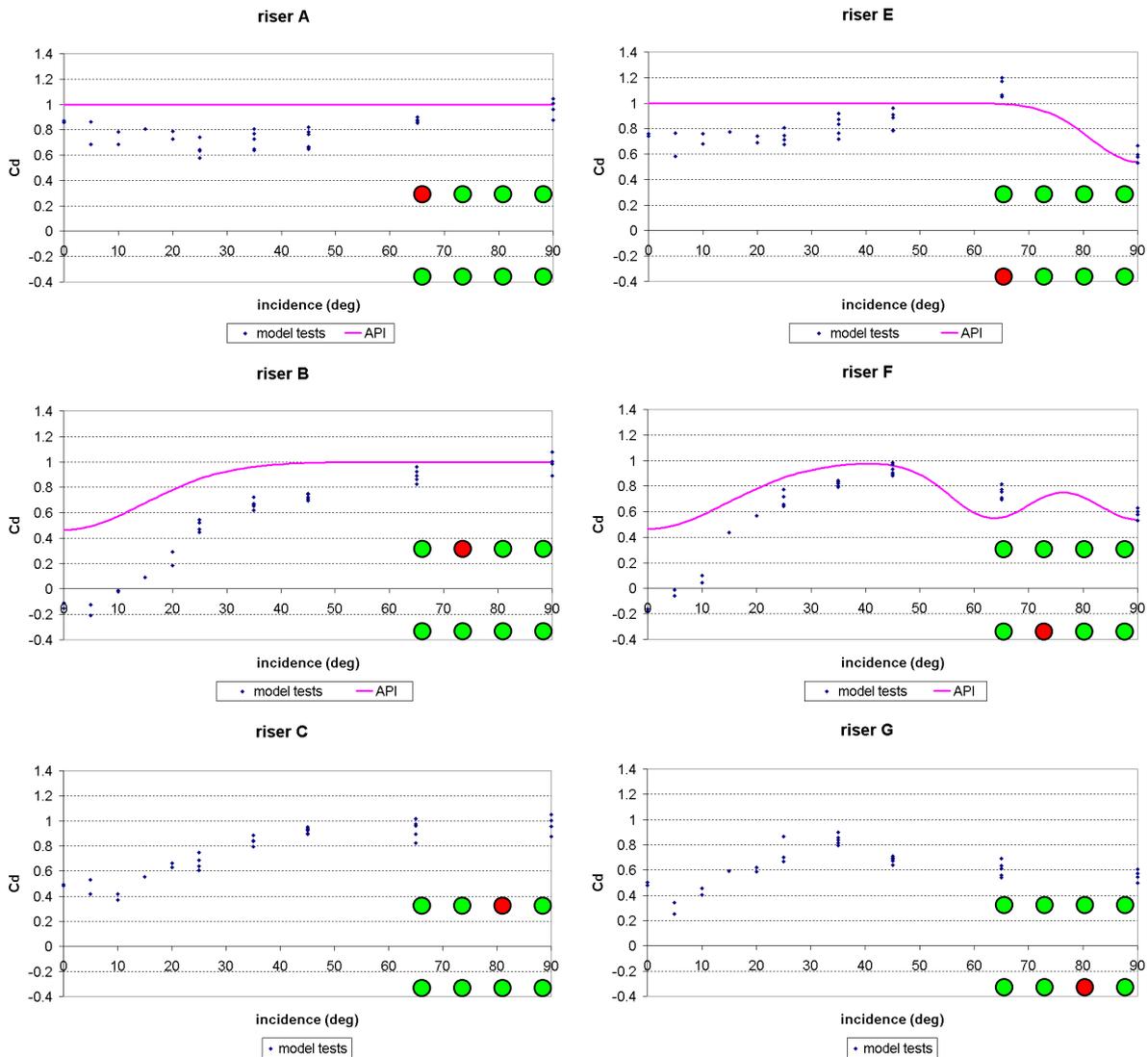
Afin de prendre en compte ce phénomène dans les modèles numériques d'analyses de risers, on utilise en général un courant incident unique et on ajuste le coefficient de traînée de chacun des risers de manière à reproduire correctement les effets de masque. Les résultats expérimentaux obtenus sont présentés ici suivant la même approche, sous la forme de coefficients de traînée différents sur chacun des risers du faisceau.

Un modèle analytique (formulation de Huse recommandée par l'API, réf. [3]) permet également d'estimer ces effets de masque derrière un cylindre. Cette formulation n'est toutefois pas applicable dans des configurations trop rapprochées et les résultats obtenus permettent d'en préciser les limites de validité dans le cas particulier de notre faisceau de risers.

4.2.1. Résultats sans vibrations

Les résultats présentés donnent les coefficients de traînée obtenus pour chacun des 8 risers du faisceau, en fonction de l'incidence du courant (tous modes confondus). Les résultats obtenus sur les 4 premiers risers du faisceau (A, B, E, F) sont comparés à ceux donnés par la formulation de Huse en tenant compte des effets de masque induits par ces 4 mêmes risers.

Ces résultats ne concernent que les essais pour lesquels aucun phénomène vibratoire significatif n'a été observé ($A_y/D < 0.28$, où A_y désigne l'amplitude quadratique moyenne des vibrations transverses et D le diamètre du cylindre). L'influence de l'amplitude des vibrations transverses sera mise en évidence par la suite.



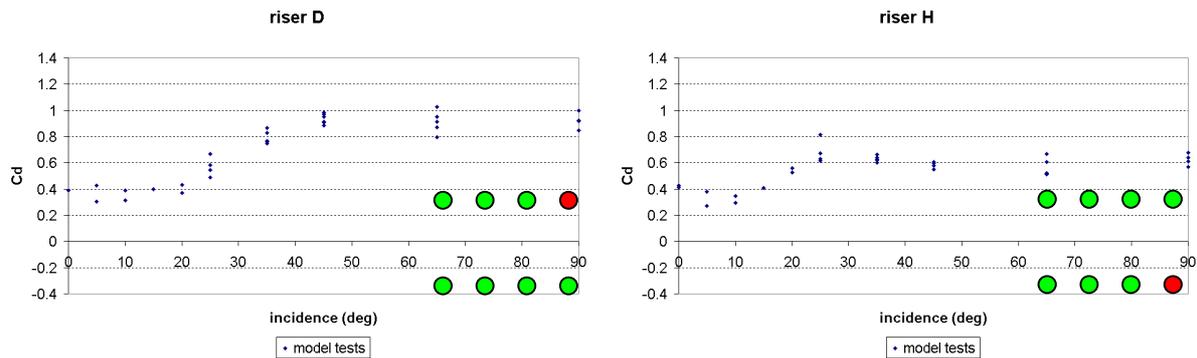


Figure 8 - Coefficients de traînée des 8 risers en fonction de l'incidence du courant

On discute ici brièvement des résultats obtenus pour chacun des risers.

Riser A

Jusqu'à 45 deg d'incidence de courant, le riser A est légèrement influencé par le riser B situé à une distance de 5m. Son coefficient de traînée est de l'ordre de 0.8 alors qu'il est supposé être de l'ordre de 1 pour un cylindre seul. Cette légère influence du riser aval sur le riser amont n'est pas prise en compte par la formulation de Huse. Ce phénomène disparaît pour les incidences de courant plus fortes, ce qui s'explique par le fait que le riser E se trouve à une distance plus grande (10m).

Riser B

Aux faibles incidences, on observe des effets de masque importants du riser A sur le riser B (coefficients de traînée descendant jusqu'à -0.2). La formulation de Huse sous estime ces effets car l'espacement entre les risers (5m) est trop faible pour qu'elle soit applicable. Lorsque l'incidence augmente, le riser B n'est plus masqué par le riser A et son coefficient de traînée augmente progressivement pour atteindre une valeur de 1 à 90 deg d'incidence.

Risers C et D

Les effets de masque sur les risers C et D sont très comparables et diminués par rapport à ceux obtenus sur le riser B. Les risques de contact sur ces risers sont donc moins critiques qu'entre les risers A et B.

Riser E

Aux faibles incidences de courant, les observations sont identiques à celles du riser A (légère influence du riser F situé en aval conduisant à un coefficient de traînée de l'ordre de 0.8). A 90 deg d'incidence, le riser E est masqué par le riser A qui se trouve à une distance de 10m et les effets de masque sont correctement prédits par la formulation de Huse (coefficient de traînée de l'ordre de 0.6).

Riser F

On observe sur le riser F la combinaison des effets de masque induits par : le riser E autour de 0 deg d'incidence, le riser A autour de 60 deg d'incidence, le riser B autour de 90 deg d'incidence. Aux faibles incidences de courant, les observations sont comparables à celles du riser B (effets de masque importants du riser E, nettement sous estimés par la formulation de Huse). Lorsque l'incidence du courant augmente, les effets de masque des risers A et B apparaissent et sont correctement prédits par la formulation de Huse (comme pour le riser E, coefficient de traînée de l'ordre de 0.6 à 90 deg d'incidence).

Risers G et H

Aux faibles incidences de courant, les conclusions sont identiques à celles des risers C et D (effets de masque sur les risers G et H comparables et moins critiques que pour les deux premiers risers de la rangée). Lorsque l'incidence augmente, les conclusions sont identiques à celles des risers E et F (coefficient de traînée de l'ordre de 0.6 induit par les effets de masque des risers C et D et correctement prédits par la formulation de Huse).

Ces résultats expérimentaux permettent de définir les limites de validité de la formulation de Huse pour l'arrangement en faisceau qui nous intéresse. Ils fournissent également une base de données de coefficients de traînée à utiliser, au niveau des flotteurs de tensionnement, dans les simulations numériques de comportement relatif de deux risers adjacents.

Ils complètent la formulation de Huse lorsque celle-ci n'est plus applicable, c'est à dire dans les cas les plus critiques où l'espacement entre les deux risers adjacents est minimal. On observe en particulier une aspiration du riser aval, conduisant à l'identification d'un coefficient de traînée négatif (de l'ordre de -0.2) lorsqu'il se trouve à une distance de 5m du riser amont dans l'axe du courant.

4.2.2. Influence des vibrations

Les résultats précédents traduisent les effets de masque dans le faisceau de risers lorsqu' aucun phénomène de vibration significatif n'apparaît. Le mouvement vibratoire des risers induit une modification significative des coefficients de traînée. La littérature (réf. [4]), donne des modèles empiriques dont le plus simple s'écrit : $Cd/Cd_0 = 1 + 2.1 A_y / D$, où Cd_0 désigne le coefficient de traînée sans vibrations et Cd le coefficient de traînée en présence de vibrations (transverses à la direction du courant) d'amplitude A_y (D désigne le diamètre de la structure).

On s'intéresse ici à l'influence des vibrations transverses sur les coefficients de traînée des risers A et B sous un courant à 0 deg d'incidence (situation la plus critique du point de vue des problèmes d'espacement et de risques de chocs entre risers). La figure suivante donne l'évolution des coefficients de traînée de ces deux risers en fonction de l'amplitude de vibration du riser A.

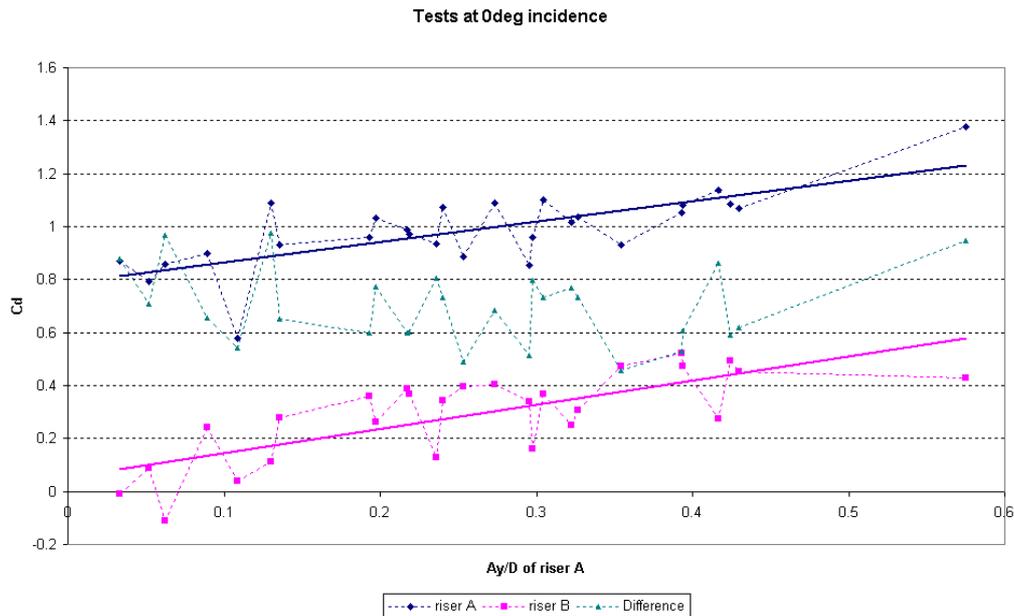


Figure 9 - Influence des vibrations sur les coefficients de traînée

Ces résultats font apparaître une évolution comparable des coefficients de traînée des risers A et B avec les amplitudes de vibration. Les pentes des courbes de tendance sont de l'ordre de 1 (on identifie $Cd \approx Cd_0 + 1.0 A_y / D$ avec $Cd_0 \approx 0.8$ pour le riser A et $Cd_0 \approx 0$ pour le riser B). Il convient de noter que l'amplitude de vibration A_y est ici mesurée à l'extrémité du chapelet de bouées. En considérant l'amplitude de vibration moyenne sur toute la longueur du système pendulaire, on obtient finalement une pente de l'ordre de 2 tout à fait conforme aux modèles empiriques proposés dans la littérature.

En présence de vibrations, l'écart moyen de coefficient de traînée entre les risers A et B est donc de l'ordre de 0.8 ($Cd_0 \approx 0.8$ sur le riser A et $Cd_0 \approx 0$ sur le riser B). En l'absence de vibrations, on a vu qu'il atteint une valeur de l'ordre de 1 ($Cd_0 \approx 0.8$ sur le riser A et $Cd_0 \approx -0.2$ sur le riser B). Ces observations conduisent à la conclusion que la présence de vibrations n'aggrave pas les risques de contact entre le riser amont et le riser aval car leurs coefficients de traînée augmentent dans les mêmes proportions.

4.3. COMPORTEMENT DYNAMIQUE

4.3.1. Amplitudes de vibrations

On s'intéresse maintenant aux mouvements vibratoires des risers dans la direction transverse au courant. Ces mouvements sont induits par les détachements tourbillonnaires alternés qui se produisent autour des cylindres. Les essais permettent d'identifier ce phénomène de VIV (Vortex Induced Vibrations) sur les différents risers du faisceau en fonction du mode considéré, de l'incidence et de la vitesse du courant.

La figure ci-dessous présente les résultats obtenus pour les maquettes représentatives des trois premiers modes aux incidences 0 et 90 deg (ratio amplitude quadratique moyenne sur diamètre en fonction de la vitesse réduite).

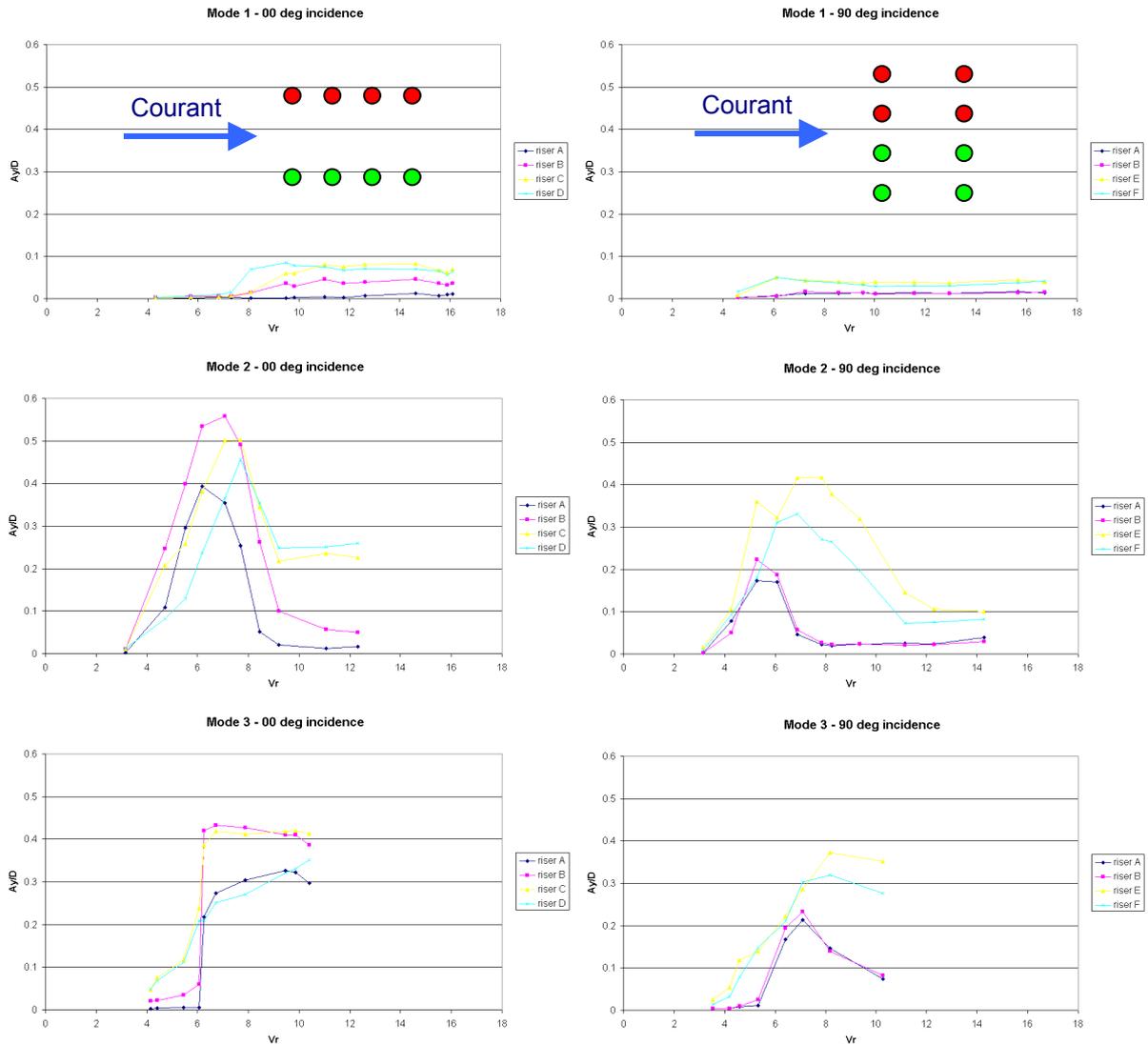


Figure 10 - Amplitudes des vibrations transverses à 0 et 90 deg d'incidence de courant

La masse réduite et le nombre de Scruton sont des paramètres importants gouvernant la sensibilité de la structure au phénomène de VIV (réf. [4] et [5]). Pour le mode 1, dont ces paramètres sont nettement supérieure à ceux des modes 2 et 3, on n'observe aucune vibration d'amplitude significative dans la gamme de vitesses réduites testée.

Les modes 2 et 3 font apparaître des vibrations transverses dans une gamme de vitesses réduites comprise entre 4 et 10, ce qui correspond à la plage d'accrochage typique des VIV (phénomène de lock-in lorsque la fréquence des détachements tourbillonnaires est proche de la fréquence propre de la structure).

A 0 deg comme à 90 deg d'incidence, les amplitudes de vibrations sont sensiblement plus fortes sur les risers avals que sur les risers amonts. On observe également que les zones de lock-in sont plus étendues pour les risers avals. Les amplitudes quadratiques moyennes ne dépassent toutefois pas 0.6 et 0.4 fois le diamètre de la structure (à l'extrémité du chapelet de bouées) pour les modes 2 et 4 respectivement, ce qui reste inférieur aux mouvements extrêmes considérés pour le calcul en fatigue des risers sous l'effet des VIV.

Un des objectif du projet était de réaliser des essais à vitesse réduite élevée afin d'identifier si d'autres phénomènes de couplage entre plusieurs risers étaient susceptibles d'apparaître. Les plages d'accrochage observées (vitesses réduites comprises entre 4 et 10 environ) sont typiquement celles du phénomène de VIV observable sur un riser seul. L'arrangement en faisceau ne semble donc pas faire apparaître d'autres phénomènes de couplage fluide/structure plus complexes.

4.3.2. Fréquences de vibrations

L'analyse des fréquences de vibration des risers permet d'appuyer cette conclusion. Les figures suivantes présentent les fréquences de vibration mesurées à 0deg et 90deg d'incidence de courant, pour les modes 2 et 3 en fonction de U/D ("fréquence de l'écoulement"). Sur ces figures, la fréquence de Strouhal (fréquence des détachements tourbillonnaires) se traduit par une droite de pente égale au nombre de Strouhal. Celui-ci est

identifié à la résonance, lorsque la fréquence mesurée coïncide avec la fréquence propre de la maquette. On fait alors l'hypothèse que la fréquence d'excitation (fréquence de Strouhal) coïncide également avec la fréquence propre de la maquette. On identifie de cette manière un nombre de Strouhal de l'ordre de 0.17 pour les essais à 0deg d'incidence et 0.21 pour les essais à 90deg d'incidence.

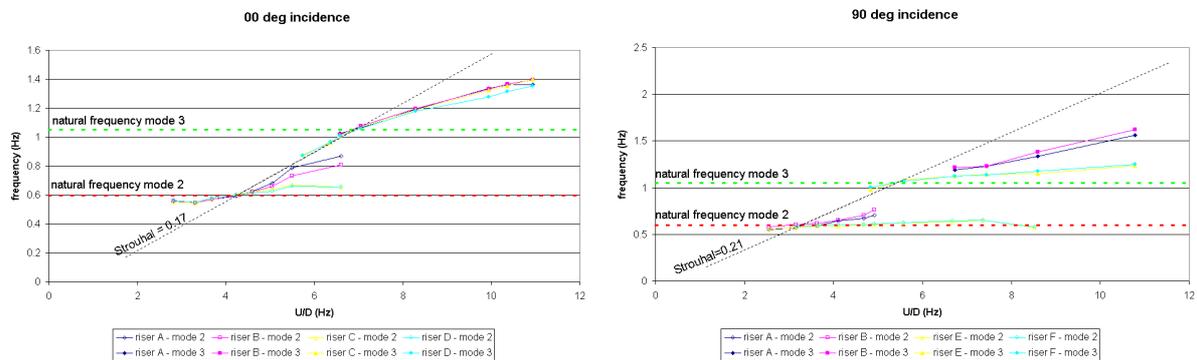


Figure 11 - Fréquences des vibrations transverses (modes 2 et 3 à 0 et 90 deg d'incidence de courant)

Ces résultats mettent en évidence un ajustement des fréquences des mouvement mesurés entre la fréquence propre de la structure et la fréquence d'excitation supposée : fréquence de Strouhal dans l'hypothèse où l'excitation est celle induite par le phénomène de VIV. Ils permettent donc de confirmer qu'il s'agit bien de ce phénomène de VIV, identique à celui qui apparaît sur un riser isolé, et qu'aucun autre phénomène physique associé à l'arrangement en faisceau n'apparaît (à d'autres fréquences qui seraient par exemple fonction des espacements relatifs entre risers).

5. CONCLUSION

Ce projet a permis d'élaborer un ensemble de lois de similitude originales visant à reproduire les déformées statiques des systèmes de risers, représentés par un simple système pendulaire, ainsi que leur paramètre de vitesse réduite supposé gouverner les phénomènes dynamiques induits par les instabilités hydrodynamiques.

Les essais ont été menés sur trois configurations de maquettes représentatives des trois premiers modes du riser réel. Ils ont permis d'identifier les effets de masque dans le faisceau et de définir les coefficients de traînée équivalents sur chacun des risers en fonction de l'incidence du courant. Ces résultats permettent en particulier de préciser les données d'entrée à utiliser pour la simulation numérique du problème d'interaction de 2 risers adjacents. Par ailleurs, la comparaison des résultats obtenus avec ceux donnés par la formulation analytique de Huse permet d'en préciser les limites de validité. Enfin, l'influence des vibrations des risers sur les coefficients de traînée a été mise en évidence et se révèle conforme aux modèles empiriques existants.

Le phénomène de vibrations induites par détachements tourbillonnaires (VIV) a également été étudié sur une large gamme de vitesses réduites. Compte tenu de sa masse réduite et donc de son nombre de Scruton élevés, le premier mode n'est pas sensible à ce phénomène. Les modes 2 et 3 font quant à eux apparaître des vibrations caractéristiques du phénomène de VIV, dans une zone d'accrochage de vitesses réduites de l'ordre de 4 à 10 et avec des amplitudes ne dépassant pas 0.6 diamètre à l'extrémité du chapelet de bouées. L'analyse des fréquences de vibration confirme qu'il s'agit bien de vibrations induites par détachements tourbillonnaires du même type que celles observables sur un cylindre seul. Aucun autre phénomène d'interaction fluide/structure ou de couplage entre différents risers du faisceau n'a été identifié.

Les auteurs tiennent à remercier le CEP&M (Comité d'Etudes Pétrolières et Marines) ainsi que TOTALFINAELF qui ont largement contribué au financement de ce projet.

6. REFERENCES

- [1] C. Valenchon, M. Gassert, S. Midgley - "Taking Advantage of Benign Metocean Conditions to Provide Surface Trees on Barges as Alternate to TLPs or Deep Draft Floaters" – Offshore Technology Conference 2000
- [2] E. Fontaine, J.P. Morel, M. Repecaud, G. Damy, B. Molin, E. de Langre, Y. Stassen – "VIV on a riser with top-tensioning buoyancy cans – Parts 1 & 2" – ISOPE 2003
- [3] API RP 2RD – "Recommended Practices for the Design of Risers for Floating Production Systems (FPSs) and Tension Leg Platforms (TLPs)"
- [4] R. D. Blevins – "Flow Induced Vibrations" – Second Edition – Krieger Publishing Company
- [5] J. K. Vandiver - "Dimensionless parameters important to the prediction of vortex-induced vibration of long, flexible cylinders in ocean currents" – Journal of Fluid and Structures (1993) 7, pp. 423-455