



**12<sup>èmes</sup> Journées de l'Hydrodynamique**

**Nantes , 17-19 novembre 2010**

**ÉTUDE EXPÉRIMENTALE DES VIBRATIONS INDUITES  
PAR LE DÉTACHEMENT TOURBILLONNAIRE À  
GRANDS NOMBRES DE REYNOLDS**

***EXPERIMENTAL STUDY OF VORTEX INDUCED  
VIBRATIONS AT HIGH REYNOLDS NUMBERS***

**B. MOLIN\*, F. REMY\*, E. LE HIR\*\*, T. RIPPOL\*\*, S. SCARDIGLI\*\***

\* École Centrale de Marseille & IRPHE, 13 451 Marseille cedex 20

\*\* Océanide, BP 63, 83 502 la Seyne sur Mer Cedex

*bernard.molin@ec-marseille.fr*

**Résumé**

On présente ici un dispositif expérimental qui permet d'étudier les vibrations induites par le détachement tourbillonnaire à grand nombre de Reynolds, dans le régime critique. Le montage pendulaire, implanté dans le bassin BGO-First, permet de soumettre des cylindres de grand diamètre à des écoulements de vitesse allant jusqu'à 1 m/s. Des résultats sont présentés pour des cylindres de diamètres 140, 315 et 630 mm, lisses et rugueux. Les amplitudes de mouvements obtenues sont sensiblement supérieures à celles rapportées dans la littérature.

**Summary**

An experimental set-up that permits to study the phenomenon of Vortex Induced Vibrations (VIVs) at high Reynolds numbers, in the critical range, is described. It consists in a large scale pendulum, installed in the BGO-First wave tank. Results are given for cylinders of diameters 140, 315 and 630 mm, smooth and rough, in current velocities up to 1 m/s. Measured VIV amplitudes are compared with other results from literature at large Reynolds numbers. They are found to be significantly larger.

## I – Introduction

Il y a toujours un fort intérêt, en offshore pétrolier, pour une meilleure connaissance du comportement dynamique des risers sous l’effet du courant, en particulier sur le phénomène de vibrations induites par le détachement tourbillonnaire (“VIV” pour *Vortex Induced Vibrations*; pour une introduction au sujet, voir par exemple Williamson & Govardhan 2004). Bien qu’il existe de nombreux modèles numériques couramment utilisés pour dimensionner ces conduites, il demeure un certain nombre de points d’ombre, en particulier dans les régimes d’écoulement à grands nombres de Reynolds, qui sont ceux rencontrés le plus fréquemment au réel. En effet la plupart de ces outils de dimensionnement utilisent des bases de données expérimentales obtenues dans des installations universitaires avec des cylindres de petits diamètres (de l’ordre du centimètre), en régime subcritique. Dans ce régime l’effort de portance est périodique, avec une fréquence donnée par la relation de Strouhal  $f D/U = S_t \simeq 0.19$ ,  $f$  étant la fréquence,  $D$  le diamètre et  $U$  la vitesse du courant. Lorsque le nombre de Reynolds  $Re = U D/\nu$  dépasse  $2 \cdot 10^5$  l’écoulement entre dans le régime dit critique : la transition de laminaire à turbulent se produit immédiatement après le décollement de la couche limite, ce qui entraîne son réattachement et une seconde séparation décalée vers l’aval. Le sillage est alors très étroit, le coefficient de traînée chute de 1.2 jusqu’à des valeurs de l’ordre de 0.3. Corrélativement l’effort de portance devient très bruité sans fréquence dominante. Au-delà de  $Re = 3 \cdot 10^6$  l’écoulement entre dans le régime “transcritique”, l’effort de portance redevient périodique.

Ces résultats s’appliquent à des cylindres maintenus fixes, de paroi lisse, et soumis à un écoulement incident parfaitement “propre”, c’est à dire non turbulent. La rugosité de surface et la turbulence initiale de l’écoulement ont pour effets de décaler vers les bas Reynolds le seuil du régime critique, et d’atténuer la chute du coefficient de traînée. La sensibilité de l’effort de portance à la rugosité de surface et à l’intensité de turbulence de l’écoulement n’est guère documentée dans la littérature.

Les risers pétroliers ont des diamètres inférieurs au mètre et sont soumis à des courants dont la vitesse dépasse rarement le mètre par seconde. Ils ne sont pas concernés par le régime transcritique, mais se trouvent le plus souvent en plein régime critique ! L’utilisation de bases de données subcritiques pour calculer leurs VIV est donc sujette à questions.

Le mouvement de VIV des risers dépend de nombreux paramètres. Le plus important est la vitesse réduite  $U_{Rn} = U/f_n D$ , où  $f_n$  est la fréquence propre du mode  $n$  de déformation en eau calme. Dans cette communication on se limite au cas de courtes longueurs de tuyaux rigides pour lesquelles il n’existe que deux degrés de liberté, dans le sens “inline” et dans le sens transverse à l’écoulement. On ne rentre donc pas dans le surcroît de complications qu’entraînent la coexistence de plusieurs modes de déformation, ou la combinaison de portions de risers qui se trouvent excitées alors que les autres dissipent de l’énergie, etc. Outre la vitesse réduite, le nombre de Reynolds, l’état de surface, la turbulence de l’écoulement incident, et l’amortissement structurel, deux autres paramètres jouent un rôle important : la masse réduite  $m^*$  égale au rapport de la masse propre linéique à la masse d’eau déplacée, et le bridage ou pas du mouvement inline. Une bonne partie de la connaissance initiale sur les VIV est basée sur le comportement de structures en air (cheminées ou câbles des ponts suspendus par exemple) où la masse réduite est très élevée : la masse ajoutée étant négligeable devant la masse propre, la fréquence d’oscillation est insensible à d’éventuelles variations de la masse ajoutée. Pour les risers la masse réduite est typiquement comprise entre 1 et 2; la sensibilité de la masse ajoutée aux pa-

ramètres de l'écoulement entraîne que le domaine d'accrochage est élargi vers les hautes valeurs de la vitesse réduite. Par ailleurs des observations récentes amènent à proposer que, dans le cas des faibles masses réduites, le mouvement inline contribue fortement aux VIV. C'est ainsi que Jauvtis & Williamson (2004), par des essais de montage similaire au nôtre, mais en régime subcritique, mettent en évidence ce qu'ils baptisent une "super-upper branch" de la réponse, où l'amplitude du mouvement transverse atteint jusqu'à 1.5 fois le diamètre. Ces résultats ont été confirmés par Freire & Meneghini (2010) qui utilisent aussi un montage pendulaire.

Une bonne partie de ces problèmes spécifiques aux risers a été identifiée depuis plusieurs années par les compagnies pétrolières qui, en conséquence, ont mené des campagnes d'essais sur des tronçons de tube à grands Reynolds, pour la plupart en bassin de traction. Dans la première partie de cette communication on réalise une brève présentation des résultats qu'elles ont obtenus, tels qu'ils apparaissent dans les publications effectuées. Il en ressort que beaucoup de choses demeurent obscures. La deuxième partie est consacrée à une présentation des résultats que nous avons obtenus à travers une série de campagnes menées au BGO-First, avec un montage pendulaire.

## II – Revue des essais réalisés à grands nombres de Reynolds

Le recensement qui suit ne prétend pas être exhaustif. Il nous semble simplement représentatif.

### II – 1 Essais de Shell

Allen & Henning (1997) présentent quelques résultats tirés d'une campagne d'essais effectuée dans le High Speed Basin du DTMB (David Taylor Model Basin). Deux tubes de longueur 2 m et de diamètres 89 mm et 141 mm sont successivement tractés dans le bassin, à des vitesses allant jusqu'à 10 m/s. Ils sont légèrement rugueux, avec des paramètres  $k/D$  de  $1.37 \cdot 10^{-4}$  et  $0.99 \cdot 10^{-4}$  respectivement ( $k$  étant la taille représentative des rugosités). Les masses réduites ne sont pas données. Les tubes sont flexibles et vibrent, dans le sens transverse comme dans le sens inline, suivant leur premier mode de flexion, de fréquence 5.8 Hz et 8.5 Hz respectivement. Les écarts types des mouvements transverse et inline (mesurés au milieu du tube) sont présentés en fonction du nombre de Reynolds, qui va de  $2.2 \cdot 10^5$  à  $5 \cdot 10^5$  pour le petit diamètre (soit une vitesse réduite de 4.8 à 10.8), et de  $7 \cdot 10^5$  à  $1.5 \cdot 10^6$  pour le grand diamètre (soit une vitesse réduite de 4.1 à 8.8).

Pour le petit tube, l'écart type de la réponse transverse marque très peu de sensibilité à la vitesse réduite, il est de l'ordre d'un demi diamètre sur toute la gamme. Pour le plus gros tube l'écart type de la réponse transverse augmente de façon monotone depuis zéro pour atteindre 0.4 diamètre à une vitesse réduite de l'ordre de 7.5, puis il redescend légèrement.

Le problème de la turbulence résiduelle (de l'essai précédent) est brièvement mentionné : la mesure en est faite par un système à fil chaud, les auteurs écrivent que cette mesure sert à déterminer le temps d'attente entre deux essais, tel que l'intensité de turbulence redescende en dessous de 3 %.

Dans une autre publication (Allen & Henning 2001) les mêmes auteurs rapportent d'autres essais au DTMB, dans un bassin circulaire équipé d'un bras de rotation. Quatre tubes de même diamètre (63 mm), mais de rugosités différentes ( $k/D = 5.09 \cdot 10^{-5}$  (lisse),

$1.939 \cdot 10^{-4}$ ,  $2.493 \cdot 10^{-4}$ ,  $5.820 \cdot 10^{-4}$ ), longs de 5.37 m, sont suspendus sous le bras de rotation, de l'abscisse (radiale) 27.3 m à 33 m. Ils vibrent en flexion suivant leur troisième mode, de fréquence 13.93 Hz, dans un écoulement relatif qui est donc légèrement cisailé (environ 20 % de variation sur la longueur du tube). Les nombres de Reynolds varient de  $1.5 \cdot 10^5$  à  $6.5 \cdot 10^5$ , et donc les vitesses réduites de 2.7 à 11.8 (seul le tube le plus lisse est testé au-delà de  $Re = 4.5 \cdot 10^5$ ). A nouveau, pour les 3 tubes les plus rugueux, les amplitudes de VIV sont relativement insensibles à la vitesse réduite avec des ratios  $\sigma_Y/D$  de l'ordre de 0.5 pour les 2 plus rugueux et de 0.3 pour le troisième. Quant au quatrième cylindre, considéré comme "lisse", son mouvement de VIV disparaît complètement pour des nombres de Reynolds au-delà de  $3.5 \cdot 10^5$  !

## **II – 2 Essais d'ExxonMobil Upstream Research Company**

Ding *et al.* (2004) présentent quelques résultats tirés d'une campagne extensive réalisée, comme la première de Shell, dans le High Speed Basin du DTMB. Le montage est différent : un tube instrumenté rigide, de 220 mm de diamètre et long de 3.96 m, est suspendu sous le chariot et autorisé à osciller seulement dans la direction verticale (le mouvement inline est bridé). Quatre états de surface sont réalisés :  $k/D = 6 \cdot 10^{-6}$  ("lisse"),  $2 \cdot 10^{-4}$ ,  $10^{-3}$ ,  $2 \cdot 10^{-3}$ . La masse réduite est proche de 1. Trois raideurs différentes sont réalisées, donnant des périodes propres en eau calme de 0.89, 1.07 et 1.53 s. Ceci permet, pour une même vitesse réduite, de réaliser 3 essais à 3 nombres de Reynolds différents (et réciproquement). La gamme de Reynolds explorée va de  $3 \cdot 10^4$  à  $10^6$ , les vitesses réduites de 1 à 18. Le mouvement est contrôlé par un servo-actuateur qui permet de réaliser aussi bien des essais avec mouvement imposé que des essais en réponse libre, ou des essais avec un effort additionnel compensant les amortissements parasites du montage. Le temps d'attente entre deux essais successifs et le taux de turbulence résiduelle ne sont pas précisés.

Le nombre d'essais réalisés par ExxonMobil est colossal : 206 essais en situation rigide pour avoir les coefficients de traînée, 1760 essais en réponse libre et un nombre non précisé d'essais en mouvement forcé pour tracer des cartes de coefficients de portance en fonction de  $U_R$  et  $A/D$ . Les résultats présentés dans la communication sont très parcellaires. Il apparaît que l'amplitude du mouvement de VIV, pour une valeur donnée de la vitesse réduite, dépend fortement de la période d'oscillation, suggérant un effet combiné de la vitesse réduite et du nombre de Reynolds. Tracées en fonction de la vitesse réduite (ou du nombre de Reynolds), les courbes représentant l'amplitude rapportée au diamètre présentent souvent deux pics distincts, le premier vers  $U_R = 6$  et le second vers  $U_R = 10$ . De fortes amplitudes de réponse sont observées pour le cylindre lisse, avec des ratios  $A/D$  atteignant 2, pour des nombres de Reynolds compris entre  $7 \cdot 10^4$  et  $2.5 \cdot 10^5$ .

## **II – 3 Essais Deepstar**

Deepstar est un consortium rassemblant de nombreuses compagnies pétrolières et autres sociétés. Oakley & Spencer (2004) décrivent une campagne expérimentale menée dans le bassin de traction de l'IOT (Institute for Ocean Technology) à St-John's (Terre-Neuve). Le montage expérimental est très similaire à celui d'ExxonMobil : un cylindre horizontal instrumenté suspendu sous le chariot, avec un asservissement permettant de lui imposer effort ou mouvement. Le cylindre fait 6.22 m de long pour un diamètre de 325 mm, trois états de surface sont modélisés,  $k/D = 4 \cdot 10^{-5}$  ("lisse"),  $2.5 \cdot 10^{-3}$ ,  $0.8 \cdot 10^{-3}$ . La masse réduite  $m^*$  est égale à 1.56 et la fréquence d'oscillation voisine de 1.1 Hz. Le mouvement inline peut être soit bridé soit autorisé avec une raideur éventuellement différente de celle

du mouvement transverse. Les nombres de Reynolds couverts vont de  $2 \cdot 10^5$  à  $1.5 \cdot 10^6$ .

Comme dans les essais de Shell, le cylindre lisse ne présente pas de VIV. Des grilles sont alors placées en amont du cylindre pour générer de la turbulence, évaluée à 4 % avec la grille la plus fine et 8 % avec l'autre. Des VIV sont alors obtenues, mais limitées aux vitesses réduites inférieures à 7 et d'amplitude  $A/D$  ne dépassant pas 0.6 ( $A$  étant défini comme  $\sqrt{2}$  fois l'écart type). Pour le cylindre de rugosité intermédiaire l'amplitude  $A/D$  atteint 0.9 et les VIV sont observées sur une plage très large de vitesses réduites, allant au-delà de 13 ou 14. Tous ces résultats dans le cas où le mouvement inline est bridé.

## **II – 4 Essais MARIN**

De Wilde et Huijsmans (2001) présentent quelques résultats obtenus dans le High Speed Towing Tank de MARIN, avec un montage similaire aux deux précédents, mais sans asservissement. Le cylindre fait 3.84 m de longueur et 206 mm de diamètre et présente une rugosité estimée inférieure à 0.1 mm. Il est tracté jusqu'à des nombres de Reynolds de  $5.5 \cdot 10^5$ . La raideur verticale est procurée par deux lames horizontales longues de 1.5 m. Un résultat assez surprenant est que l'amplitude des VIV n'est pas la même suivant que le système est tracté dans un sens ou dans l'autre : les différences sont de l'ordre de 40 %. Le fait que la trajectoire du cylindre n'est pas purement verticale, mais suit un arc de cercle, est mis en cause.

## **II – 5 Commentaires**

Il convient tout d'abord de réaliser que Shell, comme ExxonMobil et Deepstar, n'ont publié qu'une petite partie des informations qu'ils ont recueillies au cours de leurs campagnes expérimentales. Et peut-être pas les plus significatives.

En première impression, il semble y avoir des discordances entre leurs observations, en particulier concernant l'absence de VIV pour un cylindre lisse. Les résultats d'ExxonMobil, sur la forte sensibilité des VIV, pour une vitesse réduite donnée, à de faibles variations en Reynolds, sont assez troublants. En tout état de cause, l'amplitude des VIV dépend manifestement de ces deux paramètres, et aussi de l'état de surface et du taux de turbulence de l'écoulement absent.

Il est étrange qu'aucune des publications ne mentionne un autre paramètre qui est la longueur de corrélation du détachement tourbillonnaire. Il est reconnu qu'elle peut être extrêmement courte dans ces régimes de nombres de Reynolds, au moins dans le cas de cylindres maintenus fixes. Leur mise en mouvement est sensée synchroniser le détachement tourbillonnaire, donc l'effort de portance. Encore faut-il, pour cela, que le cylindre soit éventuellement un peu aidé au départ.

## **III – Essais réalisés**

Les résultats expérimentaux que nous présentons ici ont été obtenus au cours de trois campagnes distinctes, avec le même montage.

### **III – 1 Montage expérimental**

Il consiste, comme le montre la figure 1, en un pendule rigide, formé d'une poutre métallique longue de 4.69 m encastrée à sa base dans un cylindre vertical. Le point de rotation (de type cardan) se trouve à 4.98 m au-dessus du niveau de surface libre. Le cylindre est long de 1.25 m dont 1 m est immergé.

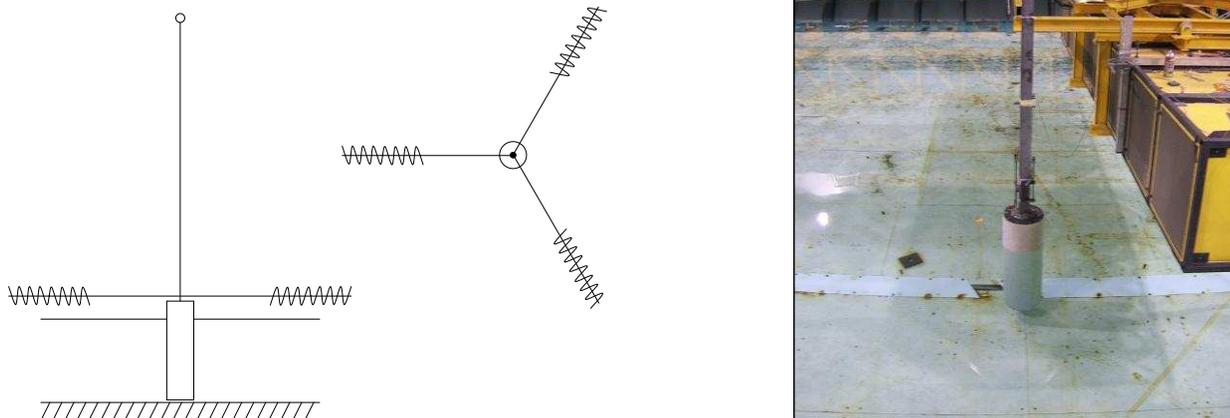


Figure 1 – Dispositif expérimental.

Le rappel horizontal résulte du poids apparent du cylindre et d'un ancrage consistant en trois câbles horizontaux, à 120 degrés les uns des autres, terminés par des ressorts. Il a été choisi d'avoir toujours une masse réduite équivalente (tenant compte de l'inertie de la poutre) de l'ordre de 1.5, ce qui fixe le poids apparent. La raideur supplémentaire a été déterminée de manière à atteindre une période propre du mouvement transverse qui permette de couvrir la bonne plage de vitesses réduites.

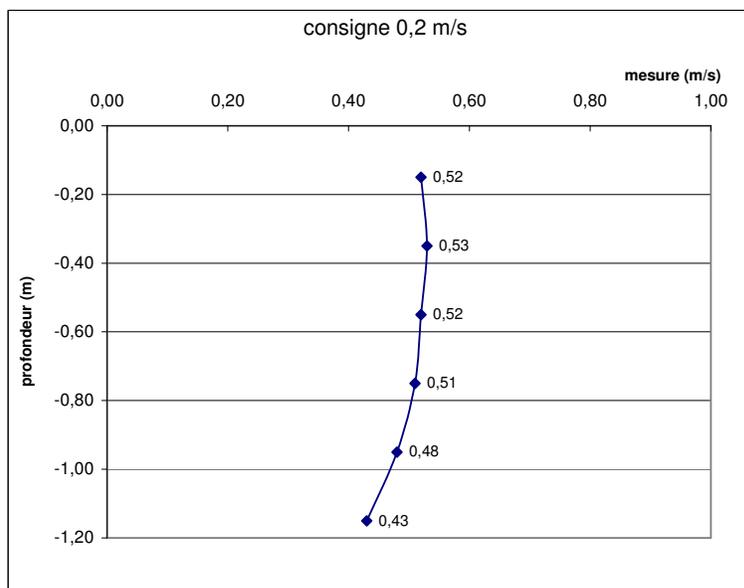


Figure 2 – Profil de vitesse de courant.

Le faux plancher du bassin est remonté à 1.20 m sous la surface libre. Dans cette configuration, grâce à des panneaux de raccordement entre faux plancher et fond du bassin, il est possible d'atteindre des vitesses de courant jusqu'à 1 m/s. La figure 2 présente le

profil du courant moyen mesuré, pour une consigne de vitesse correspondant à la moitié de la puissance maximale. Le décollement de l'écoulement à la jonction des panneaux de raccordement et du faux plancher entraîne que la couche limite est assez épaisse. C'est la raison pour laquelle on a limité à 1 m le tirant d'eau des cylindres et laissé un clair sous quille de 20 cm. La figure 3 présente le taux de turbulence mesuré à l'occasion d'une autre campagne, avec le faux plancher à 1 m (gauche) puis à 1.5 m (droite) sous la surface libre. Le taux de turbulence varie d'environ 2 % au niveau de la surface libre à 10 % au voisinage du fond. Il est donc assez élevé sur la tranche d'eau inférieure, à nouveau en raison du décollement du courant à la jonction avec les panneaux de raccordement.

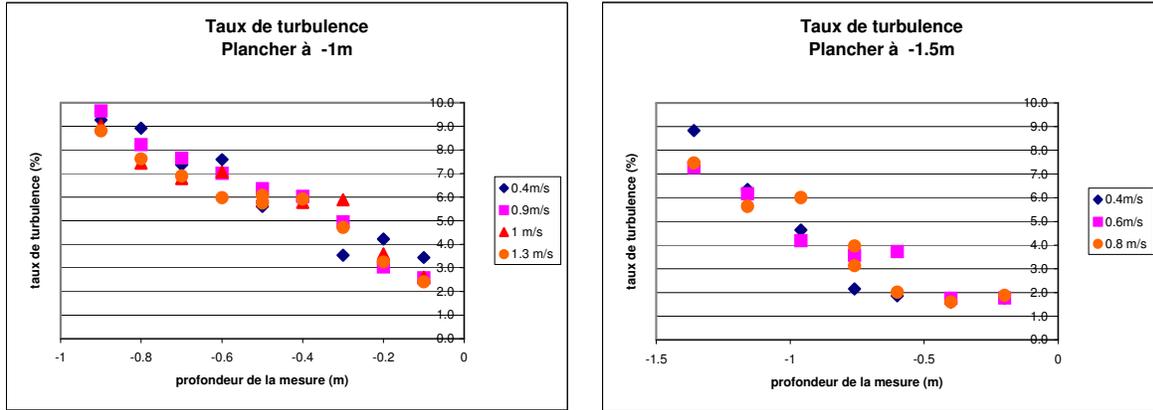


Figure 3 – Taux de turbulence.

Le mouvement du système est mesuré par le système optique KRYPTON d'Océanide. Il est restitué sous la forme du mouvement de translation d'un point situé à 50 cm au-dessus de la quille des cylindres.

Par rapport aux autres systèmes présentés dans la section précédente, notre montage présente un certain nombre d'atouts et de défauts.

Côté défauts, des effets tridimensionnels manifestes puisque l'allongement des cylindres testés est faible (ratio longueur sur diamètre égal à seulement 1.6 pour le plus grand diamètre de 630 mm) et que le profil de courant n'est pas uniforme sur la tranche d'eau. La surface libre ne peut vraiment être assimilée à un plan de symétrie (qui doublerait l'allongement). Visuellement ses déformations étaient relativement négligeables. Autre problème aussi le fait que le mouvement de rotation se traduit par un mouvement de translation qui varie de 20 % sur la hauteur immergée du cylindre. Enfin le taux de turbulence est sans doute un peu élevé par rapport à ce qu'on peut rencontrer au réel (mais celui-ci reste à être proprement défini).

Côté avantages, notre système est dénué de tout amortissement structurel. Il assure les mêmes périodes propres pour les mouvements inline et transverse, ce qui correspond à la situation réelle d'un riser pour lequel les modes de déformation sont les mêmes dans les deux directions. La précision de la mesure de mouvement par le système KRYPTON, de l'ordre du dixième de millimètre, ne pose pas le problème de la double intégration d'un signal accélérométrique.

### III – 2 Modèles expérimentaux

On présente ici les résultats obtenus pour trois diamètres de cylindres : 140, 315 et 630 mm.

Chronologiquement, les cylindres de diamètre 315 mm ont fait l'objet des premiers essais réalisés avec le système pendulaire, en 2006. Comme le montrent les photos de la figure 4, le cylindre était soit lisse (PVC brut), soit très fortement rugueux, avec les coefficients  $k/D$  de l'ordre de  $10^{-2}$ , bien supérieurs à ceux des campagnes décrites plus haut. Le même cylindre lisse a été repris pour de nouveaux essais en 2008, qui ont donné des résultats sensiblement différents des premiers ! Les raisons de ces écarts sont toujours mystérieuses. Les cylindres de diamètres 140 et 630 mm ont fait l'objet d'une troisième campagne, en 2007 (donc la deuxième chronologiquement). Il s'agit, comme celui de 315 mm, de tubes en PVC, donc lisses. Pour tous les cylindres le centre de gravité (hors poutre du pendule) se situait à 50 cm au-dessus de la quille.

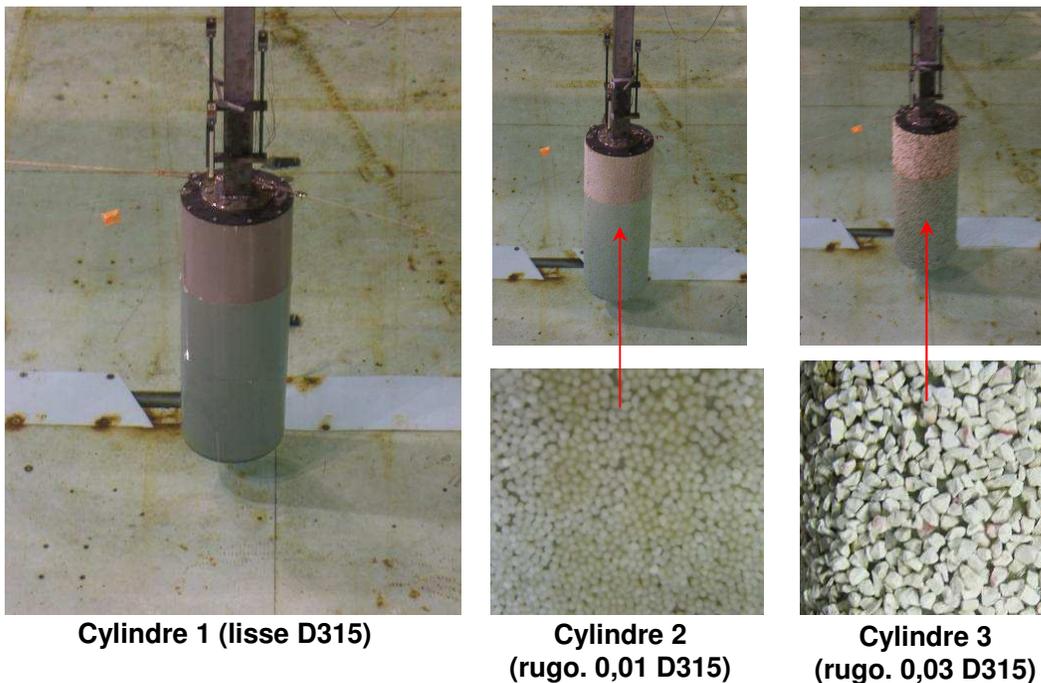


Figure 4 – Cylindres de diamètre 315 mm.

Le tableau suivant, pour les trois diamètres testés, présente les masses réduites équivalentes (tenant compte de la masse propre du cylindre et de l'inertie du pendule), les périodes propres en eau calme et la valeur maximale des nombres de Reynolds atteints. Pour les deux plus grands diamètres la plage de nombre de Reynolds explorée est comparable à celles des essais de Shell, Deepstar ou ExxonMobil. A noter toutefois qu'on n'a jamais, avec aucun de leurs essais, coïncidence simultanée et du nombre de Reynolds et de la vitesse réduite.

Diamètre	$m^*$	$T$	$Re_{max}$
140 mm	1.67	2.6 s	$1.4 \cdot 10^5$
315 mm	1.54	4.9 s	$3.1 \cdot 10^5$
630 mm	1.64	10 s	$6.3 \cdot 10^5$

### III – 3 Résultats obtenus

La durée de chaque essai était de 10 ou 15 minutes, sans variation de la vitesse de courant au cours de l'essai. Cela signifie qu'il n'a pas été possible de mettre en évidence un éventuel phénomène d'hystérésis, souvent rapporté en régime subcritique lorsqu'on fait, au cours d'un même essai, varier la vitesse par paliers croissants ou décroissants. Une fois le système de pompage mis en route, le courant s'établit rapidement dans le bassin, mais son état de turbulence présente un transitoire plus long : avec une vitesse de 0.5 m/s il faut près de deux minutes pour que l'eau du bassin ait effectué une circulation complète. Dans l'analyse on privilégie donc les 400 ou 200 dernières secondes de l'acquisition. Le mouvement d'embarquée du cylindre est plus ou moins régulier suivant la valeur de la vitesse réduite et suivant la rugosité. Aussi plutôt que de le caractériser par son amplitude, dont la définition semble varier suivant les auteurs, on s'est contenté de son écart type pour lequel il n'y a pas d'ambiguïté.

On présente les résultats obtenus sous la forme de deux séries de figures, la première série (colonne gauche) étant relative aux 3 cylindres lisses de diamètres 140, 315 et 630 mm, la seconde (colonne droite) relative uniquement aux cylindres de diamètre 315 mm.

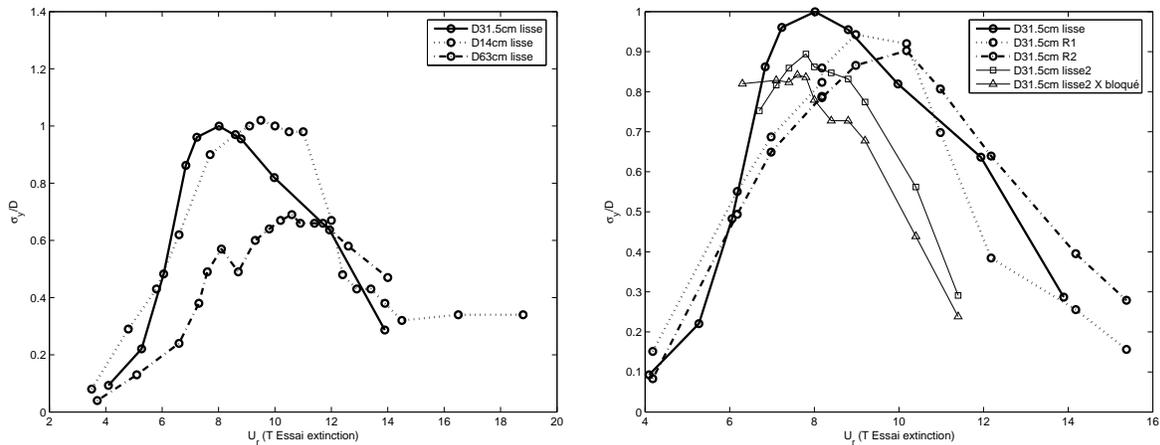


Figure 5 – Ecart type du mouvement transverse rapporté au diamètre, en fonction de la vitesse réduite basée sur la période propre en eau calme.

Sur la figure 5 on présente, en fonction de la vitesse réduite  $U_R$  basée sur la période propre en eau calme, les écarts types  $\sigma_Y$  du mouvement transverse rapportés au diamètre. (La vitesse de courant de référence servant au calcul de  $U_R$  est celle mesurée 60 cm sous la surface libre, à peu près la vitesse moyennée sur la hauteur du cylindre.) Les valeurs maximales de  $\sigma_Y/D$  atteintes, pour des vitesses réduites de l'ordre de 8 à 10, sont très voisines de 1. Cela signifie des ratios  $A/D$  allant jusqu'à 1.4, bien supérieurs à ceux trouvés par Shell, Deepstar ou MARIN. Pour le diamètre de 630 mm l'amplitude des VIV est nettement plus faible, avec un décrochement de la courbe à  $U_R = 9$  qui n'est pas sans rappeler ceux de ExxonMobil (voir les figures 8 et 10 de leur publication). Sur la partie droite de la figure, relative aux diamètres 315 mm, figurent aussi les résultats de la campagne 2008 avec le même cylindre lisse qu'en 2006 ("lisse2" sur la figure). Comme on l'a écrit plus haut nous n'avons pas trouvé d'explication satisfaisante quant aux écarts entre les valeurs tirées des deux campagnes. Il apparaît aussi des points dits "lisse2 X bloqué", où le cylindre est retenu suivant la direction inline par un câble. Les deux courbes expérimentales "lisse2" et "lisse2 X bloqué" sont assez proches, ce qui suggère

que l'amplitude des VIV, dans ce régime d'écoulement, dépend peu de la restriction ou pas du mouvement inline. (Ce qui semble un peu contradictoire avec les observations de MARIN et les publications de Jauvtis & Williamson ou Freire & Meneghini).

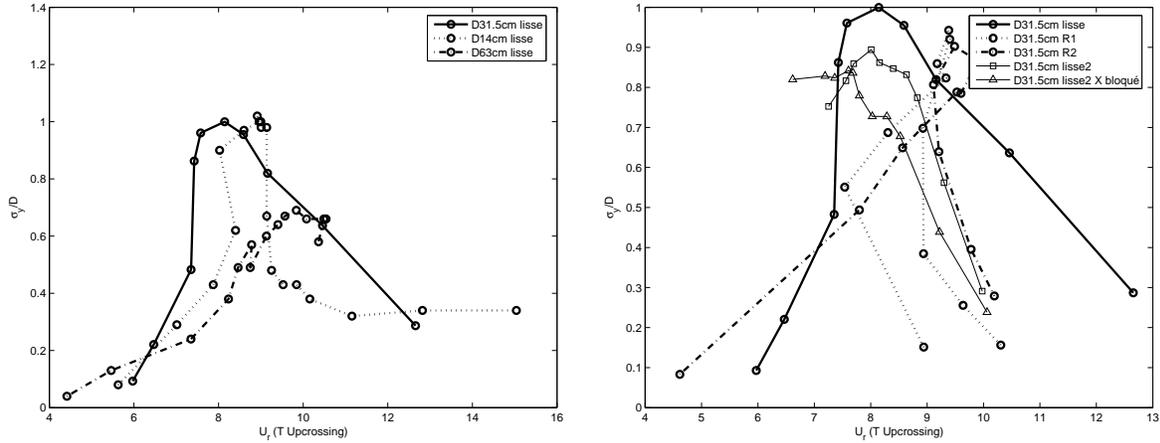


Figure 6 – Ecart type du mouvement transverse rapporté au diamètre, en fonction de la vitesse réduite basée sur la période "vraie".

La figure 6 présente les mêmes résultats que la figure 5, avec, en abscisse, la vitesse réduite "vraie" basée sur la période d'oscillation en VIV. Comme le montre aussi la figure 7, ces deux périodes peuvent être assez différentes. L'écart est ici surtout marqué pour les deux cylindres rugueux.

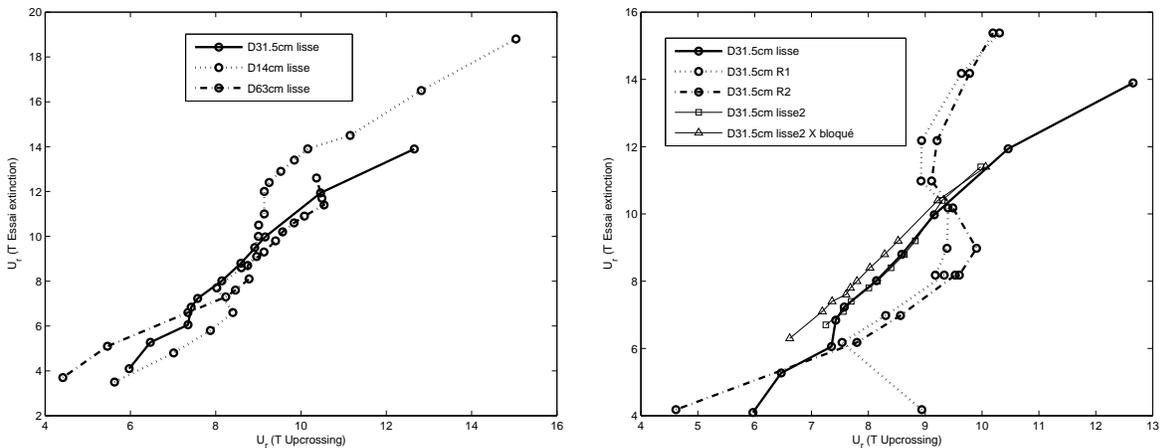


Figure 7 – Vitesse réduite basée sur la période d'oscillation en VIV (en abscisse) en fonction de la vitesse réduite basée sur la période propre en eau calme (en ordonnée).

Sur la figure 8, on présente les coefficients de traînée déduits du déport moyen dans la direction du courant. Ils sont tracés en fonction de l'écart type du mouvement transverse, rapporté au diamètre. On constate, pour les cylindres rugueux, une plus grande sensibilité du coefficient de traînée aux VIV que pour les cylindres lisses.

Finalement la figure 9 montre quelques trajectoires illustratives du cylindre, dans le plan horizontal (en coordonnées adimensionnelles, rapportées au diamètre), dans les cas lisses et dans celui de la plus grande rugosité, pour des vitesses réduites voisines de 6, 9

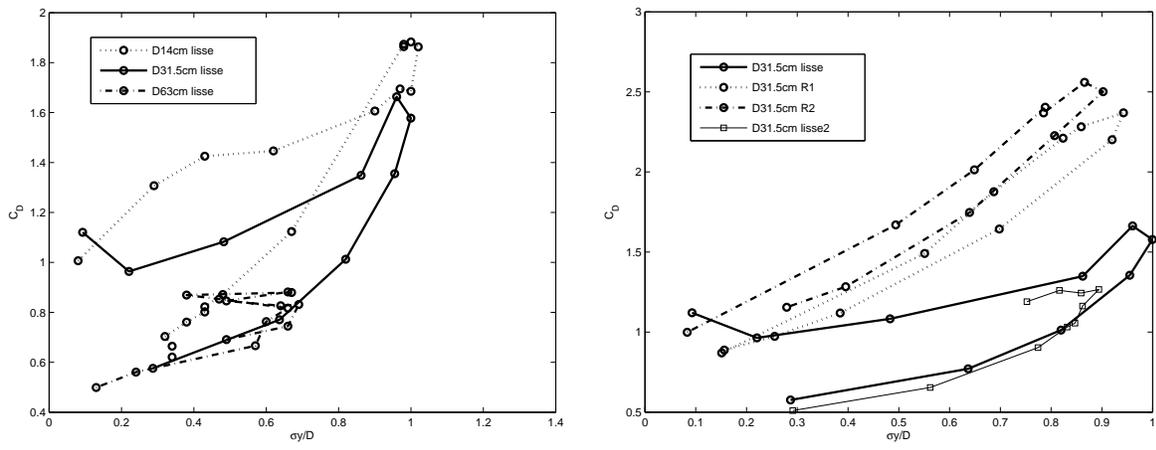


Figure 8 – Coefficient de traînée en fonction de l'écart type de la réponse transverse rapporté au diamètre.

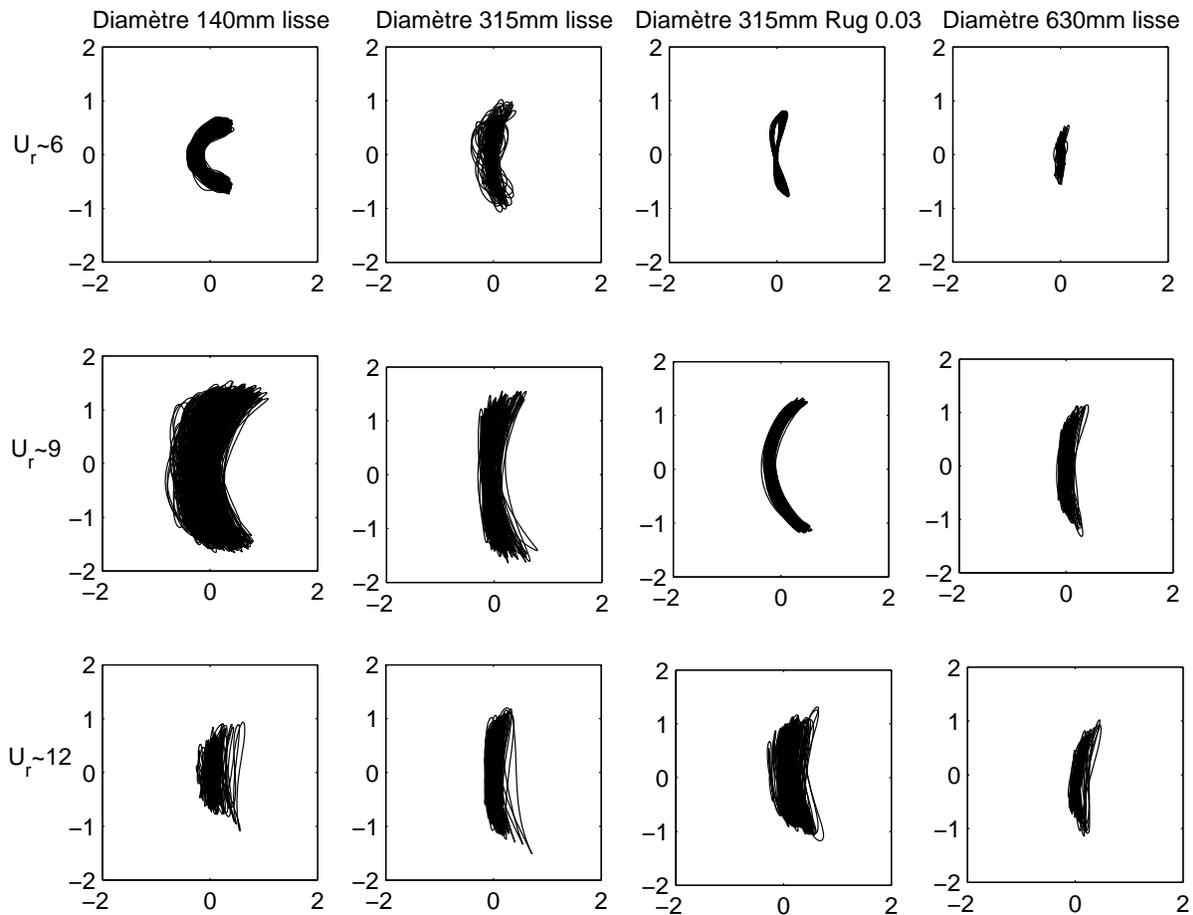


Figure 9 – Exemples de trajectoires adimensionnelles  $(X(t)/D, Y(t)/D)$  pour des vitesses réduites voisines de 6, 9 et 12.

et 12. On voit que les trajectoires sont plutôt du type "banane" qu'en "huit", et qu'elles sont plus régulières dans le cas rugueux et dans celui du plus petit diamètre.

## Commentaires

Nos résultats expérimentaux diffèrent de ceux cités dans la section II principalement par le fait que nous avons trouvé des amplitudes de VIV plus importantes. Suivant Jauvtis & Williamson (2004) ou Freire & Meneghini (2010), il est tentant d'avancer que c'est une conséquence d'avoir libéré le mouvement inline mais, lorsque nous l'avons restreint, nous n'avons pas vu de modification sensible de l'amplitude du mouvement transverse. Comme autre piste, on peut suggérer que les montages d'ExxonMobil et de Deepstar, assez complexes, n'étaient pas dénués d'amortissement parasite, ou plutôt que leurs asservissements, sensés compenser ces amortissements parasites, ne fonctionnaient pas de manière idéale. Reste aussi la piste de la longueur de corrélation, l'allongement de nos cylindres étant bien plus faible que les leurs.

Pour les applications pratiques aux risers de l'exploitation pétrolière offshore, il serait certainement souhaitable de mieux définir des valeurs typiques de rugosité de surface et de taux de turbulence de l'écoulement incident. Les risers étant habituellement regroupés en faisceaux, les perturbations apportées par les risers amont contribuent certainement à accroître la turbulence initiale.

## Remerciements

Les essais ont été réalisés dans le cadre du GIS-HYDRO, avec le soutien financier du Conseil général du Var.

## Bibliographie

- ALLEN D.W. & HENNING D.L. 1997 Vortex-induced vibration tests of a flexible smooth cylinder at supercritical Reynolds numbers, *Proc. 7th ISOPE Conf.*, Honolulu.
- ALLEN D.W. & HENNING D.L. 2001 Surface roughness effects on vortex-induced vibration of cylindrical structures at critical and supercritical Reynolds numbers, *Proc. Offshore Technology Conf.*, Houston, OTC 13302.
- DING Z.J., BALASUBRAMANIAN S., LOKKEN R.T. & YUNG T-W. 2004 Lift and damping characteristics of bare and straked cylinders at riser scale Reynolds numbers, *Proc. Offshore Technology Conf.*, Houston, OTC 16341.
- FREIRE C.M. & MENEGHINI J.R. 2010 Experimental investigation of VIV on a circular cylinder mounted on an articulated elastic base with two degrees-of-freedom, *Proc. IU-TAM Symposium on Bluff Body Wakes and Vortex-Induced Vibrations*, BBVIV-6, Capri.
- JAUVTIS N. & WILLIAMSON C.H.K. 2004 The effect of two degrees of freedom on vortex-induced vibration at low mass and damping, *J. Fluid Mech.*, **509**, 23–62.
- OAKLEY O.H. & SPENCER D. 2004 Deepstar VIV experiments with a cylinder at high Reynolds numbers, *Proc. DOT Conf.*, Marseille.
- DE WILDE J.J. & HUIJSMANS R.H.M. 2001 Experiments for high Reynolds numbers VIV on risers, *Proc. ISOPE Conf.*, paper 2001-JSC-285.
- WILLIAMSON C.H.K. & GOVARDHAN R. 2004 Vortex-induced vibrations, *Annu. Rev. Fluid Mech.*, **36**, 413–455.