

5^e JOURNÉES DE L'HYDRODYNAMIQUE

22, 23, 24 mars 1995 – ROUEN

**Comparaison et Validation de Deux Modèles
d'Écoulements Instationnaires de Fluides Réels**

C. de Jouëtte O. Put Y.-M. Scolan
Principia R D, Port de Brégaillon, 83507 La Seyne Sur Mer.

J.-M. Le Gouez
Diodore Système, même adresse.

Résumé

Deux programmes de calcul d'écoulements instationnaires de fluides incompressibles et visqueux sont présentés. Diodore-CFD, d'une part, met en œuvre une méthode de pseudo-compressibilité. Aquavic, d'autre part est basé sur un modèle de vortex discrets. Dans les deux cas, les équations de Navier-Stokes bidimensionnelles sont résolues en régime laminaire. Plusieurs configurations d'écoulements sont étudiées autour de cylindres de section circulaire ou carrée. La cinématique peut combiner courants uniformes et oscillatoires. Les comparaisons sont faites avec les résultats expérimentaux et numériques disponibles dans la littérature et portent sur la caractérisation des champs de vitesse ainsi que sur les signaux temporels des efforts. Ces applications permettent de définir le domaine de validité des deux modèles ainsi que leurs perspectives d'évolution en Hydrodynamique Navale.

Abstract

Two computational codes for unsteady incompressible viscous flows modelling are presented. Diodore-CFD, on one side, utilizes a pseudo-compressibility method. Aquavic, on the other side, is based on a Discrete Vortex Model. In both cases, the two-dimensional Navier-Stokes equations are solved in the laminar regime. Several flow configurations are studied around cylinders of square or circular shapes. The kinematics may combine uniform and oscillatory flows. Comparisons are made with the experimental and numerical results available in the literature and concern the description of the velocity field and the instantaneous force signals. These applications allow to define the validity domain of the two models and their future evolvment in Naval Hydrodynamics.

1 Introduction

L'emploi des modèles d'écoulements instationnaires de fluides réels en Hydrodynamique Navale est de plus en plus fréquent. Que ce soit pour déterminer le comportement dynamique d'une plateforme flottante ou d'un voilier de compétition, on se rend compte du besoin croissant de modéliser correctement les phénomènes de détachement tourbillonnaire ainsi que les effets de couche limite en régime instationnaire.

Cependant, la capacité d'analyse et d'innovation de l'ingénieur dépend de la complexité de mise en œuvre des outils que développent les Mécaniciens des Fluides. Devant précisément cette difficulté d'utilisation des modèles, c'est finalement la formule de Morison qui est utilisée en dernier recours. Ainsi à l'aide de coefficients d'inertie et de traînée tabulés dans la littérature, on peut avoir une idée de l'effort instationnaire s'exerçant sur un cylindre de section presque constante et pour des paramètres sans dimension fixés comme les nombres de Reynolds et de Keulegan-Carpenter.

Si cela peut suffire dans quelques cas où la cinématique est simple (écoulement uniforme ou oscillant), il n'en est pas de même lorsque l'on combine (de façon plus réaliste) plusieurs mouvements élémentaires simples pour lesquels la formule de Morison est loin d'être utilisable dans son état. Des tentatives de formulation simplifiée comme la formule de "retour de sillage" (voir [9] et [5]) ou la formule de Morison-Duffing (voir [17]), ont été proposées mais leur champ d'application reste finalement assez limité.

L'alternative que constitue l'emploi de modèles numériques prend donc son importance ici. Actuellement, la facilité d'utilisation de ces outils est sans cesse améliorée. Ceci est dû à la rapidité des algorithmes combinée à la puissance des ordinateurs. Si cela ouvre des perspectives nouvelles pour les concepteurs, il s'avère aussi nécessaire de bien cerner le domaine de validité de ces nouveaux outils.

De nombreux modèles sont actuellement développés. Ils s'agit bien souvent de codes instationnaires. Dans cet article, on ne prétend pas faire une analyse comparative des différents modèles existants selon leur formulation et leur mode de résolution. Pour cela des projets – comme le projet CLAROM sur les mesures amortissements de dérive lente – ont déjà permis de confronter les résultats numériques et expérimentaux. On s'intéresse en fait à deux modèles numériques développés à Principia qui permettent de résoudre les équations de Navier-Stokes instationnaires en régime laminaire voire turbulent. L'un, Diodore-CFD, est formulé en variables primitives (vitesse, pression) et met en œuvre une méthode de pseudo-compressibilité, l'autre, Aquavic, est basé sur un modèle de vortex discrets.

Dans une première partie, on trace les grandes lignes des deux modèles. Puis des résultats d'application seront présentés; ils portent sur:

- la validation de Diodore-CFD relative à la caractérisation du sillage derrière un cylindre de section circulaire,
- la comparaison des deux codes et de mesures expérimentales pour des cinématiques complexes combinant mouvements uniformes et oscillatoires,
- la caractérisation et la comparaison des champs de vitesse dans le voisinage d'un cylindre de section circulaire,
- l'étude de l'interaction de deux cylindres en écoulement uniforme.

En conclusion, on décrit, de façon prospective, l'évolution possible et souhaitable des deux codes de calcul.

2 Les modèles numériques

2.1 Le code de calcul Diodore-CFD

Modèle numérique:

La résolution des équations stationnaires ou instationnaires de Navier-Stokes pour les écoulements tridimensionnels de fluide incompressible est réalisée à l'aide d'une méthode de pseudo-compressibilité.

Dans un premier temps, cette technique a été développée et mise au point pour des écoulements stationnaires de fluides parfaits (équations d'Euler) ou visqueux (équations de Navier-Stokes). Elle consiste à rechercher la solution du système d'équations stationnaires comme limite asymptotique, lorsque le temps tend vers l'infini, des équations pseudo-instationnaires. Ces dernières sont obtenues en associant l'équation de quantité de mouvement instationnaire à une équation de continuité modifiée dans laquelle on a introduit une pseudo-masse volumique. La famille de système pseudo-instationnaire retenue dans [7], hyperbolique en pseudo-temps pour les fluides non visqueux, s'écrit sous la forme conservative suivante:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial \tau} + \rho \operatorname{div} \bar{u} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \bar{u}}{\partial \tau} + \operatorname{div}(\rho \bar{u} \otimes \bar{u} + p \bar{I} - \bar{\tau}) = \vec{0} \quad (2)$$

où τ est le "pseudo-temps", $\bar{\rho}$ la "pseudo-masse volumique" (constante), ρ la masse volumique (constante), \bar{u} le vecteur vitesse, p la pression, \bar{I} le tenseur unité, $\bar{\tau}$ le tenseur des contraintes visqueuses, et le symbole \otimes représente le produit tensoriel de deux vecteurs.

On considère de plus une équation de fermeture de type pseudo-loi d'état reliant la pression à la pseudo-masse volumique et au module de la vitesse u :

$$p = G(\bar{\rho}, u) \quad (3)$$

La méthode numérique de base utilisée est la méthode de volumes finis développée par [6]. Elle est caractérisée par une discrétisation centrée en espace du second ordre, des termes de viscosité artificielle du second et du quatrième ordre, un schéma explicite de Runge-Kutta à cinq étapes appliqué au pseudo-temps. A chaque étape de Runge-Kutta, on applique un opérateur de lissage des résidus. On utilise également la technique du pas de temps local. Puis, la méthode a été étendue aux calculs d'écoulements instationnaires à l'aide d'un schéma en temps totalement implicite du second ordre, inconditionnellement stable (voir [8]). A chaque pas de temps, une centaine d'itérations en pseudo-temps ont été nécessaire pour atteindre un très bon niveau de convergence. On cite, en exemple, qu'un pas de temps s'effectue en 3 minutes sur une station de travail de 180 Mips pour un maillage comprenant 8000 cellules environ.

Méthode de décomposition du domaine de calcul en sous-domaines

L'unité de résolution en espace est un bloc curviligne structuré de mailles. Les variables conservatives (vitesse, pression) sont représentées aux centres des cellules.

Cette organisation de maillage peut être mise en défaut lors du traitement de géométries compliquées, difficiles parfois à modéliser par une topologie de cubes déformés. Pour cela, une méthode de multi-domaines adjacents a été développée. Elle permet d'adjoindre, sans recouvrement, des blocs curvilignes les uns aux autres pour construire un domaine fluide plus complexe. Un effort particulier a été fait pour que les traitements algorithmiques sur les cellules adjacentes aux frontières de raccord entre blocs soient identiques à ceux effectués pour les cellules internes aux domaines de calcul.

Cette technique de calcul en multi-domaines est utilisée pour l'étude des écoulements instationnaires autour de deux cylindres présentés dans cette publication.

2.2 Un modèle de vortex discrets: Aquavic

Ce modèle permet de résoudre les équations de Navier-Stokes bidimensionnelles en régime laminaire. Le champ de vorticités est représenté à l'aide d'une distribution de vortex discrets. Il s'agit d'objets mathématiques (fonctions masse de Dirac) qui transportent chacun une quantité de circulation. La génération de vortex prend place sur la surface du corps là où on veut précisément imposer une condition d'adhérence.

La formulation est établie en terme de fonction courant (ψ) et vorticités (ω). Les équations aux dérivées partielles à résoudre sont les suivantes:

$$\Delta \psi = -\omega \quad (4)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \vec{u} \cdot \vec{\nabla} \omega = \nu \Delta \omega \quad (5)$$

où ν est la viscosité cinématique.

Le modèle combine la méthode dite Vortex-In-Cell (voir [4]) et une technique de séparation de l'opérateur (Operator Splitting) pour résoudre les équations de transport de la vorticité (voir [3]). Les effets de convection et de diffusion sont donc traités séparément. Les vortex discrets induisent un champ de vitesse qui sert à les déplacer par convection. Cet effet est traité dans le cadre de la théorie potentielle puisque le terme de viscosité disparaît des équations de transport. La modélisation de la diffusion met en œuvre l'équation de la chaleur. Sa résolution, pour le mode de représentation de la vorticité, revient à imposer un mouvement aléatoire aux vortex discrets. Les déplacements aléatoires suivent une loi de distribution normale de moyenne nulle et d'écart type $\sqrt{2\nu\Delta t}$ où Δt désigne le pas de temps. Dans la limite des hypothèses faites –  coulements laminaires et bidimensionnels – le modèle rend très bien compte de la physique des phénomènes. L'atout majeur est sa rapidité d'exécution. A titre d'exemple, le temps CPU moyen nécessaire à la modélisation de 40 cycles d'un écoulement oscillant ($KC = 5$ et $Re = 10^4$) autour d'un cercle est de 1h33 sur un processeur travaillant à 180 Mips. C'est là une caractéristique essentielle du modèle. Dès lors, deux aspects du programme peuvent être exploités: constitution de base de données et visualisation d'écoulements.

3 Résultats

3.1 Cylindre en écoulement impulsif

Le cas du cylindre placé dans un écoulement impulsif constitue un cas de validation typique des modèles de résolution des équations de Navier-Stokes en régime laminaire. Le code Aquavic a été validé, entre autre, dans cette configuration d'écoulement (voir [12] et [13]).

Une série de calculs systématiques d'écoulements autour d'un cylindre de section circulaire ont permis de valider Diodore-CFD. Le nombre de Reynolds, Re , est défini en choisissant comme grandeurs de référence la vitesse du fluide à l'infini amont, la longueur caractéristique du cylindre et la viscosité cinématique du fluide. Les calculs présentés sont effectués à des nombres de Reynolds inférieurs à 5000, pour lesquels l'écoulement est supposé laminaire.

Deux cas sont présentés ici:

- Cylindre soumis à un écoulement uniforme à faible nombre de Reynolds:

On étudie un écoulement stationnaire pour trois nombres de Reynolds: 20, 30 et 40.

Les résultats de Diodore-CFD sont comparés aux mesures expérimentales de [1] pour les caractéristiques de l'écoulement et à ceux obtenus numériquement par [11], [15] pour l'effort de traînée sur le cylindre ($C_d = \frac{F_x}{\frac{1}{2}\rho DU^2}$, avec F_x l'effort longitudinal, D le diamètre du cylindre et U la vitesse du fluide à l'infini amont). Le tableau suivant récapitule une partie des comparaisons effectuées.

Re	Coefficient de traînée			Angle de séparation		Longueur du sillage	
	Diodore CFD	Numérique [11]	Numérique [15]	Diodore CFD	Expérience [1]	Diodore CFD	Expérience [1]
20	2.105	2.002	2.045	41.21	44.8	0.9436	0.93
30	1.767	-	-	47.37	50.1	1.5307	1.53
40	1.57	1.508	1.522	51.36	53.5	2.067	2.13

Les valeurs du coefficient de traînée calculées diff rent au plus de 5 % de celles données par [11]. L'effort de portance est nul: l'écoulement calculé est symétrique. Les valeurs de l'angle de séparation (déduit de la position où la vorticité pariétale change de signe) sont en bon accord avec celles données par [1].

La longueur L de la zone de recirculation est estimée par la position du changement de signe de la composante horizontale de la vitesse sur l'axe principal de l'écoulement (en aval du cylindre). Les résultats obtenus sont en bon accord avec les résultats expérimentaux de [1], les plus grands écarts sont de l'ordre de 3 % à Reynolds 40.

Les courbes des profils de vitesse sur l'axe principal de l'écoulement dans le sillage (voir figures 1 et 2), pour les nombres de Reynolds $Re = 20$ et $Re = 40$ confirment la qualité des résultats obtenus.

• Cylindre soumis à un écoulement uniforme à grand nombre de Reynolds:

Pour un nombre de Reynolds supérieur à 60, le sillage observé est de nature instationnaire avec lâchers alternés de tourbillons.

Les calculs obtenus pour $Re = 3000$ sont comparés aux résultats expérimentaux de [2], et aux résultats numériques de [10].

La figure (3) permet de comparer les valeurs expérimentales de la longueur du sillage (L/D) à celles issues du calcul; l'écart maximal est de 8 %. Sur ce type de graphe, on définit la variable t^* à partir du temps physique t de la façon suivante:

$$t^* = \frac{tU}{D} \quad (6)$$

La figure (4) montre les comparaisons de l'évolution dans le temps des coordonnées (A,B) du centre du tourbillon principal. Pour la quantité A/D , l'écart moyen est de 7 % entre les valeurs numériques et celles issues des expériences de [2]. Pour la grandeur $B/2D$, l'écart moyen est de 2.5 %

Les figures (5) et (6) présentent respectivement les comparaisons (expérience-numérique) des profils de vitesse sur l'axe de symétrie de l'écoulement ainsi que les lignes de courant relatives aux zones de circulation (phénomènes α et β décrits dans [1]).

3.2 Mouvements bichromatiques

Plusieurs campagnes de mesures ont été entreprises dans le cadre du projet CLAROM "Amortissement basse-fréquence des structures offshore". L'objectif était de mesurer à l'aide du Générateur de Mouvements Plans (GMP) du bassin d'essais de EC-Nantes, les coefficients d'efforts sur des cylindres de grand allongement. Cela permettait de rendre compte d'écoulements quasi-bidimensionnels. Une section carrée à bords droits et arrondis a été étudiée de façon extensive et on dispose actuellement d'une base de données substantielle. On s'intéresse à la section carrée à bords droits placée dans une cinématique qui combine: 1) un mouvement horizontal à $KC_{bf} = 3$ évoluant à "basse fréquence", et 2) un mouvement à "haute fréquence" prenant place sur une trajectoire verticale à $KC_{hf} = 1.5$. Les nombres de Keulegan-Carpenter sont définis par $KC = \frac{UT}{L}$ où L désigne la longueur d'une l'arête. Les variables U et T sont respectivement l'amplitude de la vitesse et la période de chaque mouvement oscillant. Le rapport des périodes est par ailleurs fixé à $\frac{T_{bf}}{T_{hf}} \approx 2.85$. Cette combinaison peut rendre compte de la cinématique qui se produit autour des pontons submergés de plateformes de type TLP ou semisubmersible. On sait en effet que les mouvements lents de dérive (à basse fréquence) prennent place à des périodes disjointes de celle de la houle (considérée ici comme le mouvement à "haute" fréquence).

Les figures (7) et (8) montrent les signaux temporels des efforts horizontaux et verticaux. L'accord entre les deux résultats numériques est remarquable. Il persiste néanmoins des différences avec les mesures expérimentales sur les extrema de l'effort oscillant vertical. Concernant l'effort horizontal, les signaux numériques montrent des petites oscillations de période approximative $T_{hf}/2$.

3.3 Superposition de mouvements oscillant et uniforme

La superposition de deux courants colinéaires, l'un uniforme et l'autre oscillant, nécessite d'introduire la vitesse réduite: $V_r = \frac{U_{uniforme}}{U_{oscillant}}$. Ce type d'écoulement est décrit de façon extensive dans [16]. Il est noté, en particulier, que la symétrie du sillage dépend étroitement de la vitesse réduite.

Deux simulations sont analysées à $KC = 4$ pour $V_r = 0.5$ et $V_r = 1.3$. Comme l'impose la physique, on constate qu'à $V_r = 0.5$, le courant uniforme n'est pas assez important pour provoquer la dissymétrie de l'écoulement. Les signaux temporels des efforts horizontaux et verticaux sont tracés sur les figures (9) et (10). On note que Diodore CFD fournit un effort transversal F_y nul, ce qui traduit une bonne stabilité numérique, tandis que le même effort, calculé par Aquavic, présente un comportement plus irrégulier; ceci peut être attribué à des effets transitoires.

À $V_r = 1.3$ par contre, les structures tourbillonnaires sont rapidement balayées dans le sens du courant permanent. Les figures (11) et (12) montrent les efforts correspondants. Après une zone transitoire particulièrement stable pour Diodore CFD (l'effort transversal F_y est nul), la dissymétrie apparaît et le sillage, ainsi formé, induit des fluctuations sur les efforts. Dès lors les signaux temporels de F_x se superposent. On note que les efforts transversaux calculés par les deux codes sont symétriques à partir de $Ut/a \approx 110$, où a désigne le rayon du cylindre.

L'analyse du sillage montre par ailleurs que les vortex s'apparient et s'agent à la façon d'une allée alternée. L'analyse spectrale des efforts doit donc mettre en évidence toutes les fréquences liées à la formation du sillage. Les figures (13) et (14) montrent les spectres adimensionnés des efforts horizontaux et verticaux. On note qu'il n'y a pratiquement pas de transmission (à la période T_o d'oscillation du mouvement forcé) entre l'excitation horizontale et la réponse verticale. Par contre, le pic de F_x à la période T_o est encadré par deux pics significatifs de l'effort F_y . Ces derniers prennent place aux périodes $2 \times T_o$ et $\frac{2}{3} \times T_o$. Ce sont précisément ces fréquences qui rendent compte de l'appariement des vortex comme l'indique la figure (15) tirée de [16].

3.4 Etude locale de la vitesse

La mesure du champ de vitesse en un point du fluide, constitue une information relativement "fine" sur les propriétés locales de l'écoulement. Il est donc particulièrement intéressant de comparer les modèles sur cet aspect de la cinématique.

Le champ de vitesse est calculé pour un cercle placé dans un écoulement uniforme à nombre de Reynolds $Re = 1000$. On trouve dans [10] une description détaillée du détachement tourbillonnaire qui se produit pour cette configuration d'écoulement. La littérature semble, par ailleurs, assez pauvre quant aux mesures de vitesses instationnaires dans un sillage ou une couche limite. C'est pourquoi, aucune comparaison n'est faite avec des résultats expérimentaux.

On place le centre du cylindre à l'origine d'un repère cartésien (O, x, y) . Deux régions sont examinées: 1) près de, et dans la couche limite, aux points de mesure $(x/a, y/a) = (0.81, 0.9)$ et $(1.11, 1.22)$ ainsi que 2) dans le sillage, au point de mesure $(x/a, y/a) = (6., 1.88)$.

Il convient de noter que l'écoulement résultant est caractérisé par le nombre de Strouhal $St = \frac{2af}{U}$ et doit rendre compte du détachement alterné -à la fréquence f - des tourbillons dans le sillage. Pour provoquer l'alternance, une perturbation de l'écoulement est introduite à $Ut/a = 3$. Elle consiste en une modification plus ou moins brutale de la direction de l'écoulement.

La comparaison porte sur les deux composantes cartésiennes de la vitesse instantanée. Les signaux temporels sont tracés sur les figures (16) et (17). L'accord sur les vitesses $u_x(t)$ et $u_y(t)$ est qualitativement bon. Le léger déphasage résulte du décalage lors de l'initiation de l'alternance. Les temps de simulation réalisés avec Aquavic sont relativement importants. Cela permet de faire une analyse spectrale des signaux de vitesse par FFT. L'analyse est effectuée sur l'intervalle de temps $Ut/a \in [90, 190]$, à savoir 1024 pas de temps. Les figures (18) et (19) montrent les spectres des deux composantes cartésiennes de la vitesses. On note

principalement la présence de 3 pics. Le fondamental (noté St_0) correspond aux détachements alternés des grosses structures. Les deux autres raies prennent place à des fréquences multiples $2 \times St_0$ et $3 \times St_0$. Ces deux derniers pics révèlent des phénomènes de recirculation relatifs à l'apparition intermittente de tourbillons de petite taille. Ces petites zones tourbillonnaires localisées "coalescent" régulièrement avec les tourbillons les plus gros. Le pic à la fréquence double doit probablement être relié à la période d'oscillation de l'effort de traînée qui s'exerce dans la direction de l'écoulement.

3.5 Ecoulements autour de multi-corps

On étudie l'écoulement autour de deux cylindres identiques de section circulaire. Le domaine fluide total est décomposé en trois sous-domaines: deux domaines représentent le voisinage immédiat des cylindres, le troisième leur complémentaire dans le plan de l'écoulement. Pratiquement un maillage de 15000 cellules est mis en œuvre. La frontière extérieure est placée à 40 rayons du centre des cylindres.

Les effets d'interaction entre les deux cylindres, soumis à l'action d'un écoulement uniforme à $Re = 200$, sont observés pour deux configurations:

- **Cylindres en "tandem":**

L'axe principal de l'écoulement est de même direction que la droite passant par les centres des deux cylindres. La distance entre les centres des deux cylindres, notée d , est égale à 6 rayons. On observe la formation d'une allée tourbillonnaire alternée dans le sillage du cylindre aval. Les tourbillons créés dans le sillage du premier cylindre se rattachent sur la face amont du deuxième cylindre. Sur la figure (20), sont tracées les lignes de courant qui rendent compte de ces phénomènes physiques.

La figure (21) montre l'évolution temporelle des coefficients de traînée s'exerçant sur chacun des cylindres. Après une période transitoire, les coefficients de traînée atteignent un palier. On remarque que la valeur obtenue pour le cylindre aval est négative, ce qui met en évidence un effet de masque créé par le cylindre amont. En retour, le cylindre amont est soumis à un effort moindre que s'il était seul dans l'écoulement.

Les coefficients de traînée donnés par Diodore-CFD, par [13] et [14] sont respectivement 1.06, 0.96 et 0.86 pour le cylindre amont et -0.24, -0.22 et -0.15 pour le cylindre aval.

- **Cylindres "côte à côte":**

L'axe principal de l'écoulement est orthogonal à la droite passant par les centres des deux cylindres.

On étudie l'influence de la distance (d) sur les caractéristiques de l'écoulement. Trois configurations ont été examinées: $d/a = 3, 4$ et 5 . Les résultats obtenus avec le code Diodore-CFD sont comparés à ceux de [13], [14] et [18].

Sur la figure (22), on peut observer l'évolution du nombre de Strouhal en fonction de la distance d . Ce nombre est calculé à partir de la fréquence d'oscillation de l'effort transversal. Les fréquences contenues dans le signal sont mises en évidence en effectuant une analyse spectrale. Il est montré expérimentalement (voir [18]) qu'il existe un espacement critique. En deçà d'une distance $d/R = 4$, on peut identifier des détachements tourbillonnaires qui prennent place à 3 fréquences multiples d'un fondamental. La figure (23) illustre l'écoulement correspondant. Les lignes de courant indiquent une prépondérance du détachement tourbillonnaire alternativement sur le cylindre du haut ou du bas. Au-delà de cet espacement critique, alors que les effets d'interaction s'amenuisent, le lâcher de tourbillons n'a lieu, classiquement, qu'à une seule fréquence.

4 Conclusion

Des comparaisons ont permis de rendre compte des performances de deux modèles de résolution des équations de Navier-Stokes instationnaires, en régime laminaire. Les résultats de validation du code Diodore-CFD portent sur la caractérisation du sillage derrière un cylindre de section circulaire placé dans un écoulement impulsif. L'accord entre les résultats numériques et expérimentaux est remarquable. Des comparaisons ont été ensuite menées entre les deux

programmes sur la modélisation d'écoulements complexes (écoulement bichromatique ou superposition de deux écoulements uniforme et oscillant). Les signaux temporels des efforts sont très bien représentés. L'examen des champs de vitesse dans le voisinage d'un cylindre de section circulaire montre que les propriétés locales de l'écoulement sont aussi bien corrélées. Enfin, des calculs multi-corps montrent que les résultats numériques rendent compte des phénomènes d'interaction autour de deux cylindres.

Les perspectives de développement qu'offrent ces deux codes sont étroitement liées au mode de résolution des équations de Navier-Stokes. **Diodore-CFD** modélise des écoulements quelconques autour de corps tridimensionnels. Dans ce sens, les développements actuels concernent la mise au point de modèles de turbulence et de suivi de surface libre non-linéaire. **Aquavic**, s'il bénéficie de l'atout majeur qu'est la rapidité d'exécution, est cependant limité à des applications bidimensionnelles. Il constitue, néanmoins, un logiciel performant de visualisation et d'élaboration de base de données d'efforts. Une de ses extensions futures portera sur un couplage instationnaire avec un code de tenue à la mer tridimensionnel.

References

- [1] Bouard R. et Coutanceau M., "Experimental determination of the main features of the viscous flow in the wake of a circular cylinder in uniform translation", Part 1, Steady flow, *J. Fluid Mech.* Vol. 2, part 2, pp. 231-256, 1977.
- [2] Bouard R. et Coutanceau M., "The early stage of development of the wake behind an impulsively started cylinder for $40 < Re < 10^4$ ", *J. Fluid Mech.*, Vol. 101, part 3, pp. 583-607, 1980.
- [3] Chorin A.J., "Numerical study of slightly viscous flow.", *J. Fluid Mech.*, Vol. 57, part 4, pp. 785-796, 1973.
- [4] Christiansen J.P., "Numerical simulation of hydrodynamics by the method of point vortices.", *J. Comp. Physics* 13, pp. 363-379, 1973.
- [5] Huse E. "Drag in oscillatory flow interpreted from wake considerations", OTC Houston 1987.
- [6] Jameson A., Schmidt W., et Turkel E., "Numerical Solutions of the Euler Equations by Finite Volume Methods Using Runge Kutta Time Stepping Schemes", AIAA Paper 81-1259, 1981.
- [7] de Jouët C., Viviand H., Wornom S., et Le Gouez J.M., "Pseudo-Compressibility Methods for Incompressible Flow Calculation", 4th International Symposium on Computational Fluid Dynamics, University of California at Davis, 1991.
- [8] de Jouët C., "Développement d'une méthode de pseudo-compressibilité pour le calcul des écoulements de fluide incompressible - Applications aux écoulements instationnaires en présence d'une surface libre", Thèse de doctorat, Université de Nice-Sophia-Antipolis, 1994.
- [9] Lambrakos K.F., Chao J.C., Beckman H. et Branson H.R., "Wake model of hydrodynamics forces on pipelines", *Ocean Engng.*, Vol. 14, No 2., pp 117-136, 1987.
- [10] Lecointe Y., "Contribution à l'étude numérique des écoulements bidimensionnels, visqueux et instationnaires en régime laminaire", Thèse de doctorat, Ecole nationale supérieure de mécanique, 1986.
- [11] Moorty S. et Olson M.D., "A numerical study of low Reynolds number fluid-structure interaction", *J. of Fluids and Structures*, Vol. 3, pp. 37-60, 1989.
- [12] Scolan Y.-M. et Faltinsen O.M., "Numerical prediction of vortex shedding around bodies with sharp corners at arbitrary KC-numbers", 2nd Osaka Colloquium on Viscous Fluid Dynamics in Ship and Ocean Technology, Japan, pp. 305-343, 1991.

- [13] Sclan Y.-M. et Faltinsen O.M., "Numerical prediction of viscous flow around two bodies by a vortex method", Sixth International Conference on Numerical Ship Hydrodynamics, Iowa U.S.A., 1993.
- [14] Slaouti A. et Stansby P.K., "Flow around two circular cylinders by the random-vortex method", J. of Fluids and Structures, Vol. 6, pp. 641-670, 1992.
- [15] Tuann S.Y. et Olson M.D., "Numerical studies of the flow around a circular cylinder by a finite element method.", Computers and Fluids, Vol. 6, pp. 219-240, 1978.
- [16] Verley R.L.P et Moe G., "The forces on a cylinder oscillating in a current.", rapport interne VHL STF60 A79061, 1979.
- [17] Worden K., Stansby P.K., Tromlinson G.R. et Bilings S.A. "On wave force analysis using system identification", Boss 1992.
- [18] Zdravkovich M.M., "The effects of interference between circular cylinders in cross flow", J. of Fluids and Structures, Vol. 1, pp. 239-261, 1987.

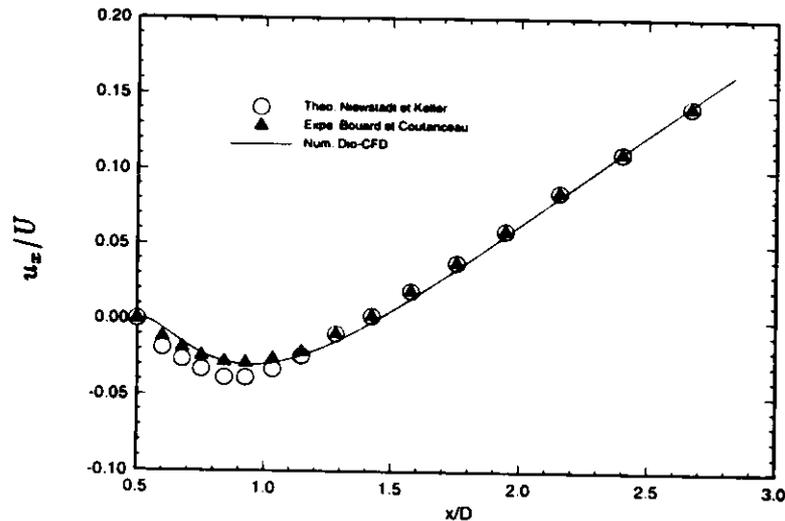


Figure 1: Profils de vitesse sur l'axe principal de l'écoulement, $Re=20$

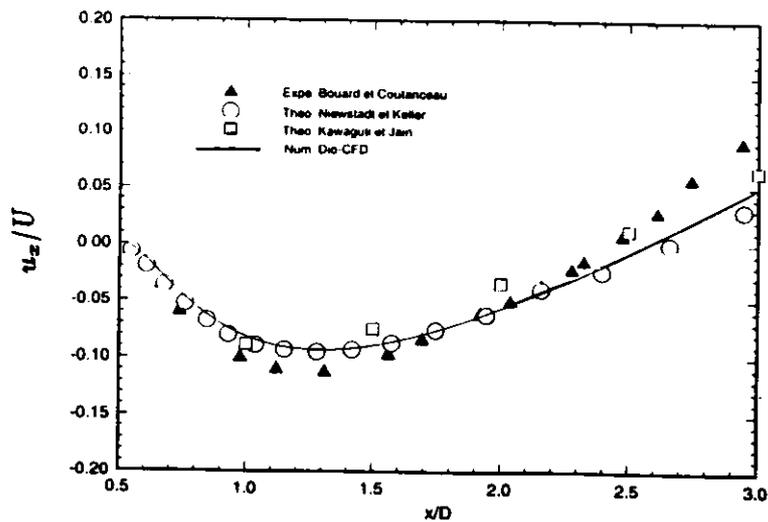


Figure 2: Profils de vitesse sur l'axe principal de l'écoulement, $Re=40$

Fig. 3: Evolution de la longueur du sillage, Re=3000.

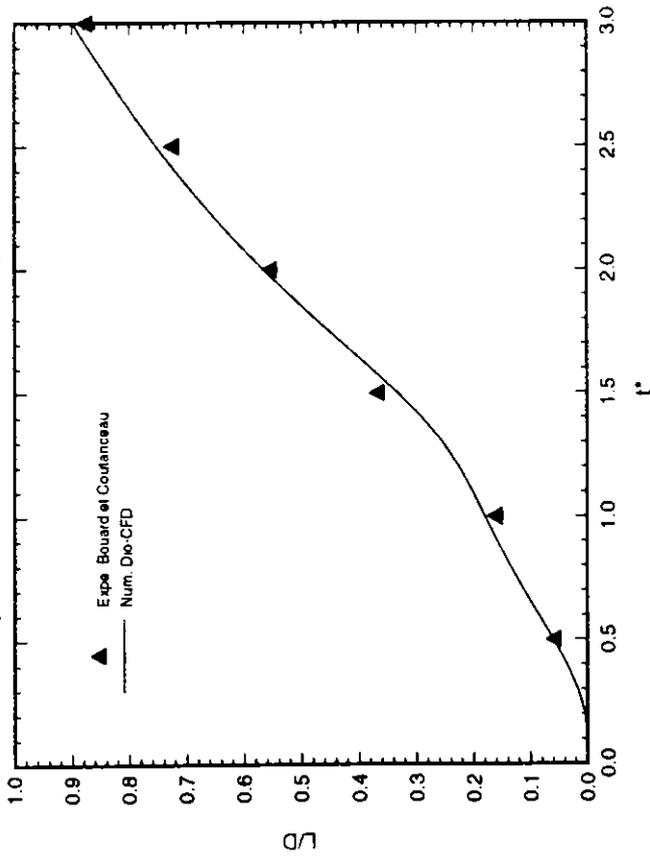


Fig. 4: Evolution des coordonnées du centre d'un tourbillon, Re=3000.

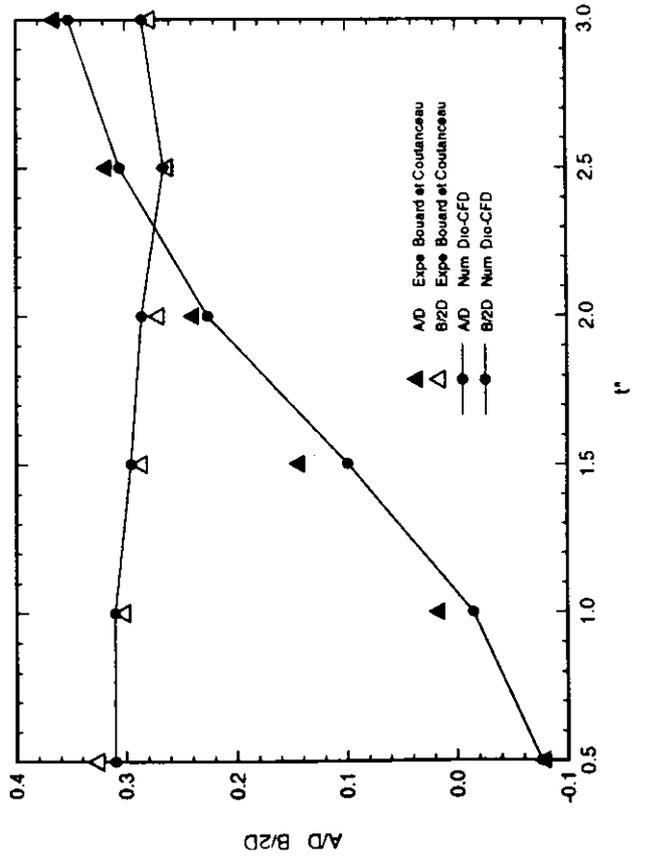


Fig. 5: Profils de vitesse sur l'axe principal de l'écoulement, Re=3000.

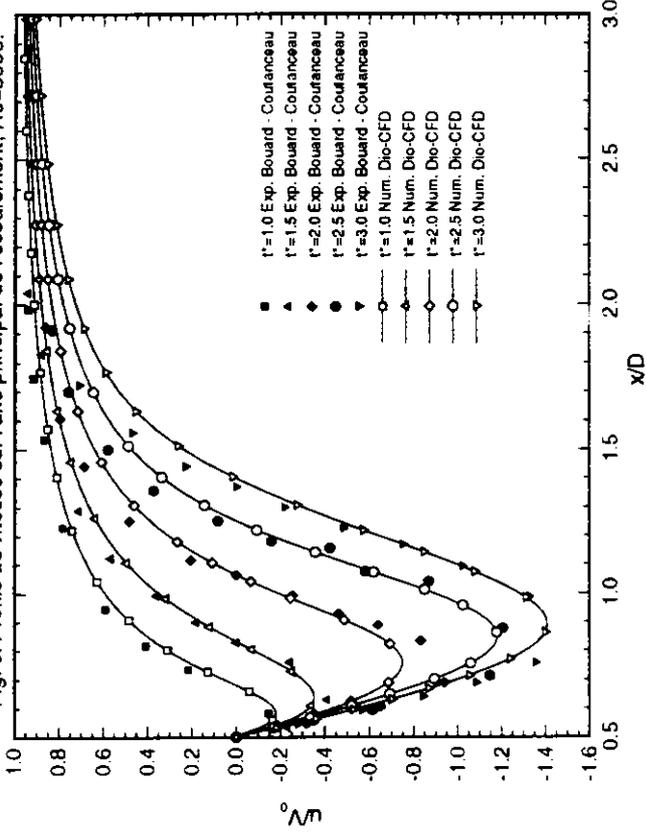
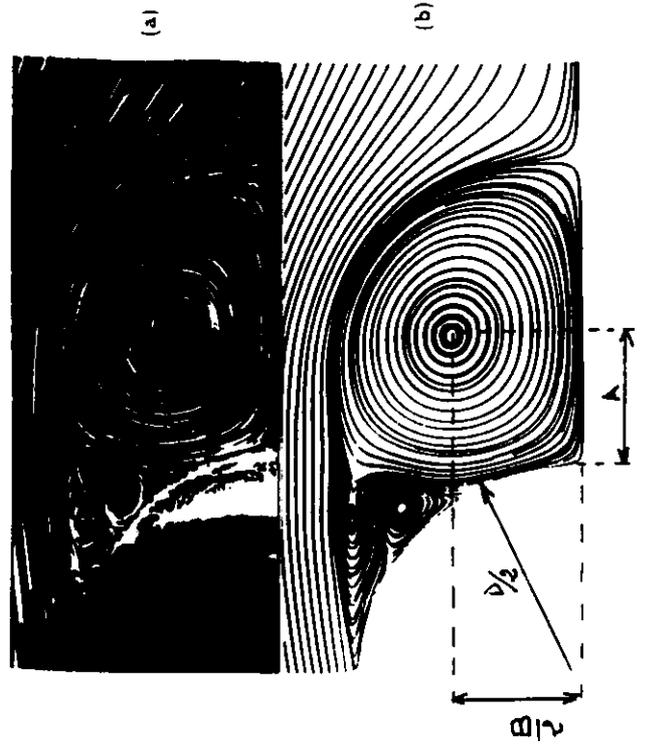


Fig. 6: Comparaison a t*=2.5 des lignes de courant expérimentales (a) et numériques (b), Re=3000.



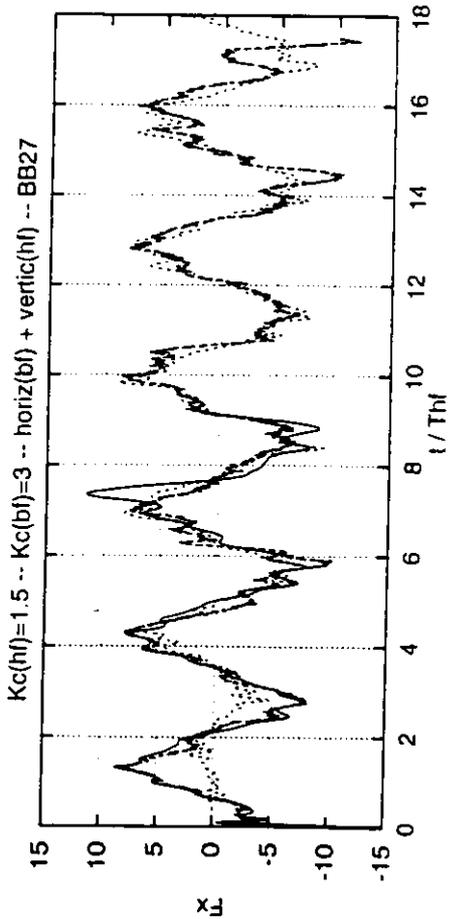


Figure 7: Effort horizontal sur un cylindre de section carrée dans un écoulement bichromatique à $Re = 1000$: mouvement horizontal à $KC_{bf} = 1.5$ et mouvement vertical à $KC_{hf} = 3$ avec $\frac{T_{bf}}{T_{hf}} \approx 2.85$.

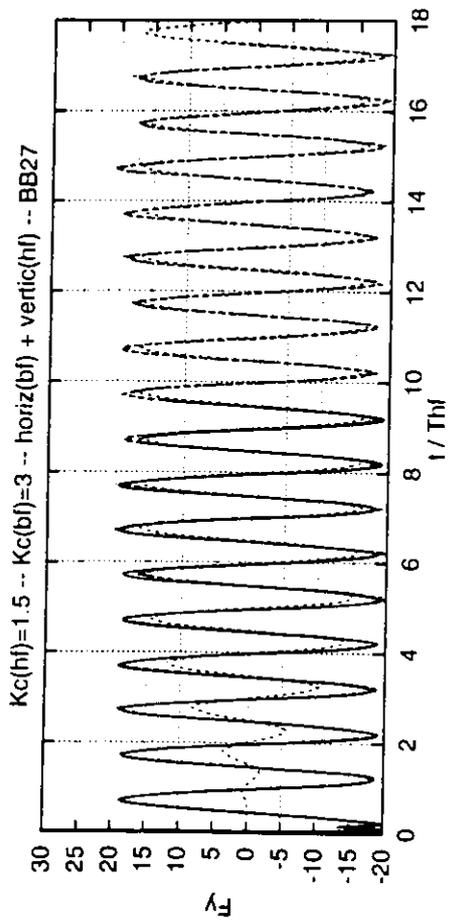


Figure 8: Effort vertical: voir légende figure précédente.

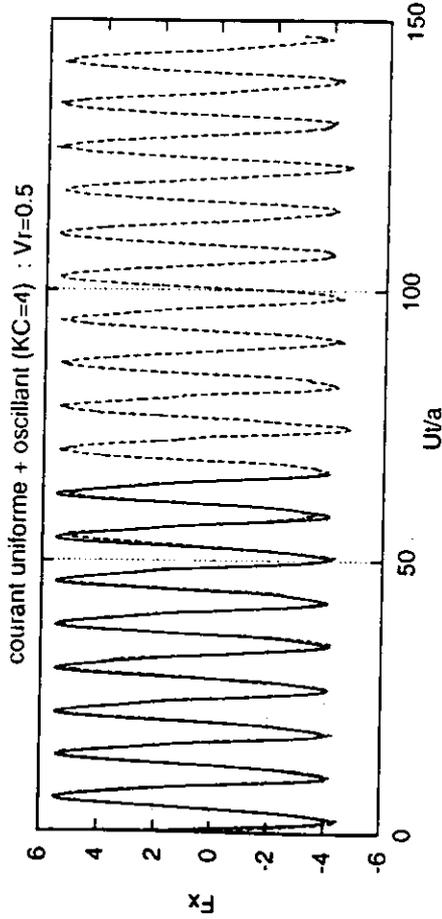


Figure 9: Effort horizontal sur un cylindre de section circulaire dans un écoulement uniforme plus oscillant à $Re = 1200$, vitesse réduite $V_r = 0.5$ et $KC = 4$.

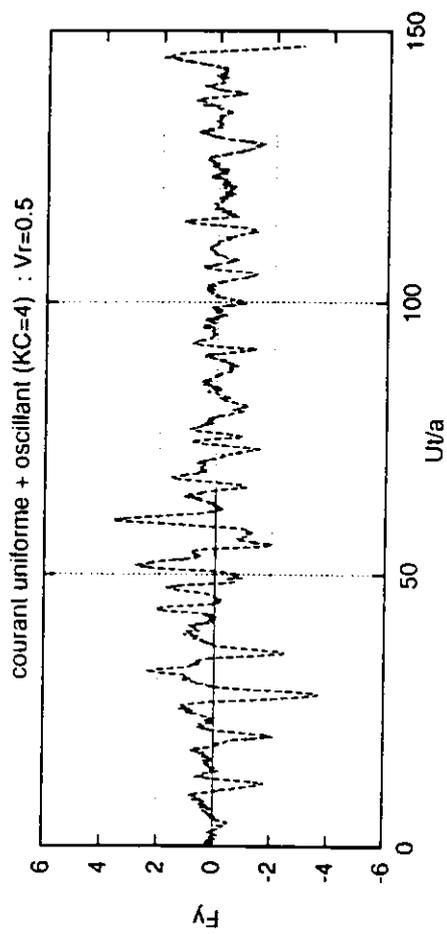


Figure 10: Effort vertical: voir légende figure précédente.

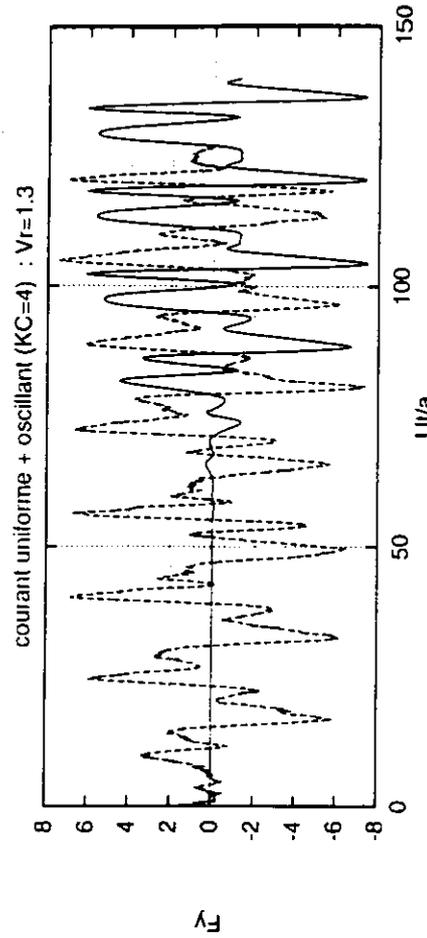


Figure 11: Effort horizontal sur un cylindre de section circulaire dans un écoulement uniforme plus oscillant à $Re = 1200$, vitesse réduite $V_r = 1.3$ et $KC = 4$.

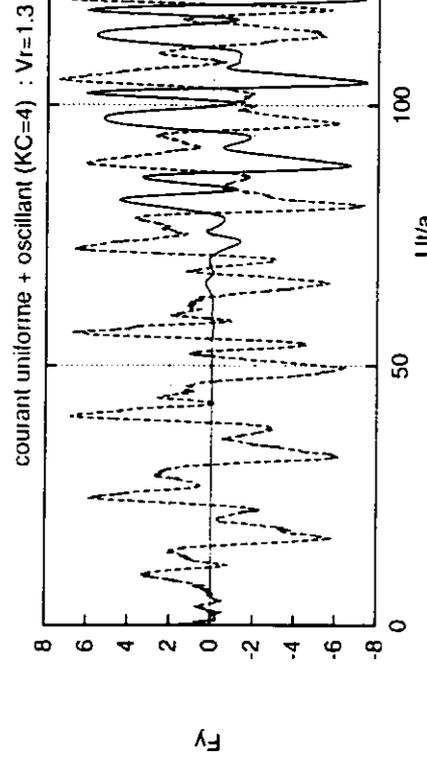


Figure 12: Effort vertical: voir légende figure précédente.

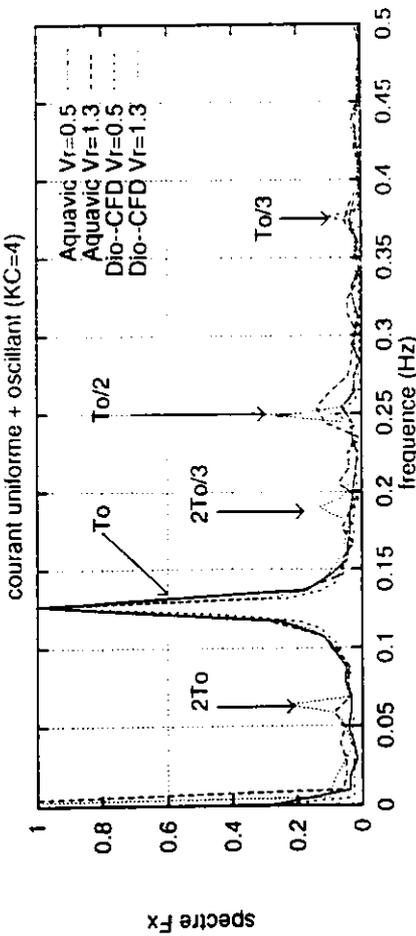


Figure 13: Spectre des efforts horizontaux s'exerçant sur un cylindre de section circulaire placé dans un écoulement uniforme plus oscillant à $Re = 1200$ et $KC = 4$; vitesse réduite: V_r ; période du mouvement forcé: T .

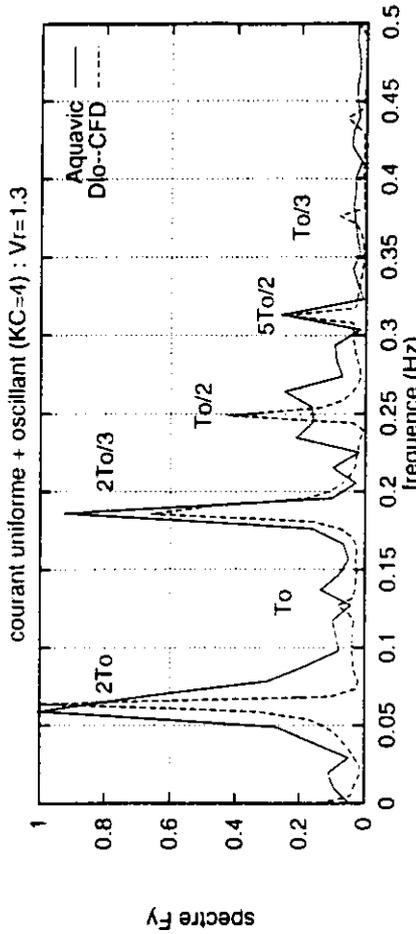


Figure 14: Effort verticaux à vitesse réduite $V_r = 1.3$; voir légende figure précédente.



Figure 15: Appariement des tourbillons dans le sillage d'un écoulement combinant des courants uniforme plus oscillant; tiré de Verley (1979).

--- Aquavic (x=0.81, y=0.90)
 --- Aquavic (x=1.11, y=1.22)
 --- Aquavic (x=6.0, y=1.88)
 --- Dio--CFD (x=0.81, y=0.90)
 --- Dio--CFD (x=1.11, y=1.22)
 --- Dio--CFD (x=6.0, y=1.88)

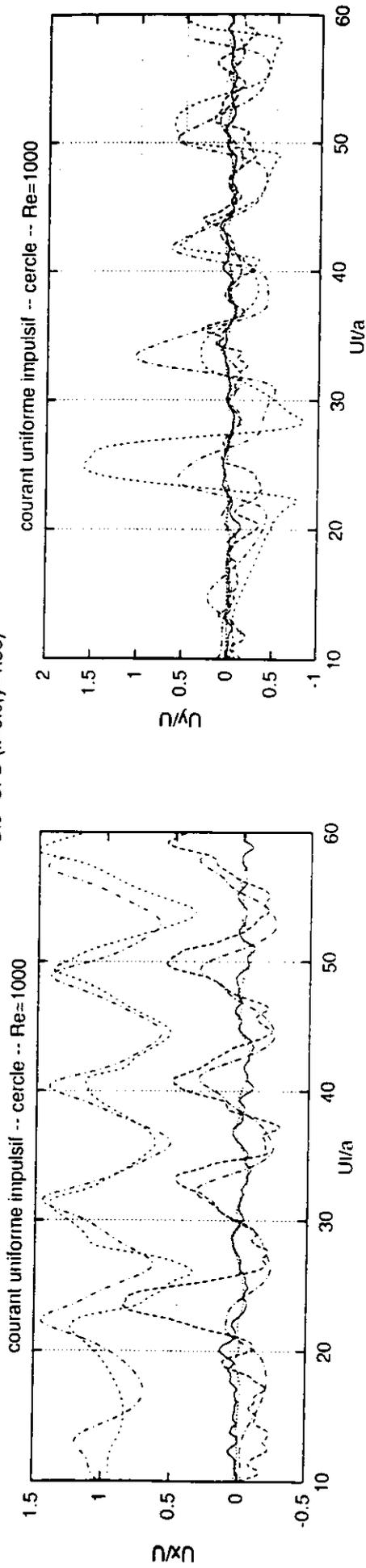


Figure 16: Cylindre en écoulement uniforme à $Re = 1000$; vitesse instantanée $u_x(t)$ aux points de mesure.

Figure 17: Cylindre en écoulement uniforme à $Re = 1000$; vitesse instantanée $u_y(t)$ aux points de mesure.

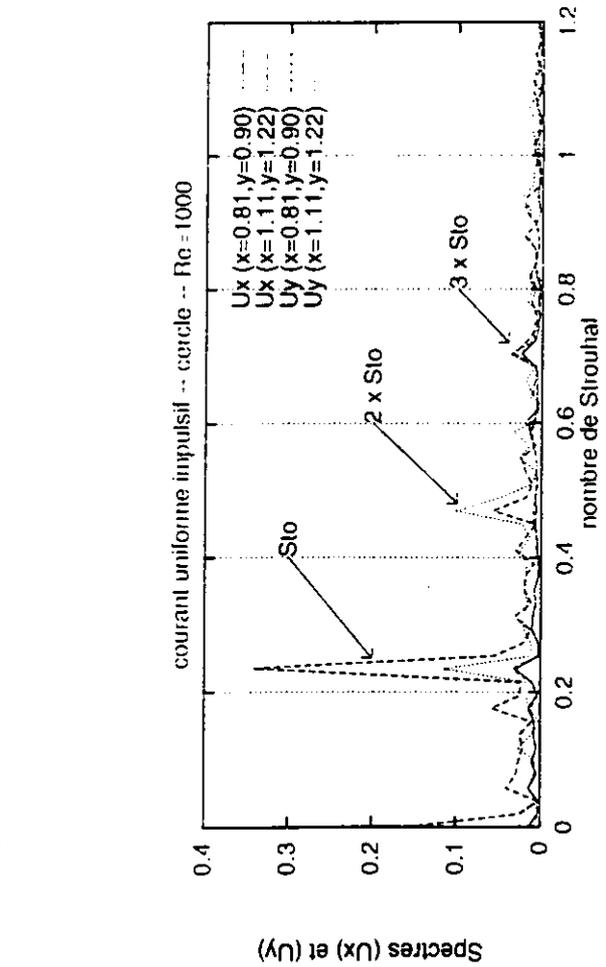


Figure 18: Cylindre en écoulement uniforme à $Re = 1000$; spectre des composantes $u_x(t)$ et $u_y(t)$ de la vitesse aux points de mesure dans la couche limite.

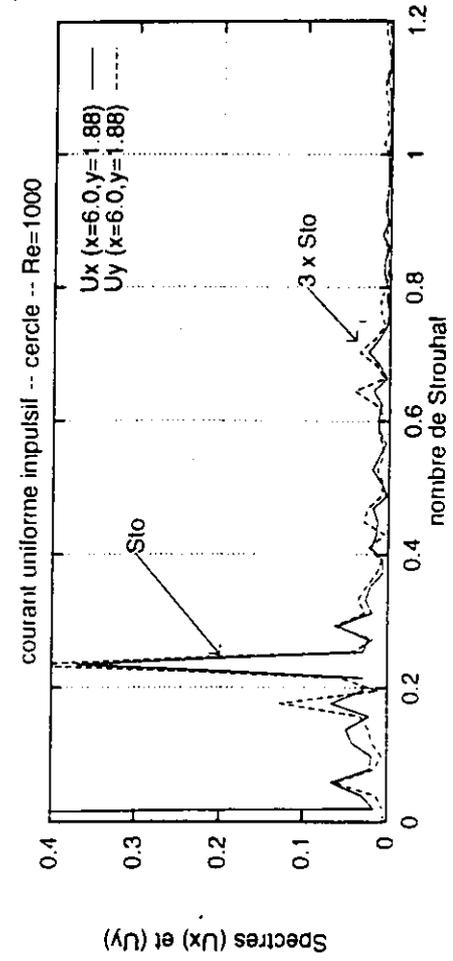


Figure 19: Cylindre en écoulement uniforme à $Re = 1000$; spectre des composantes $u_x(t)$ et $u_y(t)$ de la vitesse aux points de mesure dans le sillage.

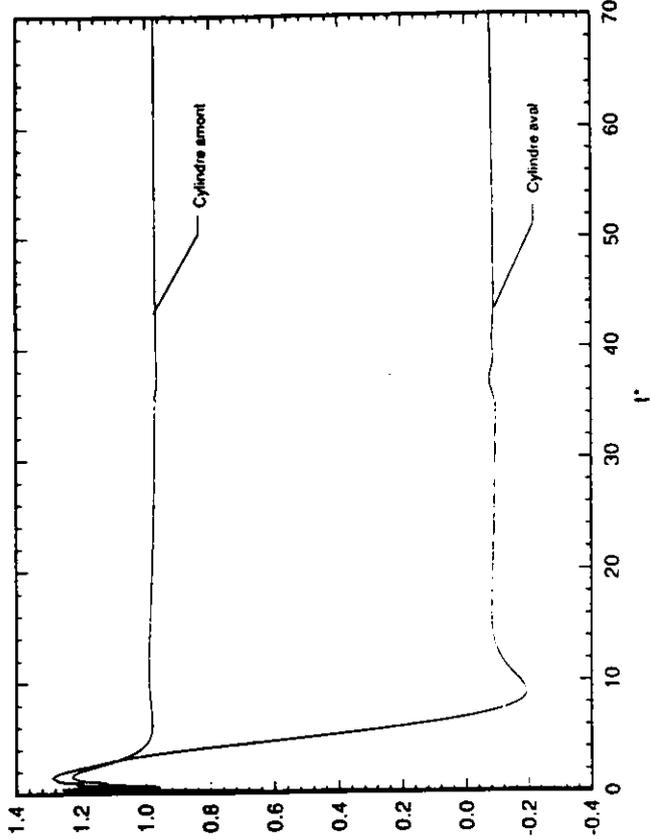


Figure 21: Cylindres en tandem: coefficients de trainée, $d/a = 6$, $Re = 200$.

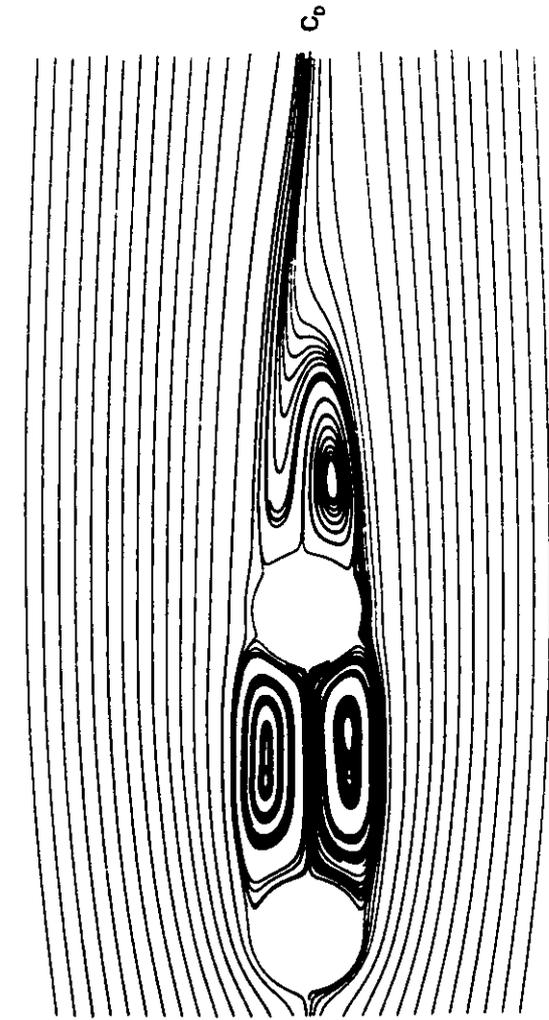


Figure 20: Cylindres en tandem: lignes de courant, $d/a = 6$, $Re = 200$.

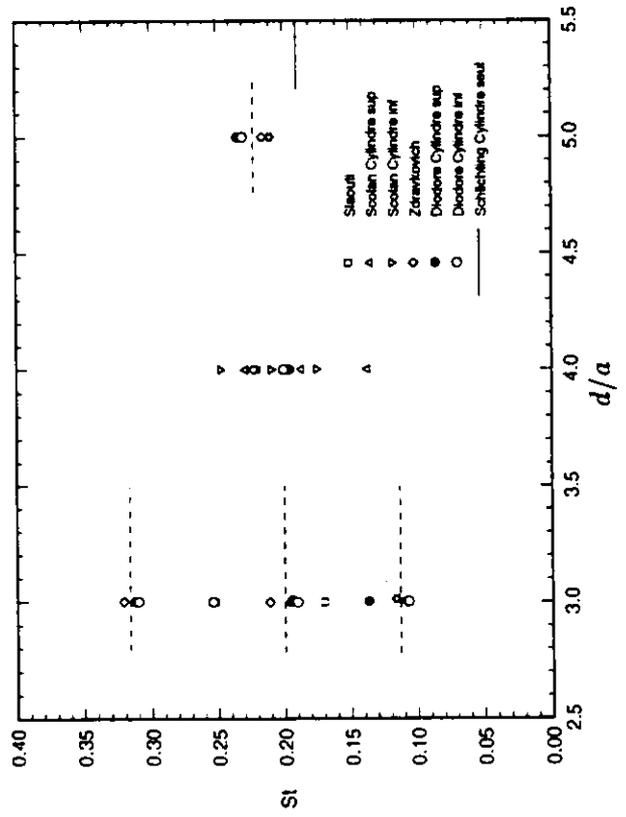


Figure 22: Cylindres côtes à côtes: évolution du nombre de Strouhal en fonction de d/a .

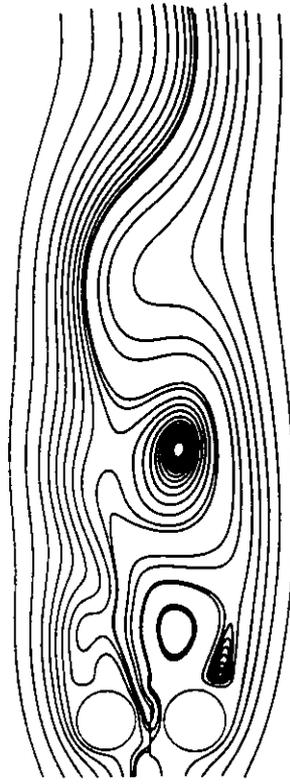


Figure 23: Cylindres côte à côte: lignes de courant, $d/a = 3$, $t^* = 80$.