



Etude numérique de l'intégration d'hydroliennes (à axe vertical) en courant giratoire

**Mathilde BELHACHE¹, Sylvain GUILLOU¹, Dominique MOUAZE²,
Alina SANTA-CRUZ¹, Philippe GRANGERERT¹**

1. Laboratoire Universitaire des Sciences Appliquées de Cherbourg, EA 4253,
Rue Louis Aragon, BP 78, 50130 Cherbourg-Octeville, France.

*mathilde.belhache@unicaen.fr; sylvain.guillou@unicaen.fr ;
alina.santa-cruz@unicaen.fr, philippe.grangeret@unicaen.fr*

2. Centre de Morphodynamique Continentale et Côtière, UMR CNRS 6143 M2C
24, rue des Tilleuls, 14032 Caen, France.

dominique.mouaze@unicaen.fr

Résumé :

L'optimisation de l'emplacement des turbines au sein des fermes hydroliennes dépend de l'effet de l'écoulement perturbé sur les turbines situées en aval. Cet article présente des résultats numériques réalisés avec code de calcul fluent à partir d'une approche RANS sur une géométrie de turbine existante. Le code a été validé par les tests menés en soufflerie sur une pale seule au Sandia National Laboratory (SNL). La courbe de performance de la turbine a été obtenue en imposant la vitesse de rotation. Nous présentons l'évolution du sillage (vitesse et turbulence) selon différentes conditions de fonctionnement et évaluons les paramètres qui influent sur son extension. Nos résultats indiquent que les conditions les plus défavorables pour les turbines situées en aval sont rencontrées pour un paramètre d'avance de 1. Ces conditions permettent de déterminer un espacement minimal entre les turbines de 14 diamètres de turbine.

Mots-clés :

Energies marines renouvelables – Hydroliennes à axe vertical – Fermes hydroliennes – Courants giratoires – Simulation numérique

1. Introduction

Avec la signature du Paquet Energie Climat en 2008, la France s'est engagée à ce que 23% de sa consommation énergétique soit d'origine renouvelable d'ici 2020. Pour répondre à cet objectif ambitieux la contribution des différentes formes d'énergie dont les énergies marines sera nécessaire. La technologie hydrolienne est aujourd'hui en pleine émergence, de nombreux concepts sont en cours de développement car la ressource marémotrice est importante en France.

L'application de la technologie en mer implique d'étudier la configuration spatiale des parcs afin de limiter les pertes de rendement des turbines en aval et augmenter l'efficacité de la ferme. Le coût des installations offshore est tel qu'il est crucial de

savoir utiliser l'espace de manière optimale. De nombreux auteurs se sont penchés sur cet aspect pour l'éolien comme pour l'hydrolien selon différentes approches : expérimentales (MYERS & BAHAJ, 2010), simulations numériques de l'écoulement (BAI *et al.*, 2009) ou par une approche couplée (GERMAIN *et al.*, 2010 ; MYCEK *et al.*, 2011). On peut également citer l'utilisation d'algorithmes génétiques prenant en compte le coût d'installation (MARMIDIS *et al.*, 2008 ; EKONOMOU *et al.*, 2012).

Il existe deux grands types de turbines, les turbines à flux axial (axe horizontal) et à flux transverse (axe vertical). Dans le cas de turbines à flux axial, telle que l'hydrolienne Seagen (Marine Current Turbine Ltd) qui ne fonctionnent que dans des conditions de courant unidirectionnel, différents agencements ont été étudiés montrant que la configuration en quinconce est la plus avantageuse puisque les turbines placées en aval ne subissent pas l'influence du sillage de la turbine située immédiatement en amont (ANTHEAUME *et al.*, 2007 ; JOHNSTONE *et al.*, 2011 ; BAI *et al.*, 2009). Ce type de configuration n'est plus aussi intéressant lorsque le courant change de direction puisqu'il y aura toujours certaine période de temps pour lesquelles la turbine en aval se trouvera directement dans l'alignement du sillage de la turbine en amont. Les hydroliennes de type Darrieus présentent l'avantage de fonctionner quelque soit la direction du courant, ce qui est intéressant pour capter l'énergie des courants giratoires de marée.

Nous étudions ici l'hydrodynamique autour deux hydroliennes de ce type nous nous plaçons dans le cas le plus défavorable c'est-à-dire lorsque la turbine en aval se trouve dans l'alignement de la turbine en amont. Nous étudions la distance critique (exprimée en diamètre de turbine) à partir de laquelle le fluide récupère assez d'énergie cinétique pour assurer un rendement satisfaisant des turbines situées en aval de l'écoulement

2. Méthode

2.1 Géométrie de l'hydrolienne

La turbine étudiée possède les mêmes dimensions que la turbine à axe vertical KOBOLD (COIRO *et al.*, 2005) brevetée par la société Italienne Ponte Di Archimede S.p.A, testée en mer depuis 2004 dans le détroit de Messine (Italie) dans le cadre du projet Enermar. Le prototype possède trois pales de 0,4 m de corde (c) et le diamètre de la turbine est de 6m ce qui correspond à une solidité ($\sigma=Nc/R$, où N est le nombre de pale et R le rayon de la turbine) de 0,4. Le profil utilisé ici est un profil NACA0012. Seules les pales sont représentées.

2.2 Méthode numérique

L'écoulement autour des turbines est étudié au moyen de simulations bidimensionnelles réalisées avec le code de calcul Fluent. Le code Fluent résout les équations de Navier-

Stokes avec une approche RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes). Le modèle turbulent utilisé est le modèle $k-\omega$ SST (Shear Stress Transport Model). Il utilise le modèle $k-\omega$ en zone de proche paroi et le modèle $k-\varepsilon$ dans les zones loin des parois. Ceci nécessite un maillage très fin à la paroi. Il est plus robuste et plus précis que les modèles standards en moyenne de Reynolds (URANS) et permet de simuler la turbulence à la paroi, la turbulence dans le proche sillage et le sillage développé (VERMEER *et al.*, 2003). Le domaine de calcul étant bidimensionnel, les pales sont supposées de longueur infinie, ce qui aura pour conséquence une sous-estimation de la force de trainée notamment en bout de pale.

2.3 Démarche

Les paramètres d'entrée du modèle turbulent ainsi que la précision du maillage ont tout d'abord été défini à partir de simulations effectuées de manière statique sur une pale seule pour différents angles d'attaque en considérant les travaux expérimentaux de référence menés au Sandia National Laboratory. Cette procédure est reprise dans les travaux récents de modélisation de CONSUL *et al.* (2009), et BERI & YAO, (2011). Ces paramètres déterminés, nous avons ensuite étudié l'écoulement autour d'une hydrolienne en mouvement afin de caractériser son comportement (courbe de performance) et de décrire le sillage produit en aval pour différentes conditions de fonctionnement.

3. Ecoulement autour d'une pale

Une pale est placée dans une veine d'essai. L'écoulement incident est fixé au regard des expériences de références (intensité turbulente de 0,015% ; rapport de viscosité turbulente de 200). Un maillage évolutif est employé. Les mailles les plus fines sont situées autour de la pale où un maillage de couche limite en "O" est disposé. Une condition d'adhérence est imposée à la paroi de la pale. Ce maillage servira de base pour les simulations de la turbine complète. Les simulations sont réalisées pour un nombre de Reynolds de pale $Re_c=1 \times 10^6$ ($Re_c=\omega Rc/\nu$, où ν représente la viscosité cinématique du fluide) et pour différents angles d'attaque et comparées avec les tests menés en soufflerie au Sandia National Laboratory (SHELDAHL & KLIMAS, 1981). La figure 1 montre les coefficients de trainée et de portance. Jusqu'au décrochement, qui se produit autour d'un angle d'attaque de 12° , les résultats numériques suivent assez bien les données expérimentales. En revanche lorsque l'on dépasse l'angle critique de décrochement, on observe une surestimation importante de la trainée. Il en est de même pour la portance mais dans une moindre mesure. Le modèle présente cependant la capacité de décrire de manière assez fidèle les tendances d'évolution de ces deux grandeurs.

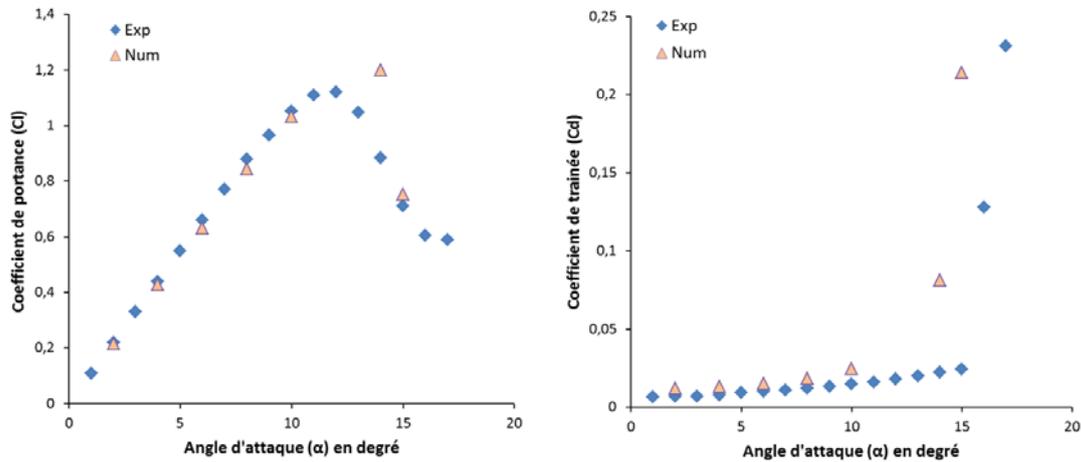


Figure 1. Coefficients de traînée et de portance pour une pale de type NACA0012 pour $Re_c=1000000$. Comparaison des résultats numérique (num) et expérimentale (exp) du Sandia National Laboratory

4. Écoulement autour d'une hydrolienne

Pour les simulations autour de l'hydrolienne, le domaine de calcul s'étend à 5 diamètres en amont de la turbine et à 15 diamètres en aval. Les bords du domaine sont situés latéralement à une distance de 2,5 diamètres de la turbine. Le domaine est divisé en deux parties : un domaine fixe et un domaine glissant englobant la turbine et permettant de simuler la rotation (sliding mesh). Les deux sous-domaines sont séparés par une interface glissante. Le maillage utilisé est un maillage non structuré (figure 2) constitué de 166572 éléments dont 155984 sont répartis dans la partie mobile autour de la turbine. La grille comporte plusieurs degrés de raffinement à mesure que l'on s'approche des pales en évitant les transitions trop brutales. Un maillage de couche limite en "O" a été réalisé. Les conditions appliquées en limites du domaine sont : une vitesse et une pression imposées respectivement en entrée et en sortie ; une condition de symétrie est appliquée sur les bords latéraux ; et les pales subissent un mouvement de rotation imposé autour de l'axe de la turbine. La condition de symétrie imposée aux parois latérales du canal, associée à un rapport de blocage de 20%, sont des conditions suffisantes en 2D pour limiter les effets de paroi.

Le comportement d'une hydrolienne se caractérise par sa courbe de performance, qui donne le coefficient de performance (C_p) pour différents paramètres d'avance ($\lambda=R\omega/U_\infty$, où ω représente la vitesse de rotation (rad s^{-1}) et U_∞ la vitesse amont de l'écoulement). La courbe s'obtient généralement pour un nombre de Reynolds donné. La vitesse de rotation (ω) est ici de $0,93 \text{ rad s}^{-1}$ pour $Re_c=1 \times 10^6$.

La courbe obtenue (figure 3) correspond bien à la forme caractéristique. Les faibles performances sont obtenues pour de faibles λ en raison des décrochements tourbillonnaires. La courbe atteint son maximum, $C_p=0,37$, pour $\lambda=3$ avant de fléchir avec les plus grandes valeurs du paramètre d'avance.

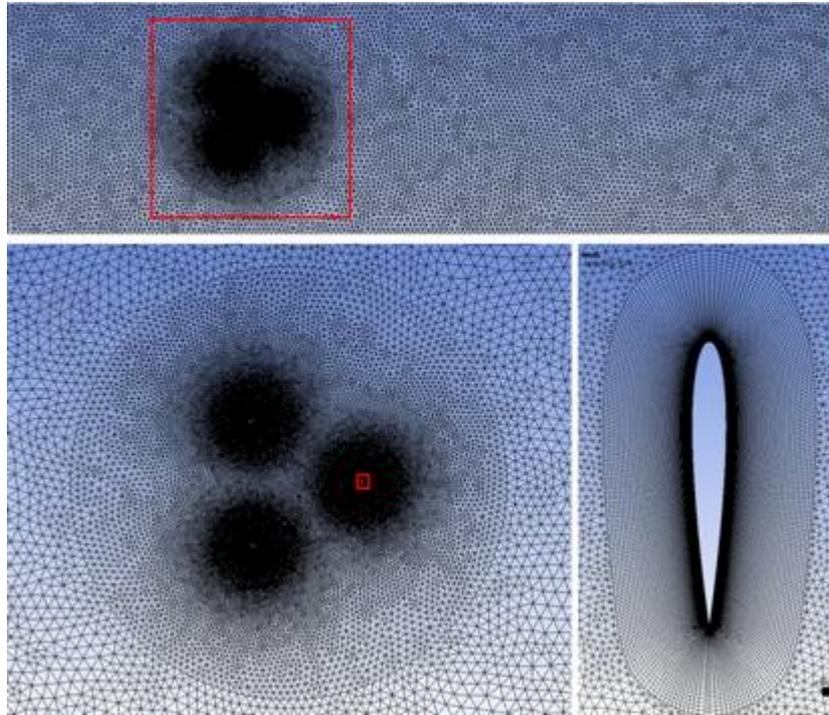


Figure 2. Détails du maillage autour de l'hydrolienne.

Tableau 1. Correspondance λ -vitesse d'entrée ($\omega=0.93$ rad/s)

λ	1	2	3	4	5	6
U_∞	2,79	1,4	0,93	0,7	0,558	0,456

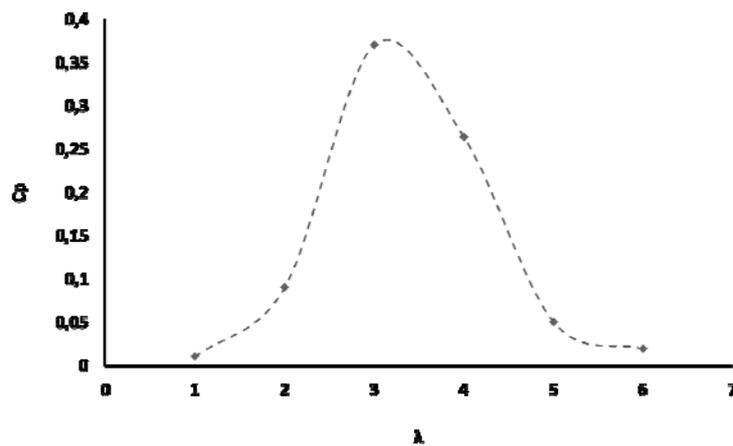


Figure 3. Courbe de performance pour $Re_c=1000000$.

La figure 4, présente les profils de vitesse axiale le long de la ligne médiane pour différents paramètres d'avance. Pour de petites valeurs du paramètre d'avance ($\lambda=1$ et $\lambda=2$), on remarque des oscillations de vitesse en arrière de la turbine. Ceux-ci

correspondent à des lâchers tourbillonnaires. En effet les pales sont exposées à des angles d'attaque importants. Ces oscillations n'existent plus à partir de $\lambda=3$. D'autre part, on constate que le sillage grandit avec les faibles paramètres d'avance puisque pour $\lambda=1$, l'écoulement récupère son énergie cinétique initiale au bout de 14D, alors que pour $\lambda=4$, il la récupère uniquement au bout de 4D.

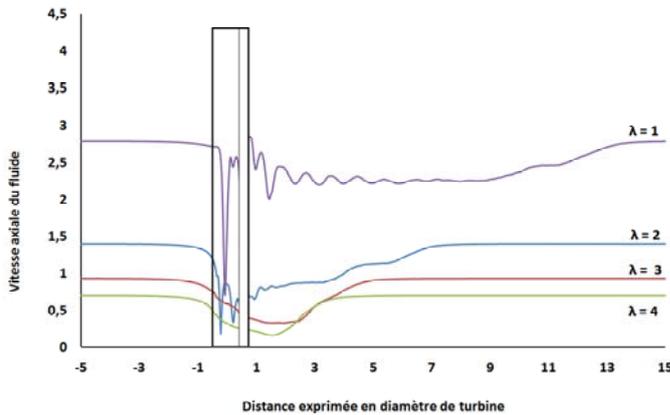


Figure 4. Profils de vitesse au niveau de la ligne médiane pour différents paramètres d'avance ($Re_c=1000000$).

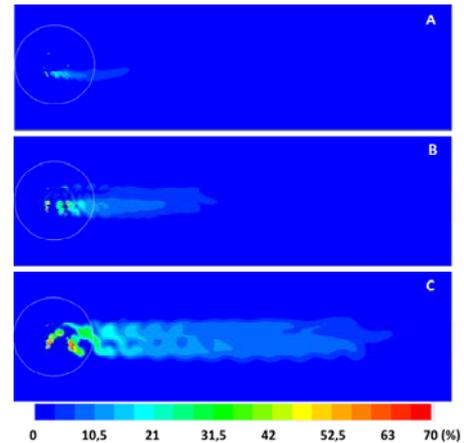


Figure 5. Intensité turbulente (%) pour $\lambda=3$ (A), $\lambda=2$ (B), $\lambda=1$ (C).

Si l'on s'intéresse à l'intensité turbulente (figure 5), il est possible de faire le même constat. L'intensité turbulente du sillage est plus importante et est transportée plus loin en aval pour les petites valeurs du paramètre d'avance. A l'inverse, pour les plus grandes valeurs du paramètre d'avance, l'intensité turbulente est faible et s'atténue rapidement.

5. Discussion et Conclusion

Les résultats montrent que l'extension du sillage est liée à la vitesse amont du courant, plus celle-ci est importante plus les perturbations liées à la turbine seront transportées loin en aval. L'intensité turbulente en entrée du domaine est quasi nulle. La turbulence engendrée au niveau du passage de l'hydrolienne est dissipée lorsque le fluide retrouve son énergie. Les perturbations les plus importantes correspondent aux faibles paramètres d'avance pour lesquels les décrochements tourbillonnaires prédominent. Ainsi, dans le cas de la turbine étudiée, la distance critique la plus défavorable entre les hydroliennes correspondent à $\lambda=1$, le fluide récupère alors son énergie cinétique initiale au bout de 14 diamètres de turbine. Ceci est valide dans le cas de l'étude présente. Cependant, une hydrolienne placée dans un courant alternatif ou giratoire de type marée subit un courant qui évolue en intensité dans le temps. Le courant le plus fort n'est pas forcément celui qui fournira le plus d'énergie car n'intervenant que sur un court laps de

temps ou n'intervenant que rarement dans l'année (forts coefficients). De plus ceci est particulier à un site donné. Aussi une étude complète de la distance minimale entre deux turbines devrait être faite en réalisant les courbes de performances pour différents écoulements incident qui reflèteraient les variations des courants de marée et en intégrant l'occurrence de ces derniers.

Les simulations présentées ont été effectuées à vitesse de rotation imposée en faisant varier la vitesse d'entrée. Dans un écoulement naturel, la vitesse de rotation est liée à la capacité de la turbine à capter l'énergie mécanique de l'écoulement, et donc est liée à la vitesse de l'écoulement (ici U_∞) et à la conception de celle-ci. La vitesse de rotation est susceptible de fluctuer autour d'une valeur moyenne pour une vitesse d'entrée fixée. Les fluctuations pouvant être reliée au nombre de pales. De plus, lorsque le courant s'intensifie la turbine peut accélérer. On peut donc s'interroger sur une caractérisation de la performance de la turbine basée sur une vitesse de rotation imposée.

Une solution pourrait être de considérer le mouvement de rotation comme un résultat de calcul en imposant la vitesse d'entrée U_∞ . Ceci nécessite d'intégrer aux simulations l'inertie de la turbine et donc de résoudre une équation de mouvement de celle-ci. Ceci est rendu possible avec le solveur "6 degree of freedom" (SDOF). Celui-ci calcul le déplacement de la turbine à partir des propriétés de masse de la machine, des forces de pression et de frottement sur les pales. Cette procédure est cependant plus gourmande en temps de calcul.

Nous travaillons actuellement sur ce type de simulations. Nous ferons alors une étude comparative entre cette méthode et celle employée dans la communication. Des mesures en canal ou en soufflerie viendront conforter les résultats. Des simulations avec plusieurs hydroliennes seront alors réalisées. Une attention particulière sera portée à l'étude des oscillations du couple moteur. Ces oscillations dépendent de la turbulence du sillage et de la turbulence du milieu ambiante qui, en conditions naturelles, peut fluctuer pour des raisons inattendues (MARMIDIS *et al.*, 2008).

6. Remerciements

Cette étude est financée conjointement par la Région Basse-Normandie et la société WIBEE (Wind Building Engineering). Nous remercions le Syndicat Mixte du Cotentin pour le financement des moyens de calcul.

7. Références bibliographiques

- ANTHEAUME S., MAITRE T., ACHARD J.L. (2007). *Optimisation d'une ferme d'hydrolienne à axe de rotation transverse*. 18e Congrès Français de Mécanique. Grenoble, 27-31 août 2007.
- BAI L., SPENCE R.R.G., DUDZIAK G. (2009). *Investigation of the influence of Array Arrangement and Spacing on Tidal Energy Converter (TEC) Performance using a 3-*

Dimensional CFD Model. Proceedings of the 8th European Wave and Tidal Energy Conference, Uppsala, Sweden, 2009.

BERI H., YAO Y. (2011). *Numerical Simulation of Unsteady Flow to Show Self-Starting of Vertical Axis Wind Turbine Using Fluent*. Journal of Applied Sciences. doi:10.3923/jas.2011.962.970

COIRO D.P., DE MARCO A., NICOLOSI F., MELONE S., MONTELLA F. (2005). *Dynamic behaviour of the patented Kobold tidal current turbine: Numerical and experimental aspects*. Acta Polytechnica, Vol. 45 n° 3.

CONSUL C. A., WILLDEN R.H.J, FERRER E., McCULLOCH M.D. (2009). *Influence of Solidity on the Performance of a Cross-Flow Turbine*. Proceeding of the 8th European Wave and Tidal Energy Conference, Uppsala, Sweden.

EKONOMOU L., LAZARIU S., CHATZARAKIS G.E., VITA V. (2012). *Estimation of wind turbines optimal number and produced power in a wind farm using an artificial neural network model*. Simulation Modelling Practice and Theory, Vol. 21 pp 21-25. doi:10.1016/j.simpat.2011.09.009

GERMAIN G., MAGANGA F., GAURIER B., FACQ JV., BACCHETTI T., PINON G., RIVOALEN E., ETANCELIN J.M. (2010). *Vers une caractérisation réaliste des conditions de fonctionnement des hydroliennes*. 12^e Journées de l'hydrodynamique, Nantes, 17-19 novembre 2010.

JOHNSTONE C.M., MCCOMBES T., BAHAJ A. S., MYERS L., HOLMES B., Holm, J.P. KOFOED J.P., BITTENCOURT C. (2011). *EquiMar: Development of Best Practices for the Engineering Performance Appraisal of Wave and Tidal Energy Converters*. 9th European Wave and Tidal Energy Conference Series - EWTEC 2011 - 5-9 September 2011, University of Southampton, UK.

MARMIDIS G., LAZAROU S., PYRGIOTI E. (2008). *Optimal placement of wind turbines in a wind park using Monte Carlo simulation*. Renewable Energy, Vol. 33, pp 1455-1460. doi:10.1016/j.renene.2007.09.004

MYCEK P., GAURIER B., GERMAIN G., LOTHODE C., PINON G., RIVOALEN E. (2011). *Caractérisation numérique et expérimentale des interactions entre deux hydroliennes*. Conférence Méditerranéenne Côtière et Maritime. Edition 2, Tanger, Maroc, pp 431-436. doi:10.5150/cmcm.2011.088

MYERS L.E., BAHAJ A.S. (2010). *Experimental analysis of the flow field around horizontal axis tidal turbines by use of scale mesh disk rotor simulator*. Ocean Engineering 37 pp 218-227. doi:10.1016/j.oceaneng.2009.11.004

SHELDAHL R.E., KLIMAS P.C. (1981). *Aerodynamic characteristics of seven symmetrical airfoil sections through 180-degree angle of attack for in aerodynamic analysis of vertical axis wind turbines*. Sandia National Laboratories.

VERMEER L.J., SØRENSEN J.N., CRESPO A. (2003). *Wind turbine wake aerodynamics*. Progress in Aerospace Sciences, Vol. 39, pp 467–510. doi:10.1016/S0376-0421(03)00078-2