

# Corrélations

---

A cette étape de l'étude, il est opportun de rappeler les objectifs de nos travaux :

La relation d'Euler permet d'exprimer le travail théorique récupéré par le fluide à la traversée de la roue mobile d'une pompe, en fonction des conditions d'écoulement monophasique à l'entrée et à la sortie. De nombreux auteurs ont fourni dans le cas d'un écoulement monophasique des lois empiriques permettant de déterminer l'angle que fait l'écoulement à la sortie de la roue, en fonction des paramètres géométriques.

Nous pouvons citer par exemple :

- Howell et Carter, Naca, ... pour les grilles compresseur (c'est-à-dire des grilles dont les canaux forment des divergents).
- Ainley-Mathieson, Graig-Cox, ... pour les grilles turbines (c'est-à-dire des grilles dont les canaux forment des convergents).

Pour le cas d'écoulement diphasique liquide / gaz, très peu d'auteurs proposent des corrélations ou des lois empiriques permettant d'exprimer l'angle de la phase dispersée en fonction de la phase continue, ou encore des corrélations qui permettent de prédire la modification de l'angle de l'écoulement de la phase continue en présence de gaz.

L'objectif des nos travaux est de définir l'impact des conditions d'entrée sur l'évolution de ces deux angles. Ainsi, une loi empirique pourrait être proposée, à partir des résultats de la simulation numérique. Finalement cette loi peut être injectée dans un facteur de correction définie par IFPEN pour le cas de ses pompes polyphasiques axiales, appelée Efficacité diphasique et noté  $E_c$ .

Afin d'établir un lien entre les angles  $\beta_{2gaz}$  et  $\beta_{2liq}$  à la sortie de la grille d'aubes, nous représentons sur les figures 110 et 111,  $\overline{\beta_{2gaz}}$  et  $\overline{\beta_{2liq}}$  en fonction du GVF pour les cas où le diamètre des bulles est fixé à  $d_{bulle} = 200 \mu m$  et pour les débits Q1 et Q2 défini au paragraphe précédent. Les valeurs moyennes des angles beta ont été pondérées avec la vitesse débitante de l'écoulement.

Sur ces figures, on peut constater quel que soit le débit, que  $\overline{\beta_{2gaz}}$  ne varie presque pas avec le GVF. On peut donc le considérer comme indépendant du GVF. Tandis que  $\overline{\beta_{2liq}}$  diminue avec le GVF jusqu'à 20% et au delà,  $\overline{\beta_{2liq}}$  devient indépendant du GVF comme nous l'avons déjà souligné plus haut.

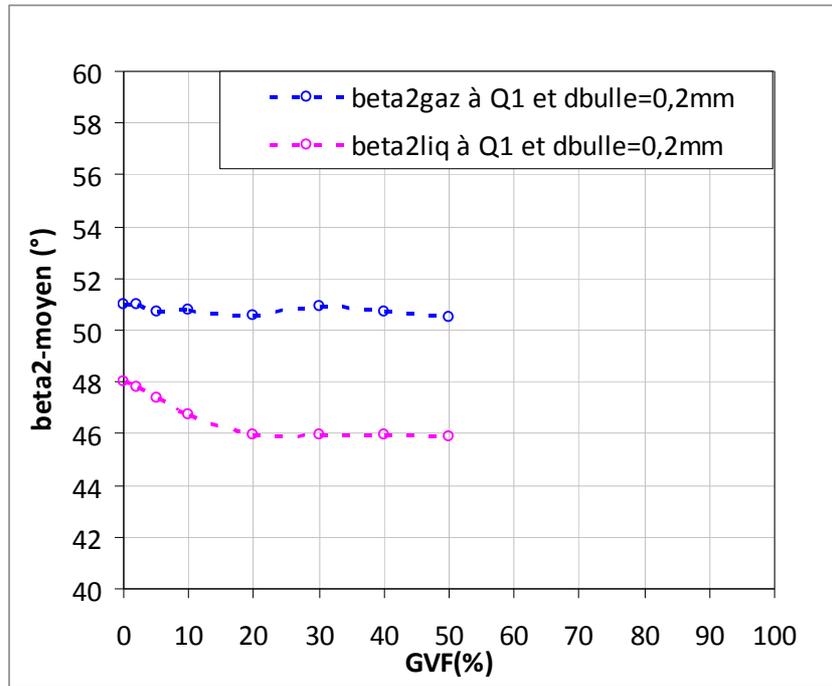


Figure 110: Angles  $\overline{\beta}_{2\text{gaz}}$  et  $\overline{\beta}_{2\text{liq}}$  en fonction du GVF au débit Q1

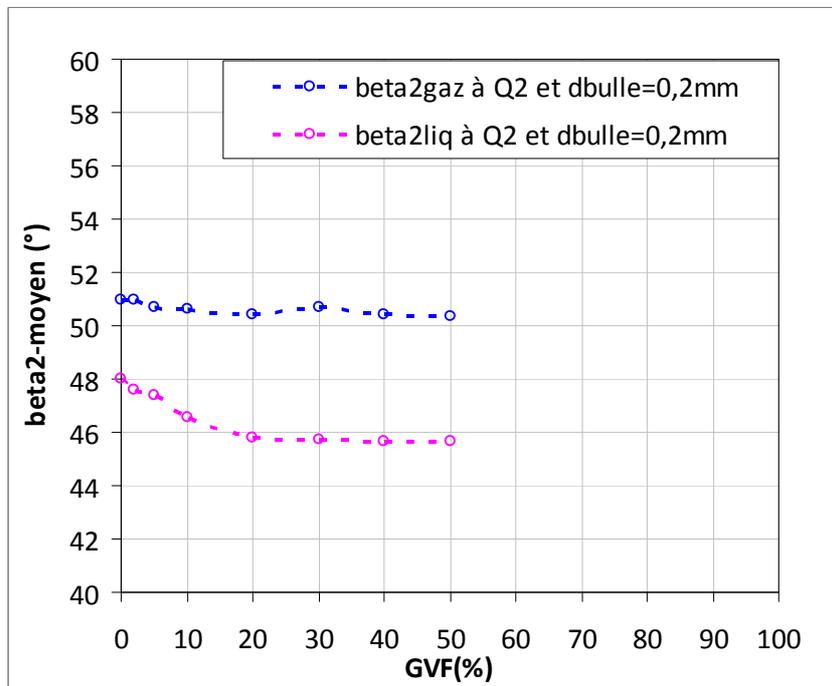


Figure 111: Angles  $\overline{\beta}_{2\text{gaz}}$  et  $\overline{\beta}_{2\text{liq}}$  en fonction du GVF au débit Q2

Ainsi la démarche que nous avons suivie pour relier  $\beta_{2gaz}$  et  $\beta_{2liq}$  est donc la suivante :

- nous avons considéré un angle  $\beta_{2gaz}$  de  $51^\circ$  qui est sa valeur en sortie de la grille d'aubes quel que soit le GVF.
- on définit alors un angle de déviation par  $\delta = \overline{\beta_{2gaz}} - \overline{\beta_{2liq}}$  qui représente la déviation de la phase dispersée par rapport à la phase continue.

On obtient ainsi les courbes de la figure 112 ci-dessous.

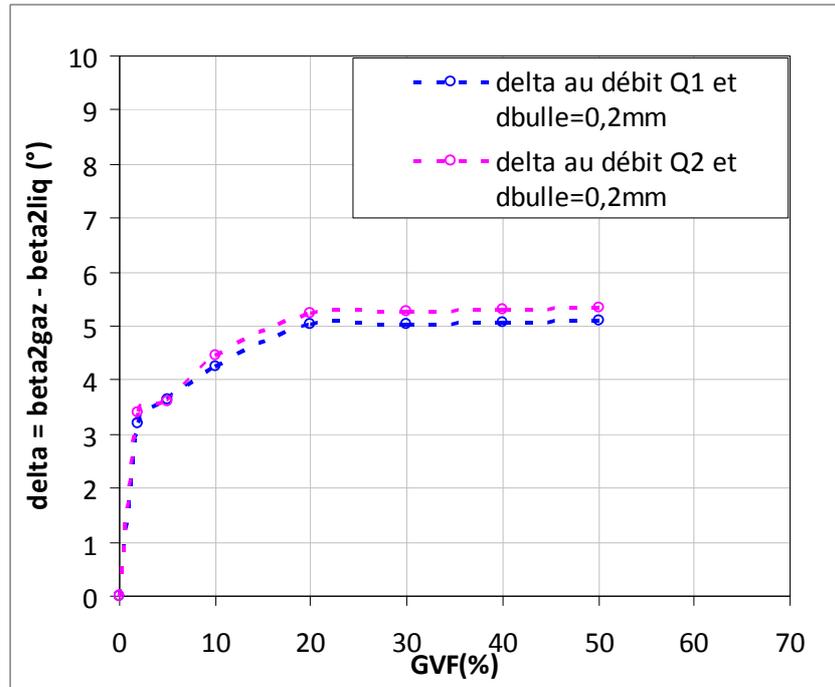


Figure 112: Évolution de delta en fonction du GVF

On voit bien sur la figure 112, l'effet du GVF sur l'angle de déviation  $\delta$ . On observe dans un premier temps une évolution quasi linéaire de  $\delta$  avec le GVF, puis à partir d'un GVF caractéristique (ici 20 %), l'angle de déviation  $\delta$  atteint un palier et devient constant. De plus, on peut considérer en première approximation que  $\delta$  est quasiment indépendant du débit. Nous avons démontré précédemment que l'influence du débit est du second ordre.

Ainsi, en considérant que l'angle de déviation  $\delta$  ne dépend pas du débit, nous avons fixé le débit et avons représenté l'évolution de  $\delta$  en fonction du GVF pour chacun des trois diamètres de bulles comme illustré sur la figure 113. On peut observer sur cette figure que le palier de l'angle  $\delta$  est d'autant plus grand que le diamètre est élevé. Cela signifie que plus le diamètre de la bulle est important et plus l'écart entre  $\beta_{2gaz}$  et  $\beta_{2liq}$  l'est aussi comme nous l'avons déjà montré plus haut.

On peut ainsi déterminer un GVF caractéristique  $\gamma^*$  et une déviation maximale qui dépend du diamètre qui permet de rassembler ces courbes sous une courbe maîtresse comme sur la figure 114 dont l'équation est :

$$\frac{\delta}{\delta_{\max}} = \left( 1 - e^{-\frac{\gamma}{\gamma^*}} \right) \quad (5.1)$$

Dans l'estimation de la loi (5.1), il est légitime de se poser la question de savoir sur quels arguments nous avons fait l'hypothèse  $\lim_{\gamma \rightarrow 0} \delta = 0$  au vu des courbes 113 et 114. Il faut dire que  $\gamma = 0$  signifie que nous sommes dans le cas d'un écoulement monophasique et dans ce cas l'angle de déviation  $\delta$  est bien nul. Ainsi donc la fonction est bien définie en 0. En revanche au vu de la courbe 114, il semble en effet que la fonction ne soit pas continue dans l'intervalle ]0,3[, c'est simplement que nous n'avons pas réalisé des calculs avec un  $\gamma$  compris dans cet intervalle. Mais il serait en effet intéressant de réaliser ces calculs et de vérifier ainsi l'existence et la continuité de  $\delta$  dans cet intervalle. Cela peut constituer une perspective pour des travaux à venir.

Notons cependant que cette loi est valable pour des angles de sortie de l'ordre de 45° à 70°.

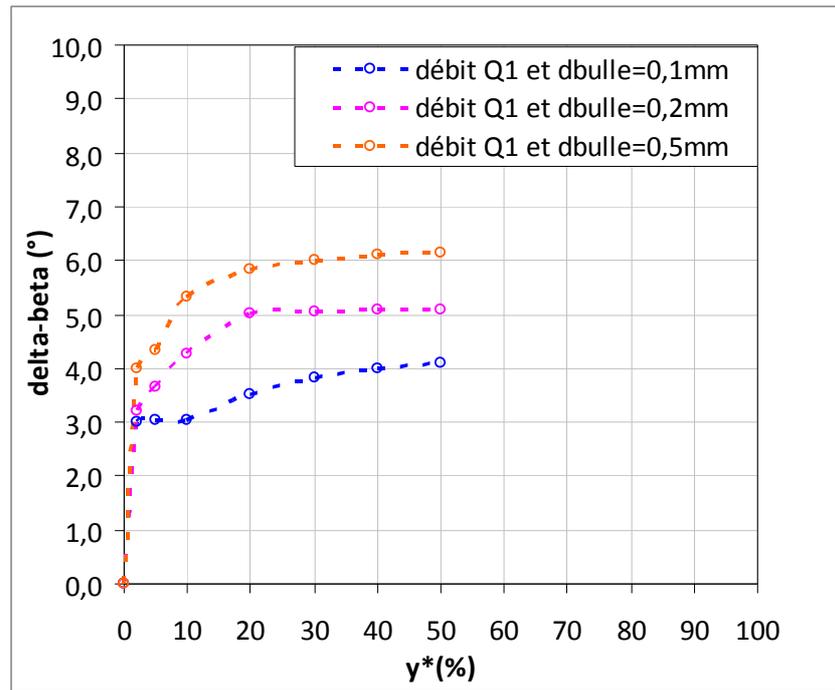


Figure 113: Évolution de l'angle  $\delta$  en fonction du diamètre des bulles

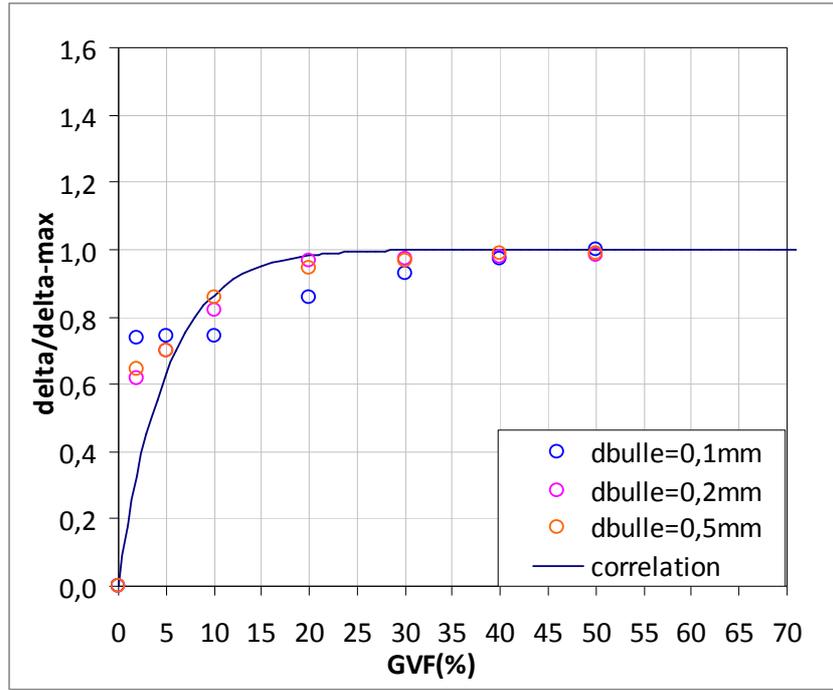


Figure 114: Courbe maîtresse de l'évolution de  $\delta$  en fonction du GVF

## 5.1 Nouveau modèle

Les résultats des simulations diphasiques à la traversée de grille d'aubes, montrent que le glissement entre la phase dispersée et la phase continue est relativement faible et que son impact sur les performances est du second ordre. L'impact de l'homogénéité n'a pas été abordé dans un premier temps. On aborde donc ici principalement l'effet de la modification de l'angle de l'écoulement à la sortie de la grille d'aubes par la présence des bulles de gaz car nous avons en effet montré que la présence des bulles de gaz dans un écoulement modifiait l'angle d'écoulement de sortie de la phase liquide  $\beta_{2liq}$ .

Pour rappel, l'efficacité diphasique d'une pompe est le rapport entre le gain de pression réel de la machine et le gain de pression idéal.

$$E_c = \frac{\Delta P_{reel}}{\Delta P_{ideal}} \quad (5.2)$$

D'après l'équation d'Euler (voir annexe), nous pouvons réécrire l'expression (5.2) par :

$$E_c = \frac{\rho(U_2.V_{\theta 2} - U_1.V_{\theta 1})_{reel}}{\rho(U_2.V_{\theta 2} - U_1.V_{\theta 1})_{ideal}} = \frac{\Delta(UV_{\theta})_{reel}}{\Delta(UV_{\theta})_{ideal}} \quad (5.3)$$

En fait, le travail d'Euler permet de relier le travail théorique reçu par le fluide, à la composante, dans un repère absolu, de vitesse tangentielle  $V_{\theta}$ .  $U$  est la vitesse d'entraînement de la roue. Ici  $\Delta(UV_{\theta})_{reel}$  peut s'apparenter à avec la quantité d'énergie reçu par le fluide si l'on prend en compte un angle "apparent" du mélange diphasique.  $\Delta(UV_{\theta})_{ideal}$  serait la quantité d'énergie par le fluide si celui était homogène, c'est à dire dans le cas idéal, où le gaz et le liquide possèdent la même vitesse et

présentent un angle identique à la sortie de la roue. Seule, la masse volumique serait modifiée et serait équivalente à celle du mélange diphasique.

Ainsi, en définissant le travail idéal comme étant celui reçu par la phase continue et le travail réel comme celui reçu par le mélange diphasique, on peut définir un rapport K analogue à l'efficacité diphasique, par la relation suivante :

$$K = \frac{(1 - \alpha)\Delta(UV_{\theta})_{liquide} + \alpha\Delta(UV_{\theta})_{gaz}}{\Delta(UV_{\theta})_{liquide}} \quad (5.4)$$

où  $\alpha$  est la fraction volumique de gaz (GVF)

$$GLR = \frac{\alpha}{1 - \alpha} \quad (5.5)$$

En faisant l'hypothèse d'un angle d'incidence nul à l'entrée de la roue (c'est-à-dire entrée sans pré-rotation) et d'un rayon R constant (c'est-à-dire  $U_1 = U_2$ ), l'expression (5.4) devient alors:

$$K = \frac{(1 - \alpha)(V_{\theta})_{liquide} + \alpha(V_{\theta})_{gaz}}{(V_{\theta})_{liquide}} \quad (5.6)$$

On rappelle que en utilisant La notion de triangle des vitesses définit en annexe on a :

$$V_{\theta} = U - V_a \cdot \text{tg}(\beta) \quad (5.7)$$

où  $V_a$  est la vitesse débitante et  $\beta$  l'angle que fait l'écoulement avec la direction axiale.

Ainsi connaissant la vitesse débitante, l'angle d'écoulement de sortie de la phase continue  $\beta_{2liq}$ , la connaissance de l'angle  $\beta_{2gaz}$  permet ainsi de calculer K et par conséquent d'évaluer l'angle de l'écoulement diphasique  $\beta_{2\varphi}$ .

La démarche que nous proposons pour le calcul de K est donc le suivant :

- 1) Déterminer l'angle  $\beta_{2liq}$  en utilisant l'une des corrélations de la littérature citées plus haut selon que l'on soit dans le cas d'une grille compresseur ou turbine.
- 2) Estimer l'angle de l'écoulement de sortie des bulles de gaz  $\beta_{2gaz}$ .
- 3) Calculer le paramètre K.

Cette nouvelle approche conduit donc à définir une corrélation reliant les angles  $\beta_{2gaz}$  et  $\beta_{2liq}$ .

Une corrélation de ce type dépendra au premier ordre du GVF et du diamètre des bulles de gaz et au second ordre du débit. Aussi, la définition d'une telle corrélation ne peut se faire que par le regroupement d'un maximum d'informations expérimentales sur des machines tournantes.

Néanmoins, à partir des simulations numériques et de nos résultats expérimentaux, nous avons fait le constat que la résultante des forces appliquées aux bulles de gaz les fait dévier vers le côté en dépression de l'aubage. Cette accumulation locale modifie l'angle  $\beta_{2gaz}$  qui devient plus important que l'angle  $\beta_{2liq}$ . De fait, les bulles de gaz impliquent une augmentation de l'angle de l'écoulement moyen en sortie de la roue, conduisant à une diminution du travail d'Euler (voir annexe).

Aussi, nous avons donc procédé à une étude paramétrique en fixant l'angle  $\beta_{2liq}$  et en faisant varier l'écart  $\delta = \beta_{2gaz} - \beta_{2liq}$ .

## 5.2 Étude paramétrique

Une première approche a conduit à considérer une roue mobile avec un coefficient de débit  $\phi$  de 0,3, défini à partir du triangle de vitesse en entrée sans angle d'incidence et sans pré-rotation, avec un angle géométrique de l'aubage de  $67^\circ$ .

Avec :

$$\phi = \frac{V_a}{U} \quad (5.8)$$

On définit alors un angle de déviation  $\delta^{2\phi}$  entre la trajectoire d'une bulle de gaz et celle de la phase continue, repéré à la sortie de la grille d'aubes. Par convention, pour le cas de la phase continue liquide on utilise l'indice "l" et la définition est la suivante :

$$\delta_l^{2\phi} = \beta_{2gaz} - \beta_{2liq} \quad (5.9)$$

Dans ce cas, en injectant (5.9) dans (6.7) et (6.6), on obtient la relation :

$$K = \frac{(1 - \alpha)(U - V_a \tan(\beta_{2liq})) + \alpha(U - V_a \tan(\delta_l^{2\phi} + \beta_{2liq}))}{(U - V_a \tan(\beta_{2liq}))} \quad (5.10)$$

La relation (5.10) permet de corréler le taux de vide (ou de GLR) au facteur K, pour un couple (U,  $V_a$ ) fixé et pour une valeur de  $\beta_{2liq}$ , et plusieurs valeurs de  $\delta^{2\phi}$ .

La figure 115 ci-dessous donne l'évolution de K en fonction du GLR, pour un angle  $\beta_{2liq}$  de  $67^\circ$  pour 3 valeurs de déviation  $\delta^{2\phi}$  : 3, 4 et  $5^\circ$ .

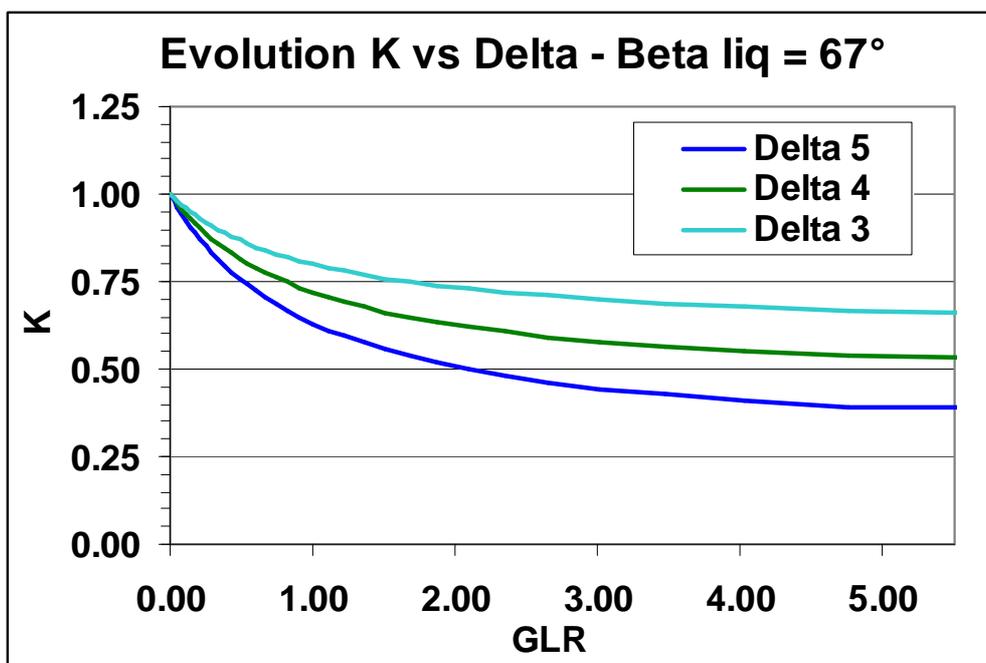


Figure 115: Effet de la déviation gaz/liquide sur le facteur de correction K

Au vu de cette figure 115, nous pouvons noter quelques points remarquables :

- on observe une forte similitude entre l'évolution de K et celle de l'efficacité diphasique donnée sur la figure 10;
- la valeur minimale du facteur est atteinte pour un  $GLR_{min}$  de 5 comme pour le cas de l'efficacité diphasique, ce qui est remarquable compte tenu de la simplicité de la relation utilisée ;
- l'impact de la déviation  $\delta^{2\phi}$  est important. En effet, une augmentation de  $1^\circ$  de l'angle  $\delta^{2\phi}$  ( $\delta$  passant de  $4^\circ$  à  $5^\circ$ ) fait chuter le facteur de correction de 0.55 à 0.40 à  $GLR_{min}$ .

### 5.3 Angle de l'écoulement diphasique moyen en sortie de roue

La relation (5.10) nous permet de déterminer un angle de l'écoulement moyen diphasique en sortie de la roue, noté  $\beta^{2\phi}$  que l'on définit par :

$$\beta^{2\phi} = (1 - \alpha)\beta_{2liq} + \alpha\beta_{2gaz} \quad (5.11)$$

La figure 146 donne l'évolution de cet angle moyen diphasique en fonction du GLR pour un angle  $\beta_{2liq}$  de  $67^\circ$ . Comme annoncé dans le paragraphe précédent, on constate alors que l'angle augmente bien. Il tend vers une asymptote à  $GLR_{min} = 5$  (correspondant à 83 % de gaz) dont la valeur est très proche de l'angle de la trajectoire du gaz.

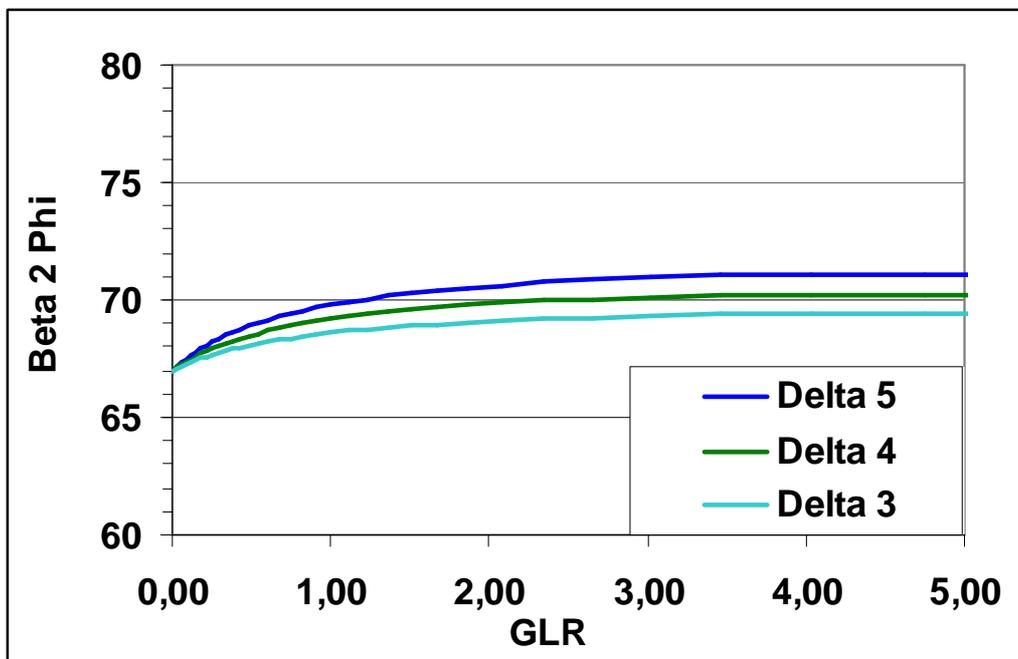


Figure 116: Evolution de  $\beta^{2\phi}$  en fonction du GLR

On peut donc faire l'hypothèse que pour un GLR supérieur au  $GLR_{min}$  (ici valeur de 5), l'écoulement à la sortie de la roue est gouverné par le gaz qui devient la phase continue. Dans ces conditions, au delà de  $GLR_{min}$  on peut traduire le comportement de la roue par la relation suivante :

$$K = \frac{(1 - \alpha)(U - V_a \tan(\delta_g^{2\phi} + \beta_{2gaz})) + \alpha(U - V_a \tan(\beta_{2gaz}))}{(U - V_a \tan(\beta_{2gaz}))} \quad (5.12)$$

dans laquelle  $\delta_g^{2\phi} = \beta_{2liq} - \beta_{2gaz}$

L'angle de référence ici est celui que fait le gaz avec la direction axiale ( $\beta_{2gaz}$ ). Il est donc supposé constant. Seul l'angle  $\beta_{2liq}$  est modifié par la présence de gaz. Dans ces conditions, on fait varier l'angle de déviation en fonction du taux de vide de manière à obtenir une évolution du facteur K proche de celle de l'efficacité diphasique (figure 117).

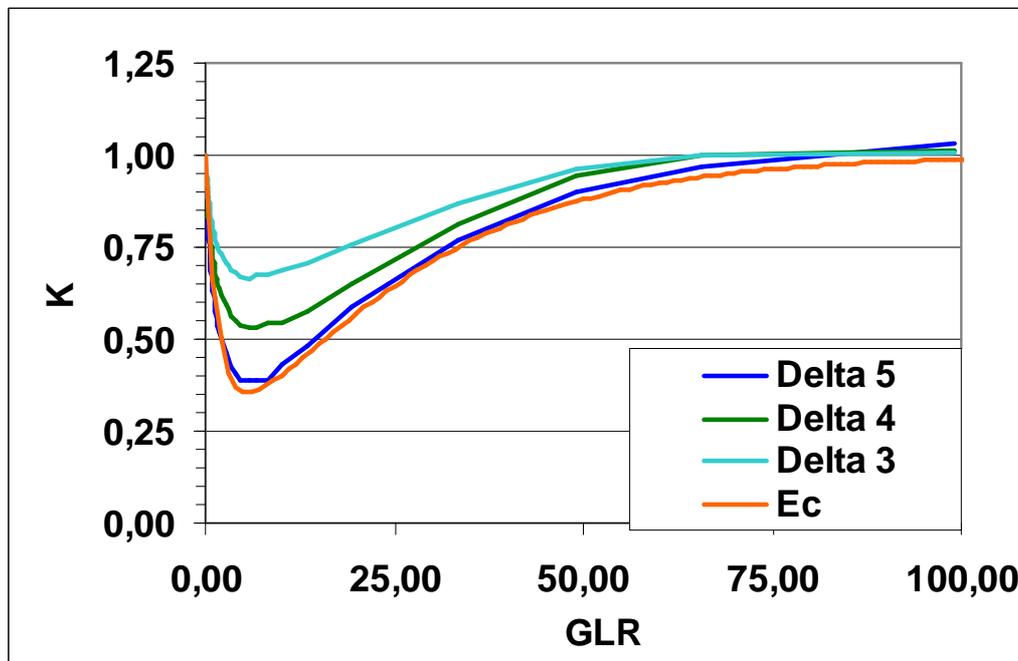


Figure 117: Évolution de K en fonction du GLR

Ici, la courbe de l'efficacité diphasique (Ec) est celle des résultats expérimentaux de la roue Poséidon de type B en écoulement diphasique air/eau pour une pression d'aspiration de 10 bars. C'est l'une des courbes qui ont permis de dresser la courbe maitresse de la figure 10.

On constate qu'on obtient une évolution du facteur de correction K proche de l'efficacité diphasique pour un angle de déviation  $\delta^{2\phi} = 5^\circ$ . Un autre constat remarquable que l'on peut faire à la vue de cette figure est que le minimum du facteur de correction K augmente quand l'angle de déviation  $\beta^{2\phi}$  diminue. Ce constat est en accord avec les résultats que nous avons mis en évidence dans les chapitres précédents. En effet, un angle de déviation  $\beta^{2\phi}$  faible traduit le fait que l'écoulement diphasique est assez homogène et qu'il n'y a pas de séparation de phases qui, nous l'avons montré est la cause d'une chute de performance de la pompe.

## 5.4 Synthèse

Nous venons de définir un facteur de correction des performances des pompes polyphasiques de type Poséidon analogue à l'efficacité diphasique. En effet, nous avons vu qu'il y a une forte similitude entre l'évolution du facteur K et celle de l'efficacité diphasique. Ce facteur de correction K est une loi physique qui va nous permettre d'estimer les performances d'une roue connaissant le GVF, la vitesse débitante et l'angle d'écoulement de sortie de la phase continue. Ce facteur peut être amélioré si l'on parvient à définir une corrélation entre les angles  $\beta_{2liq}$  et  $\beta_{2gaz}$ . Comme nous l'avons déjà signalé, une corrélation de ce type nécessite le regroupement d'un maximum d'informations expérimentales sur des machines tournantes. Cette corrélation constitue donc une perspective pour des travaux à venir.

## 6 Conclusions et perspectives

---

Les travaux du présent mémoire de thèse, s'inscrivent dans le cadre général de la lutte contre le réchauffement climatique dû au rejet des gaz à effet de serre. Il s'agit en effet d'analyser les possibilités d'adapter une pompe axiale polyphasique dite de type "Poséidon" à la compression du CO<sub>2</sub> déjà capté, en vue de son transport et de son injection dans des aquifères profonds ou dans des réservoirs épuisés. Initialement, la technologie " Poséidon" a été développée par l'IFPEN il y a un peu plus d'une vingtaine d'années pour le transport de pétrole brut et du gaz naturel dans une seule conduite de production. L'objectif est maintenant d'étendre son domaine d'application à la compression du CO<sub>2</sub>. Comme toutes les pompes, on caractérise le fonctionnement de ces pompes par des courbes qui donnent, en fonction du débit, une élévation de pression et un rendement pour une vitesse de rotation donnée. Dans le cas de pompes dites de type "Poséidon", on associe généralement un paramètre supplémentaire que l'on appelle "efficacité diphasique". L'IFPEN définit l'efficacité diphasique comme le rapport du gain de pression réel de la pompe et du gain de pression idéal c'est-à-dire l'augmentation de la pression que subirait un fluide considéré comme homogène avec une masse volumique équivalente à celle d'un mélange diphasique connu. Ce paramètre supplémentaire est supposé quantifier la dégradation du gain de pression liée à la présence de gaz à la traversée de la pompe.

L'objectif de nos travaux consistait donc à contribuer à mieux connaître les principes physiques régissant l'efficacité diphasique. L'étude bibliographique menée dans le cadre de nos travaux a permis de comprendre que le phénomène physique prépondérant responsable de la dégradation des performances d'une pompe fonctionnant avec un mélange liquide / gaz est la modification de l'angle de l'écoulement à la sortie du rotor associée à une hétérogénéité du mélange. Le recensement et l'écriture du bilan des forces agissant sur une bulle de gaz dans un écoulement à la traversée d'un rotor :

- force de trainée  $\vec{F}_d$  ;
- force liée à la courbure des lignes de courant de la phase continue (gradient de pression transversal) ;
- force due au gradient de pression longitudinal;
- force centrifuge,
- force de Coriolis

permettent de supposer que la résultante de ces forces produit une accumulation de bulles de gaz sur le côté en surpression des aubages dans le cas d'une roue centrifuge et sur le côté en dépression des aubages dans le cas d'une pompe axiale.

Afin de valider l'étude théorique, une expérience a été menée en mesurant les profils de vitesse et les trajectoires de bulles de gaz et de la phase continue dans une grille d'aubes accélératrice. Le dispositif expérimental ainsi conçu permet à la fois de s'affranchir des forces de Coriolis et de la force centrifuge, et d'accentuer le phénomène physique en accélérant l'écoulement. Une première série de tests avec un écoulement monophasique d'eau a consisté, pour trois débits différents, à mesurer les profils de vitesse de la phase continue dans les directions axiale et verticale de la veine au moyen de la technique LDA. Les résultats ont permis de confirmer l'écoulement classique à la traversée d'une grille d'aubes de turbine. Elle a permis également de définir les conditions d'entrée pour l'étude numérique qui a suivi. Une seconde expérience a consisté à injecter des bulles de 200  $\mu\text{m}$  à l'entrée de la grille d'aubes, et d'en déterminer leur trajectoire et leur vitesse, grâce à l'utilisation d'une caméra à images

rapides. Les résultats confirment l'étude théorique et démontrent que les bulles de gaz sont bien déviées vers le côté en dépression des aubages.

En outre, les résultats de ces expériences ont permis de déterminer la distribution de l'angle de l'écoulement à la sortie de grille, angle noté  $\beta_2$ , pour la phase continue, et pour la phase dispersée.

Les moyens expérimentaux utilisés ne permettaient pas de modifier les conditions opératoires sur une vaste plage de mesures et nos travaux ont été poursuivis par une étude numérique. La grille d'aubes a été modélisée et les calculs ont été menés avec le code ANSYS CFX. Il est important de signaler que plusieurs maillages ont été testés ainsi que différents modèles de turbulence pour vérifier leurs influences sur les résultats obtenus. La première phase de l'étude numérique a consisté à valider les résultats des calculs en les comparant aux résultats expérimentaux. La seconde phase a consisté à procéder à une étude paramétrique, en faisant varier la granulométrie des bulles, la fraction volumique, et le débit de la phase continue.

Les résultats de la simulation numérique montrent clairement :

- Une déviation de la trajectoire des bulles d'air par rapport aux lignes de courant de la phase liquide (eau) dans les canaux inter aubes ;
- L'amplitude de la déviation augmente avec le diamètre des bulles de gaz (air) ;
- Une accumulation des bulles de gaz près du bord de fuite sur le côté en dépression des aubages où elles finissent par former une poche de gaz.

Les résultats numériques et expérimentaux concordent bien et permettent d'expliquer la dégradation de performance des pompes polyphasiques validant ainsi la théorie tirée de la littérature. Dans la dernière partie de nos travaux, nous nous sommes attachés à développer un facteur de correction sur le gain de pression, noté K analogue à l'efficacité diphasique. Celui-ci permettra de prédire la dégradation du gain de pression réalisé par une pompe en écoulement diphasique. Le calcul de ce facteur de correction suppose la connaissance des angles de l'écoulement à la sortie du rotor, de la phase liquide  $\beta_{2liq}$  et de la phase dispersée  $\beta_{2gaz}$ . A partir des résultats numériques et expérimentaux portant sur ces angles et pour un cas bien précis, nous avons tracé l'évolution du facteur K et remarqué une analogie proche de celle de l'efficacité diphasique, ce qui est remarquable compte tenu de la simplicité de la relation définissant K. Ce facteur de correction peut être amélioré si l'on parvient à définir une corrélation entre les angles  $\beta_{2liq}$  et  $\beta_{2gaz}$ . Une telle corrélation nécessiterait le regroupement d'un maximum d'informations expérimentales sur des machines tournantes.

Pour résumer, nos travaux ont contribué à mieux comprendre les phénomènes physiques responsables de la dégradation du gain de pression réalisée par une cellule de compression fonctionnant avec un mélange liquide/gaz. Une corrélation basée sur la variation des angles de l'écoulement de la phase continue et de la phase dispersée a été élaborée pour prédire la dégradation des performances.

En perspective, des simulations numériques ou des tests sur des machines tournantes pourraient permettre de prendre en compte les effets de la force de Coriolis et de la force centrifuge. Cette démarche permettrait de savoir si l'accumulation avérée des bulles de gaz sur le côté en dépression des aubages se produit plutôt vers le moyeu ou vers le carter de la pompe.

# 7 Annexe

---

## 7.1 Considérations générales dans les turbomachines

L'écoulement réel dans les turbomachines est extrêmement complexe : il est tridimensionnel, visqueux, compressible et instationnaire. Sa prévision demande l'utilisation de méthodes de calcul sophistiquées, qui n'étaient jusqu'à il y a encore quelques années, traitées que par une méthode quasi tridimensionnelle c'est à dire par un ensemble de calculs successifs sur des surfaces bidimensionnelles (surfaces aube à aube et surfaces méridiennes). Les puissances de calcul actuelles autorisent la résolution des équations de Naviers Stokes complètes.

Cependant, pour appréhender la phénoménologie, l'utilisation des grilles d'aubes pour analyser l'écoulement bidimensionnel et comprendre certains phénomènes dans les turbomachines reste un moyen intéressant. Une grille d'aubes est une représentation simplifiée d'une machine tournante permettant de reproduire les mêmes gradients de pression et de vitesse subis par les effluents, en supprimant les effets de la force de Coriolis et de la force centrifuge.

L'objectif du paragraphe suivant est de définir la terminologie, les définitions, les notations et les conventions de signes que nous avons utilisées dans tout le document.

## 7.2 Triangles de vitesse

Cette représentation permet de visualiser rapidement le module et la direction du vecteur vitesse en amont et en aval d'une roue fixe ou mobile, et ce dans le repère absolu et dans le repère relatif lié aux aubages et sur des surfaces de révolution dont l'axe est celui de la machine. Cette notion de triangle de vitesse repose sur la composition des vecteurs de vitesse :

$$\vec{V} = \vec{W} + \vec{U} \quad (7.1)$$

où  $\vec{V}$ ,  $\vec{W}$  et  $\vec{U}$  sont respectivement les vecteurs de la vitesse dans un repère absolu, dans repère relatif lié à la roue mobile, et la vitesse d'entraînement des aubages.

Les représentations ci-dessous sont données pour un cas simple, pour lequel il n'y a ni variation de rayon (vitesse U constante) (cas des machines axiales), ni variation de vitesse axiale entre l'entrée et la sortie des aubages (c'est-à-dire vitesse débitante  $V_a$  constant). Les angles  $\alpha$  et  $\beta$  représentent respectivement les angles de l'écoulement dans un repère absolu et dans un repère relatif lié au rotor.

Cas d'une pompe

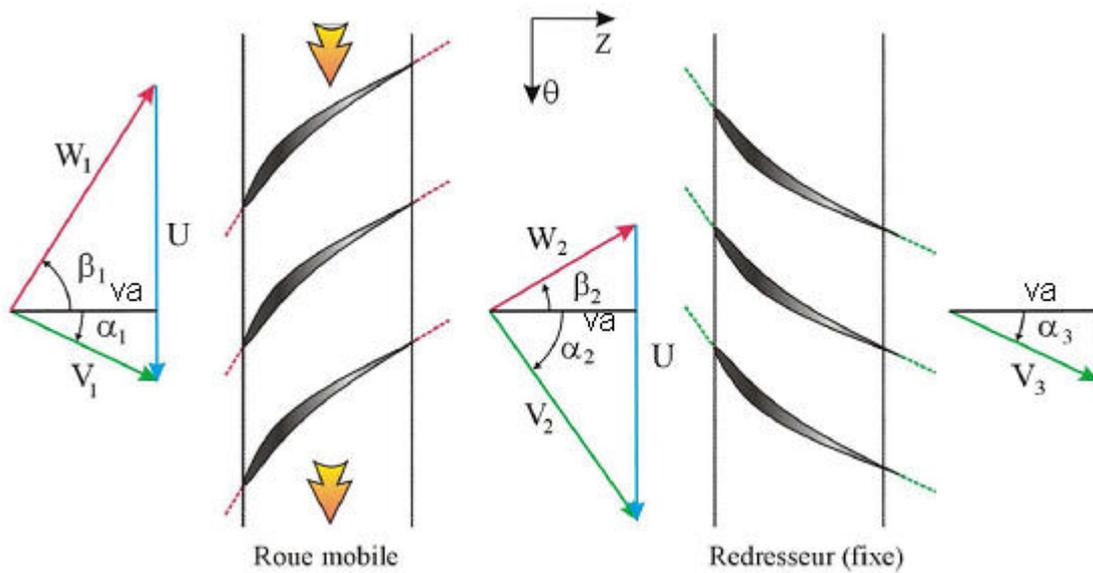


Figure 118: Triangle de vitesse dans un étage d'une pompe axiale

Cas d'une turbine

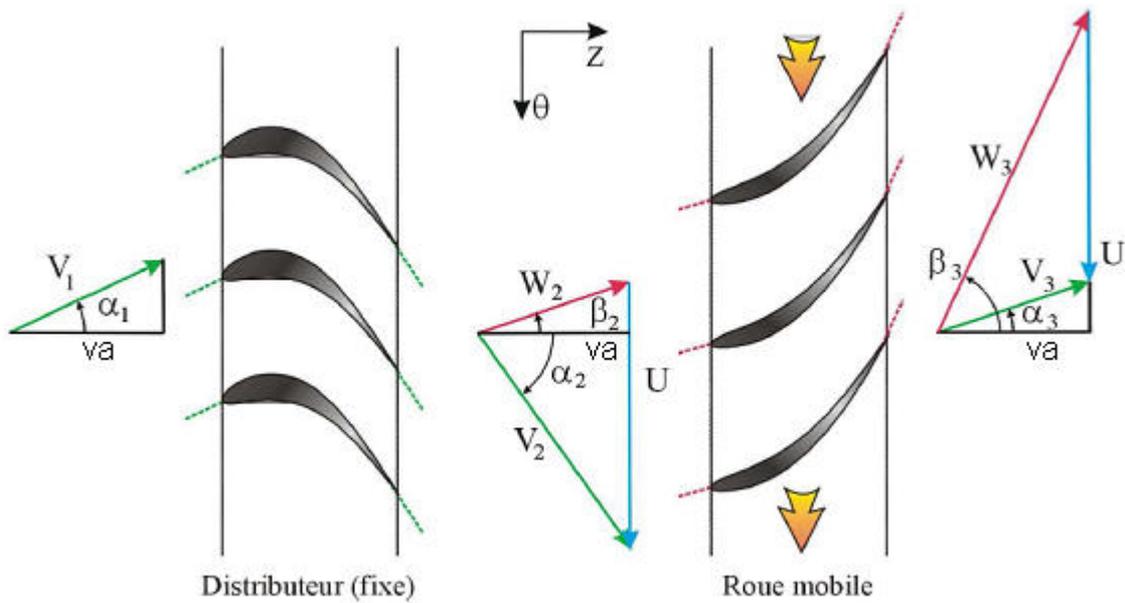


Figure 119: Triangle de vitesse dans un étage d'une turbine axiale

Le paragraphe suivant présente l'équation d'Euler, qui nous permettra de donner un sens aux projections tangentielles des vecteurs de vitesses.

## 7.3 Équation d'Euler

L'équation d'Euler est une équation fondamentale dans le domaine des turbomachines. Cette équation relie la quantité d'énergie échangée entre le fluide et les aubages de la machine, aux caractéristiques aérodynamiques de l'écoulement en amont et en aval de la roue. C'est une équation qui est établie à partir de la forme intégrale de l'équation du moment de quantité de mouvement en projection sur l'axe de la machine qui permet d'introduire et d'explicitier le couple exercé sur l'arbre par le fluide, ou inversement. Le développement de l'équation d'Euler n'est pas donné dans ce paragraphe.

L'équation d'Euler stipule que l'énergie apportée au fluide par unité de masse sous forme mécanique est :

$$E = gH = U_2 V_{\theta 2} - U_1 V_{\theta 1} \quad \text{pour le cas d'une pompe}$$

et

$$E = gH = U_1 V_{\theta 1} - U_2 V_{\theta 2} \quad \text{pour le cas d'une turbine}$$

### Interprétation de l'équation d'Euler

Dans le cas d'une machine purement axiale, les variations de rayon peuvent être négligeables le long d'une ligne de courant et dans ce cas on a :  $U_2 = U_1$  et  $V_{a2} = V_{a1}$ .

Ceci entraîne que pour une entrée axiale sans pré-rotation

on a pour une pompe

$$E = \frac{\Delta P}{\rho} = U \cdot (U - V_a \tan \beta_2) \quad (7.2)$$

Cette équation nous montre que la connaissance de l'angle d'écoulement en sortie  $\beta_2$  permet de quantifier l'énergie massique de la roue et donc de prédire le gain de pression théorique réalisé par un rotor.

## 8 Références Bibliographiques

---

- 1 **Añez, D et al.**, " ESP's Performance with two-phase and viscous flow " Proceeding of ETCE 2001, Petroleum Production Technology Symposium, Houston, USA.
- 2 **Ansys CFX-Solver.**, Theory Guide.
- 3 **Asuaje, M.**, " Méthodologie et optimisation dans la conception et l'analyse des performances des turbomachines à fluide incompressible" Thèse de doctorat soutenue le 15 juillet 2003.
- 4 **Barrios, L et al.**, " Modeling Two Phase Flow Inside an Electrical Submersible Pump Stage" Proceeding of the ASME 2009, Hawaii, USA.
- 5 **Bois, G et al.**, " Influence of external geometrical modifications on the flow behaviour of a rotor-stator system: numerical and experimental investigation " Proc IME J Power Energ. 2007, Vol.221 Part A. p.857-864.
- 6 **Bouillon, P. A., Portenale, J. C.**, "Optimisation de la boucle absorption/désorption" Séminaire ANR 2007 – Pau – 12 et 13 Décembre 2007.
- 7 **B SA Flow Software**, Version 4.10, Installation & User's Guide.
- 8 **Caridad, J et al.**, "Characterization of a centrifugal pump impeller under two-phase flow conditions" journal of petroleum science and engineering. 2008, Vol. 63, p.18-22.
- 9 **Caridad, J., Kenyery, F.**, " Slip Factor for Centrifugal Impellers Under Single and Two-Phase Flow Conditions " ASME – Journal of Fluid Engineering. 2005, Vol. 127, p. 317-321.
- 10 **Caridad, J., Kenyery, F.**, "CFD Analysis of electric submersible pumps handling two-phase mixtures" Journal of Energy Resources Technology. 2004, Vol. 126, Issue 2, pp. 99-104.
- 11 **Chen, T H et al.**, "Centrifugal pump performance under simulated two-phase flow conditions" Proceeding of the ASME 1980, San Francisco, USA.
- 12 **Comolet, R.**, "Sur le mouvement d'une bulle de gaz dans un liquide" 1979, La Houille Blanche, n° 1, pp. 31-42.
- 13 **Dufour, G.**, "Contribution à la modélisation et au calcul des écoulements dans les compresseurs centrifuges : Application à la conception par lois de similitude" Thèse de doctorat soutenue le 04 octobre 2006.
- 14 **Falcimaigne, J et al.**, "Multiphase Pumping: Achievements and Perspectives " Oil & Gas Science and Technology- Rev. IFPEN, Vol. 57 (2002), N°. 1, pp. 99-107.
- 15 **Furuya, O.**, "An analytical model for prediction of two-phase (noncondensable) flow pump performance" ASME – Journal of Fluids Engineering. 1985, Vol. 107, p. 139-147.

- 16 **Furuya, O et al.**, "An analytical model for pump performance in condensable two-phase flows" 1987, EPRI NP-5529M.
- 17 **Fujie, H.**, "A Study on performance of centrifugal pumps driven in two phase flow " 1985, transaction of JSME, Vol. 51, n° 471, pp. 3754-3759.
- 18 **Goulas, A et al.**, "A study of two-phase flow in an axial pump" Multi-phase flow proceedings of the 4<sup>th</sup> International conference, Houston, Vol. 1, pp. 45-66.
- 19 **Lea, J.F., Bearden, J.L.**, "Effect of gaseous fluids on submersible pump performance " Journal of Petroleum Technology, 1982 p. 2922-2930 December.
- 20 **Lebœuf, F et al.**, "Aérothermodynamique des turbomachines" Support de cours de l'école centrale de Lyon, Tomes 1 et 2, Septembre 1984.
- 21 **Li long et al.**, "Numerical simulation of interior flow field in axial pump" 2007, Fluid Machinery, Vol.35, pp. 16-18.
- 22 **Lo, S. M.**, "Mathematical basis of a multi-phase flow model" ARER Report 13432, Harwell Laboratory, UK, 1990.
- 23 **Lu Jinling.**, "Review of research on gas-liquid two-phase flow pumps" 2001, Fluid Machinery, Vol.29, pp. 12-15.
- 24 **Minemura, K., Murakami, M.**, "A Theoretical study on air bubble motion in a centrifugal impeller" ASME – Journal of Fluids Engineering. 1980, Vol. 102, p.446-455.
- 25 **Minemura, K., Murakami, M.**, "Behavior of Air Bubbles in an Axial-Flow Pump Impeller" ASME – Journal of Fluids Engineering. 1983, Vol. 105, p.277-283.
- 26 **Minemura, K et al.**, "Prediction of Air-Water Two-Phase Flow Performance of a Centrifugal Pump Based on One Dimensional Two-Fluid Model" ASME – Journal of Fluids Engineering. 1998, Vol. 120, p. 327-334.
- 27 **Morrison, F. A et al.**, "Small Bubble Motion in an Accelerating Liquid" journal of Applied mechanics, Transaction of the ASME 1976, pp. 399-403.
- 28 **Müller-Link, D et al;**, "Grown-up twin-screw multiphase pumps from marginal to full size application" 14<sup>th</sup> international conference on multiphase production technology. Cannes, France: 17<sup>th</sup> – 19<sup>th</sup> June 2009.
- 29 **Ottavy Xavier.**, "Turbomachines à fluide compressible" Support de cours de l'école centrale de Lyon, 2006.
- 30 **Pak, E T and Lee, J.C.**, "Performance and Pressure Distribution Changes in a Centrifugal Pump under Two-Phase Flow" Proc Instn. Mech. Engrs 1998, Vol. 212 Part A.
- 31 **Pagnier, Ph.**, " Étude des Instabilités de Fonctionnement à Débit Partiel, des Roues de Gavages (Inducteurs) en Alimentation de pompes Centrifuges " Thèse de doctorat soutenue le 1<sup>er</sup> Décembre 1994.

- 32 **Pessoa, R., Prado, M.**, "Experimental investigation of two phase flow performance of electrical submersible pump stages", 2001, SPE, pp.71552.
- 33 **Schrage D.L, Perkins Jr H.C.** "Isothermal bubble motion through rotating liquid" ASME – Journal of Basic Engineering. 1972, pp.187-192.
- 34 **Sharp, A. M.**, "Rotodynamic pump development for liquid/gas mixtures" 1993, Institute of Mechanical Engineering, n° 2, pp. 201-219.
- 35 **Trebinjac, I.**, "Contribution Théorique et Expérimentale à l'analyse de l'écoulement dans une Pompe Mixte ( Hélico-Centrifuge )" Thèse de doctorat soutenue le 6 Novembre 1985.
- 36 **Tremante, A.**, "Modélisation de l'écoulement Diphasique (liquide/gaz) à travers une grille d'aubes de turbomachine axiale" Thèse de doctorat soutenue le 30 Novembre 2000.
- 37 **Yang M., Wu, X., Kang, C.**, "Numerical Simulation of Air-Water Bubbly Flow in Axial pump Impeller " In IFIP International Federation for Information Processing, Volume 293, Computer and Computing Tecnologies In Agriculture II, Volume 1, eds. D. Li, Z. Chunjiang, (Boston: Springer), 2009, pp. 545-552.
- 38 **Yu, Zhiyi et al.**, "Extended Two Fluid Model Applied to Analysis of Bubbly Flow in Multiphase Rotodynamic Pump Impeller " Front. Mech. Eng. China 2009, 4(1): 53-59.
- 39 **Yu, Zhiyi et al.**, "CFD Analysis of the air-water bubbly flow in a multiphase rotodynamic pump impeller" 2007, Journal of engineering Thermophysics Vol. 28, pp. 46-48.
- 40 **Zakem, S.**, "Analysis of gas accumulation and slip velocity in a rotating impeller" Proceeding of the ASME 1980, New York, USA.
- 41 **Zhou, W et al.**, "Investigation of Flow Through Centrifugal Pump Impeller Using Computational Fluid Dynamics" 2003, International Journal of Rotating Machinery, 9(1): 49-61.