



HAL
open science

Etude numérique des interactions entre un rouet centrifuge et un inducteur

V Gentis, M Pereira, Florent Ravelet, F Bakir, L Pora, P Tomov

► To cite this version:

V Gentis, M Pereira, Florent Ravelet, F Bakir, L Pora, et al.. Etude numérique des interactions entre un rouet centrifuge et un inducteur. Congrès Français de Mécanique, 2022, Nantes, France. hal-03708443

HAL Id: hal-03708443

<https://hal.science/hal-03708443>

Submitted on 29 Jun 2022

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Etude numérique des interactions entre un rouet centrifuge et un inducteur

V. GENTIS^{a,b,*}, M. PEREIRA^a, F. RAVELET^a, F. BAKIR^a
L. POR^a, P. TOMOV^b

a. Arts et Metiers Institute of Technology, CNAM, LIFSE, HESAM University, 75013 Paris, France, *victor.gentis@ensam.eu, michael.pereira@ensam.eu, florent.ravelet@ensam.eu, farid.bakir@ensam.eu

b. SAFRAN Aircraft Engines, Groupe SAFRAN victor.gentis@safrangroup.com, loic.pora@safrangroup.com, petar.tomov@safrangroup.com

Résumé :

Cet article présente une étude numérique de l'interaction entre un rouet et un inducteur composant une pompe centrifuge. Le flux de moment cinétique a été calculé pour deux configurations – inducteur seul & inducteur et rouet centrifuge couplés – et pour différents débits afin de caractériser les phénomènes de pré-rotation et de déterminer l'impact du rouet sur les vitesses axiales et tangentielles en amont de l'inducteur. Une augmentation du flux moment cinétique lorsque le débit est réduit illustre le développement des phénomènes de recirculation à débit partiel et une dynamique de pré-rotation plus intense. A contrario, l'ajout du rouet permet une diminution de ce flux illustrant une réduction des phénomènes de recirculation et donc de cette pré-rotation. Une étude des champs de pression a montré que l'inducteur seul induit une dépression à l'entrée qui est fortement limitée par l'implémentation du rouet réduisant ainsi le développement de la cavitation. Cette étude permet de mettre en évidence l'impact significatif du couplage entre le rouet et l'inducteur et remet en question les méthodes de dimensionnement actuelles car l'inducteur et le rouet ne peuvent pas être dimensionnés de façon décorrélée.

Abstract:

This study aims to numerically investigate the interactions between an inducer and an impeller, particularly at low flow rates for which cavitation phenomena occur due to inlet backflow. The angular momentum has been determined for several flow rates and compared for two configurations: inducer alone and inducer paired with the impeller. It has been shown that reducing the flow rate leads to a substantial increase in the inlet backflow which causes the cavitation to grow and induces a large swirling velocity component at the inlet of the inducer. Pressure fields have been plotted for the two configurations. It appears that the impeller induces a higher pressure at the inlet near the hub of the inducer and at the tip of the blades at the outlet that may lead to a reduction of the cavitation phenomena and in the inlet pre-rotation. Ultimately this study emphasizes the compelling interactions between the inducer and the impeller highlighting the limitations when these two parts are designed separately.

Mots clefs : Inducteur, rouet centrifuge, dégazage, cavitation, débits partiels

1. Introduction

Afin de réduire les phénomènes de cavitation et les instabilités associées, l'industrie a très souvent recours à l'utilisation d'un inducteur en amont de la roue centrifuge. Sa principale fonction est d'améliorer les performances d'aspiration de la pompe et d'élever la pression au-delà de la pression de vapeur saturante du fluide pour prévenir de l'apparition de phénomènes cavitants au sein de la pompe centrifuge. Bien que la conception des inducteurs ait fait l'objet de nombreuses études, son dimensionnement repose, en grande partie, sur des modèles 1D empiriques qui, pour certaines conditions, peinent à représenter fidèlement les phénomènes physiques qui entrent en jeu et à prédire les performances hydrauliques réelles de la pompe. De fortes instabilités de fonctionnement liées aux phénomènes de cavitation peuvent apparaître à débit partiel. Le couplage de la cavitation avec des dynamiques de dégazage, dépendantes de l'utilisation de fluides contenant naturellement une concentration de gaz dissous, dégrade les performances de la pompe et complexifie la morphologie de l'écoulement.

Cette problématique représente un enjeu majeur pour certains industriels, comme Safran Aircraft Engines qui travaille dans le domaine de l'aéronautique. Par ailleurs, les interactions entre l'inducteur et le rouet centrifuge, ainsi que la contribution de chacun, ne semblent pas être complètement comprises par la communauté scientifique et restent peu documentés dans la littérature. Plusieurs inducteurs, découplés du rouet centrifuge et fonctionnant avec de l'eau pure et de l'eau gazée au CO₂, ont fait l'objet de travaux de recherche menés au LIFSE en partenariat avec Safran Aircraft Engines, Magne *et al.* [1, 2] et Tomov *et al.* [3]. Des essais expérimentaux ont porté sur l'étude des performances en régimes cavitant et non-cavitant de ces mêmes inducteurs couplés à un rouet centrifuge avec l'utilisation de kérosène. Les performances hydrauliques de l'inducteur découplé ont été caractérisées et le développement de la cavitation et différentes dynamiques de dégazage, selon la nature du fluide employée, ont été observés par le biais d'imagerie rapide. L'étude de l'inducteur couplé au rouet a été menée par Safran Aircraft Engines dont l'objectif était d'avantage la validation de la méthode de conception que la caractérisation de phénomènes physiques. Cependant plusieurs constats ont été faits :

1. L'ajout du rouet a modifié la morphologie de l'écoulement et le développement de la cavitation, et plus particulièrement de la pré-rotation en amont de l'inducteur qui est significativement réduite. En effet, il a été observé que dans le cas où l'inducteur est découplé de son rouet la torche est plus de 2.5 fois plus étendue vers l'amont. Cette torche agit comme un catalyseur des phénomènes de cavitation et joue un rôle majeur dans la caractérisation des performances hydrauliques d'une pompe centrifuge à débit partiel.
2. La hauteur manométrique mesurée en périphérie de l'inducteur est supérieure dans le cas où il est couplé au rouet que lorsqu'il fonctionne de façon découplée laissant supposer un impact du rouet sur les champs de pression et de vitesse en aval de l'inducteur.

Ces deux points mettent en évidence différentes interactions entre le rouet et l'inducteur qui viennent questionner les méthodes de dimensionnement actuelles. Une meilleure compréhension de l'impact du rouet sur l'inducteur et de la contribution de ces deux parties paraît donc être un axe de recherche majeur, afin d'améliorer les performances de la pompe centrifuge à débit partiel.

Cette étude a donc deux objectifs principaux. Le premier objectif est de mieux comprendre le développement de ce phénomène de pré-rotation à débit partiel et de quantifier les différentes contributions aux phénomènes de recirculation.

La pré-rotation a été largement étudiée, notamment par Brennen [4] qui avance qu'à partir d'un certain débit la différence de pression entre l'aval et l'amont de l'inducteur devient telle qu'un écoulement recirculant vers l'amont se crée au niveau du jeu radial formant ainsi une zone de recirculation annulaire. Cet écoulement recirculant, lorsqu'il rencontre l'écoulement principal purement axial venant de l'amont, voit sa composante axiale s'inverser et pénétrer dans l'inducteur à nouveau. Il est souvent admis par la communauté scientifique que les phénomènes de recirculation ont lieu principalement au niveau du jeu radial et qu'ils sont responsables de la mise en rotation du fluide. En effet, la recirculation qui possède une composante tangentielle importante en venant à l'encontre de l'écoulement principal crée des efforts de cisaillement et vient modifier des angles d'incidence de l'écoulement entrant modifiant ainsi la morphologie de l'écoulement.

Fanning et *al.* [5] a montré numériquement que la suppression du jeu radial de l'inducteur empêche la création des vortex de bout de pale mais augmente significativement la propagation du débit de reflux vers l'amont mettant en évidence que le débit de fuite (débit recirculant au niveau du jeu radial) ne représente qu'une contribution mineure à la recirculation. D'après Ito et *al.* [6], la recirculation est non seulement induite par le débit de fuite mais aussi par le gradient de pression au bord d'attaque de l'inducteur qui est proportionnelle à la hauteur manométrique. Lorsque la hauteur générée par l'inducteur augmente, la recirculation s'intensifie et induit une mise en rotation du fluide en amont qui apparaît dans un premier temps à la périphérie de l'inducteur puis progressivement, à mesure que la hauteur augmente se propage vers le moyeu de l'inducteur. L'étude d'un inducteur axial menée par Bhattacharyya et *al.* [7] a montré que l'écoulement, restant attaché à l'extrados de l'aubage, va être contraint vers l'extérieur de la conduite jusqu'à ce qu'il rencontre le débit de fuite recirculant et soit dirigé vers l'amont de l'écoulement avec une composante tangentielle importante. Ce phénomène est décrit comme le *shear pumping effect*.

Le second objectif de cette étude est de mettre en évidence numériquement une modification du champ de pression impliquant un changement de la morphologie de l'écoulement suite à l'ajout du rouet. Lee et *al.* [8] a étudié l'impact du couplage entre inducteur et rouet centrifuge sur les performances d'une pompe centrifuge en régimes non-cavitant et cavitant. Il a ainsi montré que le comportement individuel de ces deux composants ne permet pas de prédire le comportement de l'ensemble et que l'ajout du rouet cause une modification de l'écoulement en sortie de l'inducteur, y compris une modification de la pression et des phénomènes de cavitation à débit partiel.

2. Méthodologie

2.1 Modèle 3D

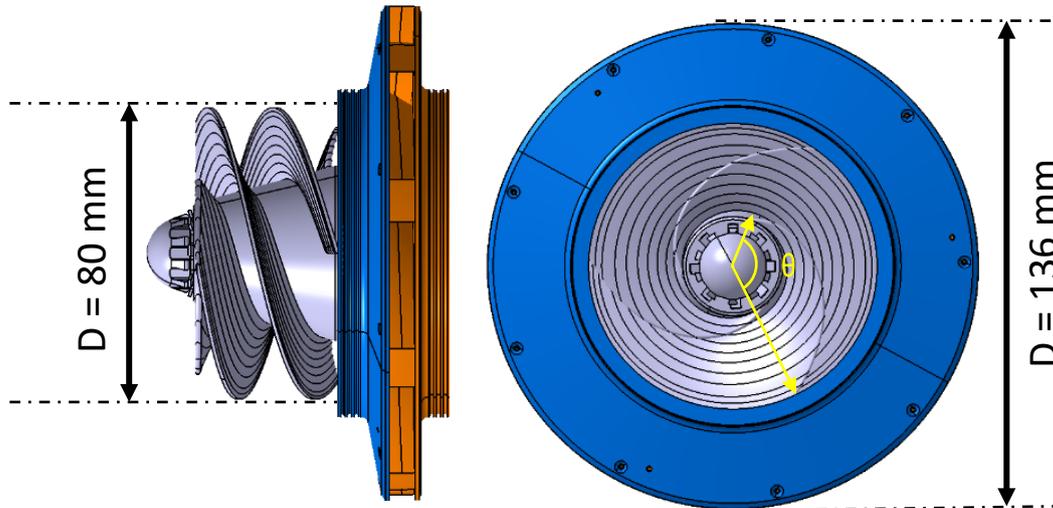


Figure 1. Modèle 3D inducteur et rouet centrifuge.

L'inducteur permettant de faire cette simulation numérique est l'inducteur de référence utilisé dans de précédentes études menées au LIFSE, Magne *et al.* [1, 2], Tomov *et al.* [3]. Sa conception repose sur la méthode de conception développée par Bakir *et al.* [9]. Le modèle 3D utilisé lors des simulations CFD est disponible sur la Figure 1.

2.2 Modèle numérique

L'outil numérique commercial de simulation basé sur mécanique des fluides numérique *StarCCM+* (CFD) est utilisé afin de mener cette étude pour différentes vitesses de rotation et débits et pour deux configurations différentes (inducteur seul découplé de son rouet et inducteur/rouet centrifuge couplés). Un débit massique est fixé en conditions aux limites à la sortie de l'inducteur, afin de couvrir la plage de débit choisie. Une pression totale est imposée à l'entrée de l'inducteur. Les équations du modèle Reynolds-Averaged Navier Stokes (RANS) sont résolues en incompressible et en stationnaire à l'aide de la méthode des volumes finis. Watanabe *et al.* [10] a mené une étude numérique similaire portant sur réduction des phénomènes de cavitation et de la pré-rotation à l'aide d'une section de conduite réduite et de rainures. Il a ainsi montré que les résultats obtenus en stationnaire et en instationnaire étaient très proches permettant de s'affranchir de la résolution en instationnaire et simplifiant grandement le modèle numérique. La turbulence est modélisée grâce à un modèle *k-ε*. Ces paramètres ont été utilisés à plusieurs reprises afin de simuler les performances de plusieurs inducteurs par Fanning *et al.* [5] ainsi que Lundgreen *et al.* [11] et les résultats obtenus furent pertinents.

Le fluide d'étude est de l'eau à température ambiante ($\rho = 997,561 \text{ kg.m}^{-3}$ et $\mu = 8.8 \times 10^{-4} \text{ Pa.s}$) et les phénomènes de cavitation ne sont pas examinés lors de cette étude. Le Tableau 1 reprend le nombre de cellules qui constituent le maillage dans chaque configuration étudiée. Aucune étude de sensibilité du maillage n'a été menée, cependant le maillage a été affiné jusqu'à ce que les variations de pression, de débit et d'effort soient minimales. A noter que le nombre de cellules est supérieur à plusieurs études numériques disponibles dans la littérature scientifique [5, 10, 11].

	Nombres de cellules ($\times 10^6$)
Inducteur seul	25
Inducteur et rouet	56

Tableau 1. Nombre de cellules constituant le maillage pour la configuration inducteur seul et la configuration inducteur et rouet centrifuge couplés.

3. Résultats

Un des principaux objectifs de cette étude est la caractérisation du phénomène de pré-rotation qui se développe à débit partiel. Lorsqu'une pompe centrifuge opère à bas débit, le sillage et les couches limites au niveau des aubages ainsi qu'au niveau du carter sont largement développés, impactant fortement l'écoulement. Cela peut engendrer des instabilités de fonctionnement et favoriser le développement de la cavitation. Plusieurs raisons peuvent exacerber ces phénomènes de cavitation : des efforts de cisaillement élevés (*e.g.* en cas de reflux de débit vers l'amont), des dépressions locales liées à des vortex (*e.g.* vortex de bout de pale) ou encore une accélération de l'écoulement (*e.g.* réduction de la section de passage ou modification des angles d'incidence). L'interaction entre cavitation et pré-rotation représente donc un enjeu majeur afin de réduire les instabilités et optimiser les performances hydrauliques de la pompe.

3.1 Caractérisation de la pré-rotation

Afin d'analyser le développement de la pré-rotation, une étude du flux de moment cinétique, qui s'exprime en N.m et dont la formule est détaillée ci-dessous, peut être menée. Cette méthode a été employée par Yamamoto et *al.* [12] qui a montré une dépendance entre la valeur du flux de moment cinétique et le développement de la recirculation. Le calcul de cette intégrale sur l'ensemble de la section au niveau du bord d'attaque et en intégrant la vitesse axiale sur les zones pour lesquelles sa valeur est négative permet de quantifier le flux recirculant vers l'amont de la conduite. Les deux principales composantes de cette intégrale sont la composante axiale et la composante tangentielle de la vitesse.

$$FMC = \iint \rho r V_\theta V_a dS$$

avec V_θ étant la composante tangentielle de la vitesse en coordonnées cylindriques (r, θ, z), V_a étant la composante axiale de la vitesse suivant l'axe \vec{z} ($V_a < 0$ correspond aux vitesses recirculantes et $V_a > 0$ les vitesses débitantes), r , la coordonnée radiale et ρ , la masse volumique de l'eau précédemment mentionnée.

Les différentes valeurs du flux de moment cinétique pour différents points de fonctionnement sont récapitulées dans le Tableau 2. A débit égal et pour une vitesse de rotation de 6800 RPM, le couple exercé par les phénomènes de recirculation est supérieur pour la configuration inducteur seul que pour la configuration inducteur et rouet couplés. La différence entre les deux configurations est encore plus prononcée pour une vitesse de rotation de 7620 RPM bien que les résultats ne soient pas présentés ici. La valeur du flux de moment cinétique est supérieure pour une vitesse de rotation plus élevée. Lorsque le débit est augmenté, la valeur du couple diminue.

	Flux de moment cinétique [N.m]		
Q [m³.h⁻¹]	1	4	10
RPM [tr.mn⁻¹]	6800		
Inducteur seul	5.24	4.70	3.52
Inducteur/rouet couplés	3.03	2.93	2.87

Tableau 2. Récapitulatif des différentes valeurs du flux de moment cinétique pour les deux configurations : inducteur seul et inducteur couplé au rouet.

Afin d'expliquer la variation de la valeur du flux de moment cinétique, la contribution de la composante tangentielle de la vitesse selon l'axe θ et la contribution de la composante axiale de la vitesse selon l'axe z dans le repère cylindrique sont visualisées sur la Figure 2 et la Figure 4. A noter que, sur ces visualisations obtenues à l'aide de *StarCCM+*, la machine tourne dans le sens trigonométrique et l'inducteur est vu de face.

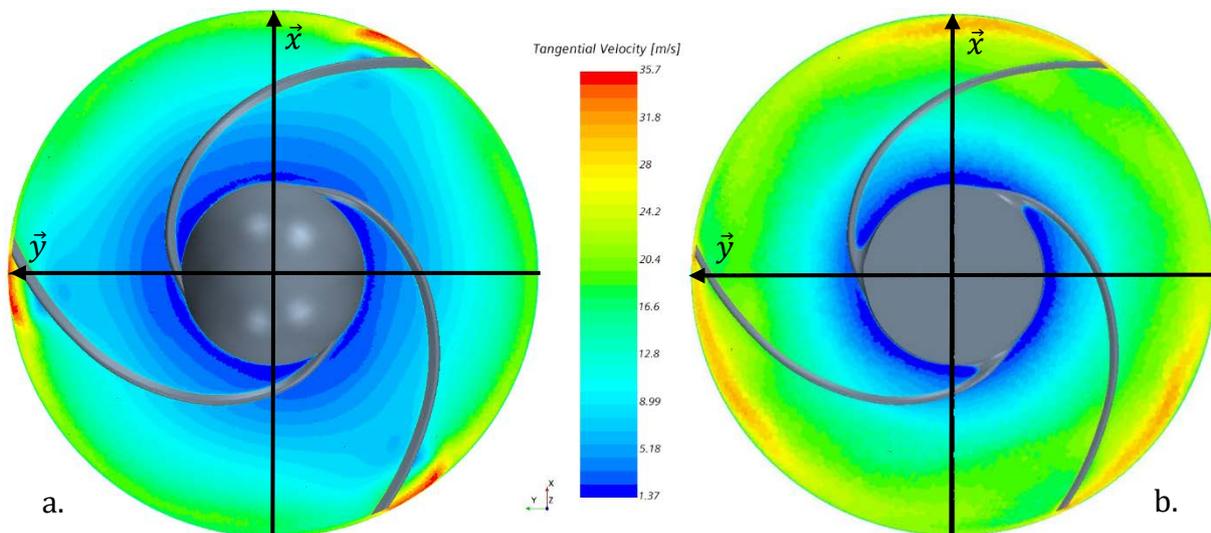


Figure 2. Distribution de la vitesse tangentielle sur la section de la conduite au niveau du bord d'attaque pour un débit de $1 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$ et une vitesse de rotation de 6800 RPM et pour les deux configurations étudiées (vue de face). a. inducteur seul ; b. inducteur et rouet couplés.

La vitesse tangentielle adimensionnée est tracée en fonction du rayon, lui aussi adimensionné, sur la Figure 3. La valeur de la vitesse tangentielle est supérieure dans le cas où l'inducteur et le rouet sont couplés que pour la configuration inducteur seul. Et ce, quel que soit le rayon. Dans les deux cas, la vitesse est proche de zéro près du moyeu et atteint sa valeur maximale au niveau du jeu radial de l'inducteur. Ce maximum est supérieur dans le cas où l'inducteur précède le rouet. Enfin la valeur chute de manière drastique lorsque l'écoulement s'approche de la paroi fixe du bâti et traverse la couche limite due à la rotation de l'inducteur.

La diminution de la valeur du flux de moment cinétique n'est donc pas liée à la vitesse tangentielle qui est supérieure dans le cas où l'inducteur et le rouet sont couplés. Autrement dit, l'ajout du rouet entraîne une rotation plus intense au niveau du jeu radial de l'inducteur. Cela devrait donc entraîner une pré-rotation en amont de l'inducteur plus développée. Néanmoins, cela contredit les observations faites lors des essais expérimentaux. Il paraît donc judicieux d'étudier l'évolution de la composante axiale de la vitesse pour ces deux configurations.

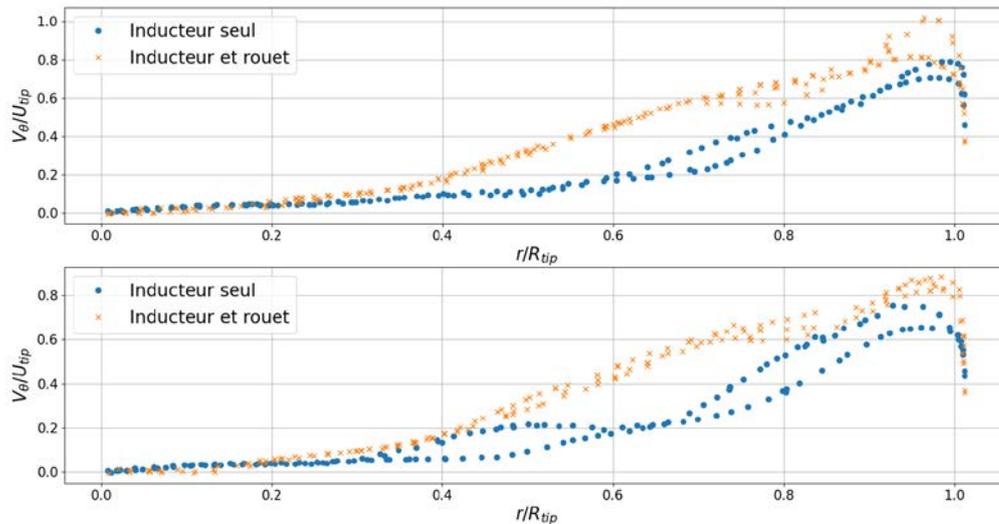


Figure 3. Distribution radiale de la vitesse tangentielle adimensionnée au niveau du bord d'attaque sur 2 lignes de part et d'autre du moyeu selon l'axe \vec{x} et deux lignes de part et d'autre du moyeu selon l'axe y pour un débit de $1 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et une vitesse de rotation de 6800 RPM. a. ligne suivant l'axe \vec{x} ; b. ligne suivant l'axe \vec{y} .

La Figure 4 montre des visualisations CFD du champ des vitesses axiales négatives pour un débit de $1 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et une vitesse de rotation de 6800 RPM. Ces deux images obtenues à l'aide de la CFD mettent en perspectives les phénomènes de recirculation vers l'amont de l'inducteur pour les deux configurations étudiées.

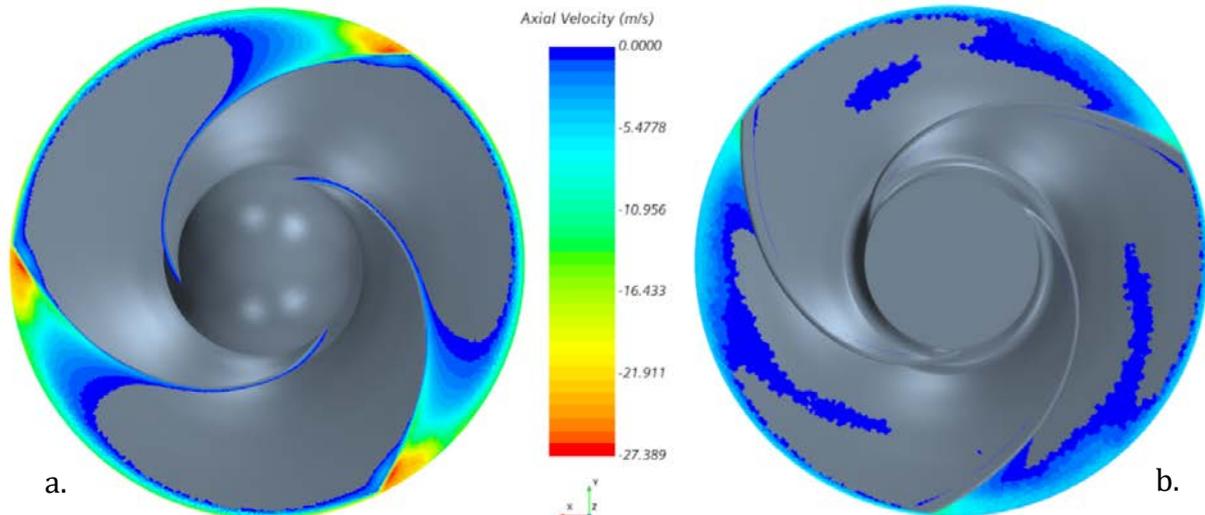


Figure 4. Distribution de la vitesse axiale sur la section de la conduite au niveau du bord d'attaque pour un débit de $1 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et une vitesse de rotation de 6800 RPM pour les deux configurations étudiées (vue de face). a. inducteur seul ; b. inducteur/rouet couplés

On observe sur la Figure 4 une diminution non seulement de la vitesse maximale de recirculation qui a été divisée par deux, mais aussi une diminution de l'aire des zones de recirculation intenses qui se déplacent vers le bout de l'aubage. En calculant l'intégrale des vitesses recirculantes ($V_a < 0$) sur la même section, le débit recirculant vaut $29 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ pour la configuration inducteur seul et $11.4 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ pour la configuration inducteur et rouet couplés. Ces deux valeurs illustrent une nette diminution des phénomènes de recirculation suite au couplage du rouet à l'inducteur, ce qui est confirmé par l'étude de

la distribution radiale de la vitesse axiale au niveau du bord d'attaque dont les valeurs sont inférieures dans le cas où l'inducteur précède le rouet.

Une diminution des vitesses axiales recirculantes peut conduire à une réduction des efforts de cisaillement, une augmentation de la section de passage utile au passage du fluide et permettre de limiter les modifications des angles d'incidence à l'entrée de l'inducteur. Ainsi, l'ajout du rouet peut limiter le développement des phénomènes de cavitation et de la mise en rotation du fluide en amont de l'inducteur permettant de limiter les instabilités et de retarder le décrochage de la pompe centrifuge.

3.2 Impact du rouet sur le champ de pression

Les champs de pression absolue sont tracés sur la Figure 5 pour les deux configurations afin de les comparer et de mettre en évidence l'impact du rouet sur la pression, en sortie et en entrée de l'inducteur. En complément, le tableau 3 regroupe des pressions moyennées sur les surfaces considérées pour faciliter l'interprétation des champs de pression.

	Pression absolue [bar]			
	Entrée		Sortie	
	Moyeu	Périphérie	Moyeu	périphérie
Inducteur seul	0.73	1.7	2.83	4.28
Inducteur et rouet	1.03	3.3	1.98	4.37

Tableau 3. Pression absolue en bar relevée à plusieurs endroits de chaque configuration pour un débit de $1 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et une vitesse de rotation de 6800 RPM. Pression de référence imposée en amont : 1.2 bar.

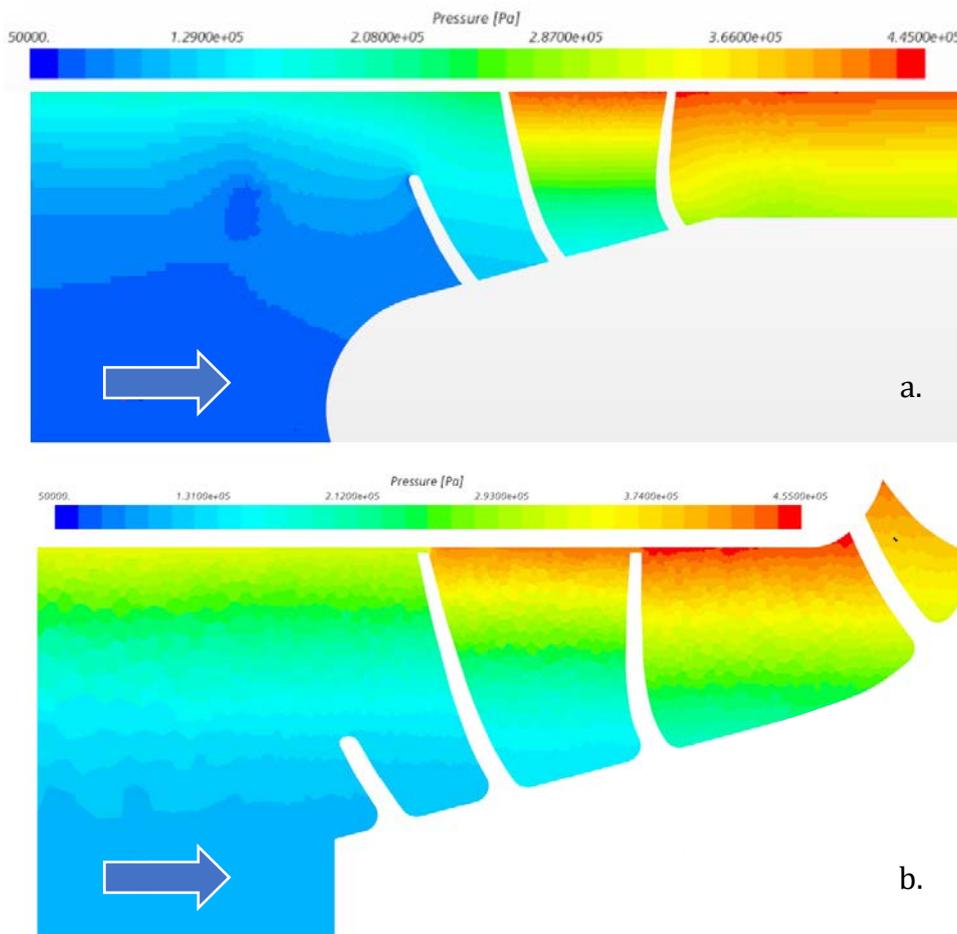
D'après le Tableau 3, on remarque tout d'abord une pression inférieure au niveau du moyeu à l'entrée de l'inducteur dans le cas où l'inducteur est découplé du rouet. Cette observation est confirmée par la Figure 5. L'inducteur est donc responsable d'une dépression à l'amont qui est limitée par l'ajout du rouet. Cela confirme les observations qui ont été faites durant les essais expérimentaux sur inducteur seul et inducteur et rouet couplés avec l'utilisation de kérosène : une pression supérieure à l'amont de la pompe limite la cavitation et les phénomènes de dégazage.

Toujours à l'entrée, le gradient de pression entre le moyeu et la périphérie est supérieure dans le cas où l'inducteur est couplé au rouet (+1.3 bar par rapport à la configuration inducteur seul). Ainsi, la pression statique en entrée à la périphérie de l'aubage de l'inducteur est plus importante lorsque celui est couplé au rouet.

Le gradient de pression, induit en périphérie du premier pas d'aubage de l'inducteur, est estimé en moyennant plusieurs valeurs de pression sur plusieurs lignes traversant l'aubage au niveau du jeu radial. Dans le cas où l'inducteur est couplé au rouet, ce gradient vaut 0.88 bar et il vaut 2.44 bar dans le cas de l'inducteur seul. Ce gradient, à l'origine du débit de fuite, est un des contributeurs des phénomènes de recirculation au niveau du jeu radial de l'inducteur. L'ajout du rouet, en diminuant la différence de pression induite par le premier pas d'aubage de l'inducteur, permet une diminution de l'ordre de 40% de ces phénomènes de recirculation. Il est alors possible d'estimer la valeur du débit de fuite en considérant le gradient de pression et de comparer cette valeur pour les deux configurations (voir partie 3.3).

En sortie d'inducteur, à la périphérie, la pression est légèrement supérieure pour la configuration inducteur et rouet couplés (de l'ordre de 0.1bar). Cela coïncide avec les mesures de pression obtenues lors des essais expérimentaux effectués par Safran Aircraft Engines. La différence entre l'écart de pression entre le moyeu et la périphérie reste significative d'une configuration à l'autre, illustrant

l'impact non négligeable du couplage entre le rouet et l'inducteur sur les champs de pression en sortie d'inducteur.



1

Pression plus faible au niveau du moyeu en entrée d'inducteur dans le cas où il est découplé du rouet.

2

Ecart de la pression entre le moyeu et la périphérie est significativement plus élevé dans le cas inducteur seul.

3

Le gradient de pression au premier pas d'aubage de l'inducteur est plus élevé (+1.6 bar) dans le cas inducteur seul.

Figure 5. Champs de pression pour les deux configurations pour une vitesse de rotation de 6800 RPM et un débit de $1 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. a. inducteur seul ; b. inducteur/rouet couplés

3.3 Contribution de la fuite dans la recirculation

Il a été montré dans la partie 3.1 que la valeur du débit de reflux, correspondant aux vitesses recirculantes vers l'amont de l'inducteur, était environ 2.6 fois inférieure dans le cas où l'inducteur est couplé au rouet centrifuge. Ceci illustre une réduction significative des phénomènes de recirculation. Cette diminution se répercute sur la valeur de flux de moment cinétique déterminée précédemment. Ainsi une diminution de la vitesse axiale entraîne, si non compensée par une augmentation de la vitesse tangentielle, une diminution du flux de moment cinétique caractérisant les phénomènes de pré-rotation.

Il est courant de lire dans la littérature que les deux contributions majeures au débit recirculant se trouvent au niveau du jeu radial et au niveau du bord d'attaque et que ces phénomènes de recirculation sont causés par le gradient de pression entre l'amont et l'aval [4, 5, 6]. Pour autant, il a été vu précédemment qu'une contribution supplémentaire, liée à l'extrados de l'aubage et aux effets centrifuges avant l'entrée dans la veine de l'inducteur, appelée le *shear pumping effect* doit être considérée afin d'identifier tous les contributeurs aux phénomènes de recirculation [7].

Les contributions respectives du débit de fuite au niveau du jeu radial, du débit recirculant au niveau du bord d'attaque et celui au niveau du col inter-aubages ont été estimées à partir de StarCCM+ en créant différentes surfaces. La Figure 6 représente le champs de vitesses en entrée de la veine de l'inducteur qui permis d'estimer le débit recirculant au niveau du bord d'attaque.

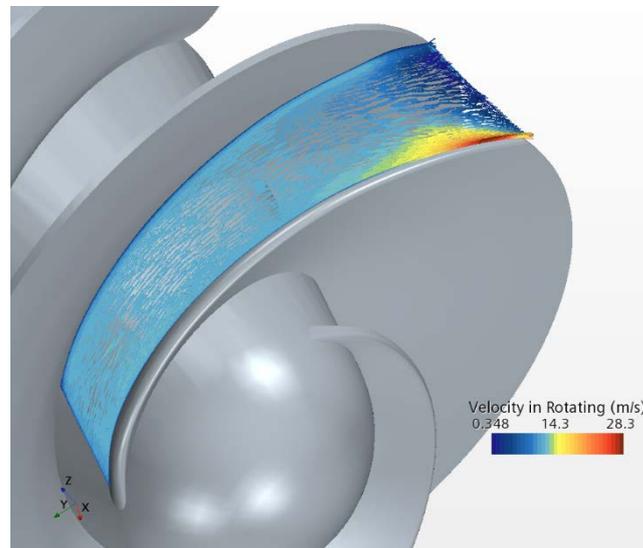


Figure 6. Champs de vitesses en entrée de la veine de l'inducteur pour une vitesse de 6800 tr.min⁻¹ et un débit injecté de 1 m³.h⁻¹

L'intégration de la vitesse sur cette surface montre que le débit entrant dans la veine est de l'ordre de 8.8 m³.h⁻¹, pour un débit injecté (débit de l'écoulement imposé) de 1 m³.h⁻¹. Le débit total de la veine est égal au débit injecté additionné du débit de fuite en périphérie auxquels nous soustrayons le débit allant de l'inducteur vers le reflux. Pour ce calcul, le débit de fuite a été estimé à 8.2 m³.h⁻¹. Ainsi, nous pouvons en déduire le débit allant de l'inducteur vers la zone de reflux, liée à la différence de pression autour du bord d'attaque, qui vaut 0.4 m³.h⁻¹. Cette valeur représente une part négligeable du débit de reflux total dont la valeur est égale à 29 m³.h⁻¹. Il reste en réalité plus de 20 m³.h⁻¹, qui ne proviennent ni du débit de fuite ni du débit recirculant au niveau du bord d'attaque, et qui incombent au *shear pumping effect*.

Ce calcul n'a pas été réalisé sur l'ensemble inducteur couplé au rouet centrifuge. Néanmoins, l'analyse du champ de pression et l'intégration de la vitesse axiale en entrée d'inducteur nous permettent de réaliser une estimation afin de comparer le comportement lorsque l'inducteur est couplé ou non au rouet centrifuge. En considérant le gradient de pression en périphérie du premier pas d'aubage de l'inducteur et en supposant une diminution de 40% du débit de fuite suite à l'ajout du rouet, le débit de fuite est estimé à 5 m³.h⁻¹. Dans cette configuration, le débit de recirculation total a été estimé à 11.4 m³.h⁻¹. Cela signifie qu'en négligeant la contribution du débit recirculant au niveau du bord d'attaque, il subsiste environ 6 m³.h⁻¹ associés au *shear pumping effect*. Nous constatons ainsi une diminution significative de l'effet du *shear pumping effect* dans le cas où l'inducteur est couplé au rouet.

4. Conclusion

Des modélisations des deux configurations ont été réalisées, afin de caractériser le développement de la pré-rotation en amont de l'inducteur en déterminant la valeur du flux de moment cinétique pour une vitesse de rotation de 6800 RPM et pour des valeurs du débit égales à 1, 4 et 10 m³.h⁻¹. Les contributions des vitesses axiale et tangentielle ont été étudiées pour comprendre l'évolution des phénomènes de recirculation et du flux de moment cinétique. Le champ de pression a été tracé pour les deux configurations. Enfin, les contributions du débit de fuite, du débit recirculant au niveau du bord d'attaque ont été estimées afin de déduire la part qui incombe au *shear pumping effect*. Plusieurs constats sont faits grâce à l'exploitation des résultats CFD provenant de ces simulations.

1. L'ajout du rouet permet de diminuer le couple lié au flux de moment cinétique en réduisant significativement les vitesses axiales recirculantes et le débit de reflux associé (2.5 fois inférieure dans le cas où l'inducteur est couplé au rouet) mais augmente la composante tangentielle de la vitesse au niveau de l'entrée de l'inducteur.
2. Les pressions à l'entrée de l'inducteur (notamment au niveau du moyeu) et à la sortie (notamment au niveau de la périphérie) sont supérieures dans le cas où l'inducteur est couplé au rouet. L'inducteur semble induire une dépression en amont qui est fortement limitée par l'ajout du rouet.
3. Le débit de fuite au niveau du jeu radial ne représente que 30% du débit de reflux total et la part du débit recirculant au niveau du bord d'attaque est négligeable. Il reste donc une partie importante qui incombe au *shear pumping effect*.

Cette étude permet de constituer une base de réflexion pour la conception d'une nouvelle méthodologie et d'un nouveau banc d'essai dont le but sera la caractérisation des interactions entre un inducteur et un rouet centrifuge. L'impact de la distance axiale, entre l'inducteur et le rouet, sur le champ de pression, en aval et en amont de l'inducteur, ainsi que la modification de certains paramètres géométriques à la sortie de l'inducteur et l'entrée du rouet seront étudiés. L'objectif sera de caractériser les performances hydrauliques de la pompe avec et sans cavitation ainsi que de mettre en place une ou plusieurs méthodes de visualisation. Les phénomènes de pré-rotation, le développement de la cavitation à bas débit ainsi que de la dynamique de dégazage (selon la nature du fluide employé) seront étudiés et documentés. Ces différentes observations pourront alors être intégrées au modèle 1D utilisé lors du dimensionnement des pompes centrifuges par le LIFSE et optimiser le fonctionnement des pompes centrifuges à débit partiel.

5. Remerciements

Les auteurs souhaitent remercier Safran Aircraft Engines pour son soutien financier ainsi que sa contribution pour la rédaction de cet article et la supervision de la thèse portant sur l'étude des interactions inducteur/rouet.

Références

- [1] Magne, T., Paridaens, R., Ravelet, F., Khelladi, S., Bakir, F., Tomov, P., & Pora, L. (2020). Effect of gas content on the cavitating and non-cavitating performance of an axial three-bladed inducer. *Multiphase Science and Technology*, 32(1).
- [2] Magne, T., Paridaens, R., Khelladi, S., Bakir, F., Tomov, P., & Pora, L. (2020). Experimental Study of the Hydraulic Performances of Two Three-Bladed Inducers in Water, Water With Dissolved CO₂, and Jet Fuel. *Journal of Fluids Engineering*, 142(11).
- [3] Tomov, P., Pora, L., Paridaens, R., Magne, T., Kebdani, M., Khelladi, S., & Bakir, F. (2022). Study of the Hydraulic Performances of Two Inducers in Water—CO₂ Mixture—Toward Performance Improvement With Suppression of Prerotation. *Journal of Fluids Engineering*, 144(4), 041203.
- [4] Brennen, C. E. (2011). *Hydrodynamics of pumps*. Cambridge University Press.
- [5] Fanning, D. T., Gorrell, S. E., Maynes, D., & Oliphant, K. (2019). Contributions of tip leakage and inlet diffusion on inducer backflow. *Journal of Fluids Engineering*, 141(12).
- [6] Ito, Y., Tsunoda, A., Kurishita, Y., Kitano, S., & Nagasaki, T. (2016). Experimental visualization of cryogenic backflow vortex cavitation with thermodynamic effects. *Journal of Propulsion and Power*, 32(1), 71-82.
- [7] Bhattacharyya, A., Acosta, A. J., Brennen, C. E., & Caughey, T. K. (1993). Observations on Off-Design Flows in Non-Cavitating Axial Flow Inducers. In *ASME Symposium on Pumping Machinery* (No. 154, pp. 135-141). American Society of Mechanical Engineers.
- [8] Lee, K. H., Lee, J. M., Park, J. S., & Kang, S. H. (2004). A Study on cavitation interaction between inducer and impeller in turbopump. In *40th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit* (p. 4026).
- [9] Bakir, F., Kouidri, S., Noguera, R., & Rey, R. (1998, June). Design and analysis of axial inducers performances. In *ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting*. Washington DC, USA.
- [10] Tanaka, Y., Kitabata, T., Nasu, K., Watanabe, S., & Sakata, A. (2022). Suppression of Cavitation Surge in Turbopump with Inducer by Reduced-Diameter Suction Pipe with Swirl Brake. *Journal of Fluids Engineering*, 144(7), 071205.
- [11] Lundgreen, R., Maynes, D., Gorrell, S., & Oliphant, K. (2019). Increasing inducer stability and suction performance with a stability control device. *Journal of Fluids Engineering*, 141(1).
- [12] Yamamoto, K., & Tsujimoto, Y. (2009). A backflow vortex cavitation and its effects on cavitation instabilities. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 2(1), 40-54.