



Science Arts & Métiers (SAM)

is an open access repository that collects the work of Arts et Métiers Institute of Technology researchers and makes it freely available over the web where possible.

This is an author-deposited version published in: <https://sam.ensam.eu>
Handle ID: <http://hdl.handle.net/10985/8589>

To cite this version :

Juan WANG, Farid BAKIR, Christophe SARRAF, Florent RAVELET - Influence de la répartition de la charge sur les performances d'une turbomachine axiale contrarotative - In: 21ème Congrès Français de Mécanique, France, 2013-08 - 21ème Congrès Français de Mécanique - 2013

Any correspondence concerning this service should be sent to the repository

Administrator : scienceouverte@ensam.eu



Influence de la répartition de la charge sur les performances d'une turbomachine axiale contrarotative

J. Wang^a, F. Ravelet^a, F. Bakir^a, C. Sarraf^a

a. DynFluid Lab., Arts et Metiers ParisTech, 151 boulevard de l'Hôpital, 75013 Paris, France

Résumé :

Les ventilateurs axiaux contra-rotatifs peuvent contribuer à réduire la consommation, la masse et le volume dans de nombreux domaines industriels. La conception et l'optimisation d'un tel système sont des défis technologiques et scientifiques, notamment à cause de phénomènes très complexes produits par l'interaction d'écoulements hautement instationnaires entre les deux rotors. Des mesures expérimentales des performances globales, des fluctuations de pression et de vitesse sur un premier système ont permis de valider une méthode de conception, puis d'étudier l'effet de la distance entre les deux rotors et du rapport des vitesses de rotation. Les résultats montrent une étonnante plage de fonctionnement optimale. Nous présentons ici un ensemble de résultats comparant les performances de quatre systèmes contra-rotatifs dessinés pour le même point de fonctionnement et présentant des variations de la répartition du travail effectué par chaque rotor, ainsi que de la pente de la caractéristique du premier rotor. De plus, nous explorons les effets de ces paramètres sur la robustesse des performances de l'étage vis-à-vis de la variation du rapport des vitesses des deux rotors.

Abstract :

Due to high requirements of energy consumption level, weight and dimension restriction in many industrial fields, compact axial turbomachines are expected. Counter-rotating axial-flow fans may be a solution. The design and optimization of such a system is a scientific and technological challenge, particularly because of very complex phenomena produced by the interaction of highly unsteady flows. Experimental measurements of overall performance, wall pressure fluctuations and velocity have been performed on a reference system. The design method has first been validated, and the effects of the distance between the two rotors and of the rotational speed ratio have been studied. The results show a surprising optimum operating range. We present a set of results comparing the performances of four contra-rotating systems that have been designed for the same operating point. These stages differ in their distribution of load between the rotors, and in the slope of the characteristic of their first rotor. In addition, we explore the effects of these parameters on the robustness of the performance of the stage with respect to the variation of the speed ratio of the two rotors.

Mots clefs : répartition de la charge ; ventilateurs contra rotatifs ; turbomachine axiale

1 Introduction

Les machines avec deux rotors contra-rotatifs sont une solution prometteuse, pour réduire la consommation d'énergie, la masse et le volume dans de nombreuses applications industrielles subsoniques [2, 6]. De tels ventilateurs sont par exemple développés par l'entreprise SANYO DENKI dans le domaine du refroidissement de composants électroniques. Par rapport à deux ventilateurs utilisés en série, les avantages d'un ventilateur contra-rotatif sont d'accéder à la fois à un plus grand débit d'air associé à une importante augmentation de la pression statique, et de réduire la consommation d'énergie [6].

L'étage d'une turbomachine contra-rotative est composé de deux rotors tournant en sens opposés : le rotor amont (FR) et le rotor aval (RR). Le rôle du rotor aval est double : d'une part il permet

de redresser l'écoulement issu du premier rotor, à la manière d'un diffuseur convertissant l'énergie cinétique de rotation en énergie de pression statique; et d'autre part il contribue par sa rotation à communiquer une énergie supplémentaire au fluide.

Une conception efficiente de tels systèmes reste à développer [1, 5, 7]. La présence des deux rotors conduit en effet à introduire de nouveaux paramètres libres pour la conception, comme la répartition de charge entre les rotors, la distance et le rapport des diamètres ou des vitesses de rotation, *etc.* Une méthode originale pour concevoir un étage contra-rotatif a été développée au laboratoire Dynfluid et un premier système, dénommé ci-après HSN a été largement étudié [4, 5]. Les résultats principaux en termes de performances globales pour ce système de référence sont :

- Le point nominal (défini comme le point de rendement maximum mesuré expérimentalement) de l'étage est très proche du point de conception. Le débit nominal Q_n est celui de conception, et l'élévation de pression est inférieure de 10% à l'objectif de conception. Le rendement statique nominal de l'étage η_s est d'environ $65.5 \pm 1\%$.
- L'étage contra-rotatif a une grande plage de fonctionnement avec un rendement élevé : $60\% \leq \eta_s \leq 65\%$ pour $76\% \leq Q/Q_n \leq 115\%$.
- En variant le rapport des vitesses de rotation des deux rotors $\theta = N_{RR}/N_{FR}$, le système garde un très bon rendement statique. La valeur de conception est $\theta_c = 0.9$ et les résultats obtenus sont, pour les points nominaux, $\eta_s \geq 60\%$ pour $0.8 \leq \theta \leq 2$, avec un optimum des optima $\eta_s = 67 \pm 1\%$ pour $\theta = 1.05$.

Les travaux rapportés ici sont motivés par le fait que, dans la mesure de nos connaissances, l'influence de la répartition du travail entre rotors a été peu étudiée. Pour cela, trois nouveaux systèmes contra-rotatifs sont conçus en conservant le même cahier des charges, mais en variant certains paramètres de conception comme la répartition du travail, les vitesses de rotation, le calage des pales, *etc.* Les performances globales sur les trois étages et sur les rotors amonts seuls sont étudiées, de même que l'effet de la variation du rapport de vitesse θ .

2 Conception de quatre systèmes identiques globalement, avec variation de la répartition du travail entre rotors amonts et aval

2.1 Démarche de conception d'un étage

Les quatre étages sont dessinés pour le même point de fonctionnement défini par une même élévation de pression totale $\Delta P_{tC} = 420$ Pa au débit volumique $Q_C = 1$ m³.s⁻¹. Tout d'abord, le rotor amont (FR) de l'étage est conçu pour réaliser une certaine élévation de pression au débit de conception. Son dessin est effectué au moyen de MFT, code élaboré au laboratoire, basé sur une méthode inverse [3]. Le comportement du FR au débit de conception est ensuite analysé par la méthode directe proposée par MFT, basée sur une hypothèse d'équilibre radial, des corrélations empiriques de grilles d'aubes et des modèles de pertes. Les profils radiaux des vitesses axiales et tangentielles sont alors utilisés pour le dessin du rotor aval (RR), de sorte à apporter le complément à l'élévation de pression totale de l'étage, et à redresser complètement l'écoulement en sortie d'étage (angle absolu égal à 0 au point de conception). Les détails de la méthode sont décrits en Refs. [4, 5]. Cette méthode de conception conduit à des rotors aval non conventionnels avec des calages évoluant de manière non monotone du pied à la périphérie.

2.2 Détails de la conception des quatre systèmes

Le facteur de répartition du travail est défini par le rapport entre l'élévation de pression totale de RR et la pression totale de l'étage : $L = \Delta P_{tRR}/\Delta P_{tC}$. Les paramètres dimensionnant des quatre systèmes sont présentés dans le tableau 1 et en Fig. 1. Les quatre systèmes ont différents L pour le même point de conception. Les trois nouveaux systèmes ont un rayon au niveau du moyeu R_{hub} plus important que celui de HSN, afin d'améliorer un problème de recirculation lié à la présence du moteur [4].

JW1 a une répartition L proche du système de référence HSN. Le rotor amont FRH de ce système a

	N_{FR}/N_{RR} (rpm)	θ_C	L %	Z_{FR}/Z_{RR}	R_{hub} (mm)	R_{tip} (mm)	Calage des pales du FR	Symbole
HSN	2000/1800	0.9	39	11/7	55	187.5	faible	×
JW1	2300/2200	0.96	41	10/7	65	187.5	fort	○
JW2	1800/2600	1.44	52	13/7	65	187.5	faible	□
JW3	2600/1100	0.42	23	10/7	65	187.5	fort	▽

TABLE 1 – Paramètres dimensionnant des quatre étages. N_{FR} : vitesse de rotation nominale du FR ; θ_C : rapport des vitesses de rotation nominal ; Z : nombre de pales ; R : rayon(mm)

été conçu avec un calage élevé des pales dans le but d’obtenir une courbe caractéristique de l’élévation de pression statique ΔP_s en fonction de Q plus raide (Fig. 1b).

Parmi les systèmes étudiés, JW2 réalise le plus grand L , c’est-à-dire que RR2 communique plus d’énergie au fluide que FR2. Le faible calage des pales de FR2 est choisi dans l’idée d’avoir une caractéristique plus plate. L’idée du JW3 est d’étudier un cas extrême où FR3 réalise 76.7% de l’élévation de pression totale du système et possède une caractéristique très raide.

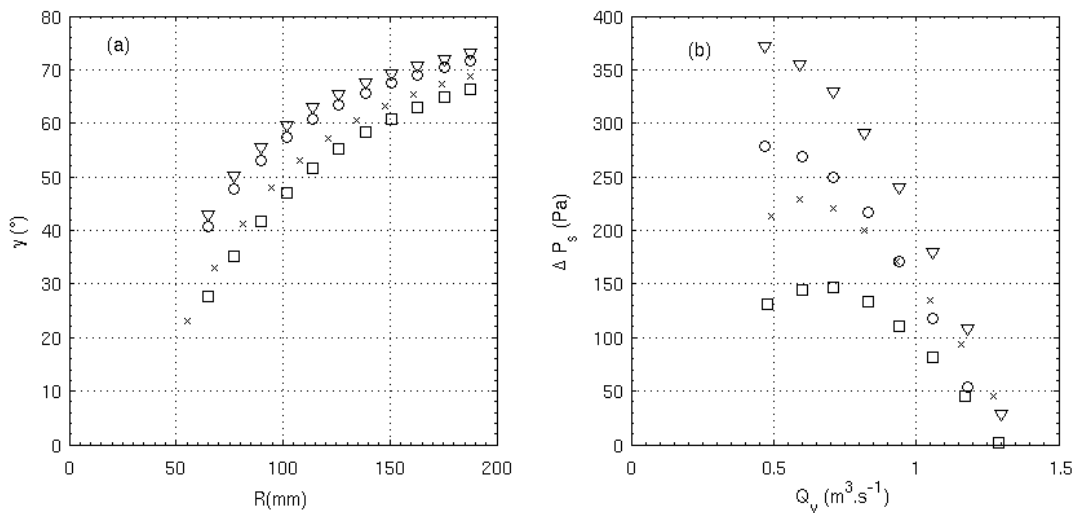


FIGURE 1 – Conception par MFT [3] des rotors amonts FR1 du JW1 (○) ; FR2 du JW2 (□) ; FR3 du JW3 (▽) et FRH du HSN (×). (a) : Profil du calage des pales (degrés) et (b) : élévation de pression statique calculée par un modèle semi-empirique [3].

3 Méthode expérimentale

Tous les systèmes sont testés sur un banc d’essais normalisé : *AERO²FANS*, construit au Laboratoire Dynfluid [4]. Dans ce document, l’élévation de pression statique est définie selon la norme ISO-5801 par la différence entre la pression statique en aval de la machine étudiée et la pression totale en entrée (pression atmosphérique). La valeur est obtenue par la moyenne de quatre prises de pression situées en aval d’un redresseur, puis corrigée par la perte de charge du conduit mesuré sans rotor. Ainsi, la pression statique de conception est $\Delta P_{sC} = \Delta P_{tC} - \frac{1}{2} \rho_{ref} \left(\frac{Q_C}{\pi D^2/4} \right)^2 \simeq 373$ Pa, avec $D = 380$ mm le diamètre du conduit, et $\rho_{ref} = 1.21$ kg.m⁻³ une masse volumique de référence. La pression atmosphérique, la température et le taux d’humidité de l’air sont mesurés, et les pressions statiques mesurées sont ramenées à cette valeur de référence. Le rendement statique est défini par $\eta_s = \frac{\Delta P_s Q}{(\tau_{FR} \omega_{FR}) + (\tau_{RR} \omega_{RR})}$. Les couples τ sont mesurés par les variateurs des moteurs synchrones à aimants permanents, et ont été au préalable calibrés par un couplemètre rotatif à jauge de contrainte externe [4]. La distance axiale entre les rotors pour les quatre systèmes est ici fixée à $S = 40$ mm, soit l’ordre de grandeur de la corde au rayon moyen des rotors amonts. Une étude des effets de ce paramètre sur le système HSN est présentée

en Ref. [5].

Les incertitudes ont été analysées par Nouri et al. [5]. L'incertitude sur le débit est de l'ordre de $\pm 0.5\%$, celle sur la pression statique est de ± 2 à ± 5 Pa, et celle sur le rendement statique est égale $\pm 1\%$.

4 Présentation et analyse des résultats

4.1 Comparaison des performances des 4 systèmes

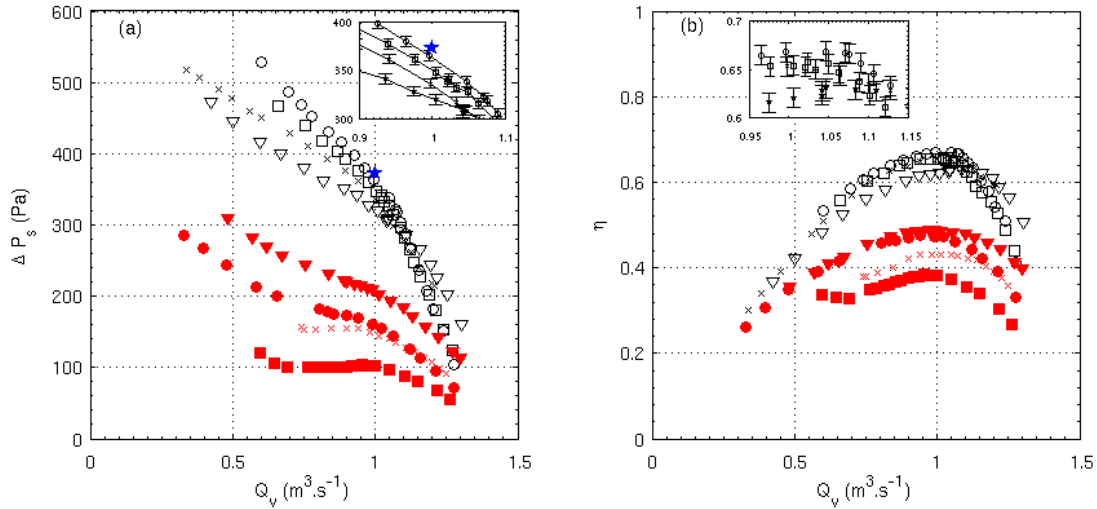


FIGURE 2 – Performances mesurées des quatre systèmes contra rotatifs au point de conception : étage JW1 (○); étage JW2 (□); étage JW3 (▽); étage HSN (×); FR1 (●); FR2 (■); FR3 (▼); FRH (×); point de conception (★)

La figure 2 présente les courbes de performance des étages des 4 systèmes et aussi des FR seuls.

Au niveau de la forme des courbes, on peut remarquer :

- Premièrement, les courbes de ΔP_s pour les rotors amonts sont caractérisées par des pentes locales autour du débit de conception ($Q_C = 1 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$) plus raides pour FR1 et FR3 que pour FR2 et FRH. Ce résultat est conforme à la conception décrite au tableau 1.
- Deuxièmement, on compare JW1 et HSN ayant des répartitions L similaires de l'ordre de $L = 40\%$. On peut noter que la pente locale autour de Q_C de la caractéristique statique de l'étage se raidit légèrement (de $-39 \text{ Pa} \cdot \text{m}^3 \cdot \text{s}$ pour HSN à $-56 \text{ Pa} \cdot \text{m}^3 \cdot \text{s}$ pour JW1) quand la pente du FR est plus raide (de $-1 \text{ Pa} \cdot \text{m}^3 \cdot \text{s}$ pour FRH à $-15 \text{ Pa} \cdot \text{m}^3 \cdot \text{s}$ pour FR1).
- Enfin, les pentes des étages JW1 et JW2 sont semblables, de l'ordre de $-56 \text{ Pa} \cdot \text{m}^3 \cdot \text{s}$ et $-49 \text{ Pa} \cdot \text{m}^3 \cdot \text{s}$, respectivement. En revanche, les pente des FR sont très différentes, $-15 \text{ Pa} \cdot \text{m}^3 \cdot \text{s}$ et $-1 \text{ Pa} \cdot \text{m}^3 \cdot \text{s}$. En sachant que le système JW2 a un plus grand L que JW1, on peut formuler l'hypothèse que la pente de la caractéristique de l'étage ne dépend pas uniquement de celle de FR. Elle dépend aussi du facteur de répartition L .

La comparaison de ΔP_s au point de conception est effectuée au tableau 2. L'étage JW1 a des performances très satisfaisantes, tant en termes de valeur de pression statique atteinte que de rendement statique. Pour les étages JW1 et JW2, on peut noter des performances proches, avec un ΔP_s déterminé par les essais bien en accord avec la valeur de conception, avec moins de 7% d'écart. Pour JW3 et HSN, il y a un écart plus important jusqu'à -14% environ. Les valeurs de pression statique effectivement réalisées par les rotors amonts (Fig. 2a) sont en bon accord avec celles prédites par le logiciel de dimensionnement (Fig. 1b). Les mesures de profils de vitesses en aval de FRH ont montré en revanche une légère différence au niveau du profil de vitesse axiale, causant une moins bonne adaptation du rotor aval dans le cas du système HSN [5]. Un phénomène similaire pourrait expliquer la moins bonne performance de l'étage JW3.

	FR			Étage		
	ΔP_s (Pa)	η_s (%)	Ecart analyse MFT	ΔP_s (Pa)	η_s (%)	Ecart conception
HSN	147±3	43.0±1	-2.6%	334±5	65.4±1	-10.5%
JW1	157±3	47.2±1	9.0%	364±5	66.8±1	-2.9%
JW2	101±2	38.3±1	5.2%	350±5	65.4±1	-6.2%
JW3	207±4	48.8±1	-1.4%	321±5	62.1±1	-13.9%

TABLE 2 – Comparaison des performances des quatre systèmes au débit de conception.

Les différences entre FR1 et FR2 sont quant-à elles plus importantes que celles entre FR3 et FRH : le rotor amont FR2 a un très faible rendement statique (Fig. 2b) ce qui pourtant ne pénalise pas tant l'étage ; de manière réciproque, FR3 est le rotor amont possédant le meilleur rendement statique, mais JW3 est un piètre étage. Lorsque le facteur de répartition L est très bas (JW3), l'étage est le moins performant et de plus n'est pas nominal au débit de conception (voir la courbe des rendements en Fig. 2b). On peut formuler l'hypothèse que quand la valeur du paramètre L est faible, le RR est plus difficile à adapter avec le FR.

4.2 Effet du rapport de vitesse sur les performances des systèmes contra rotatifs

Les performances des quatre systèmes sont examinées en variant le rapport de vitesse θ . En raison de la puissance limite des moteurs, les plus grandes valeurs du rapport θ sont obtenues en diminuant la vitesse de rotation de l'ensemble. Le nombre de Reynolds à mi-envergure, basé sur la corde et sur la vitesse relative [5] varie ainsi pour le rotor amont de 1.4×10^5 (JW2, $\theta = 3$) à 3.9×10^5 (JW3, $\theta = 0.42$). Pour chaque système, nous avons vérifié pour plusieurs valeurs de θ réalisées à deux nombres de Reynolds différents que les élévations de pressions sous forme adimensionnelles ne dépendaient pas de la faible variation en nombre de Reynolds ainsi explorée.

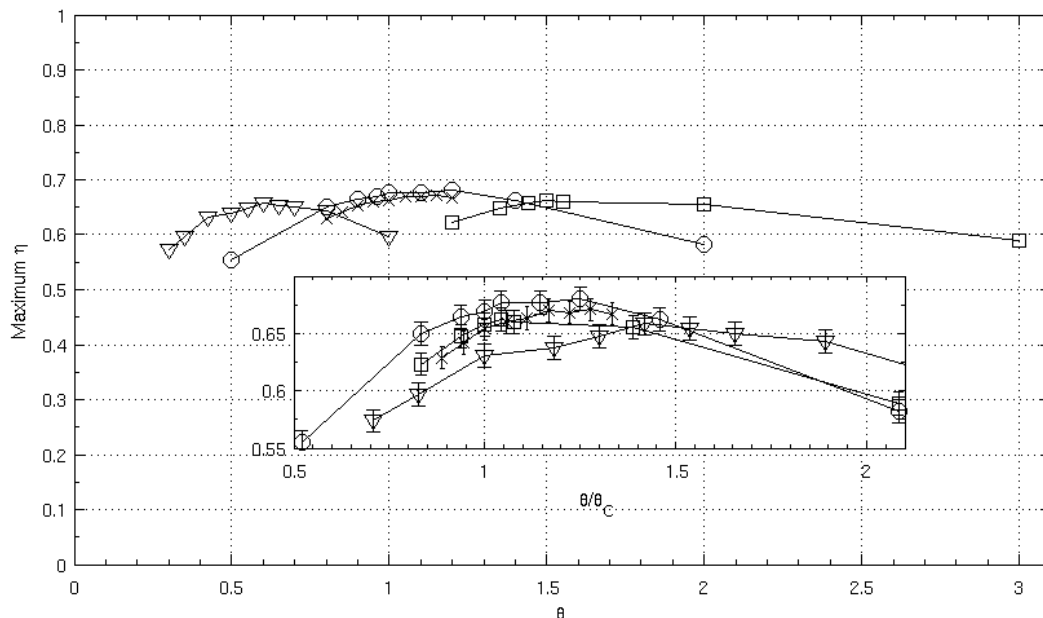


FIGURE 3 – Evolution du rendement maximum en fonction du rapport des vitesses de rotation pour : JW1 (○) ; JW2 (□) ; JW3 (▽) ; HSN (×) ;

La figure 3 présente l'influence du θ sur les performances globales des quatre systèmes. Le rendement

maximum est également tracé dans l'encart en fonction du θ normalisé par le θ_C de chaque système. Les rendements maximum des 4 systèmes sont réalisés à $\theta = 1.2$ et $\eta_{max} = 68.1\%$ (pour JW1), $\theta = 1.5$ et $\eta_{max} = 66.2\%$ (pour JW2), $\theta = 0.6$ et $\eta_{max} = 65.8\%$ (pour JW3) et $\theta = 1.05$ et $\eta_{max} = 67\%$ (pour HSN), spécifiquement 25%, 4.2%, 41.8% et 16.7% au dessus de la θ_C de chaque système. De plus, la figure 3 montre que les 4 systèmes peuvent atteindre un rendement $\eta_s \geq 60\%$ en variant le rapport des vitesses de rotation dans la plage $0.85 \leq \theta/\theta_C \leq 2$. Ceci semble donc constituer un caractère robuste d'un système de ventilateurs contra-rotatifs.

5 Conclusions

Trois nouveaux étages du ventilateurs contra-rotatifs ont été conçus, pour étudier l'influence de la répartition du travail entre rotor amont et rotor aval. Les caractéristiques des étages ont été validées par des essais.

- Au point de conception, l'élévation de pression statique des trois systèmes sont légèrement inférieures à l'objectif de conception, respectivement de -3 , -6 et -14% pour JW1, JW2 et JW3.
- Pour les étage conçu avec quasiment la même répartition de travail entre rotor L ($\simeq 40\%$), la pente de la courbe ΔP_s de l'étage varie avec la même tendance que celle du FR seul.
- En revanche, pour les étage JW1 et JW2 qui ont des répartitions L différentes et des rotors amonts aux caractéristiques avec des pentes très différentes, les caractéristiques des étages sont finalement assez semblables : ces deux effets ont donc un rôle à jouer dans la forme des caractéristiques.

Par ailleurs, les effets du rapport θ sur les caractéristiques globales ont été explorés. Les résultats sont :

- L'optimum des rendements statiques est obtenu pour *les quatre étages* quand les rapports de vitesse sont légèrement au dessus du rapport de conception. Sur l'étage HSN, une corrélation entre ce point et le redressement complet de l'écoulement en sortie d'étage a été observée [5].
- Les rendements statiques maxima sont restés supérieurs à 60%, en variant θ de 83% à 200% environ de ces valeurs de conception.

Afin de mieux comprendre les effets rapportés ici, une étude plus locale des champs de vitesse entre les rotors par Vélocimétrie Laser Doppler ou PIV sera réalisée afin de comparer les profils effectifs à ceux utilisés lors de la conception. Il est également nécessaire d'effectuer des mesures du redressement en sortie des étages. Enfin, les profils de pression totale entre les rotors et en aval du système seront mesurés afin d'avoir accès aux caractéristiques des rotors avals soumis aux écoulements des rotors amonts.

Références

- [1] Cho, L., Choi, H., Lee, S., Cho, J. 2009 Numerical and experimental analyses for the aerodynamic design of high performance counter-rotating axial flow fans *In Proceedings of the ASME 2009 Fluids Engineering Division Summer Meeting, Colorado USA* pp. FEDSM2009-78507.
- [2] Min, K.-S., Chang, B.-J., Seo, H.-W. 2009 Study on the Contra-Rotating Propeller system design and full-scale performance prediction method *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering* **1** 29-38
- [3] Noguera, R., Rey, R., Massouh, F., Bakir, F., Kouidri, S. 1993 Design and analysis of axial pumps *In Proceedings of the ASME 1993 Fluids Engineering, Second Pumping Machinery Symposium, Washington USA* pp. 95-111.
- [4] Nouri, H. 2012 Etude expérimentale de l'écoulement et de l'interaction entre deux rotors contrarotatifs subsoniques *Thèse de doctorat, Arts et Metiers Paristech, 2012*. <http://tel.archives-ouvertes.fr/tel-00795114>
- [5] Nouri, H., Danlos, A., Ravelet, F., Bakir, F., Sarraf, C. 2013 Experimental Study of the Instationary Flow Between Two Ducted Counter-Rotating Rotors *J. Eng. Gas Turbines Power* **135** 022601
- [6] Shigemitsu, T., Fukutomi, J., Okabe, Y. 2010 Perfomance and Flow Condition of Small-Sized Axial Fan and Adoption of Contra-Rotating Rotors *Journal of Thermal Science* **19** 1-6
- [7] Shigemitsu, T., Fukutomi, J., Agawa, T. 2013 Internal Flow Condition of High Power Contra-Rotating Small-Sized Axial Fan *International Journal of Fluid Machinery and Systems* **6** 25-32