



RENDEMENT DE BUTEES AERODYNAMIQUES ADAPTEES A UN TURBOCOMPRESSEUR DE SURALIMENTATION

A. Liazid L. Izidi M. Bencherif

Laboratoire LTE – ENSET ; BP 1523 El Mnaouer 31 000-Oran

Tél/Fax : (041) 41 69 16

e.mail : al_lte@enset-oran.dz

Résumé

Peut-on envisager une pivoterie dynamique à air dans la conception des turbocompresseurs rapides de suralimentation afin d'améliorer leur rendement global ? La réponse est affirmative en ce qui concerne les paliers radiaux. Une étude de cas a déjà été effectuée sur ce sujet [1]. Cet article vient compléter cette étude en s'intéressant exclusivement au cas des paliers axiaux (butées). Il s'agit d'étudier la possibilité d'adapter des butées aérodynamiques à un turbocompresseur de suralimentation équipé originellement par des butées lubrifiées à huile. Une comparaison des deux types de butées sera faite sur le plan de la rentabilité énergétique.

Mots clés : *Suralimentation – Turbocompresseur- Tribologie - Paliers à gaz - butée aérodynamique – Lubrification.*

Abstract

Can one uses self acting air bearings in the design of turbochargers in order to improve their total efficiency? The answer is affirmative for the radial bearings. A case study has already been done on this topic. This paper comes to complete this study while being interested exclusively in the case from the axial bearings. It is a question of studying the possibility of adapting aerodynamic thrusts to a turbocharger equipped originally with hydrodynamic thrusts. A comparison of the two thrusts types will be made in the field of efficiency.

Keywords: *Turbocharging – Turbocharger- Tribology - Gas Bearings – Aerodynamic thrust bearing - Lubrication.*

Nomenclature

b_l : pas des rainures [mm]	r_2 : rayon extérieur de la butée [mm]
l_r : largeur de la rainure [mm]	T : température [°K]
F : force de portance [N]	T_a : température ambiante [°K]
h : jeu axial entre la butée et le disque rotatif	v : vitesse radiale du fluide [m/s]
h_r : profondeur de la rainure [mm]	W_p : pertes au niveau des paliers [W]
N : fréquence de rotation du turbocompresseur [Hz]	W_t : puissance de la turbine [W]
p : pression [bar]	θ_r : angle d'inclinaison de la rainure [Deg]
p_a : pression ambiante [bar]	η_u : rendement du turbocompresseur
p_t : pression totale [bar]	μ : viscosité dynamique du fluide [Ns/m ²]
Q : débit massique [kg/s]	ρ : masse volumique du fluide [Kg/m ³]
r : rayon [mm]	indices
r_u : rayon d'étanchéité de la butée [mm]	ec : entrée compresseur
r_c : rayon du cercle de base de la butée [mm]	sc : sortie compresseur
r_r : rayon moyen des rainures [mm]	et : entrée turbine
r_l : rayon intérieur de la butée [mm]	st : sortie turbine

1. Introduction

Les turbocompresseurs contemporains ont subi plusieurs développements concernant les aspects aérodynamiques, géométriques, matériaux et pilotage automatique. Sur le plan de la pivoterie, l'introduction des paliers à gaz constitue une amélioration certaine. Dans la littérature spécialisée concernant les turbocompresseurs de suralimentation, ce sujet reste à peu abordé. Cependant, dans une précédente étude [1], il a été montré qu'il est possible en effet d'accroître le rendement global d'un turbocompresseur de suralimentation dans des proportions allant jusqu'à 20% selon son point de fonctionnement. Ce gain est dû à la substitution des paliers radiaux originellement lubrifiés à l'huile par des paliers dynamiques à air munis de patins oscillants. Ce gain est fort appréciable et revêt une grande importance quand on sait que l'énergie disponible dans les gaz d'échappement est limitée. L'objectif de cet article est d'étudier s'il reste possible de substituer les butées hydrodynamiques à huile par des butées aérodynamiques et d'estimer le gain en terme de rendement. A cet effet et par souci de complémentarité, le même turbocompresseur considéré en [1] a fait l'objet de la présente étude.

En régime de fonctionnement permanent, la puissance consommée par le compresseur augmentée de celle perdue par frottement dans les paliers égalise la puissance produite par la turbine. De ce fait, la définition analytique du rendement mécanique du turbocompresseur peut être établie comme [1]:

$$\eta_{mtc} = 1 - \frac{W_p}{W_t} \quad (1)$$

Par ailleurs, la puissance moyenne consommée par une butée plane à géométrie fixe du type hydrodynamique ou aérodynamique peut s'exprimer par :

$$P_{fb} = \mu \frac{7200 N^2 \pi^3}{h} (r_2^4 - r_1^4) \quad (2)$$

Les équations (1) et (2) permettent d'estimer l'influence, sur le rendement global du turbocompresseur, de la substitution des butées hydrodynamiques à huile par des butées aérodynamiques.

2. Choix des butées

La description détaillée des butées à air est développée dans les références [2][3]. Elles fonctionnent suivant le même principe que les butées à lubrifiants liquides. Pour une géométrie donnée, leur fonctionnement est complètement régi par le coefficient de portance C_L , équation (3) et le coefficient de compressibilité Λ qui traduit à une constante près le rapport entre la pression moyenne du film p_{moy} et la pression ambiante p_a . Ce facteur est défini par l'équation (4) :

$$C_L = \frac{F}{\pi(r_2^2 - r_1^2)p_a} \quad (3)$$

$$\Lambda = \frac{\pi N \mu \left[\frac{r}{h} \right]^2}{5 P_a} \quad (4)$$

où la viscosité dynamique de l'air μ varie assez peu avec la température ($16,2 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2 \leq \mu \leq 26 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$ entre -20°C et $+150^\circ\text{C}$) et cela d'après l'expression :

$$\mu = \mu_{20} \left[\frac{T}{273} \right]^{0.75} \quad (5)$$

Les critères de choix sont principalement fondés sur les caractéristiques de fonctionnement, de portance ainsi que sur le degré de simplicité de construction. L'option a porté sur des butées aérodynamiques qui manifestent la meilleure caractéristique au point de vue portance. Il s'agit des butées à rainures hélicoïdales unilatérales, figure (1a). Les canaux permettent d'augmenter la pression du film d'air, ce qui induit à une surpression sur la surface de la butée et permet d'obtenir une meilleure portance. A titre comparatif, la référence [4] indique que la butée avec segments sous forme de seuils, figure (1b), supporte un effort axial

d'environ 63% de celui supporté par la butée choisie. De même, la butée classique avec patins ou segments flottants auto-adaptifs n'en supporte que 16% de l'effort supporté par une butée à rainure hélicoïdale.

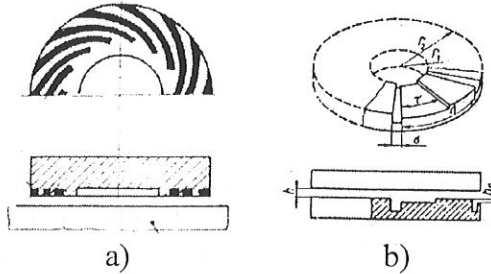


Fig. 1 : a)- Butée avec rainures hélicoïdales unilatérales.

b)- Butée avec segments sous forme de seuils.

Par ailleurs, il convient de préciser qu'au vu du sens de rotation strictement défini du turbocompresseur, le choix s'adresse au groupe des butées aérodynamiques à écoulement centripète, figure (2). Celles-ci simplifient beaucoup la construction, car elles n'exigent pas d'installation extérieure d'alimentation du fluide. En effet, le disque rotatif distant de 'h' de la butée transporte l'air le long de la rainure profitant de sa viscosité. L'air est aspiré de l'entourage et est transporté de façon centripète. Dans la rainure, l'air est comprimé et sa pression augmente tout au long de celle-ci jusqu'au rayon ' r_u ' et puis dans l'espace lisse dépourvu de rainures (entre r_u et r_l) la pression diminue jusqu'à la pression ambiante. Cet espace joue le rôle de joint d'étanchéité. La force de portance de la butée avec rainures hélicoïdales existe à cause de la surpression sur sa surface fonctionnelle.

Le problème de passage des phases de démarrage et d'arrêt peut être résolu à l'aide de dépôt de couches superficielles anti-grippage qui protègent les surfaces fonctionnelles des butées et du rotor.

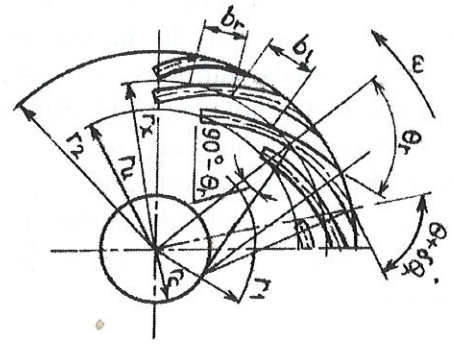


Fig. 2 : Géométrie d'une butée aérodynamique avec rainures hélicoïdales à écoulement centripète.

3. Charges appliquées aux butées

Les butées reçoivent des charges produites par le rotor. La force de poussée axiale résulte des forces de pression appliquées sur les faces avant et arrière des roues du compresseur et de la turbine, figure (3). L'expression différentielle de la force de pression qui agit sur une aire annulaire infiniment petite de rayon ' r ' et de largeur dr s'écrit :

$$dF(r) = 2\pi p(r) r dr \quad (6)$$

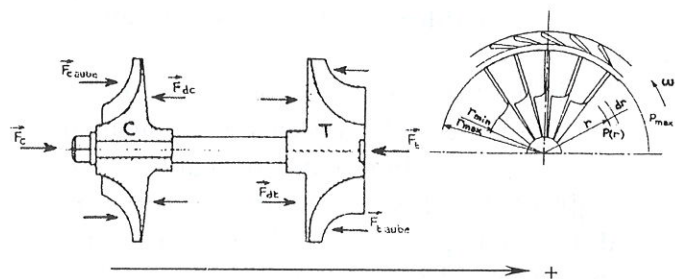


Fig. 3 : Forces axiales agissant sur le rotor

Sur les faces avant, le problème d'évolution de la pression moyenne inter-aubes entre le diamètre intérieur et extérieur de la roue a été résolu grâce à la corrélation :

$$p(r) = p_{Max} \left(\frac{r}{r_{Max}} \right)^2 \quad (7)$$

où p_{Max} représente la pression au niveau du rayon extérieur de chacune des roues (turbine ou compresseur). En négligeant

les pertes de charge dans les volutes car celles-ci ne dépassent guère 2% des pertes globales du turbocompresseur [4], p_{Max} s'obtient directement de la cartographie des performances statiques établies par le constructeur. Compte tenu du principe de conservation d'énergie, les pressions totales à l'entrée de la roue du compresseur et à la sortie de celle de la turbine sont égales à la pression atmosphérique, équation (8).

$$p_t = p + \frac{\rho c^2}{2} = p_a \quad (8)$$

Sur les faces arrières des roues, l'action de la pression ambiante p_a a été considérée. Ainsi, connaissant la géométrie des roues, il est possible grâce aux relations (6)(7)(8), d'établir le bilan des forces axiales agissant sur le rotor.

$$\vec{F}_{Ax} = \vec{F}_{dc} + \vec{F}_{dt} + \vec{F}_{caube} + \vec{F}_{taube} + \vec{F}_c + \vec{F}_t \quad (9)$$

L'expression algébrique de chacun des membres de droite de l'équation (9) s'écrit :

$$F_{dc} = \pi(r_{sc}^2 - r_{dn}^2) p_a \quad F_{dt} = \pi(r_{et}^2 - r_{dn}^2) p_a$$

$$F_c = \pi r_{ec}^2 p_a \quad F_t = \pi r_{st}^2 p_a$$

$$F_{caube} = 4\pi \frac{p_{sc}}{r_{sc}^2} \int_{r_{ec}}^{r_{sc}} r^3 dr \quad F_{taube} = 4\pi \frac{p_{et}}{r_{et}^2} \int_{r_{st}}^{r_{et}} r^3 dr$$

Le calcul de la poussée axiale résultante a été effectué pour 5 régimes de fonctionnement différents du turbocompresseur. Ces régimes s'étendent de 120 Hz à 1700 Hz et couvrent une grande partie de sa plage de fonctionnement. Par ailleurs, pour chacun de ces régimes, il a été relevé sur le banc d'essai moteur équipé du turbocompresseur à paliers à huile étudié, une série de données expérimentales nécessaires aux calculs et récapitulées sur le tableau (1).

N	p_{ec}	p_{sc}	p_{st}	p_{et}	T_{ec}	T_{sc}	T_{st}	Q
[Hz]	[mbar]	[bar]	[bar]	[bar]	[°C]	[°C]	[°C]	[Kg/s]
120	998	1.139	1.025	1.170	19.8	29.4	327.5	0.0750
505	946	2.351	1.090	2.807	26.1	152.7	368.2	0.3430
1000	970	1.545	1.065	2.142	32.2	95.2	209.3	0.3015
1594.2	978	2.552	1.04	2.327	25	164	495	0.2451
1700	970	2.693	1.066	2.420	25	167	466	0.3573

Tableau 1 : Relevé des mesures expérimentales sur le banc d'essai moteur.

Le bilan (9) traduit la force de poussée axiale en intensité et en sens. L'écoulement à travers la turbine étant de nature pulsé [5][6][7][8], il y a lieu de tenir compte d'une composante variable due aux oscillations des pressions [9]. A cet effet, l'expression algébrique de la force axiale, équation (9) doit être majorée d'un coefficient k qui tient compte de cette

composante. L'analyse des résultats présentés dans les références [6][7] indique que la fluctuation de la pression d'alimentation de la turbine est de l'ordre de 15% par rapport à la valeur moyenne (pression statique). Compte tenu de cette analyse, la valeur $k=1.2$ a été raisonnablement adoptée.

$$F_{Ax} = 1.2 \pi \left\{ (r_{et}^2 - r_{sc}^2 + r_{ec}^2 - r_{st}^2) p_a + p_{sc} \left[r_{sc}^2 - \left(\frac{r_{ec}^2}{r_{sc}} \right)^2 \right] - p_{et} \left[r_{et}^2 - \left(\frac{r_{st}^2}{r_{et}} \right)^2 \right] \right\} \quad (10)$$

La figure (4) illustre les résultats obtenus. Il est à remarquer que la poussée axiale

maximale n'excède guère 300 N et est orientée du compresseur vers la turbine.

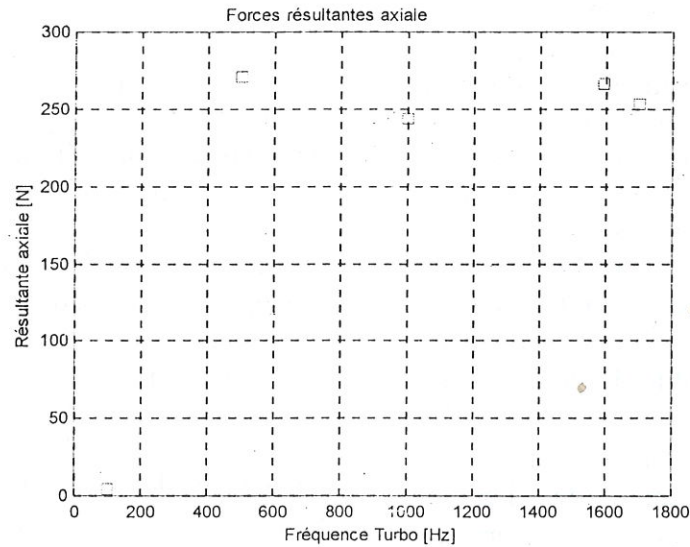


Fig. 4 : Force axiale du rotor en fonction du régime du turbocompresseur

4. Calcul des butées

Un modèle semi-empirique publié dans [10] a été exploité. Dans ce modèle, la force de portance F et la rigidité axiale K de la butée aérodynamique avec rainures unilatérales sont définies par les relations :

$$F = 1.5 \pi^2 \mu N (r_2 - r_1)^2 (r_2 + r_1)^2 \frac{E_f}{h^2} \quad (11)$$

$$K = \frac{F D_f}{h E_f} \quad (12)$$

où les termes E_f et D_f sont fonctions des caractéristiques géométriques de la butée ainsi que du jeu 'h' qui la sépare du disque. La figure (5) montre l'évolution de ces paramètres en fonction des caractéristiques adimensionnelles qui y sont définies.

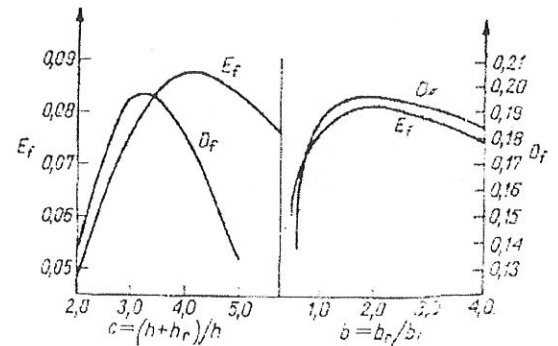
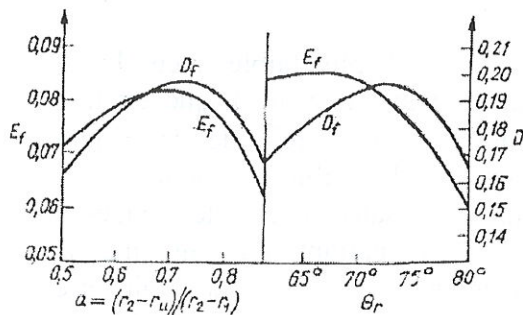


Fig. 5 : Evolution des paramètres E_f et D_f en fonction des caractéristiques adimensionnelles de la butée à rainures hélicoïdales unilatérales [10].

Cette figure indique que les paramètres optimaux E_f et D_f de la butée avec rainures hélicoïdales unilatérales, définis d'après la portance maximale, équation (11) et la raideur maximale, équation (12) ne coïncident pas toujours. De ce fait, il est nécessaire d'opérer par un compromis qui dans notre cas correspond à $E_f = 0.088$ et $D_f = 0.176$. Pour ces valeurs il ressort :

$$\begin{aligned} a &= \frac{r_2 - r_u}{r_2 - r_1} = 0.73 & b &= \frac{b_r}{b_l} = 1.93 \\ c &= \frac{h + h_r}{h} = 4.05 & \theta_r &= 71.2^\circ \end{aligned} \quad (13)$$

A l'aide de ces paramètres, il sera déterminé dans ce qui suit, l'ensemble des caractéristiques géométriques de la butée à partir de la connaissance préalable des paramètres de construction r_1 , r_2 , h_r , l_r . Cependant, pour des raisons technologiques, la rainure est réalisée sous forme d'un arc de cercle de rayon r_r dont le centre se trouve sur la circonférence de rayon r_c , figure (2). L'angle d'inclinaison θ_r devient donc variable le long de la rainure et prend la valeur $(\theta_r + \delta\theta_r)$ à ces extrémités. En considérant l'angle θ_r comme valeur moyenne de l'angle d'inclinaison de la rainure, alors l'écart $\delta\theta_r$ se calcule par la relation :

$$\frac{\tan \delta\theta_r}{\tan \theta_r} = \left(\frac{\sqrt{r_u} - \sqrt{r_2}}{\sqrt{r_u} + \sqrt{r_2}} \right)^2 \quad (14)$$

Par conséquent, le rayon moyen r_r des rainures et le rayon du cercle de base r_c , se déterminent respectivement par les relations :

$$r_r = \frac{r_u + r_2}{2 \sin(\theta_r + \delta\theta_r)} \quad (15)$$

$$r_c = \sqrt{r_r^2 - r_u r_2} \quad (16)$$

Et pour tout rayon r_x , figure (2), le nombre de rainures z peut être obtenu à partir de l'équation :

$$1 + b = \frac{2\pi r_x \cos(\theta_x)}{z l_r} \quad (17)$$

5. Résultats

Le tableau (2) résume les valeurs numériques, obtenues à partir des relations (13) à (17) concernant les grandeurs géométriques de la butée, définies sur la figure (2). On remarque que $\delta\theta_r = 2.37^\circ$ reste faible, ce qui justifie le calcul à l'aide de la valeur moyenne $\theta_{r \text{ moy}} = 71.2^\circ$.

r_1	r_2	$\theta_{r \text{ moy}}$	$\delta\theta_r$	r_u	r_c	r_r	l_r	z
[mm]	[mm]	[Deg]	[Deg]	[mm]	[mm]	[mm]	[μm]	
12	25	71.2	2.37	15.51	7.69	21.12	2	9

Tableau 2 : Caractéristiques géométriques des butées étudiées

La connaissance des deux paramètres C_L , équation (3), et Λ équation (4), permet de déterminer toutes les caractéristiques de fonctionnement des butées. Les calculs ont été effectués pour les 05 régimes définis dans le tableau (1). La figure (6) montre la dépendance des caractéristiques F , K , C_L et Λ en fonction du jeu interfacial 'h' séparant la butée du disque rotatif pour une température moyenne de fonctionnement prise égale à $T=80^\circ\text{C}$ et une pression ambiante de 1 bar.

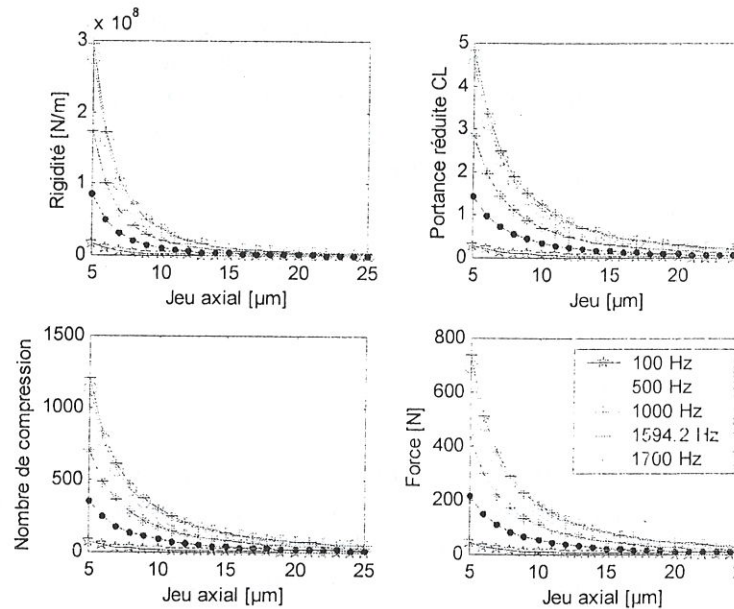


Fig. 6 : Caractéristiques de la butée aérodynamique en fonction du jeu interfacial

Sur cette figure, la plus faible valeur du jeu axial séparant la butée du disque est $h=5 \mu\text{m}$. En effet, il s'agit de la valeur minimale admissible pour un fonctionnement sans danger des butées à gaz. De plus, partant du fait que la profondeur de la rainure ' h_r ' doit être comprise entre $15 \mu\text{m}$ et $30 \mu\text{m}$ [9] et compte tenu de la valeur optimale du

paramètre 'c' dans les équations (13), le jeu minimal interfacial 'h' ne doit guère être inférieur à 5µm.

Par ailleurs, la figure (6) montre pour tous les régimes étudiés qu'un jeu axial 'h' variant entre 5µm et 10µm permet à la butée aérodynamique proposée de supporter les efforts axiaux montrés sur la figure (4). Cependant pour N=100 Hz, le coefficient de raideur K représentant la variation de la capacité de charge par rapport à 'h' reste faible. Pour les autres régimes la raideur K se ramollit de façon significative au delà de 20µm et cela pour tous les régimes étudiés.

6. Comparaison entre les butées hydrodynamiques à huile et celles aérodynamiques

La capacité à supporter les efforts axiaux de la butée aérodynamique choisie étant ci-dessus établie, les critères de comparaison entre celle-ci et la butée hydrodynamique repose sur le rendement. Ce critère prend toute son importance au détriment de la rigidité car l'énergie des gaz d'échappement du moteur est limitée comme exposé en introduction. L'évaluation du rendement de la butée passe par le calcul de la puissance perdue par frottement. Cette évaluation repose sur l'hypothèse de Newton. Ainsi, le gradient de la vitesse transversale $\partial U / \partial h$ à travers le jeu fonctionnel 'h' est approché par le rapport U/h . Par conséquent, l'expression de la puissance perdue par frottement des butées, définie par l'équation (2), permet de synthétiser sous forme de courbes la puissance consommée. Comme l'huile de lubrification utilisée voit sa viscosité varier dans un rapport de 300 entre +20°C et +150°C selon la relation : $\mu_{huile} = 0.4779e^{-0.044T}$ contre un rapport de 1,4 pour l'air, la comparaison a été effectuée pour trois températures moyennes de fonctionnement des butées : T=40°C, T=80°C et T=100°C. Il ressort de la figure (7) que la butée aérodynamique

consomme environ 4 fois moins de puissance que celle lubrifiée à l'huile.

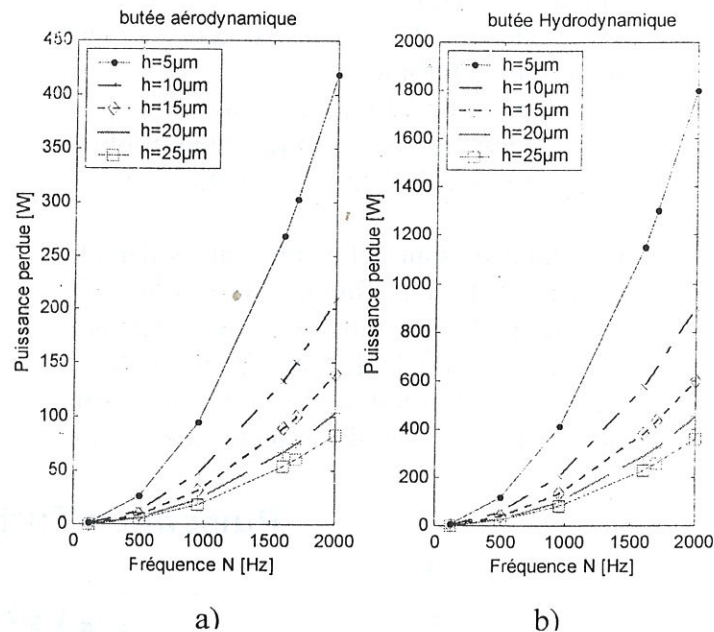


Fig. 7 : Puissance consommée par la butée

La substitution de la butée à huile par la butée aérodynamique influe sur le rendement global du turbocompresseur selon le rapport :

$$\Delta \eta_{tc} = \frac{\eta_{mtc-air}}{\eta_{mtc-huile}} = \frac{W_t - W_{p-air}}{W_t - W_{p-huile}} \quad (18)$$

Cependant, comme les cartographies des performances statiques des turbines incluent les pertes mécaniques au niveau des paliers, la puissance W_t a été déterminée à partir d'un modèle mathématique décrit en détail dans [7] et appliqué pour la prédiction des performances statiques de notre turbine [4]. Ce modèle de nature algébrique est simple, d'une grande capacité prédictive et n'exige pas de gros moyens de calcul. Il est basé sur la détermination des pertes au niveau de chaque élément constitutif de la turbine (volute, distributeur, roue ...). Le bilan de ces pertes est ensuite soustrait du travail isentropique pour obtenir le travail réel que produit la turbine.

Par ailleurs, le modèle développé dans [7] utilise d'une part les caractéristiques géométriques de la turbine que nous avons relevé à l'aide d'un microscope de mesure

universel et à coordonnées planes avec une résolution de 0.005 mm et d'autre part les grandeurs suivantes :

- débit des gaz d'échappement traversant la turbine,
- pression à l'entrée de la turbine,
- température à l'entrée de la turbine,
- régime de rotation de la turbine.

Ces données sont celles présentées dans le tableau (1). La figure (8) montre la variation de la puissance W_t calculée d'après le modèle [7] en fonction de la fréquence de rotation de la turbine pour différents régimes du moteur diesel. Le

calcul du taux d'accroissement du rendement global du turbocompresseur, équation (18), est effectué à l'aide de la courbe de puissance moyenne. L'écart de cette courbe par rapport aux valeurs extrêmes est de $\pm 22\%$ au delà du régime 1200 tr/min du moteur. L'accroissement du rendement global du turbocompresseur est montré sur les figures (9), (10) et (11). Celles-ci sont le résultat, pour chaque température considérée, du rapport entre la différence des puissances représentées par les figures (8) et (7a) et la différence des puissances représentées par les figures (8) et (7b).

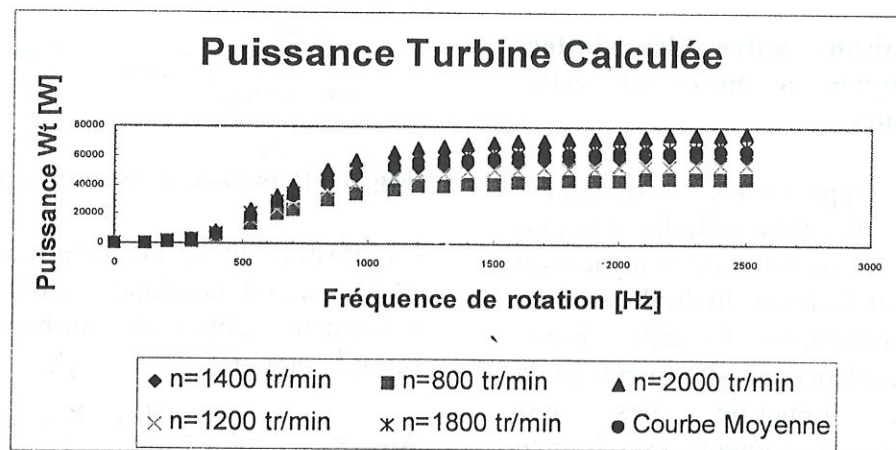


Fig. 8 : Puissance interne de la turbine en fonction de sa fréquence de rotation pour différents régimes du moteur diesel, modèle [7].

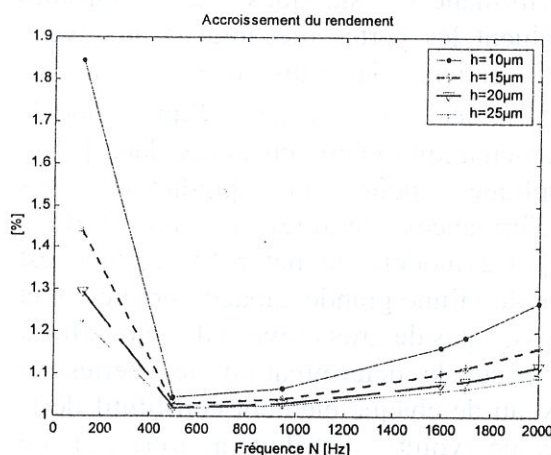


Fig. 9 : Accroissement du rendement du turbocompresseur dû à l'adaptation de butée aérodynamique. $T=40^\circ\text{C}$

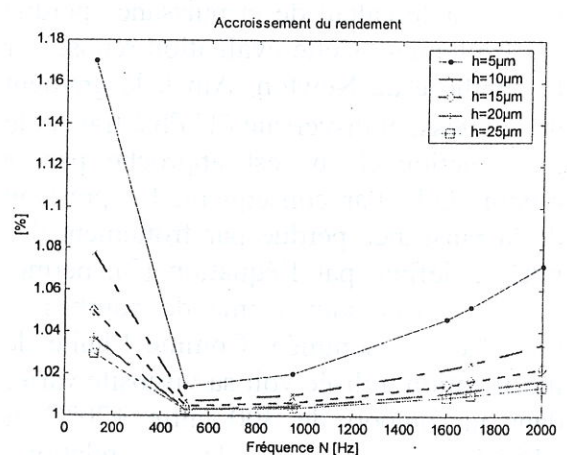


Fig. 10 : Accroissement du rendement du turbocompresseur dû à l'adaptation de butée aérodynamique. $T=80^\circ\text{C}$.

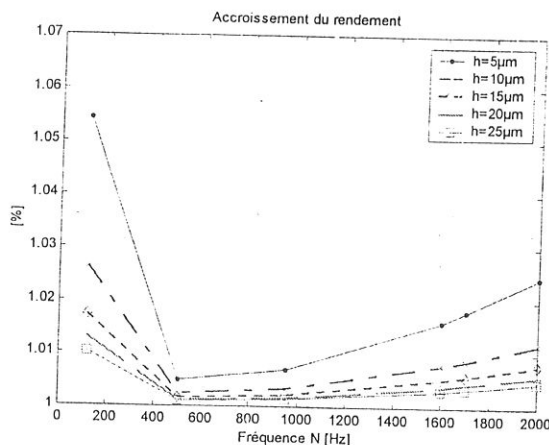


Fig. 11 : Accroissement du rendement du turbocompresseur dû à l'adaptation de butée aérodynamique. $T=100^{\circ}\text{C}$.

6. Conclusion

Cette étude illustre la réelle possibilité d'adapter une butée aérodynamique à un turbocompresseur rapide de faible puissance, ce qui autorise une amélioration certaine de son rendement, dans la plage de fonctionnement normale. Comme il a été déjà montré [1] que le gain en terme de rendement global est positif avec l'adaptation de paliers radiaux à air au même turbocompresseur étudié, on peut confirmer que ce développement technologique induit certainement un meilleur remplissage du moteur à combustion interne. On signale cependant, qu'au dessous de 5000 tr/min, la raideur de la butée aérodynamique s'affaiblit beaucoup ce qui n'est pas à son avantage. Enfin, avant la réalisation d'un prototype, ce travail doit être complété par d'autres études qui s'occuperont des aspects technologiques de fabrication de la butée aérodynamique et des aspects vibratoires inhérents au fonctionnement du turbocompresseur.

Bibliographie

[1] A. Liazid, M. Bencherif, L. Izidi : Efficiency analysis of rapid turbocharger with alternative bearing design. Under review; Journal of Mechanical design - ASME, May 2004.

[2] H. L. Wunsch : A survey of air bearings in production engineering. CIRP Annals, Vol. 25, 1966.

[3] J. Frêne, D. Nicolas, B. Degueurce, D. Berthe, M. Godet : Lubrification hydrodynamique. Paliers et butées. Edition Eyrolles ; pp 217-250 ; Paris 1990.

[4] A. Liazid, M. Bencherif, I. Izidi: Prédiction des performances d'une turbine de suralimentation avec et sans distributeur à géométrie variable. Séminaire International sur la Physique Energétique SIPE'7, Béchar 2004.

[5] C. Arcoumanis, I. Hakeem, R.F. Martinez-Botas, L. Khezzar, N.C. Baines : Performance of a mixed flow turbocharger under pulsating conditions. ASME paper N° 95-GT-210, 1995.

[6] H. Chen, I. Hakeem, R F Martinez-Botas : Modelling of a turbocharger turbine under pulsating inlet conditions. I.Mech.E, pp 397-408, 1996.

[7] M. Abidat, M. Hachemi, M.K. Hamidou and N.C. Baines : Prediction of the steady and non steady flow performance of a highly loaded mixed flow turbine. I.Mech.E, 173-184, 1998.

[8] Jozwik K.: Influence of Pulsations of the Turbocharger Turbine Feeding Medium on the Turbocharger Compressor, Cieplne Maszyny Przeplywowe-Turbomachinery, No.115, pp.177-184, 1999.

[9] Kryllowicz W., Hanausek P., Janczak S.: Analysis of Variability of the Axial Force in the Single Stage Radial Compressor Operating under Prewirl Conditions, Cieplne Maszyny Przeplywowe-Turbomachinery, No. 115, pp.235-240, 1999.

[10] Z. Kazimierski, J. Krysinskiy : Paliers à gaz et microturbines (en Polonais). Edition WNT; pp 18-128 ; Varsovie 1981.