

MODÉLISATION DES TURBINES RADIALES DE SURALIMENTATION

M. Mseddi, M. Baccar, H. Kchaou et M. S. Abid
Laboratoire des Systèmes Electro-Mécaniques (LASEM)
Département de Génie Mécanique
Ecole Nationale d'Ingénieurs de Sfax,
Route de Sokra, B.P. W 3038 Sfax, Tunisie
Mohamed.Mseddi@fss.rnu.tn

(Received 8 May 2000 Accepted 19 August 2001)

RESUME

Pour contribuer à l'étude globale des turbines radiales de suralimentation, un modèle de calcul se traduisant par des équations donnant le taux de détente et le rendement isentropique, est présenté. Ces équations permettent de prédire à partir des données géométriques d'une turbine radiale, ses caractéristiques de fonctionnement à froid en régime stationnaire. Le modèle permet également de trouver les points de fonctionnement inaccessibles par l'expérience. Le calcul du taux de détente repose sur la combinaison de deux états de la turbine, un état statique dans lequel la roue est bloquée et un état dynamique dans lequel la roue tourne à une vitesse angulaire constante ω . Le calcul du rendement suppose qu'il y a réduction du moment cinétique entre l'entrée volute et l'entrée roue et qu'il y a glissement des filets fluides à la sortie roue. Le modèle proposé, a été testé sur une turbine radiale de suralimentation de type GARRETT TA03 pour moteur d'automobile, et présente d'excellents résultats.

Mots clés : turbine radiale, suralimentation, données géométriques, modélisation, courbes caractéristiques de fonctionnement, fluide compressible

ABSTRACT

To contribute to the global study of the turbocharging radial turbines, a model resulting in equations giving the turbine expansion ratio and the isentropic turbine efficiency, is presented. These equations permit to predict at steady state, the performance curves of a radial turbine by using its geometry data. The model also permits to find the turbine working points which are not accessible by the experience. The calculation of the expansion ratio is based on the combination of two states of the turbine, a static state in which case the impeller is blocked, and a dynamic state in which case the impeller turns with a constant angular speed. The calculation of the isentropic efficiency supposes that there is a reduction of the

kinetic momentum between the volute inlet and the wheel inlet, and that there is fluid slip at the wheel outlet. The proposed model has been tested on a radial turbine of type GARRETT TA03 for turbocharged automotive engines, and present excellent results.

Nomenclature

a	célérité des gaz
C_p	capacité thermique massique à pression constante
M	nombre de Mach
p	pression statique
Q_m	débit massique
r	distance de la particule fluide à l'axe de rotation
R	constante du gaz parfait
S	section de passage des gaz
T	température statique
U	vitesse tangentielle
V_d	vitesse débitante
Z	nombre d'aubes
ρ	masse volumique
γ	rapport des capacités thermiques massiques à pression et volume constants

Grandeurs adimensionnelles

$$D_a = \frac{Q_m}{\rho_{ie} a_{ie} r_3^2}$$

$$V_a = \frac{U_3}{a_{ie}}$$

Indices

e	entrée turbine
i	condition d'arrêt
p	pied de l'aube
s	sortie turbine
t	tête de l'aube
2	entrée volute
3	entrée roue
4	sortie roue

INTRODUCTION

La suralimentation d'un moteur par un turbocompresseur permet d'obtenir un meilleur remplissage des cylindres et une amélioration de la puissance du moteur. Dans ce type de suralimentation, les turbines centripètes jouent un rôle primordial pour la récupération d'énergie. La connaissance des performances de la turbine est alors nécessaire lors du développement d'un projet de moteur à combustion interne suralimenté par turbocompresseur.

Nombreux sont les travaux de recherches sur les turbines centripètes. Parmi eux, on peut citer les travaux expérimentaux de (Boussarhane, 1986; Chelot *et al.*, 1985; Fèvre, 1990; Frelin, 1991; Kurokawa et Nagahara, 1986; Lavy *et al.*, 1990; Méricoux, 1975; Podevin, 1983). D'autres études théoriques ont été élaborées en vue de la modélisation des turbines centripètes, allant de l'approche locale multidimensionnelle (Frelin, 1991; Lymberopoulos *et al.*, 1988; Saadjan *et al.*, 1989; Vu et Shyy, 1990; Zangeneh-Kazemi *et al.*, 1988) à l'approche globale (Decombes *et al.*, 1998; Frelin et Podevin, 1992; Gayvallet *et al.*, 1987; Léone et Lallemand, 1983; Rodgers, 1987).

Pour une première estimation des performances d'un moteur turbosuralimenté, l'approche globale est très utile au motoriste afin de prévoir rapidement les performances du moteur turbosuralimenté. Dans cette approche, on ne considère que les valeurs moyennes des paramètres essentiels et les performances des turbines de suralimentation sont généralement

représentées par des courbes caractéristiques de fonctionnement des taux de détente et des rendements.

Dans le cas où le motoriste ne dispose pas de ces courbes en régime instationnaire avec des gaz de combustion (capacités thermiques massiques fonctions de la richesse et de la température) comme en fonctionnement réel sur site moteur, il peut alors considérer en première estimation, l'écoulement de gaz dans la turbine quasi-stationnaire. Ainsi, il peut utiliser, à chaque pas de temps du calcul du cycle moteur, un modèle représentant le comportement de la turbine en régime stationnaire et fonctionnant à l'air. En effet, dans le cas où la turbine de suralimentation fonctionne réellement en gaz de combustion, une des méthodes de prévision des caractéristiques est la méthode des essais en air (Friberg *et al.*, 1988).

D'autre part, les méthodes de calcul généralement utilisées dans l'approche globale consistent à calculer les différents paramètres (pression, vitesse, température...), en des sections caractéristiques de la turbine (entrée turbine, entrée volute, entrée roue.....*etc*). Dans ces modèles où l'écoulement est supposé monodimensionnel et stationnaire, le passage d'une section de la turbine à l'autre s'effectue par le biais des bilans d'énergie et de quantité de mouvement comptabilisant les pertes mécaniques et thermiques.

Toutefois, dans les travaux globaux publiés sur les turbines centripètes, les modèles présentés se traduisent par des systèmes d'équations complexes, difficiles à utiliser par l'ingénieur motoriste afin de prévoir rapidement les performances du moteur turbosuralimenté.

Dans cette étude, l'objectif est donc d'établir des équations simples qui traduisent les caractéristiques de fonctionnement de la turbine. Ces équations permettront, à partir des données géométriques de la turbine, de calculer le taux de détente de celle-ci et son rendement isentropique, pour un débit et une vitesse de rotation donnés.

Le calcul du taux de détente repose sur la combinaison des différences des pressions d'arrêt correspondants à deux états de la turbine (Mseddi, 1990), un état statique dans lequel la roue est bloquée et un état dynamique dans lequel la roue tourne à une vitesse angulaire constante ω . La différence totale des pressions d'arrêt permet d'en déduire le taux de détente de la turbine.

Pour le calcul du rendement, le modèle s'appuyant sur l'application du théorème d'Euler, suppose qu'il y a réduction du moment cinétique entre l'entrée volute et l'entrée roue et qu'il y a glissement des filets fluides à la sortie roue.

Les résultats obtenus par ce modèle, sont comparés avec des résultats antérieurs expérimentaux (Podevin, 1983) et numériques (Frelin et Podevin, 1992) relatifs à une turbine centripète de suralimentation pour automobile, de la firme GARRETT.

MODELISATION

Hypothèses

La modélisation de l'écoulement des gaz dans la turbine est basée sur les hypothèses suivantes : l'écoulement est supposé stationnaire et monodimensionnel. La fonction d'état utilisée est celle de gaz parfaits et le rapport γ des capacités thermiques massiques est constant. D'autre part, les transformations subies par les gaz sont considérées adiabatiques.

Calcul du taux de détente

Le but de ce paragraphe est de calculer explicitement le taux de détente de la turbine connaissant outre ses données géométriques, son débit et sa vitesse de rotation.

La méthode de calcul du taux de détente consiste à étudier la turbine en deux temps. Dans un premier temps, la roue de la turbine est bloquée. L'étude du mouvement du fluide permet de calculer la perte des pressions d'arrêt dans la turbine à l'état statique. Dans un deuxième temps, on étudiera le mouvement du fluide à travers la roue mobile tournant à une vitesse angulaire constante ω , pour tenir compte de l'effet des forces centrifuges. La combinaison des deux états précédents de la turbine (roue bloquée et roue tournante) permettra, à partir de la différence totale des pressions d'arrêt, de calculer explicitement le taux de détente.

Etat statique

La roue est supposée bloquée. C'est l'état statique de la turbine. L'écoulement dans la turbine est alors similaire à celui à travers un diaphragme de section s .

D'autre part, pour un écoulement de fluide incompressible, la perte des pressions d'arrêt dans la turbine peut s'écrire:

$$p_{ie} - p_{is} = \frac{Q_m^2}{2 \bar{\rho} s^2} \quad (1)$$

Pour tenir compte de la compressibilité du gaz, la masse volumique moyenne $\bar{\rho}$ de l'équation (1) peut être définie par:

$$\bar{\rho} = \frac{\rho_{ie} + \rho_{is}}{2} \quad (2)$$

En utilisant la loi des gaz parfait, on obtient:

$$\rho = \frac{1}{2} \left(\frac{p_{ie}}{RT_{ie}} + \frac{p_{is}}{RT_{is}} \right) \quad (3)$$

De même, comme la roue de la turbine est bloquée, le premier principe de la thermodynamique stipule que l'enthalpie d'arrêt se conserve au cours de l'écoulement adiabatique et permanent dans la turbine, d'où:

$$T_{ie} = T_{is} \quad (4)$$

A partir des équations (3) et (4), la masse volumique moyenne $\bar{\rho}$ s'écrit:

$$\bar{\rho} = \frac{p_{ie} + p_{is}}{2 RT_{ie}} \quad (5)$$

Le débit adimensionnel D_a des gaz traversant la turbine, déduit de l'analyse dimensionnelle (Bensimhon, 1986), est défini par:

$$D_a = \frac{Q_m}{\rho_{ie} a_{ie} r_3^2} \quad (6)$$

avec r_3 le rayon extérieur de la roue (figure 1) et a_{ie} la célérité des gaz à l'entrée turbine telle que:

$$a_{ie} = \sqrt{\gamma RT_{ie}} \quad (7)$$

A partir des équations (1), (5) et (6), la perte des pressions d'arrêt dans la turbine à l'état statique s'écrit:

$$p_{ie} - p_{is} = \frac{\gamma C D_a^2 p_{ie}^2}{p_{ie} + p_{is}} \quad (8)$$

avec $C = \frac{r_3^4}{S^2}$.

Etat dynamique

La roue tourne à une vitesse angulaire constante ω . C'est l'état dynamique de la turbine. La Figure 1 montre la géométrie d'une roue de turbine centripète.

Figure 1. Roue d'une turbine centripète.

D'autre part, on suppose que dans la roue mobile, les différences de pression s'établissent de telle sorte qu'elles équilibrent les forces centrifuges, soit:

$$\frac{dp}{dr} = \rho \omega^2 r \quad (9)$$

Le gaz étant supposé parfaits, l'intégration de l'équation (9) entre l'entrée et la sortie roue, donne:

$$\int_3^4 R T \frac{dp}{p} = \frac{\omega^2}{2} \int_3^4 r dr \quad (10)$$

Pour calculer cette intégrale, on pourra prendre en première approximation pour la température T, celle à l'entrée turbine T_{ie} . Pour un filet moyen de fluide et compte tenu de l'équation (7), on a:

$$\frac{p_3}{p_4} = \exp \left[\frac{\gamma \omega^2}{2 a_{ie}^2} (r_3^2 - r_{4m}^2) \right] \quad (11)$$

D'autre part, dans l'état dynamique de la turbine, on ne tient pas compte des pertes de pression entre l'entrée turbine et l'entrée roue, ainsi qu'entre la sortie roue et la sortie turbine. Alors, on peut écrire:

$$\frac{p_3}{p_4} = \frac{p_{ie}}{p_{is}} \quad (12)$$

A partir de l'équations (12), l'équation (11) donne:

$$\frac{p_{ie}}{p_{is}} = \exp(\gamma k_1 V_a^2) \quad (13)$$

avec $k_1 = \frac{1}{2} \left[1 - \left(\frac{r_{4m}}{r_3} \right)^2 \right]$: une constante ne dépendant que des données géométriques

de la roue de turbine, $r_{4m} = \sqrt{\frac{r_{4t}^2 + r_{4p}^2}{2}}$: le rayon moyen d'une particule fluide à la sortie

roue, et V_a la vitesse adimensionnelle de la turbine. Cette vitesse est le rapport entre la vitesse périphérique de la roue et la vitesse du son à l'entrée de la turbine.

A partir de l'équation (13), on retrouve la différence des pressions d'arrêt dans la turbine à l'état dynamique:

$$p_{ie} - p_{is} = \frac{p_{is}^2 \left[\exp(2 \gamma k_1 V_a^2) - 1 \right]}{p_{ie} + p_{is}} \quad (14)$$

Combinaison des deux états

La combinaison des deux états consiste à ajouter l'effet dynamique à l'effet statique. A partir des équations (8) et (14), on obtient la différence totale des pressions d'arrêt dans la turbine:

$$p_{ie} - p_{is} = \frac{\gamma C D_a^2 p_{ie}^2 + p_{is}^2 [\exp(2 \gamma k_1 V_a^2) - 1]}{p_{ie} + p_{is}} \quad (15)$$

soit encore:

$$p_{ie}^2 - p_{is}^2 = \gamma C D_a^2 p_{ie}^2 + p_{is}^2 [\exp(2 \gamma k_1 V_a^2) - 1] \quad (16)$$

Après avoir divisé l'équation (16) par p_{ie}^2 , nous en déduisons le taux de détente

$\frac{p_{ie}}{p_{is}}$ de la turbine:

$$\frac{p_{ie}}{p_{is}} = \frac{\exp(\gamma k_1 V_a^2)}{\sqrt{1 - \gamma C D_a^2}} \quad (17)$$

L'étude de la turbine en deux temps: roue bloquée et roue tournante, a donc permis de calculer le taux de détente en fonction de son débit et de sa vitesse de rotation.

Cette équation montre qu'il existe un blocage de débit $(D_a)_b$ tel que:

$$(D_a)_b = \frac{1}{\sqrt{\gamma C}} \quad (18)$$

Calcul du rendement isentropique

Le but est de calculer le rendement isentropique d'une turbine centripète à partir d'une expression analytique simple connaissant ses données géométriques, sa vitesse de rotation et son débit. Par définition, le rendement isentropique d'une turbine s'écrit:

$$\eta_{is} = \frac{\Delta T_r}{\Delta T_{is}} \quad (19)$$

Ce rendement est significatif dans le cas du fonctionnement à froid où les échanges de chaleur sont faibles.

Pour une évolution isentropique entre l'entrée et la sortie turbine, le refroidissement isentropique $\Delta T_{is} = (T_{ie} - T'_{is})$ est tel que:

$$\Delta T_{is} = \left[1 - (\tau_d)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \right] T_{ie} \quad (20)$$

où $\tau_d = \frac{p_{ie}}{p_{is}}$, le taux de détente déterminé à partir de l'équation (17). La température T'_{is} est celle qu'atteindrait le gaz à la sortie de la turbine, si l'évolution était isentropique.

D'autre part, d'après le principe de conservation de l'énergie, appliqué entre l'entrée et la sortie turbine, le refroidissement réel $\Delta T_r = (T_{ie} - T_{is})$ est proportionnel à la variation d'enthalpie Δh tel que: $\Delta T_r = \frac{1}{C_p} \Delta h$. Le travail fourni par un kg de fluide est égale à la variation de son enthalpie Δh . De même, conformément au théorème d'Euler, on a (Friberg, 1985):

$$\Delta h = U_3 V_{3u} - U_4 V_{4u} \quad (21)$$

Le calcul de Δh s'appuie sur la connaissance des triangles des vitesses entrée roue (Fig. 2) et sortie roue (Fig. 3) de la turbine. Le refroidissement réel peut donc s'écrire:

$$\Delta T_r = T_{ie} (\gamma - 1) \left[\frac{U_3}{a_{ie}} \frac{V_{3u}}{a_{ie}} - \frac{U_4}{a_{ie}} \frac{V_{4u}}{a_{ie}} \right] \quad (22)$$

D'où:

$$\eta_{is} = \frac{\gamma - 1}{1 - (\tau_d)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}} \left[\frac{U_3}{a_{ie}} \frac{V_{3u}}{a_{ie}} - \frac{U_4}{a_{ie}} \frac{V_{4u}}{a_{ie}} \right] \quad (23)$$

Le calcul du rendement η_{is} repose donc sur la détermination des expressions des

quatre termes suivants : $\frac{U_3}{a_{ie}}$, $\frac{V_{3u}}{a_{ie}}$, $\frac{U_4}{a_{ie}}$ et $\frac{V_{4u}}{a_{ie}}$.

Le rapport $\frac{U_3}{a_{ie}}$ est la vitesse adimensionnelle V_a de la turbine :

$$\frac{U_3}{a_{ie}} = V_a \quad (24)$$

D'autre part, d'après (Decombes *et al.*, 1998), (Frelin et Podevin, 1992) et (Friberg, 1985), il y a réduction du moment cinétique entre l'entrée dans la volute et l'entrée dans la roue, et on dit qu'il y a "usure" du moment cinétique. L'évolution réelle est donc telle que:

$$r^n V_u = Cte \quad (25)$$

Cette relation traduit la dégradation énergétique dans la volute et permet d'obtenir la vitesse du fluide à l'entrée de la roue qui constitue un élément important dans l'estimation de la puissance fournie par la turbine.

Figure 2. Triangle des vitesses à l'entrée roue de la turbine.

Figure 3. Triangle des vitesses à la sortie roue de la turbine.

Soient S_2 la section entrée volute et r_2 le rayon au centre d'inertie de S_2 . En appliquant l'équation (25) entre l'entrée volute et l'entrée roue, on obtient:

$$V_{3u} = \left(\frac{r_2}{r_3} \right)^n V_{2u} \quad (26)$$

Nous pouvons écrire approximativement que $\rho_2 = \rho_{ie}$, et $V_{2u} = \frac{Q_m}{\rho_2 S_2}$,

l'équation (26) devient:

$$\frac{V_{3u}}{a_{ie}} = \frac{r_3^2}{S_2} \left(\frac{r_2}{r_3} \right)^n D_a \quad (27)$$

De même, en appliquant la relation $U = \omega r$, à un filet moyen de fluide entre l'entrée et la sortie roue, nous avons:

$$\frac{U_4}{a_{ie}} = \frac{r_{4m}}{r_3} V_a \quad (28)$$

D'autre part, comme le nombre d'aubes de la turbine n'est pas infini, il y a glissement ou déviation des filets fluides à la sortie roue. Ces filets fluides ne suivent plus parfaitement le contour des aubes dans le mouvement relatif et l'angle de sortie relatif β_4 ne serait pas exactement égal au calage β_4^+ des profils (Fig. 3, triangles des vitesses en tireté). En effet, dans la roue, les filets fluides sortent de la roue avec un angle β_4 supérieur à celui des aubages β_4^+ (Fig. 4).

Figure 4. Angle de sortie roué d'une turbine centrifète.

On peut alors écrire d'après le triangle des vitesses à la sortie roue représenté sur la Figure 3:

$$V_{4u} = U_4 + \chi U_4 - \frac{V_{d\infty}}{\text{tg}\beta_4^+} \quad (29)$$

Le terme (χU_4) représente l'énergie perdue par glissement à la sortie roue, où χ est définie par la formule empirique de Stodola:

$$\chi = \frac{\pi}{Z} \sin\beta_4^+ \quad (30)$$

La vitesse débitante $V_{d\infty}$ (pour un nombre infini d'aubes) peut être calculée à partir de la loi de conservation de la masse, soit $V_{d\infty} = \frac{Q_m}{\rho_4 S_4}$, telle que

$S_4 = \pi (r_{4t}^2 - r_{4p}^2)$. On suppose également que: $\rho_4 = \rho_{i4}$ et $\rho_{i4} = \frac{\rho_{ie}}{\tau_d}$. d'où:

$$\frac{V_{4u}}{a_{ie}} = \frac{r_{4m}}{r_3} (1 + \chi) V_a - \frac{r_3^2}{S_4 \text{tg}\beta_4^+} \tau_d D_a \quad (31)$$

En utilisant les équations (24), (27), (28) et (31), l'équation (23) devient:

$$\eta_{is} = \frac{(\gamma - 1) D_a V_a}{\left\{ 1 - \left[\frac{\exp(\gamma k_1 V_a^2)}{\sqrt{1 - \gamma C D_a^2}} \right]^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \right\}} \left\{ k_2 k_3^n + k_4 \left[\frac{\exp(\gamma k_1 V_a^2)}{\sqrt{1 - \gamma C D_a^2}} \right] - k_5 \frac{V_a}{D_a} \right\} \quad (32)$$

L'équation (32) permet alors de calculer le rendement isentropique d'une turbine pour une isovitesse V_a et des débits D_a inférieurs à $(D_a)_b$.

Les constantes k_1, k_2, k_3, k_4 et k_5 du modèle sont obtenus à partir des données géométriques de la turbine, et sont résumés dans le Tableau 1 suivant.

TABLEAU 1
Expressions des Constantes k_1, k_2, k_3, k_4 et k_5 d'une Turbine Radiale

k_1	k_2	k_3	k_4	k_5
$\frac{1}{2} \left[1 - \left(\frac{r_{4m}}{r_3} \right)^2 \right]$	$\frac{r_3^2}{S_2}$	$\frac{r_2}{r_3}$	$\frac{r_{4m} r_3}{S_4 \text{tg} \beta_4^+}$	$\left(1 + \frac{\pi}{Z} \sin \beta_4^+ \right) \left(\frac{r_{4m}}{r_3} \right)^2$

Dans l'équation (31) et pour un filet moyen de fluide, β_4^+ est l'angle qui correspond au rayon moyen r_{4m} défini au paragraphe 2.2. Cet angle peut être obtenu en supposant que dans l'intervalle $[r_{4p}, r_{4t}]$, l'angle β_4^+ varie linéairement avec r_4 entre β_{4p}^+ et β_{4t}^+ .

COMPARAISON AVEC DES RESULTATS ANTERIEURS

Afin de valider notre modèle, nous l'appliquons à une turbine radiale de suralimentation pour automobile de type GARRETT TA03. Cette turbine a fait l'objet de plusieurs recherches (Fèvre, 1990), (Frelin et Podevin, 1992) et (Podevin, 1983). Les courbes caractéristiques expérimentales (Podevin, 1983) sont obtenues en régime stationnaire sur des bancs dits " froids ". On entraîne la turbine avec de l'air comprimé, généralement entre 6 et 10 bars, pris à la température ambiante. Le rapport γ des capacités thermiques massiques de l'air est supposé constant et égal à 1,4.

Pour cette turbine étudiée, les valeurs des constantes k_1 , k_2 , k_3 , k_4 et k_5 du modèle figurent dans le Tableau 2 suivant :

TABLEAU 2
Valeurs des Constantes du Modèle Etabli, pour la Turbine GARRETT TA03

<i>Turbine</i>	k_1	k_2	k_3	k_4	k_5
<i>GARRETT TA03</i>	0,356	2,067	1,567	0,774	0,323

Le calcul du taux de détente de la turbine en fonction de sa vitesse de rotation et de son débit, repose sur la connaissance de ses données géométriques ainsi que de la valeur de la constante C. Sur la figure 5, nous avons représenté la courbe caractéristique expérimentale $V_a=0$ (roue bloquée) de la turbine GARRETT TA03, avec en abscisse D_a^2 et en ordonnée $(1-\tau_d)^{-2}$. La droite linéaire obtenue permet de retrouver à partir de l'équation (17) en prenant $V_a=0$, la valeur de la constante C égale à 11,315.

Figure 5. Détermination de la constante C, pour la turbine Garrett TA03 pour automobile.

D'autre part, pour six valeurs de la vitesse adimensionnelle V_a , les figures 6 et 7 comparent le taux de détente et le rendement isentropique de la turbine obtenus par notre modèle, à ceux trouvés expérimentalement par (Podevin, 1983), pour la turbine GARRETT TA03.

La Figure 6 montre que les résultats obtenus sont dans l'ensemble satisfaisants et que pour des valeurs inférieures à 2, la corrélation est parfaite. De même, on remarque aussi que les courbes caractéristiques obtenues à partir de notre modèle sont plus complètes que celles issues de l'expérience, et que grâce à notre modèle, les points de fonctionnement correspondant aux faibles débits ont pu être obtenus. Expérimentalement, ces points ne peuvent pas être déterminés à cause de la zone de pompage du compresseur.

De même, d'après la Figure 7, l'allure générale des courbes de rendement est très satisfaisante. Ces courbes sont obtenues pour une valeur de l'exposant 'n' de la constante k_3 égale à 0,35. Cette valeur est proche de celle proposée par (Frelin et Podevin, 1992) et (Friberg, 1985) ($n=0,5$).

Par rapport à l'expérience, les écarts moyens E_m pour le taux de détente et le rendement isentropique, sont respectivement de 3 % et de 5,8 %. Ceci nous permet de conclure que le modèle proposé reproduit fidèlement la réalité physique.

Toutefois, on note pour quelques points de fonctionnement des faibles vitesses ($V_a=0,196$ et $V_a=0,294$), des écarts assez importants (allant jusqu'à 26 %) entre notre modèle et l'expérience. A ce propos, nous signalons que Frelin et Podevin (1992) ont de même trouvés pour quelques points de fonctionnement, des écarts relativement importants (allant jusqu'à 16 %) entre leur modèle et l'expérience, comme le montre l'isovitesse $V_r=1169 \text{ tr min}^{-1} \text{ K}^{-0.5}$ de la figure 8. Ces auteurs indiquent que la différence entre l'expérience et leur modèle peut être liée à l'estimation du rendement au thermomètre. De même, Frelin (1991) précise que pour les essais, l'erreur relative sur le rendement isentropique est d'environ 10 %.

D'autre part, afin de comparer les résultats de notre modèle avec les travaux numériques et expérimentaux antérieurs, nous avons représenté sur la Figure 8, le taux de détente et le rendement isentropique de la turbine, en fonction de la vitesse réduite V_r et le débit corrigé D_c :

$$V_r = \frac{N}{\sqrt{T_{ie}}} \text{ et } D_c = Q_m \sqrt{\frac{T_{ie}}{288}} \frac{101325}{P_{ie}}$$

Pour trois valeurs de V_r , la Figure 8 montre une comparaison des taux de détente et du rendement isentropique issues de notre modèle, ceux obtenues par le modèle présenté par (Frelin et Podevin, 1992) et ceux expérimentaux (Podevin, 1983). On note une bonne concordance entre notre modèle et les travaux antérieurs.

Nous avons également comparé dans le Tableau 3, les écarts moyens E_m (τ_d) et E_m (η_{is}) du taux de détente et du rendement isentropique obtenus par notre modèle et par le modèle de Frelin et Podevin, par rapport à l'expérience.

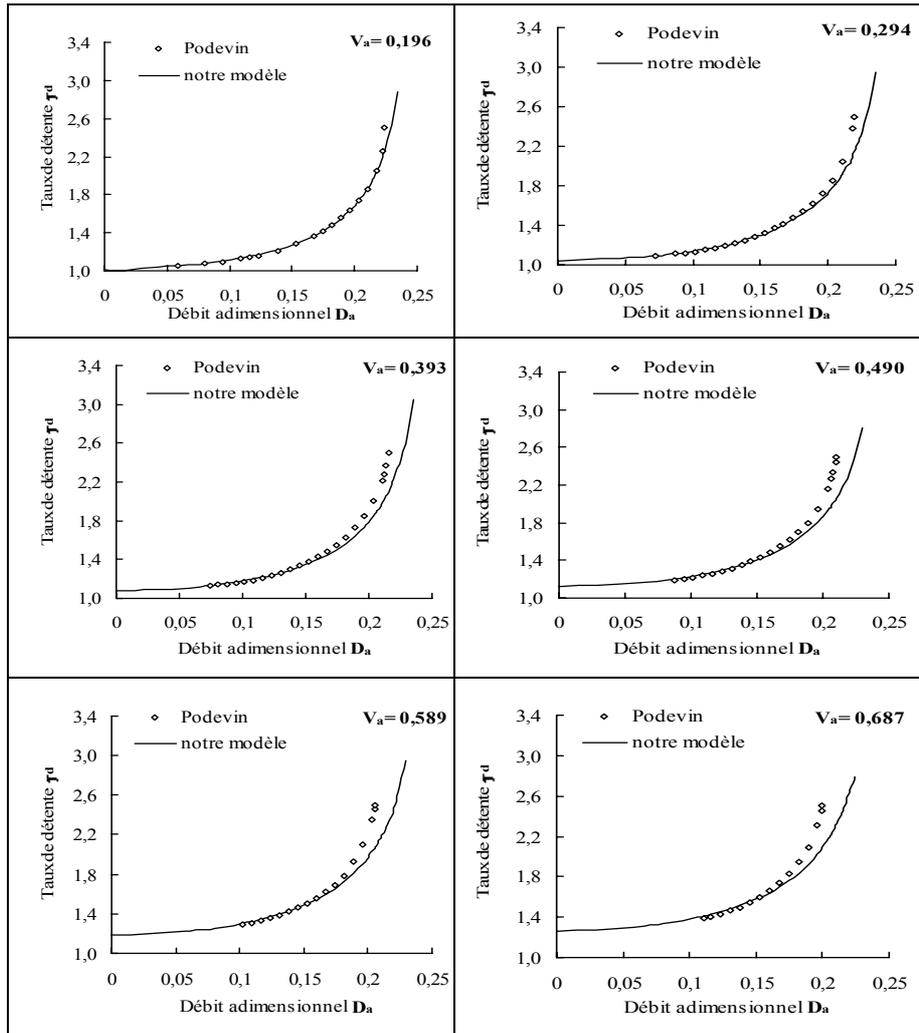


Figure 6. Comparaison des taux de détente calculés par notre modèle , à ceux de l'expérience (Podevin, 1983), pour la turbine Garrett TA03 pour automobile.

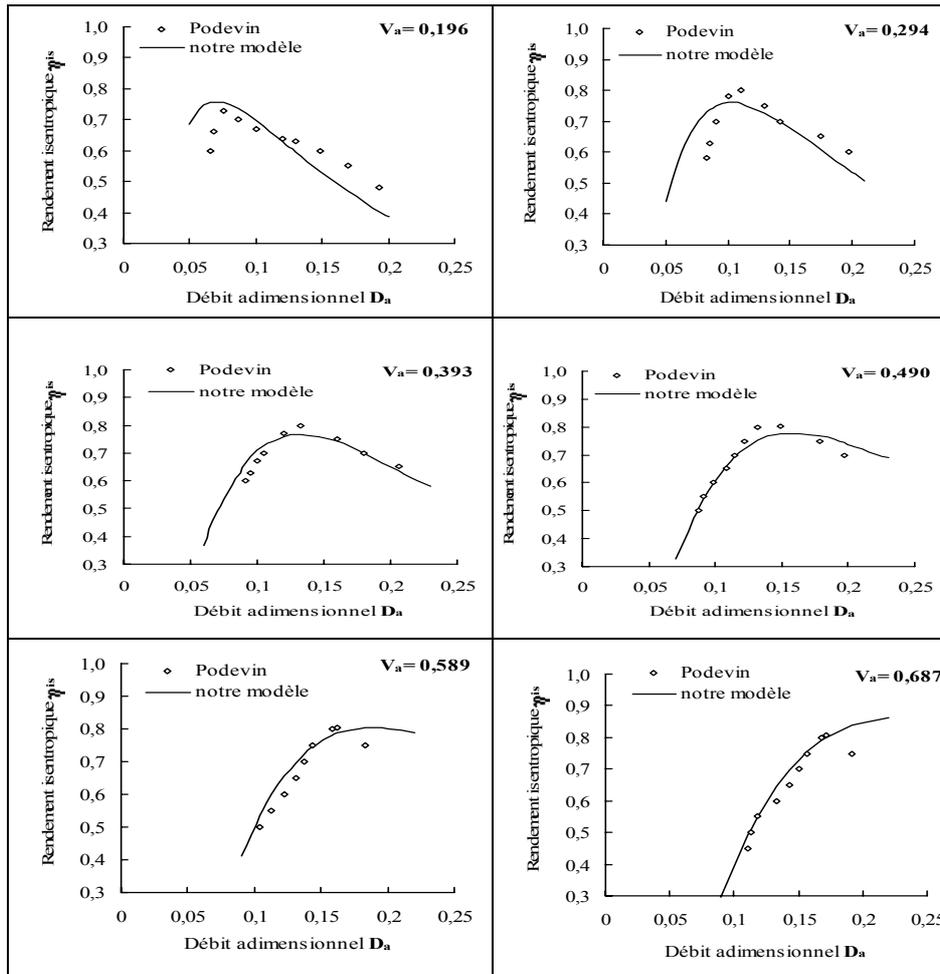


Figure 7. Comparaison des rendements isentropiques calculés par notre modèle, à ceux de l'expérience (Podevin, 1983), pour la turbine Garrett TA03 pour automobile.

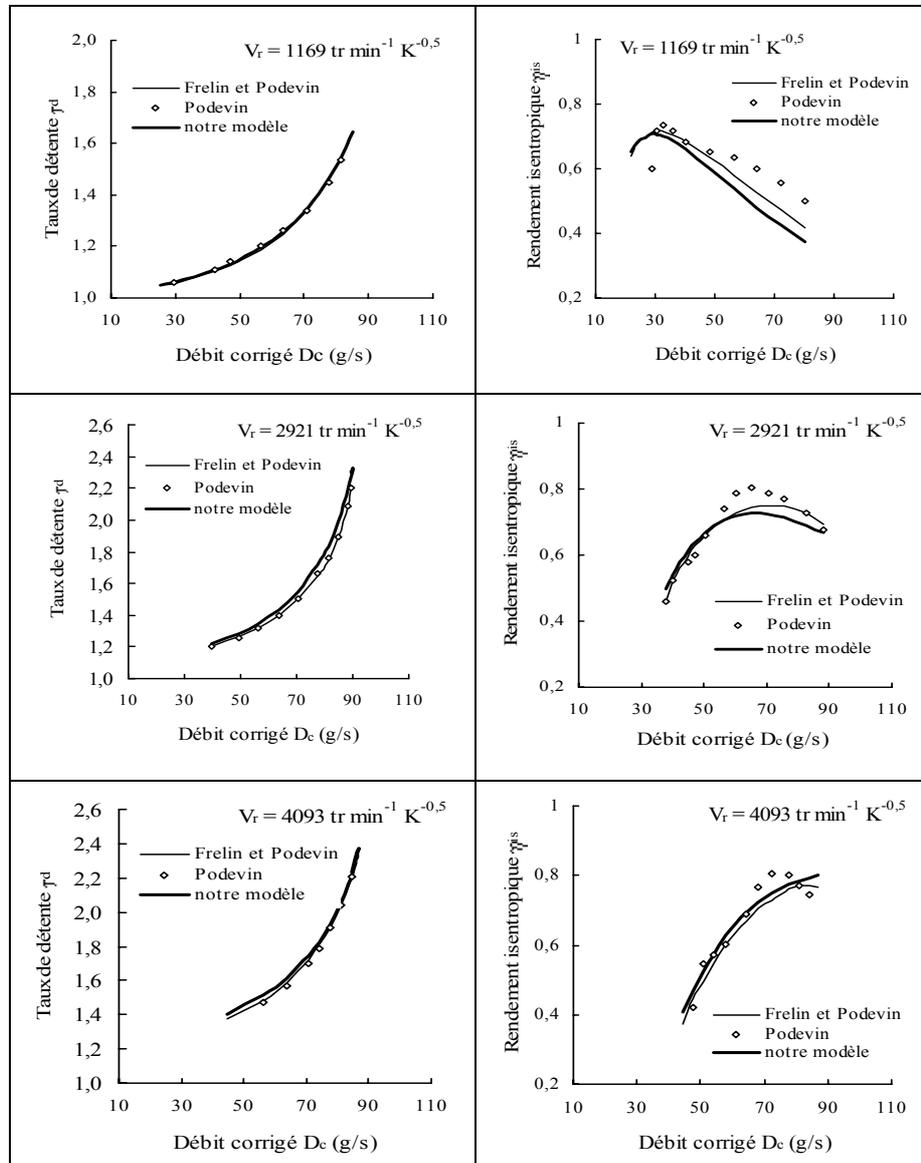


Figure 8. Comparaison des taux de détente et des rendements isentropiques issus de notre modèle, du modèle de (Frelin et Podevin, 1992) et de l'expérience (Podevin, 1983), pour la turbine Garrett TA03 pour automobile.

TABLEAU 3
Écarts Moyens des Modèles, par Rapport à l'Expérience, pour la Turbine
GARRETT TA03

modèle	$E_m(\tau_d)$	E	$E_m(\eta_{is})$
modèle de Frelin et Podevin (1992)	0,6 %	5	5 %
notre modèle	1,8 %	7	7 %

D'après le Tableau 3, même si pour notre modèle, les écarts moyens sont un peu plus élevés que ceux correspondant au modèle de Frelin et Podevin, cependant, ces écarts restent raisonnables et montrent que notre modèle est un outil efficace de première estimation des performances d'une turbine radiale de suralimentation.

CONCLUSION

Un modèle de calcul permettant de prédire les performances des turbines radiales de suralimentation, est présenté. Ce modèle repose sur les données géométriques de la turbine et se traduit par des équations simples donnant le taux de détente et le rendement isentropique. La comparaison de nos résultats avec ceux expérimentaux et numériques de la littérature, a montré une bonne concordance.

Grâce au modèle présenté, il est possible de construire un réseau donnant, pour une isovitesse de rotation quelconque de la turbine, le taux de détente et le rendement en fonction du débit. Ainsi, tout le champ de la turbine peut être décrit alors que l'expérience ne permet d'obtenir que quelques points de fonctionnements pour quelques isovitesses.

D'autre part, pour une première estimation des points de fonctionnement de la turbine couplée avec un moteur turbosuralimenté, le modèle obtenu permet au motoriste d'éviter les interpolations et les extrapolations dans le cas de l'utilisation des courbes caractéristiques expérimentales de la turbine ainsi que les calculs longs et onéreux des approches locales multidimensionnelles.

Pour l'adaptation d'un turbocompresseur de suralimentation à un moteur d'automobile, le modèle proposé constitue un outil efficace de première estimation des performances d'une turbine radiale de suralimentation.

REFERENCES

- Bensimhon, V. 1986. *Fonctionnement hors adaptation des turbomachine*, Edition Masson, Paris.
- Boussarhane, R. 1986. *Caractérisation du champ de vitesses à la sortie d'une turbine de turbocompresseur*, Thèse de 3ème cycle, Paris 6.

- Chelot, R., Yong Geng, Z., et Jullien, J. 1985. Caractérisation du fonctionnement des turbocompresseurs de suralimentation des moteurs à combustion interne. *Entropie*, (122): 41-48.
- Comolet, R. 1976. *Mécanique expérimentale des fluides, Tome II: Dynamique des fluides réels, Turbomachines*. Edition Masson, Paris.
- Descombes, G., Duan, Q., Jullien, J., et Bois, G. 1998. Simulation des performances d'une turbine hélico radiale de suralimentation. *Revue Française de Mécanique*, (2) : 99-106.
- Fèvre, S. 1990. *Application de la vélocimétrie Laser Doppler à des mesures de vitesses dans une petite turbine de suralimentation*. Thèse de Doctorat, Paris 6.
- Frelin, M. 1991. *Prévision des caractéristiques d'une turbine radiale à partir des données géométriques*, Thèse de Doctorat de l'Université Paris 6.
- Frelin, M., et Podevin, P. 1992. Modélisation des petites turbines centripètes. *Revue Française de Mécanique*, (3) : 257-265.
- Friberg, J. 1985. Particularités des turbocompresseurs d'automobile. *Revue Française de Mécanique* (3): 171-179.
- Friberg, J., Mahieddine, M., Toussaint, M., et Frelin, M. 1988. Prévision des caractéristiques des turbomachines. Application à une pompe centrifuge, un compresseur centrifuge et une turbine centripète. *Revue Française de Mécanique*, (4): 55-66.
- Gayvallet, H., Papachristos, G., et Jullien, J. 1987. Modélisation d'une turbine centripète de suralimentation. *Entropie*, (134): 19-26.
- Kurokawa, J. et Nagahara, H. 1986. Flow characteristics in spiral casings of water turbines. *IAHR Symposium*, vol.2, Montréal, Canada.
- Lavy, J., Duan, Q.C., Jullien, J. et Bois, G. 1990. Mesure des caractéristiques de fonctionnement de turbines de turbocompresseurs en régime stationnaire et pulsé. *Revue Française de Mécanique*, (3): 217-223.
- Léone, J.F. et Lallemand, A. 1983. Modélisation d'un groupe turbocompresseur de suralimentation de moteur alternatif. *Entropie*, (111): 3-10.
- Lymberopoulos, N., Baines, N.C., et Watson, N. 1988. Flow in single and twin entry radial turbine volutes, *ASME Congress Paper 88-GT-59*: 1-8, Amsterdam 6-9 juin.
- Mérigoux, J.M. 1975. Mise au point d'une turbine radiale. *Entropie*, (66): 21-29.
- Mseddi, M. 1990. *Etude du couplage en régime quasi-stationnaire d'un turbocompresseur de suralimentation avec un moteur Diesel*. Thèse de Doctorat de l'Université Paris 6.
- Podevin, P. 1983. *Etude et essai d'une turbine radiale de turbocompresseur d'automobile*. Mémoire d'Ingénieur C.N.A.M. Paris.
- Rodgers, C. 1987. *Mainline performance prediction for radial inflow turbines*. Von Karman Institut ISSN 0377-8312- Lecture Series 07.
- Saatdjian, E., Miton, H., Tete, J.L., Fèvre, S., Gougat, P. et Caressa, J.P. 1989. 3D Numerical solution of Euler equations in a radial turbine. *6th International conference on Numerical Methods in Laminar and Turbulent Flow*, Swansea (GB), juillet.
- Vu, T.C., et Shyy, W. 1990. Viscous flow analysis as a design tool for hydraulic turbine components. *Journal of Fluids Engineering*, March, 112: 5-11.
- Zangeneh-Kazemi, M., Dawes, W.N. et Hawthorne, W.R. 1988. Three dimensional flow in radial-inflow turbines. *ASME Congress Paper 88-GT-103*: 1-9, Amsterdam.