

PREDICTION DES PERFORMANCES D'UN COMPRESSEUR CENTRIFUGE DE SURALIMENTATION

Reçu le 10/11/2003 – Accepté le 22/06/2004

Résumé

Cet article présente un modèle purement algébrique capable de prédire les performances d'un compresseur centrifuge en régime de fonctionnement stationnaire. Il s'agit d'un compresseur de suralimentation équipant un moteur diesel de traction d'un véhicule industriel. L'approche consiste à déterminer les pertes partielles produites au sein de chaque élément constitutif de l'étage du compresseur. Le bilan de ces pertes est conjugué aux relations thermodynamiques décrivant le processus de compression afin de permettre l'émergence du modèle. Celui-ci ne souffre d'aucun problème de stabilité et est d'une grande capacité de prédiction. L'erreur maximale induite par l'application de ce modèle n'a guère dépassé 5%.

Mots clés: Compresseur centrifuge, modélisation, moteur diesel, suralimentation.

Abstract

This paper presents a purely algebraic model capable to predict the steady performances of a turbocharger centrifugal compressor matched with a turbocharger diesel engine equipped an industrial vehicle. The approach consists to compute the partial losses of the compressor stage components. The assessment of these losses is combined with the thermodynamic relations describing the compression process in order to allow the model emergence. This one does not suffer from any stability problem and is of a great prediction capacity. The maximum error induced by the application of this model hardly exceeded 5%.

Keywords: Centrifugal compressor, modelling, diesel engine, turbocharging.

A. LIAZID
L. IZIDI
M. BENCHERIF
Laboratoire LTE
ENSET d'Oran
B.P. 1523 El Mnaouer
Oran, Algérie

ملخص

يعرض هذا العمل نموذج جبري محض قادر على التنبؤ بخصائص ضاغط طرد مركزي في نظام العمل المستقر. يتعلّق الأمر بضاغط تعزيز تغذية لمحرك ديزل لجزء شاحنة صناعية. يعتمد النموذج على تحديد الضياعات الجزئية الحاصلة في كلّ عنصر مكون لطبقة ضاغط التنبؤ. حصيلته هذه الضياعات مرفقة بعلاقات الديناميكا الحرارية التي تصف عملية الانضغاط مكنت من انبثاق نموذج جبري محض لا يعاني من أيّ مشكل استقرار وذو قدرة كبيرة على التنبؤ. الخطأ الأعظمي الناشئ عن تطبيق هذا النموذج لم يتعدّ 5%.

الكلمات المفتاحية: ضاغط طرد مركزي، نمذجة، محرك ديزل، تعزيز التغذية.

Les compresseurs centrifuges sont très utilisés dans la suralimentation des moteurs thermiques à combustion interne. Plusieurs travaux de recherches ont été entrepris afin d'améliorer leurs performances statiques et dynamiques [1, 2]. L'adaptation du moteur avec le turbocompresseur n'est pas aisée et passe par la maîtrise des caractéristiques du compresseur qui évoluent en fonction des conditions moteur et sont influencées par l'écoulement de l'air à travers le circuit d'admission. Ce dernier peut même rendre le fonctionnement du compresseur instable [3, 4]. C'est pourquoi il est important de disposer d'un modèle de compresseur capable de rendre compte de ses performances en fonction du régime moteur. Actuellement, se sont les cartographies établies par les constructeurs des turbocompresseurs qui sont exploitées pour assurer l'adaptation moteur-turbocompresseur et pour piloter éventuellement de façon automatique les débits d'air fournis par le compresseur. Cet article présente un modèle algébrique simple et capable de prédire les caractéristiques en régime stationnaire d'un compresseur centrifuge sous ses conditions d'exploitation réelle, utilisé dans la suralimentation d'un moteur diesel équipant un véhicule industriel. Les résultats de simulation sont confrontés aux mesures expérimentales relevées sur un banc d'essais moteur.

I. DESCRIPTION DU SUPPORT EXPERIMENTAL

Les mesures nécessaires à notre étude ont été effectuées sur un banc d'essais d'un moteur diesel doté d'une suralimentation par turbocompresseur à géométrie variable avec refroidissement intermédiaire. L'ensemble des mesures sont effectuées après que le moteur ait atteint son équilibre thermique (moteur chaud). L'installation,

figure 1, comprend le moteur à 4 temps, 6 cylindres en ligne et développant une puissance maximale de 254 kW à 2200 tr/min. Ce moteur est accouplé à un frein à courant de Foucault refroidi par eau. Des chaînes de mesures et un système d'acquisition de données rapide complètent cette installation.

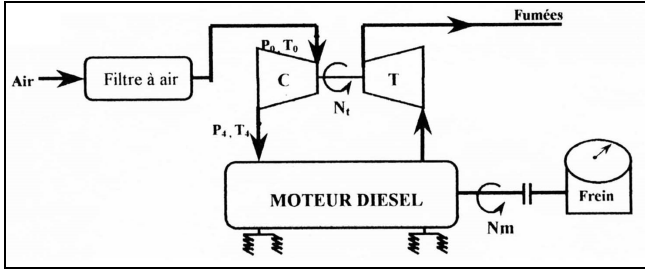


Figure 1: Schéma synoptique du banc d'essai moteur.

Le turbocompresseur est constitué d'une turbine centripète munie d'un distributeur à aubes orientables reliée à un compresseur centrifuge mono-étagé à aubes inclinées vers l'arrière. Durant les essais, les régimes à pleine charge du moteur diesel ont été considérés afin de maximiser l'énergie des gaz d'échappement à l'entrée de la turbine. En effet, pour chaque point de fonctionnement du moteur, caractérisé par sa vitesse et sa charge maximale admise, les grandeurs moyennes suivantes ont été relevées :

- Débit d'air à la sortie du compresseur : \dot{m}
- Pression et température de l'air à l'entrée et à la sortie du compresseur : $P_{0t}, T_{0t}, P_{4t}, T_{4t}$.
- Vitesse de rotation du moteur : N_m
- Vitesse de rotation du turbocompresseur : N_t .

Ces relevés, récapitulés sur le tableau 1 permettent d'obtenir à l'aide des équations (1) et (2), l'évolution du taux de compression π et du rendement réel η_m du compresseur sur toute la plage de fonctionnement du moteur à pleine charge.

| \dot{m} [kg/s] | P_o [bar] | T_o [°K] | P_4 [bar] | T_4 [°K] | N_t [tr/mn] | N_m [tr/mn] | η_m |
|---------------------|----------------|---------------|----------------|---------------|------------------|------------------|----------|
| 0,1264 | 0,987 | 298 | 1,937 | 403 | 78571 | 800 | 0,604 |
| 0,1605 | 0,984 | 298 | 2,179 | 518 | 87222 | 900 | 0,633 |
| 0,1934 | 0,982 | 298 | 2,393 | 429 | 92424 | 999 | 0,660 |
| 0,2284 | 0,978 | 298 | 2,552 | 437 | 96818 | 1101 | 0,676 |
| 0,2566 | 0,975 | 298 | 2,684 | 444 | 100256 | 1201 | 0,685 |
| 0,2815 | 0,972 | 298 | 2,701 | 442 | 101447 | 1300 | 0,702 |
| 0,3016 | 0,970 | 298 | 2,693 | 440 | 102027 | 1400 | 0,712 |
| 0,3177 | 0,968 | 298 | 2,657 | 437 | 102083 | 1501 | 0,718 |
| 0,3395 | 0,965 | 298 | 2,676 | 439 | 103823 | 1600 | 0,716 |
| 0,3503 | 0,963 | 299 | 2,644 | 439 | 103636 | 1700 | 0,715 |
| 0,3667 | 0,961 | 299 | 2,244 | 441 | 105312 | 1801 | 0,707 |
| 0,3837 | 0,958 | 299 | 2,660 | 442 | 106875 | 1902 | 0,709 |
| 0,4032 | 0,955 | 300 | 2,677 | 447 | 109193 | 2001 | 0,700 |
| 0,4200 | 0,951 | 300 | 2,687 | 452 | 111333 | 2100 | 0,682 |

Tableau 1: Mesures relevées sur banc d'essai moteur.

$$\pi = \frac{P_4}{P_0} \quad (1)$$

$$\eta_m = \frac{T_{4is} - T_0}{T_4 - T_0} \quad (2)$$

avec :

$$T_{4is} = T_0 \left(\frac{P_0}{P_4} \right)^{\frac{r-1}{r}}$$

II- PRESENTATION DU MODELE

Contrairement aux modèles numériques [5, 6], notre modèle ne souffre d'aucun problème d'instabilité et n'exige pas de gros moyens de calcul. Le principe de son élaboration repose sur la détermination des pertes d'enthalpie massique produites dans chacun des éléments constitutifs de l'étage du compresseur. Le processus thermodynamique de compression de l'écoulement à travers le compresseur étudié est résumé sur le diagramme (h-s) représenté sur la figure 2.

Le rendement calculé du compresseur s'exprime par :

$$\eta = \frac{\Delta h_{is} - \sum \text{perte d'enthalpie}}{\Delta h_{is}} \quad (4)$$

où ' $\sum \text{pertes d'enthalpie}$ ' représente la somme des pertes d'enthalpie qui se produisent dans le compresseur et qui sont définies ci-après.

II.1- Pertes au niveau de la roue

Les pertes considérées au niveau de la roue sont constituées :

- des pertes par frottement dans les canaux de la roue dues à la viscosité du fluide. Elles sont exprimées par l'équation (5) [7] :

$$\Delta h_{SF} = C_f \frac{L_R}{D_R} \frac{W_{moy}^2}{2} \quad (5)$$

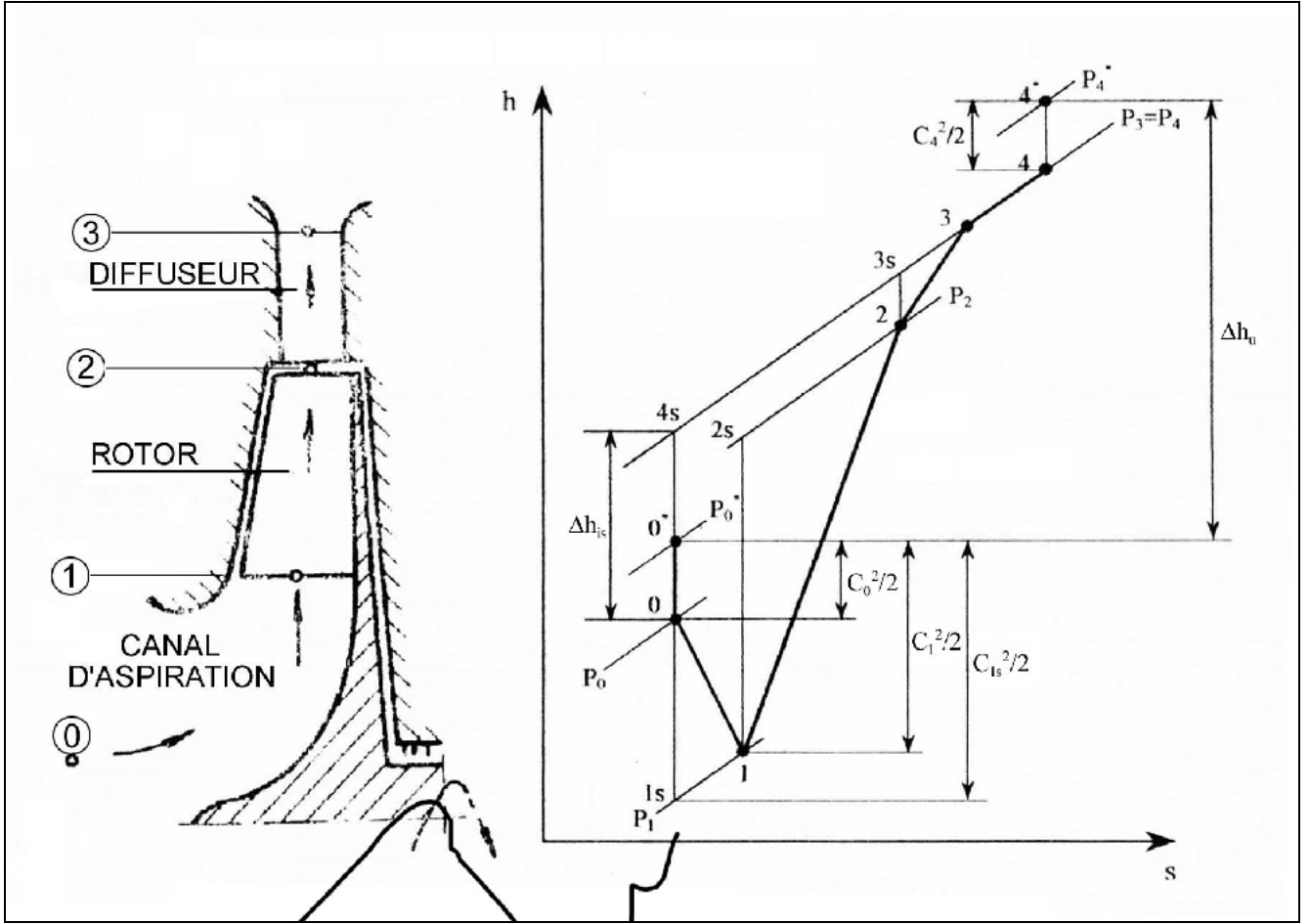


Figure 2: Processus thermodynamique de compression.

où C_f représente un coefficient de frottement calculé d'après la corrélation de Schlichting [8] pour les écoulements turbulents dans les conduites courbées :

$$C_f = C_{f0} \left[1 + 0.075 R_e^{0.25} \sqrt{\frac{DH}{2r_c}} \right] \quad (6)$$

où R_e est le nombre de Reynolds moyen et r_c représente le rayon de courbure moyen de l'écoulement dans la roue. Le coefficient de frottement C_{f0} relatif aux conduites à parois lisses, est calculé à partir de la loi universelle de Prandtl ($R_e \geq 3000$) :

$$\frac{1}{\sqrt{C_{f0}}} = 1.74 \log(R_e \sqrt{C_{f0}}) - 0.4 \quad (7)$$

- des pertes par frottement du disque générées par la vitesse de rotation de la roue supposée en forme d'un disque tournant dans un milieu visqueux cerné par un carter fixe. Elles sont définies par l'équation (8) [9] :

$$\Delta h_{fd} = 0.05 R_e^{-0.2} U_2^3 D_2^2 \rho_2 / 8 \dot{m} \quad (8)$$

- des pertes de puissance car le fluide ne quitte pas la roue suivant la tangente au squelette de l'aube. L'angle moyen β_2 déterminant la direction de la vitesse relative W_2 à la sortie du rouet est différent de l'angle d'aube β_{2b} (Fig.3).

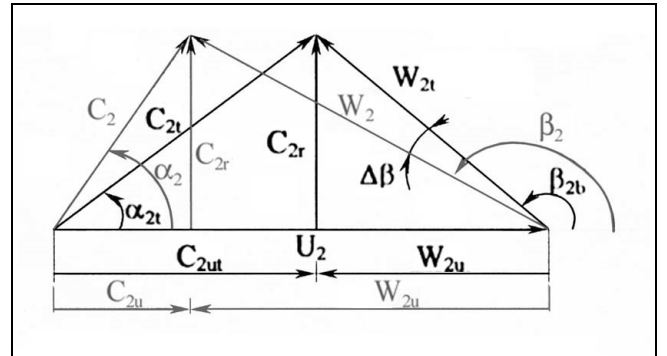


Figure 3: Déviation de l'écoulement à la sortie de la roue.

La déviation de W_2 est causée par le décollement du fluide de la paroi arrière de l'aube à la sortie du rouet. Les pertes de puissance sont données par l'expression (9) [7] :

$$\Delta H_{pu} = \frac{W_2^2}{2} \left| \sin^2 \beta_2 + k \sin^2 \beta_{2opt} \right| \quad (9)$$

avec : $k = 1$ si $\sin \beta_2 \sin \beta_{2opt} > 0$

$k = -1$ si $\sin \beta_2 \sin \beta_{2opt} < 0$

et $\beta_{2opt} = \text{artg} \left(\frac{\psi_{opt} - 1}{\tan \alpha_2 \psi_{opt}} \right)$

avec : $\psi_{opt} = \frac{\mu_u}{1 - \mu_u \tan \alpha_2}$

où μ_u représente le coefficient de diminution de puissance défini par la relation (10), [10] :

$$\mu_u = \frac{1}{1 + \frac{h^*}{h} \frac{\pi \sin \beta_{2b}}{2Z \left(1 - \frac{r_{1ext}}{r_{2ext}}\right)}} \quad (10)$$

où : $h^*/h = 0.85$ pour $\beta_{2b} > 90^\circ$
 et $h^*/h = 0.70$ pour $\beta_{2b} \leq 90^\circ$

- des pertes par tourbillons (blade loading losses) calculées d'après la corrélation de Rogers [11]. Ces pertes se produisent par les actions des couches limites dues à la forme aérodynamique des aubes qui dissipent un travail induit par la différence de pression sur la surface de charge :

$$\Delta H_{BL} = \frac{C_{2u}}{Bs} \quad (11)$$

où $Bs = ZL_R / D_{2ext}$ représente la solidité de l'aube.

- des pertes par fuites causées par le jeu situé entre la roue et les parois fixes du carter. En effet, une petite partie du débit de fluide ne participe pas à l'échange d'énergie avec la roue. La perte d'enthalpie correspondante s'écrit [12] :

$$\Delta h_f = kc \frac{j}{b_2} \Delta h_u \quad (12)$$

où kc est un coefficient de correction pris égal à 0,4 dans notre étude.

II.2- Pertes au niveau du diffuseur à flasques lisses

Les pertes de charge qui se produisent dans le diffuseur à flasques lisses s'expriment par :

$$\Delta H_{23} = C_f \frac{L_H}{D_H} \frac{C_{moy}^2}{2} \quad (13)$$

où C_f se calcule toujours d'après la relation (6) et C_{moy} représente la vitesse moyenne entre l'entrée et la sortie du diffuseur.

II.3- Pertes au niveau la volute

Les pertes par frottement dans la volute ΔH_v se calculent toujours à l'aide de l'équation (13) avec C_{moy} qui représente ici la vitesse moyenne entre l'entrée et la sortie de la volute.

La figure 4 illustre l'organigramme général du programme élaboré pour prédire les performances du compresseur étudié en régime stationnaire.

Par ailleurs, le modèle nécessite la connaissance de données géométriques du compresseur. Ces dernières ont été relevées à l'aide d'un microscope optique universel à coordonnées planes avec une résolution d'axes de 0.005 mm. Les résultats obtenus sont récapitulés dans le tableau 2.

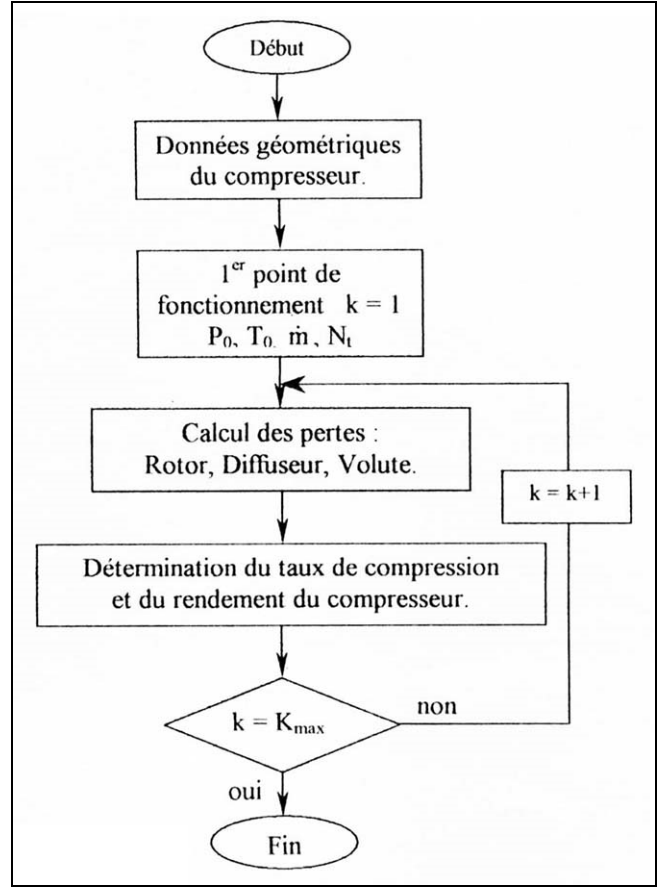


Figure 4: Organigramme de calcul des performances du compresseur en régime stationnaire.

| | |
|--|------------------------|
| Nombre d'aubes Z de la roue | 12 |
| Diamètre à l'entrée du canal d'admission D ₀ | 120mm |
| Diamètre à la sortie du canal d'admission D ₁ | 61mm |
| Diamètre à l'entrée du rotor D _{1ext} | 60mm |
| Diamètre à la sortie du rotor D ₂ | 83.5mm |
| Diamètre à la base de l'aube du rotor D _{ib} | 19 mm |
| Longueur hydraulique du rotor L _R | 46.5mm |
| Diamètre à la sortie du diffuseur D ₃ | 117mm |
| Section de sortie de la volute A ₄ | 2.55E-03m ² |
| Rayon de sortie de la volute r ₄ | 60mm |
| Angle d'aube moyen à l'entrée de la roue β _{1b} | 150° |
| Angle d'aubes à la sortie du rotor β _{2b} | 126° |

Tableau 2: Données géométriques du compresseur étudié.

III- RESULTATS ET DISCUSSION

Pour apprécier la qualité du modèle élaboré, les prédictions obtenues par calcul sont confrontées aux mesures expérimentales.

- Modèle du coefficient de glissement μ_u

La qualité du modèle élaboré repose sur celui du coefficient de glissement (coefficient de diminution de puissance) puisqu'il définit le triangle des vitesses à la sortie de la roue du compresseur. Plusieurs modèles du coefficient de glissement sont proposés dans la littérature spécialisée [7, 10, 13, 14]. Le choix approprié dépend de la qualité des résultats obtenus en fonction de chaque formulation. Sur les figures 5 et 6 sont confrontées aux

mesures, les résultats des pressions et des températures calculées à la sortie du compresseur pour différentes formulations du coefficient de glissement μ_u . Il est clair que le modèle proposé par Eckert [10], équation (10), est le plus adapté à prédire les performances du compresseur étudié. Les autres formulations du coefficient de glissement sous estiment le niveau des pressions et des températures car ils induisent de faibles énergies spécifiques Δh_u (Fig. 2). Sur la figure 7 sont présentées les évolutions du degré de réaction R et du coefficient de travail μ . Ils varient respectivement entre 0.56 et 0.66 pour R et entre 0.68 et 0.88 pour le coefficient de travail μ . Pour une roue à aubes inclinées vers l'arrière (cas étudié) le degré de réaction R doit être supérieur à 0.5 et le coefficient de travail μ inférieur à 1 [10].

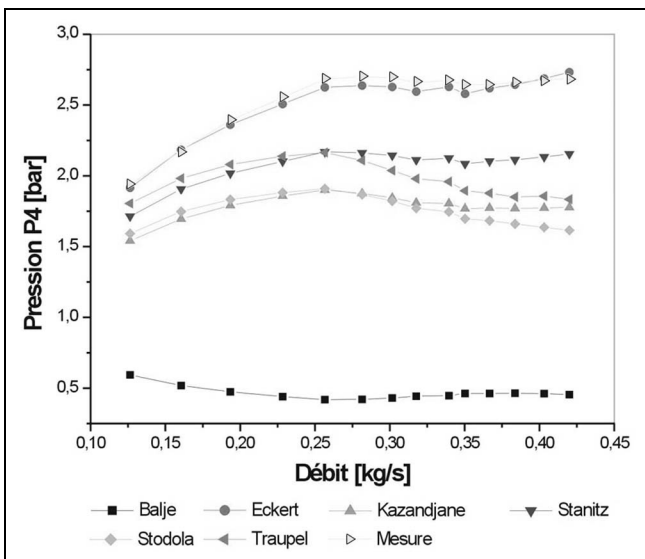


Figure 5: Evolutions de la pression à la sortie du compresseur pour différents modèles du coefficient de glissement μ_u . Régimes moteur à pleine charge.

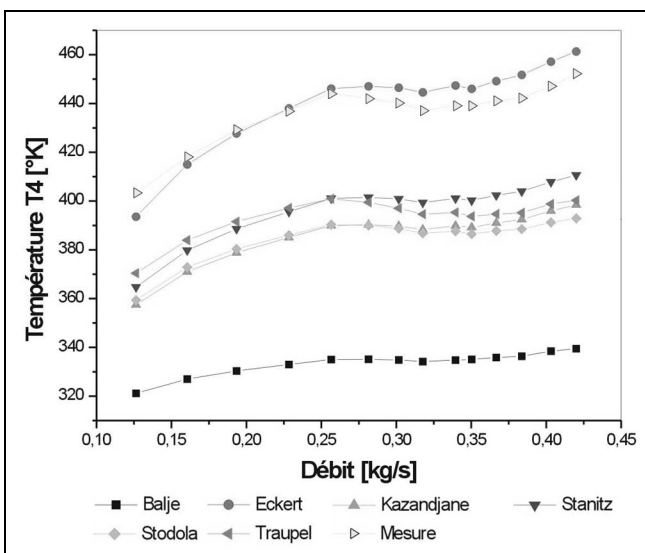


Figure 6: Evolutions de la température à la sortie du compresseur pour différents modèles du coefficient de glissement μ_u . Régimes moteur à pleine charge.

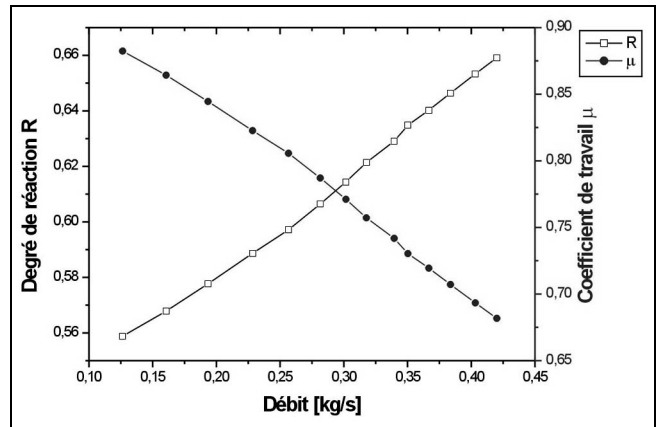


Figure 7: Evolutions du degré de réaction R et du coefficient de travail μ .

- Taux de compression

La figure 8 montre le taux de compression prédit par le modèle. Il est comparé à celui obtenu par la mesure expérimentale. On constate que le modèle prédit correctement le taux de compression puisque l'erreur maximale n'a guère dépassée 2,5 %, ce qui est très satisfaisant.

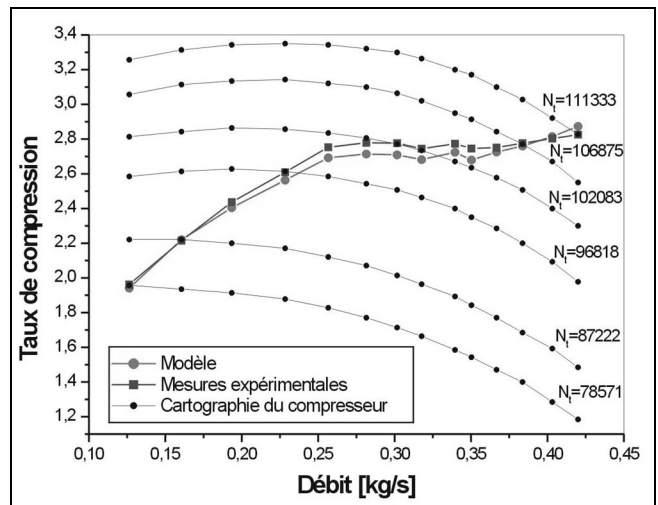


Figure 8: Evolution du taux de compression pour différents points de fonctionnement du compresseur. Régimes moteur à pleine charge.

- Champs des caractéristiques

La figure 9 représente la cartographie du compresseur, prédite par le modèle et celle fournie par le constructeur. L'erreur commise oscille entre 0,02 % et 16 % au maximum selon le point de fonctionnement considéré. Ce résultat est plus qu'acceptable. Pour comparaison, la figure 10 illustre les résultats d'un récent travail [1] où l'erreur maximale est de 14 % vers la zone des grands débits mais l'approche de modélisation est plus complexe.

- Pertes produites dans l'étage du compresseur

Sur la figure 11, sont présentées les évolutions des pertes produites dans l'étage du compresseur. On constate que la plus importante et celle par charge des aubes (perte par tourbillonnement). On note que l'allure des pertes et en

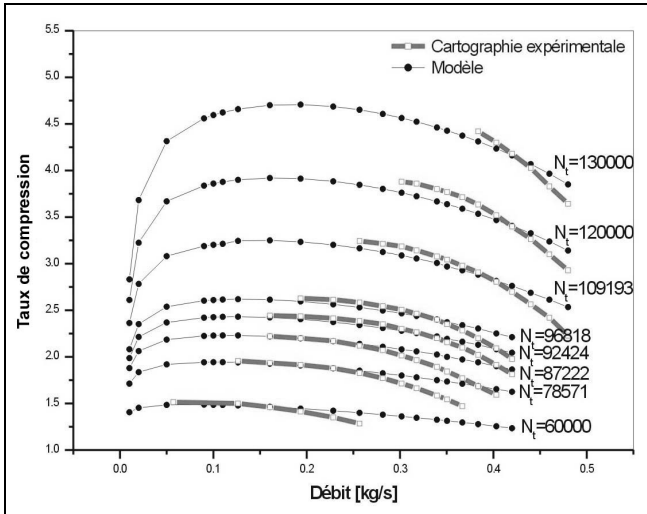


Figure 9: Cartographie calculée et mesurée du compresseur.

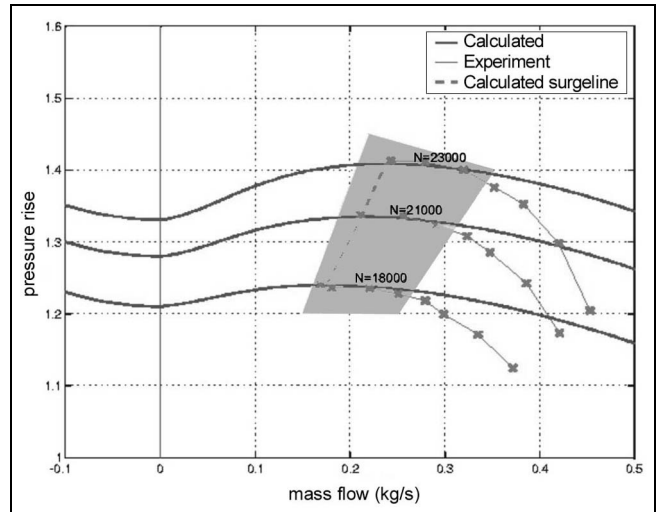


Figure 10: Champ de caractéristique d'un compresseur obtenu par [1].

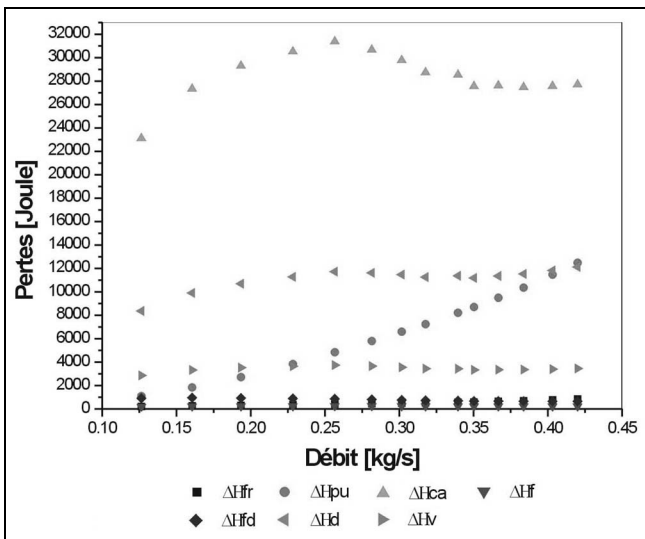


Figure 11: Evolutions de la température à la sortie dans l'étage du compresseur.

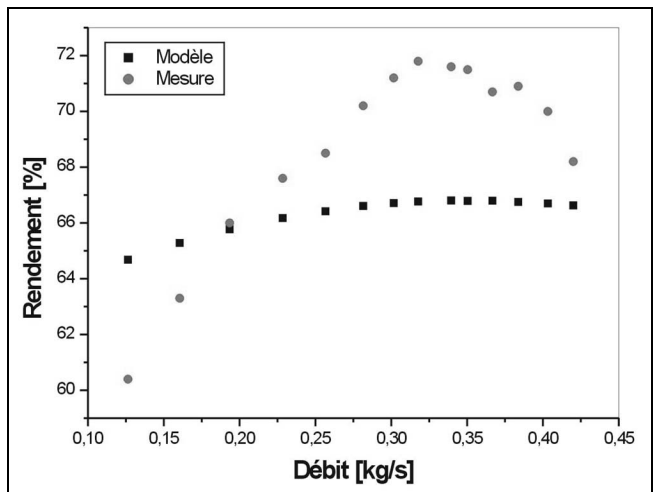


Figure 12: Rendement calculé et mesuré du compresseur. Régimes moteur à pleine charge.

particulier la perte par tourbillonnement suit celle de la pression mesurée en sortie du compresseur ce qui laisse présager la bonne qualité de leur modèle. Par ailleurs, la perte de puissance à une allure croissante avec le débit d'air. En effet, quand la vitesse augmente, la perte de puissance augmente, équation (9), et le décollement du fluide devient important.

- Rendement du compresseur

La figure 12 compare le rendement isentropique prédit par le modèle à celui calculé à l'aide de l'équation (2) à partir des relevés expérimentaux récapitulés sur le tableau 1. L'erreur maximale induite par l'application du modèle est de 7,7 %. En effet, comme le rendement est déduit à partir de la pression et de la température calculées, toutes deux entachées d'erreur, il n'est pas possible de réaliser une erreur inférieure à la somme des erreurs correspondantes à chacune de ces deux grandeurs Thermodynamiques.

CONCLUSION

Ce travail a permis l'élaboration d'un modèle de prédiction des performances d'un compresseur centrifuge en régime de fonctionnement stationnaire. L'application de ce modèle à un compresseur centrifuge de suralimentation d'un moteur Diesel indique qu'il est d'une bonne capacité prédictive. Le modèle est de type algébrique, simple et ne souffre pas de problème d'instabilité. Il est basé sur le calcul des différentes pertes produites dans l'étage du compresseur. On peut conclure que le modèle élaboré constitue un outil efficace de prédiction des performances des compresseurs centrifuges de suralimentation opérant sous des conditions réelles d'exploitation.

Nomenclature

- A : Section.
- b : Hauteur de l'aube.
- C : Vitesse absolue de l'écoulement.

| | |
|-------------|--|
| C_f : | Coefficient de frottement. |
| D : | Diamètre |
| h : | Enthalpie. |
| J : | Jeux. |
| \dot{m} : | Débit massique. |
| N : | Vitesse de rotation. |
| P : | Pression. |
| R : | Rayon ; degré de réaction $R = \frac{h_2 - h_1}{\Delta h_u}$ |
| R_e : | Nombre de Reynolds. |
| T : | Température. |
| U : | Vitesse périphérique. |
| W : | Vitesse relative. |
| Z : | Nombre de cylindres, nombre d'aubes. |

Lettres Grecques

| | |
|-------------|---|
| β : | Angle de l'écoulement. |
| Δ : | Opérateur différence. |
| γ : | Coefficient polytropique. |
| η : | Rendement. |
| φ : | Coefficient de vitesse ; $\varphi = C/U$ |
| μ : | Coefficient de travail ; $\mu = \mu_u(1 + \varphi_2 \cot g \beta_{2b})$ |
| μ_u : | Coefficient de glissement. |
| ρ : | Masse volumique. |
| ξ : | Coefficient de perte |

Indices et exposants

| | |
|-------|--------------------------|
| 1 : | Entrée de la roue |
| 2 : | Sortie de la roue |
| a : | Axial. |
| b : | Aube. |
| c : | Combustion, compresseur. |
| d : | Frottement du disque. |
| e : | Effectif. |
| ext : | Extérieur. |
| f : | Forme. |
| is : | Isentropique. |
| m : | Moteur, moyen. |
| opt : | Optimal. |
| pu : | puissance. |
| sf : | Frottement. |
| t : | Théorique, turbo. |
| th : | Thermodynamique. |
| u : | Périphérique, utile. |
| * | Total. |

REFERENCES

- [1]- Gravdahl J.T., Willems F., de Jager B., Egelad O., "Modeling for surge control of centrifugal compressors: Comparison with experiment", *Proceedings of the 39th IEEE Conference on Decision and Control*. Sydney, Australia, December (2000).
- [2]- Fink D.A., "Surge dynamics and unsteady flow phenomena in centrifugal compressor", Doctor of philosophy thesis, MIT, May (1988).
- [3]- Chesse P., Hetet J.F., Tauzia X., Frayret J.P., "Influence des circuits de liaison moteur/compresseur sur le fonctionnement des moteurs Diesel à suralimentation bi-étagée", *Revue Générale de Thermique*, 37 (1998), pp. 801-812.
- [4]- Chesse P., Hetet J.F., Frayret J.P., Bouldin F., "Etude par simulation de l'influence sur le phénomène de pompage dans les compresseurs de la géométrie des circuits d'air des moteurs Diesel suralimentés", *Revue Entropie*, n°174/175 (1993), pp. 69-77.
- [5]- Obi M., Ohkita A., Takei N., Hagiwara N., "Application of 3D-CAD to turbocharger development", *Int. Cong. & Exp. SAE*, N° 99-01-1243, Detroit-Michigan-USA, March (1999).
- [6]- Hon-Won K., "The centrifugal compressor aerodynamic design of marine engine turbocharger by three dimensional numerical simulation", *Proc. of ASME-FEDSM'02- Fluids Engineering Division Summer Meeting*, N° 31178, Montreal, Quebec, Canada; July 14-18 (2002).
- [7]- Abidat M., Hachemi M., Hamidou M.K., Baines N.C., "Prediction of the steady and non-steady flow performance of a highly loaded mixed flow turbine", *I. Mech Eng.* (1998), pp. 173-184.
- [8]- Schlichting H., *Boundary layer theory*. Ed. Mc Graw-Hill, New York (1979).
- [9]- Krysinski J., "Turbomachines, Théorie générale", Ed. Office des Publications Universitaires, Alger (1994).
- [10]- Tuliska E., "Compresseurs, soufflantes et ventilateurs" (en polonais), Ed. WNT, Varsovie (1976).
- [11]- Rogers C., "Mainline performance prediction for radial inflow turbines", VKI Lecture Series, 1987-07 (1987).
- [12]- Bencherif M., Izidi L., Liazid A., Karoui A., "Etude des performances statiques d'une turbine de suralimentation à géométrie variable", *Proceeding of International Conference on Mechanical Engineering SIGMA'02*, ENSET-Oran 28 & 29 Avril (2002), pp. 256-259.
- [13]- Traupel W., "Thermische Turbomaschinen" (en Allemand). Aufl. 2. Berlin, Springer Verlag (1960).
- [14]- Baykov B.P., Bordoukov V.T., Yvanov P.V., Deitch R.S., "Turbocompresseurs pour Suralimentation des moteurs Diesel" (en Russe). Unité de Leningrad, Construction Mécanique, Vol 6/V, Leningrad (1975). □