

UN MODÈLE DE REPRESENTATION DES TURBOCOMPRESSEURS DE SURALIMENTATION

L. IZIDI ^{(1)*}, M. TAZEROUT ⁽¹⁾, A. LIAZID ⁽²⁾

(1) *École des Mines de Nantes, La Chantrerie, 4, rue Alfred Kastler. B.P. 20722F-44307 NANTES Cedex 3, France
lahouari.izidi@emn.fr, mohand.tazerout@emn.fr*

(2) *Laboratoire LTE, ENSET d'Oran, BP 1523 El-M'naouer Oran 31100 Algérie, liazid@enset-oran.dz*

RÉSUMÉ

Ce travail décrit une approche de modélisation des turbocompresseurs de suralimentation équipant les moteurs diesel. L'approche consiste à substituer les étages de la turbine et du compresseur par des orifices à parois minces. En se basant sur les équations de conservation de masse et de l'énergie totale dans l'étage de la turbine et celui du compresseur, les sections équivalentes de la turbine et du compresseur sont déduites. Les résultats obtenus sont présentés et discutés.

NOMENCLATURE

c	Vitesse (m/s)	Indices	
n	Coefficient poly-tropique	1	entrée
P	Pression (bar)	2	sortie
Q	Débit (kg/s)	eq	équivalent (e)
R	Constant des gaz	C	compresseur
S	Section (m ²)	T	turbine
SEC	Section équivalente du compresseur (m ²)		
SET	Section équivalente de la turbine (m ²)		
T	Température (K)		
ρ	Masse volumique (kg/m ³)		

1. INTRODUCTION

Les turbocompresseurs de suralimentation sont largement répandus dans le domaine de la motorisation automobile. Ces machines permettent d'améliorer les performances mécaniques, énergétiques et écologiques du moteur [1]. Les travaux de recherche concernant ces machines sont de plus en plus d'actualité étant donné les contraintes environnementales imposées aux véhicules en terme d'émissions de gaz à effet de serre. En effet avec le "down sizing" les constructeurs conçoivent des moteurs à faible cylindrée avec une forte suralimentation [1], [2], [3]. Pour l'étage de la turbine et du compresseur, différentes approches ont été considérées. Les modèles algébriques basés sur le calcul des pertes partielles dans l'étage ont la capacité de prédire les performances de ces machines à faible coût de calcul [4], [5]. L'approche CFD consomme un volume et un temps de calcul importants [6]. Watson et Janota [7] ont développé pour les turbines radiales à géométrie fixe un modèle qui se base sur la représentation de la turbine comme orifice localisé à la sortie du collecteur d'échappement et qui reproduit la détente de l'étage de la turbine. D'autres travaux de recherche ont considéré la même approche pour modéliser la turbine [8], [9]. Kessel et al. [10] adoptent l'approche des réseaux de neurones pour traiter le cas des turbines à géométrie variable. L'objectif de ce travail est de substituer au compresseur et à la turbine des sections équivalentes assurant la continuité du débit et produisant les mêmes performances que le compresseur et la turbine. Cette idée permet d'en déduire une formulation plus simple et compacte. Pour réaliser cet objectif des données expérimentales sont nécessaires.

2. DESCRIPTION DU SUPPORT EXPERIMENTAL

Les paramètres du fluide à l'entrée et à la sortie de la turbine et du compresseur nécessaires à ce travail sont la température, la pression et le débit massique du fluide. Ces données ont été mesurées

sur un banc d'essai de moteur diesel suralimenté de puissance maximale 80 kW à 4000 tr/min. Une série d'expériences a été menée. Plusieurs régimes du moteur à différentes charges ont été considérés sur toute la plage de fonctionnement du moteur. D'autres essais sur un autre moteur ont été également exploités. Il s'agit d'un moteur diesel suralimenté de puissance maximale 264 kW à 2400 tr/min. Il est à noter que les deux moteurs sont équipés d'un turbocompresseur à géométrie variable à ailettes orientables. Les photographies des deux bancs d'essais sont présentées sur les figures (1) et (2).

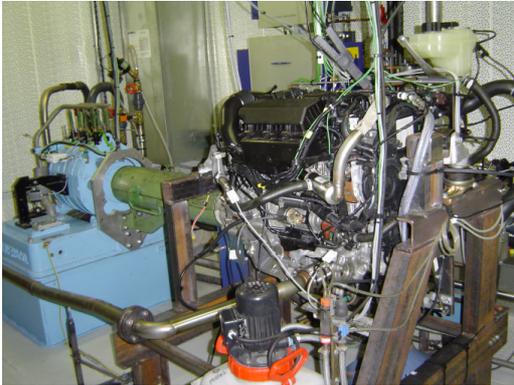


Figure 1. Dispositif expérimental du moteur 80 kW.



Figure 2. Dispositif expérimental du moteur 260 kW.

3. DESCRIPTION DE L'APPROCHE

L'approche consiste à considérer les étages de la turbine et du compresseur comme des orifices à parois minces figure (3). En se basant sur le principe de conservation de l'énergie, on peut calculer la vitesse du fluide au niveau de l'orifice, Eq. (1). En combinant cette dernière à l'équation de continuité, Eq. (2), les sections des orifices représentant la turbine et le compresseur peuvent être calculées, Eq. (3). Pour cela, les paramètres du fluide en amont et en aval de l'orifice sont nécessaires.

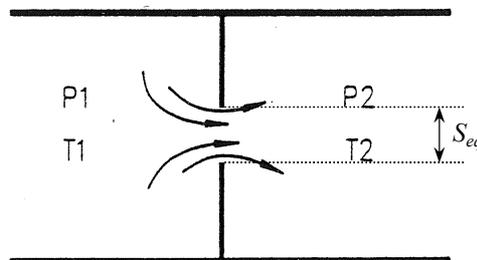


Fig. 3. Orifice à parois minces.

$$c = \sqrt{\frac{2n}{(n-1)} \frac{P_1}{\rho_1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]} \quad (1)$$

$$Q = S_{eq} \rho_2 c \quad (2)$$

$$S_{eq} = \frac{Q}{\frac{P_1}{\sqrt{RT_1}} \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}} \sqrt{\frac{2n}{n-1}} \sqrt{\left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]}} \quad (3)$$

où n est déduit de la relation (4) dans le cas du compresseur et de la relation (5) dans le cas de la turbine.

$$\frac{1-n}{n} \log\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = \log\left(\frac{T_1}{T_2}\right) \quad (4)$$

$$\frac{1-n}{n} \log\left(\frac{P_1}{P_2}\right) = \log\left(\frac{T_2}{T_1}\right) \quad (5)$$

4. RESULTATS ET DISCUSSION

Comme première application, les régimes des moteurs à pleine charge ont été considérés. En considérant l'équation (3), les sections des orifices équivalents au compresseur et à la turbine peuvent être calculées. Les figures (4) et (5) présentent les résultats obtenus. L'évolution des sections des orifices équivalents à la turbine et au compresseur en fonction du débit suit une tendance linéaire pour le compresseur. On observe cependant une saturation pour la section équivalente de la turbine équipant le moteur 264 kW vers les hauts débits. Aussi, les coefficients directeurs des sections équivalentes des compresseurs pour les deux moteurs sont pratiquement les mêmes avec un léger décalage dans le cas de la section équivalente correspondante à la turbine, figure (6).

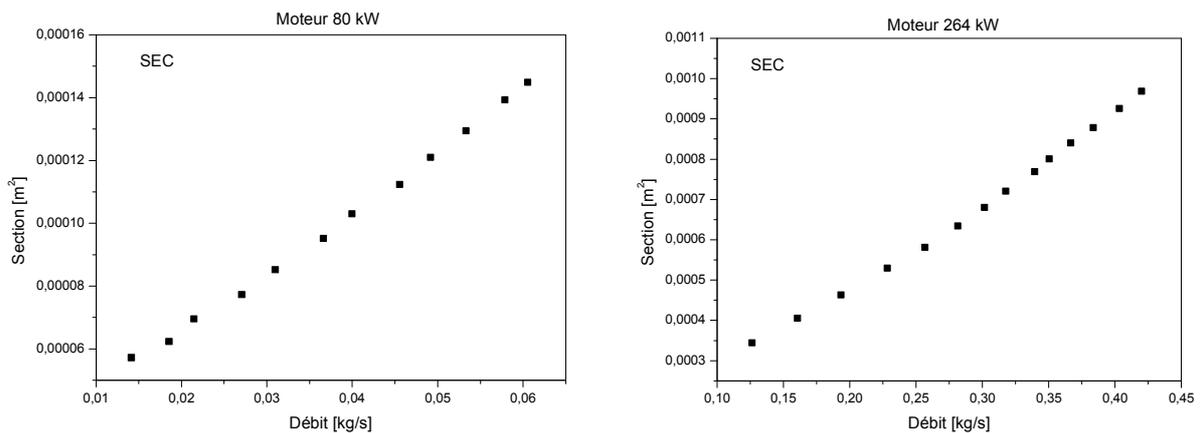


Figure 4. Évolution de la section des orifices équivalents du compresseur en fonction du débit massique. Cas du moteur à pleine charge.

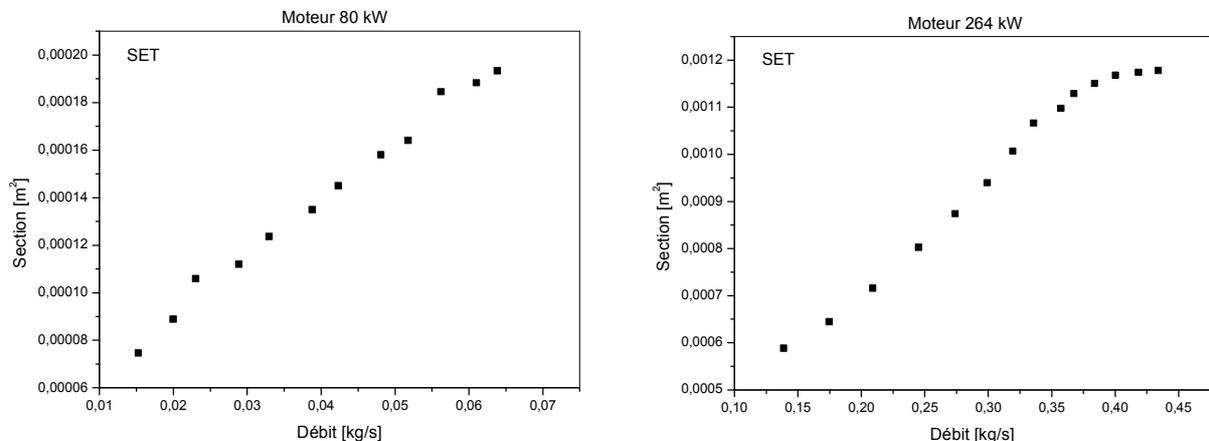


Figure 5. Évolution de la section des orifices équivalents de la turbine en fonction du débit massique. Cas du moteur à pleine charge.

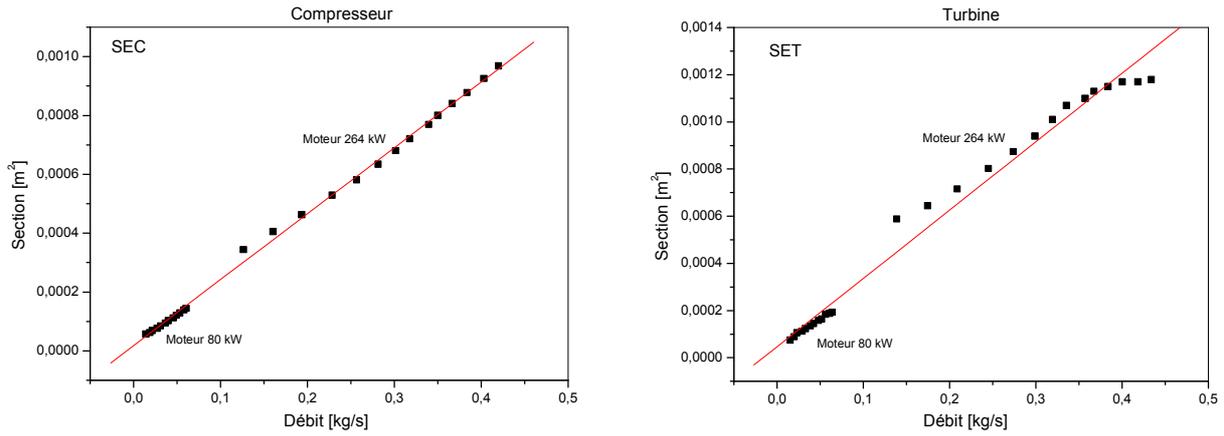
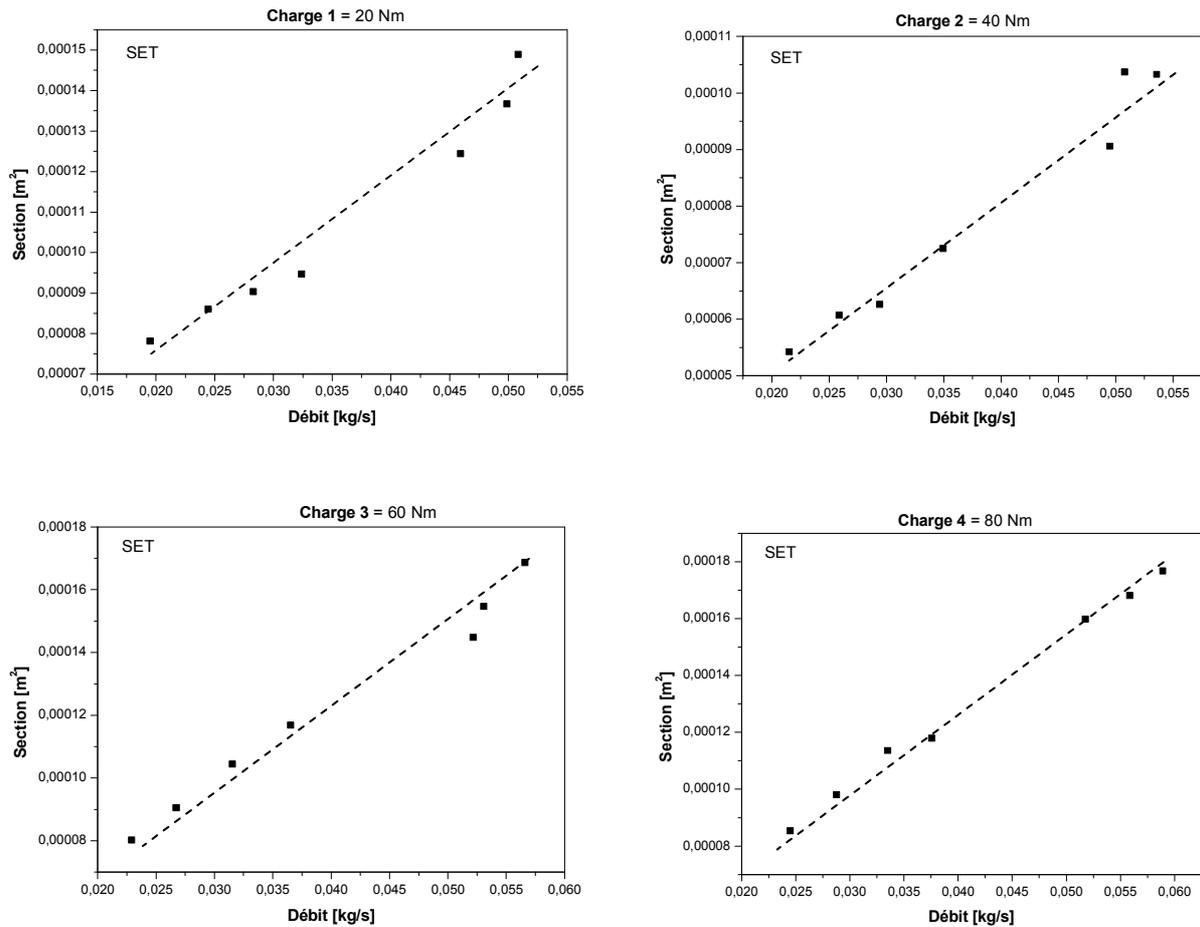


Figure 6. Évolution des sections des orifices équivalents des deux turbines et des deux compresseurs. Moteurs à pleine charge.

Maintenant nous allons étendre l'analyse à tout le domaine de fonctionnement du moteur. On considère seulement le moteur 80 kW pour des raisons d'allègement de cet article. Pour chaque charge du moteur et pour différents régimes, les sections des orifices équivalents sont calculées et présentées sur les figures (7) et (8) pour le compresseur et la turbine respectivement. Les résultats obtenus montrent bien que les sections des orifices équivalents de la turbine ainsi que du compresseur peuvent être considérées comme évoluant linéairement.



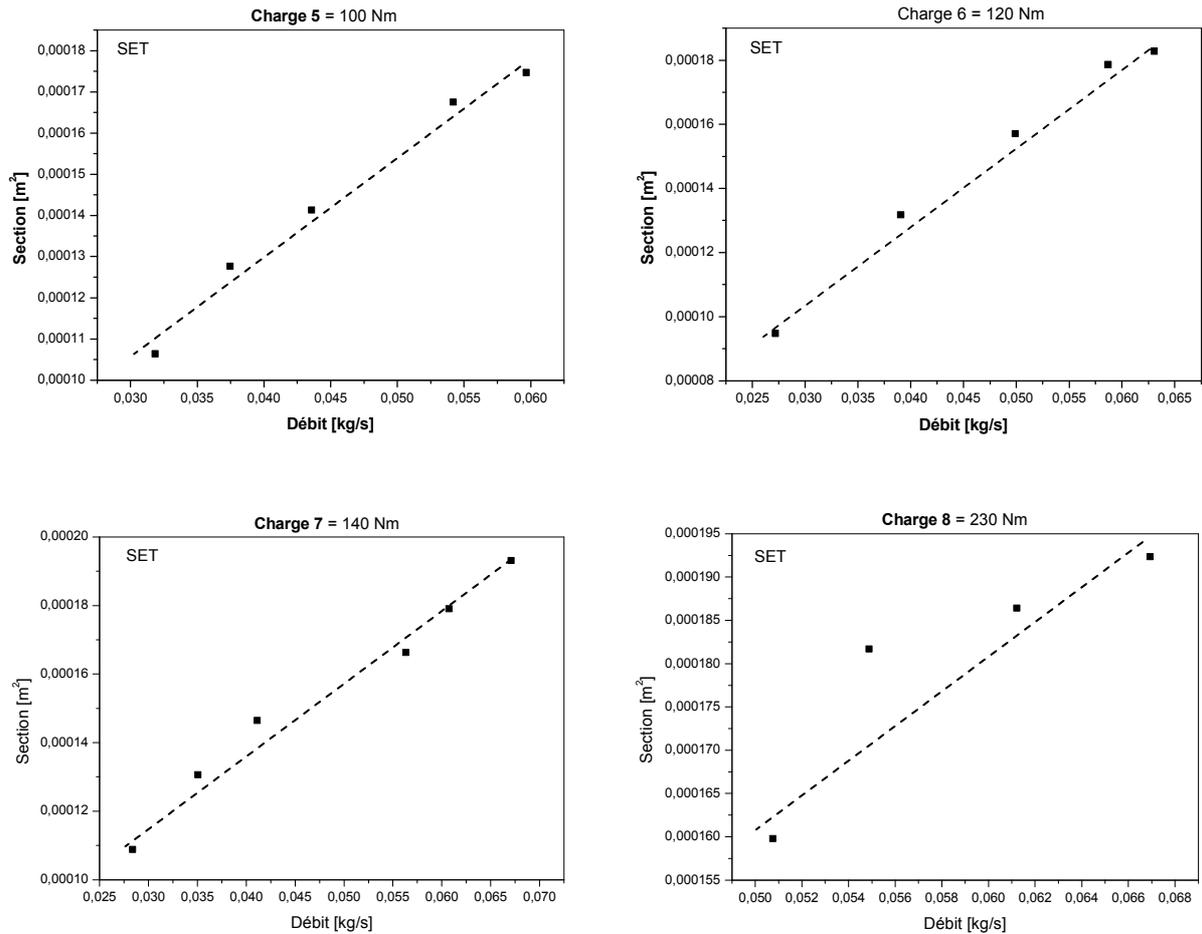
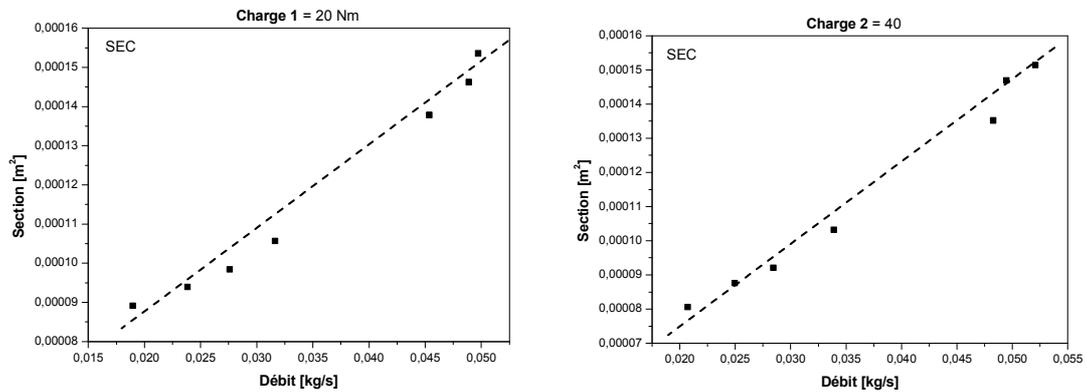


Figure 7. Évolution des sections des orifices équivalents de la turbine correspondant à chaque charge pour différents régimes du moteur 80 kW.



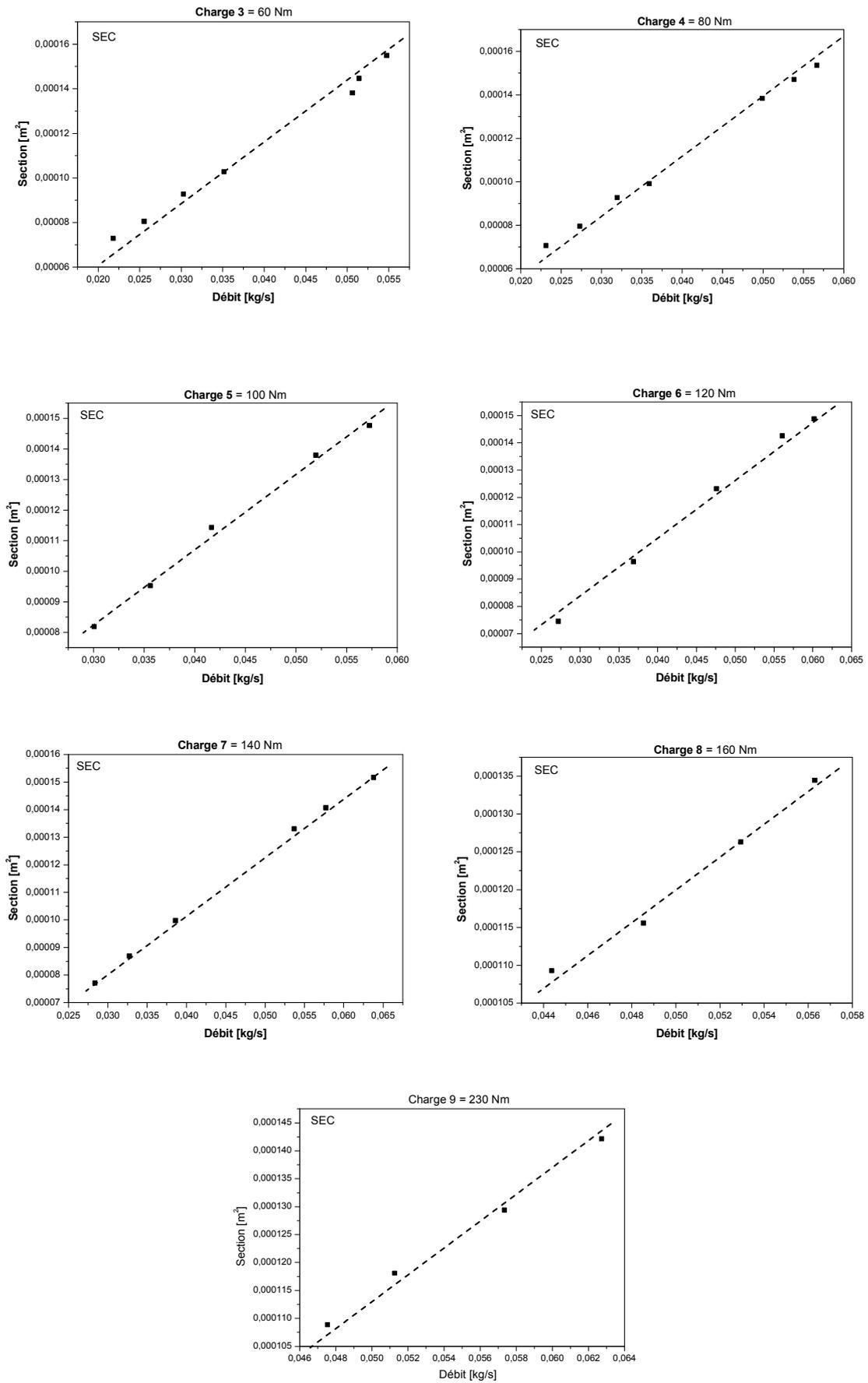


Figure 8. Évolution des sections des orifices équivalents du compresseur correspondant à chaque charge pour différents régimes du moteur 80 kW.

Les résultats obtenus montrent bien qu'il existe une relation linéaire entre la section des orifices équivalents de la turbine et du compresseur en fonction du débit pour une charge constante du moteur. Un test de sensibilité des résultats à une variation de la charge a été effectué. Pour des charges parfaitement constantes, les sections présentent une bonne tendance linéaire. Ainsi, pour une légère variation de la charge on constate une légère variation correspondante de la section équivalente, figure (9).

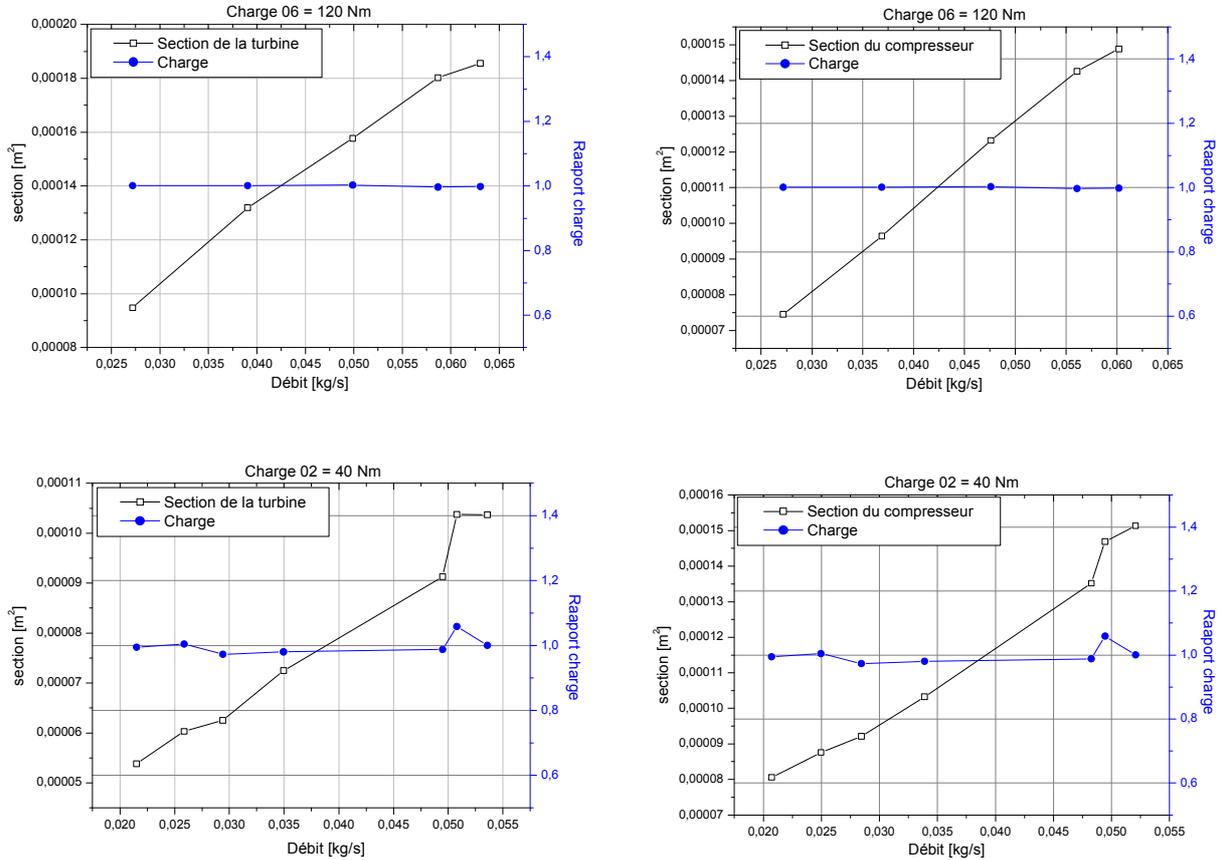


Figure 9. Influence de la variation de la charge du moteur sur le calcul des sections équivalentes.

5. CONCLUSION

Ce travail a montré la possibilité de représenter le turbocompresseur (turbine et compresseur) comme étant des orifices à parois minces à section variable. Il a été montré que la section des orifices équivalents de la turbine et du compresseur dépend fortement de la charge du moteur. La relation entre la section équivalente en fonction du débit observe une tendance linéaire pour la turbine et le compresseur à toutes les charges du moteur. A partir de ces résultats, il est tout à fait possible de déduire un modèle décrivant l'ensemble des évolutions obtenues. Ce modèle permettra d'étudier le comportement transitoire du turbocompresseur en considérant la variation de la section de l'orifice équivalent de la turbine et du compresseur. Ceci constituera la prochaine phase de ce travail.

6. REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

1. J.R. Serrano, F.J. Arnau, V. Dolz, A. Tiseira, C. Cervelló, 2008, A model of turbocharger radial turbines appropriate to be used in zero- and one-dimensional gas dynamics code for internal combustion engines modelling, *Energy Conversion and Management*, vol. 49, Issue 12, n° pp. 3729-3745.
2. A. R. S. McCutcheon, M. W. G Brown, 1986, Evaluation of a Variable Geometry Turbocharger Turbine on a Commercial Diesel Engine, *IMEchE Conference Publications*, Paper n. C104/86, pp. 179-189.
3. M. Capobianco, A. Gambarotta, 1992, Variable Geometry and Wastegate Automotive Turbochargers: Measurements and Comparison of Turbine Performance, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 114, n. 3, pp. 553-560.
4. M. Abidat, M. Hachemi, M. K. Hamidou, N.C. Baines, 1998, Prediction of the steady and non-steady flow performance of a highly loaded mixed flow turbine, *Proc. of IMechE*, vol. 212, n° pp. 173-184.
5. H. W. Oh, E. S. Yoon, M. K. Chung, 1997, An optimum set of loss models for performance prediction of centrifugal compressors, *Proc. of IMechE, Part A, Journal of power and energy*, vol. 211, n°4, pp. 331-338.
6. H. Krain, 2005, Review of centrifugal compressor's application and development, *Journal of turbomachinery*, vol. 127, n°1, pp. 25-34.
7. N. Watson, S. Janota, 1982, Turbocharging the internal combustion engine, *McMillan Publishers Ltd.*, London.
8. F. Payri, J. M. Desantes, J. Boada, 1986, Prediction method for the operating conditions of turbocharged Diesel engine. *Proceedings of the motor symposium '86, Prague*, vol. 2, pp.8-16.
9. D. E. Winterbone, 1990, The theory of wave action approaches applied to reciprocating engines. *J.H. Weaving, Editor. Internal combustion engineering: science & technology, Elsevier Applied Science*, London, pp. 445-500.
10. J. A. Kessel, J. Schaffnit, M. Schmidt, 1998, Modelling and real-time simulation of turbocharger with variable turbine geometry (VTG). *SAE Technical Paper 980770*.