

# Etude numérique des transferts de chaleur d'un canal en rotation autour d'un axe parallèle

Aurélie FASQUELLE<sup>1,2\*</sup>, Souad HARMAND<sup>1</sup>, Andry RANDRIA<sup>3</sup>

CNRT Futurelec : Réseaux et Machines Electriques du Futur

<sup>1</sup>Laboratoire de Mécanique et Energétique

Le Mont Houy – 59313 Valenciennes

<sup>2</sup>Laboratoire d'Electrotechnique et d'Electronique de Puissance

Ecole Centrale de Lille, Cité scientifique BP 48 – 59651 Villeneuve d'Ascq

<sup>3</sup>Alstom Transport

2, avenue Maréchal DeLattre de Tassigny – 25290 Ornans

\* (auteur correspondant : [aurelie.fasquelle@univ-valenciennes.fr](mailto:aurelie.fasquelle@univ-valenciennes.fr))

**Résumé** - Les moteurs électriques ont souvent leur rotor percé par un ensemble de canaux. Ceux-ci permettent une bonne circulation de l'air dans la machine. Les échanges convectifs sont mal connus pour ce type de configuration. Le code CFD Fluent a été utilisé afin d'étudier ces transferts convectifs à l'intérieur des canaux en rotation. Plusieurs configurations ont été testées et comparées. Ces configurations diffèrent par leurs formes de section, circulaires ou elliptiques.

## Nomenclature

$D$	diamètre du canal, $m$	$v$	vitesse, $m.s^{-1}$
$D_e$	diamètre équivalent, $m$	$Nu$	nombre de Nusselt
$h$	coefficient d'échange moyen, $W.m^{-2}.K^{-1}$	$Ro$	nombre de Rossby
$H$	excentricité du canal, $m$	$Re_{Dh}$	nombre de Reynolds
$k$	énergie cinétique turbulente, $J.kg^{-1}$	<i>Symboles grecs</i>	
$L$	longueur du canal, $m$	$\varepsilon$	taux de dissipation, $m^2.s^{-3}$
$Q_m$	débit massique, $kg.s^{-1}$	$\lambda$	coefficient de pertes de charge par frottement
$S$	surface d'échange, $m^2$	$\rho$	masse volumique, $kg.m^{-3}$
$T$	température, $K$	$\omega$	taux de dissipation spécifique, $s^{-1}$

## 1. Introduction

La taille des moteurs électriques a considérablement diminué et les puissances fournies ont augmenté tout comme les pertes électromagnétiques. Les concepteurs se trouvent alors face à un problème nouveau : un échauffement important. La situation est particulièrement délicate dans la configuration de moteur dit fermé. L'air interne n'y est pas renouvelé. Il peut alors s'échauffer de manière importante au contact des parties chaudes du moteur. L'amélioration de la dissipation de la chaleur passe par une amélioration des échanges convectifs au sein des moteurs. Une solution peut être de modifier le rotor. Celui-ci est généralement percé de canaux permettant une circulation de l'air au sein du moteur et ainsi de refroidir celui-ci. L'étude présentée ici se concentre sur l'étude des échanges convectifs dans ces canaux. Le rotor étudié fait partie d'un moteur fermé. Il est percé de 12 canaux dont les dimensions caractéristiques sont :  $L/D = 11,2$  et  $D/H = 0,357$ .

De nombreuses études de la littérature concernent les échanges convectifs dans des canaux rotoriques. Elles traitent aussi bien des écoulements laminaires [1, 2] que turbulents [3, 4]. La plupart de ces études concernent des canaux dont la section est circulaire. Cette configuration est celle que l'on rencontre classiquement dans les moteurs. Ainsi, certains auteurs ont pu

remarquer que la nature de l'écoulement est très dépendante de la géométrie du canal et de la vitesse de rotation [3, 4]. Ils ont aussi noté que la mise en rotation augmente les transferts de chaleur [2-4]. De plus, certains auteurs ont mis en évidence l'influence de l'excentricité du canal. En effet, les transferts thermiques augmentent avec celui-ci [2, 4]. Un autre paramètre influent est la forme de la section de passage du canal. Certaines études se consacrent aux canaux de section rectangulaire ou carrée [5, 6]. Très peu d'études concernent les canaux dont la section est elliptique. Mahadevappa et al. [7] ont néanmoins montré par une étude numérique l'intérêt que pouvaient avoir ce type de canaux par rapport aux rectangulaires. C'est pourquoi l'étude présentée ici se concentre sur la modification des canaux par une modification de la section circulaire en une section elliptique. Le code CFD Fluent [8] a été utilisé. Une première partie se concentre sur l'étude de la configuration initiale et du choix du modèle de turbulence. Puis suit l'analyse de l'évolution de l'échange convectif liée à une transformation des canaux avec une section de passage elliptique.

## 2. Choix du modèle de turbulence

Les équations de Navier Stokes décrivent les écoulements sans que soient nécessaire d'informations supplémentaires. Mais, afin d'éviter de résoudre toutes les échelles de turbulence et ainsi de réduire le temps de calcul, elles peuvent être statistiquement moyennées. On obtient alors les équations « Reynolds Averaged Navier Stokes » qui font intervenir des termes de turbulence supplémentaires inconnus : les contraintes de Reynolds. Ceux-ci ont besoin d'être modélisés par des équations supplémentaires. Certains modèles de turbulence disponibles sous Fluent introduisent alors deux équations. Une concerne  $k$  l'énergie cinétique turbulente et l'autre concerne soit  $\varepsilon$  le taux de dissipation de cette énergie, soit  $\omega$  le taux de dissipation spécifique. Cinq modèles se distinguent selon leur spécificité :

- le modèle  $k-\varepsilon$  standard : bien adapté pour les écoulements pleinement turbulents,
- le modèle  $k-\varepsilon$  RNG : plus précis par exemple pour les lignes de courant fortement courbées,
- le modèle  $k-\varepsilon$  realizable : mieux adapté par exemple aux écoulements en rotation,
- le modèle  $k-\omega$  standard : plus précis lors de compression, ou lors de fortes contraintes,
- le modèle  $k-\omega$  SST : combinaison entre le modèle  $k-\omega$  standard pour les zones proches des parois et le modèle  $k-\varepsilon$  standard pour l'écoulement au loin.

La diversité de ces modèles rend d'autant plus difficile le choix du modèle à utiliser. Le but de cette première étude est donc de définir le modèle de turbulence à utiliser par la suite en se basant sur des résultats expérimentaux de la littérature.

Baudoin [4] a étudié les échanges de chaleur dans des canaux rotoriques de moteur électrique ouvert. Douze canaux sont percés au rotor. Les dimensions géométriques du rotor de cette étude sont très similaires à celles de notre étude ( $L/D = 11,66$  ;  $D/H = 0,33$ ). L'auteur a étudié expérimentalement la structure d'écoulement et les transferts thermiques en fonction de la vitesse de rotation et du débit circulant. Il aboutit à la corrélation suivante (équation 1) donnant le nombre de Nusselt moyen dans un canal rotorique, valable pour un nombre de Reynolds compris entre  $3 \cdot 10^4$  et  $25 \cdot 10^4$  et une vitesse de rotation comprise entre 0 et 1500 tr/min. La température de référence utilisée (équation 2) est une température moyenne entre la température de l'air entrant et la température de mélange dans la section de sortie.

$$Nu = Nu_0 \left( 1 + 0,46 \cdot Ro^{-1,24} \right) \text{ avec } Nu_0 = 0,0215 \cdot Re_{Dh}^{0,774} \quad (1)$$

$$T_{ref} = \frac{T_{entrée} + T_{m\_sortie}}{2} \text{ avec } T_{m\_sortie} = \frac{1}{Q_m} \int \rho \cdot T \cdot \vec{v} \cdot dS \quad (2)$$

Seul un canal rotorique est simulé sous Fluent. Etant donné les dimensions géométriques proches entre les deux rotors étudiés, la géométrie représente un canal de notre étude. Celle-ci est présentée sur la Figure 1. L'excentricité du canal est prise en compte par sa position par

rapport à l'axe de rotation défini sous Fluent. La géométrie réunit environ 340 000 éléments. La Figure 2 présente le maillage dans une section du canal. Ce maillage est constant pour toutes les sections. Un débit axial est imposé en entrée, une condition d'« outflow » en sortie, ce qui signifie que le débit imposé en entrée est retrouvé en sortie. La rotation est simulée par le modèle du simple repère tournant [8] qui consiste à changer de repère, on se place alors dans le repère tournant. Les corrélations de [4] ont été établies pour un débit pour l'ensemble des tubes variant de 0 à 0,1021 kg/s et une vitesse de rotation de 0 à 1500 tr/min. On se place dans ces plages de variations pour les simulations numériques. Le débit entrant est alors fixé à 0,006 kg/s par tube et la vitesse de rotation à 700 tr/min. La température de paroi est fixée à  $T_{paroi} = 200^{\circ}\text{C}$  et la température de l'air entrant à  $T_{\infty} = 50^{\circ}\text{C}$ . Ces deux températures sont issues d'observations lors d'essais expérimentaux. Il a été vérifié que le choix de ces températures avait peu d'influence sur les résultats.

Dans ces conditions de simulation, le nombre de Nusselt calculé par l'équation 1 est de  $Nu_B = 39,3$ . Le Tableau 1 présente les résultats obtenus par les différents modèles de turbulence. Les erreurs obtenues peuvent être très importantes selon le modèle choisi et peuvent atteindre jusqu'à 65 % d'écart avec la littérature. Les meilleurs résultats sont obtenus avec les modèles k- $\omega$  (en particulier le k- $\omega$  standard, moins de 10 % d'écart). Ces modèles sont connus pour être particulièrement bien adaptés pour les modélisations de rotation. On utilisera donc par la suite le modèle de turbulence k- $\omega$  standard.

### 3. Configuration initiale

La configuration réelle du moteur de notre étude peut maintenant être simulée. La géométrie en Figure 1 et Figure 2 est conservée. La vitesse de rotation est fixée à 2200 tr/min. On impose un débit axial en entrée de 0,0015 kg/s (soit un total de 0,018 kg/s pour les 12 canaux). Les conditions de températures sont maintenues. La température de référence est :

$$T_{réf} = \frac{\bar{T}_{entrée} + \bar{T}_{sortie}}{2} \text{ avec } \bar{T} = \frac{1}{S} \cdot \int_S T \cdot dS \quad (3)$$

Où  $\bar{T}_{entrée}$  et  $\bar{T}_{sortie}$  sont les températures moyennes en entrée et en sortie. Une étude expérimentale étant envisagée, le changement de température de référence est lié au fait que celle-ci est plus facilement accessible expérimentalement que celle définie par l'équation 2.

La Figure 3 montre la structure d'écoulement dans le canal à l'aide des lignes de courant. L'air entrant est d'abord plaqué sur la paroi inférieure, paroi la plus proche de l'axe de rotation, ce qui crée une recirculation dans la partie supérieure. Puis l'air remonte pour atteindre la paroi supérieure du canal, paroi la plus proche de la surface extérieure du rotor. Il prend alors une structure hélicoïdale. Cette structure d'écoulement a un impact direct sur l'évolution de la densité de flux, Figure 4. En effet, on y retrouve deux zones où elle est importante : à l'entrée sur la paroi inférieure et un peu plus loin sur la paroi supérieure. Ces deux zones correspondent aux endroits où l'air va impacter les parois. Ces tendances se retrouvent sur l'évolution du nombre de Nusselt le long du canal. La Figure 5a montre l'évolution du nombre de Nusselt moyen (équation 4) par zone. La valeur moyenne trouvée par zone est alors attribuée sur la longueur totale de la zone. On peut y remarquer un pic important en entrée du canal. En effet, le nombre de Nusselt moyen s'élève à 137 sur les premiers millimètres. On peut également remarquer une augmentation plus loin dans le canal, cette zone correspondant à la zone d'impact du fluide sur la paroi supérieure. Cette évolution résulte en un nombre de Nusselt moyen pour le tube entier de  $\bar{Nu} = 29,1$ .

$$\bar{Nu} = \frac{1}{S} \cdot \int_S Nu \cdot dS \quad (4)$$

#### 4. Passage à une forme elliptique

La section du tube est changée pour passer d'une forme circulaire à une forme elliptique. On conserve pour les deux formes le même diamètre équivalent, autrement dit la même section de passage. L'ellipse testée ci-dessous a pour rapport  $a/b = 1,64$  avec  $a$  et  $b$  respectivement la demi-longueur du grand et du petit axe de l'ellipse. Une fois de plus seul un canal rotorique est simulé sous Fluent. L'ellipse est placée soit verticalement, soit horizontalement. Chaque géométrie réunit environ 317 000 éléments. Les conditions de simulation sont les mêmes que précédemment.

Grâce à une vue globale des lignes de courant, Figure 6a et Figure 7a, on peut voir que la structure d'écoulement est globalement la même dans les deux positions. Une partie du fluide tarde à se mettre en rotation. Cette mise en rotation se produit plus près de l'entrée pour la position verticale. Ceci peut également s'observer sur les Figure 6c et Figure 7c qui présentent les répartitions de température dans plusieurs coupes le long du canal. Il subsiste une poche d'air frais sur les quatre premières coupes, ce qui correspond à l'air tardant à se mettre en rotation. De plus, les vues de face des lignes de courant (en sortie) présentées en Figure 6b et Figure 7b font apparaître une autre différence entre les deux positions. En effet, une seconde recirculation dont la taille est plus modeste semble être créée dans la partie basse du canal en position verticale. Toutes ces observations se font directement ressentir sur l'évolution du nombre de Nusselt moyen par zone dans les deux positions testées, Figure 5b. On peut remarquer une fois de plus le pic significatif en entrée de canal. On peut aussi noter dans les deux cas une augmentation peu après l'entrée du tube. Les distances correspondent à la zone où le fluide se met en rotation. Cette distance est plus courte pour l'ellipse verticale.

Le Tableau 2 résume les nombres de Nusselt moyens résultants. Le passage à une forme elliptique augmente le nombre de Nusselt. Le choix de la position a clairement une influence. En effet, le nombre de Nusselt augmente de près de 30 % par rapport au tube circulaire avec la position horizontale, alors qu'il n'augmente que de 8 % avec la position verticale. Il faut faire attention au fait que bien que la section de passage ait été conservée, la surface d'échange a été augmentée (6 % par tube). Si l'on s'intéresse alors à l'évolution du groupement  $h*S$ , on obtient pour un même nombre de tubes une augmentation de + 37,26 % pour la position horizontale et + 14,4 % pour la verticale.

De plus, il est également important de considérer les pertes de charges engendrées par ce changement de forme. En effet, si les pertes de charges changent, le débit global circulant dans la machine fermée peut être lui aussi modifié. La conservation du diamètre équivalent peut s'interpréter de la manière suivante : une conduite circulaire a les mêmes pertes de charges linéaires qu'une conduite non circulaire de même diamètre équivalent pour un même débit. Ceci a été vérifié par deux calculs Fluent : ceux de canaux fixes de forme circulaire et elliptique (position horizontale). On ne s'intéresse ici aussi qu'aux pertes de charges linéaires. On exclut donc une zone en entrée et une en sortie. La longueur de chaque zone équivaut à 5 fois le diamètre. On obtient donc une différence de pression sur la longueur centrale à partir de laquelle on peut retrouver le coefficient de pertes de charge par frottement  $\lambda$ . On obtient dans le cas du canal circulaire  $\lambda = 0,031$  et dans celui de l'elliptique  $\lambda = 0,0325$ , soit moins de 5 % entre les deux coefficients. Bien que les pertes de charges linéaires restent constantes, il faut faire attention au fait que les pertes de charges singulières liées aux entrées/sorties ne sont pas forcément les mêmes pour des canaux circulaires ou elliptiques. Ceci aurait pour conséquence de modifier le débit global circulant dans la machine.

## 5. Conclusion

L'influence de la forme de section de canaux rotoriques d'un moteur électrique a été étudiée numériquement. Deux formes ont été testées : circulaire et elliptique (positionnées horizontalement ou verticalement). Le passage à une forme elliptique améliore de manière significative les échanges convectifs et donc le refroidissement du rotor.

## Références

- [1] J. L. Woods, W. D. Morris, A study of heat transfer in a rotating cylindrical tube, *J. Heat Transfer*, 102 (1980), 612-616.
- [2] J. L. Woods, W. D. Morris, An investigation of laminar flow in the rotor windings directly cooled electrical machines, *J. Mech. Eng. Sci.*, 16-6 (1974), 408-417.
- [3] J. F. Humphreys, W. D. Morris, H. Barrow, Convection heat transfer in the entry region of a tube which revolves about an axis parallel to itself, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 10 (1967), 333-347.
- [4] B. Baudoin, Contributions à l'étude des conditions d'écoulement dans le circuit de refroidissement d'un moteur électrique de type ouvert, Thèse de doctorat de l'Université de Poitiers (1987).
- [5] E. Levy, S. Neti, G. Brown, F. Bayat, V. Kadambi, Laminar heat transfer and pressure drop in a rectangular duct rotating about a parallel axis, 108 (1986), *J. Heat Transfer*, 350-356.
- [6] C. Y. Soong, W. M. Yan, Development of secondary flow and convective heat transfer in isothermal/iso-flux rectangular ducts rotating about a parallel axis, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 42 (1999), 497-510.
- [7] M. Mahadevappa, V. Rammohan Rao, V. M. K. Sastri, Numerical study of steady laminar fully developed fluid flow and heat transfer in rectangular and elliptical ducts rotating about a parallel axis, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 39-4 (1996), 867-875.
- [8] Fluent 6.2. User's guide (janv. 2005).

## Remerciements

Ce travail a été mené dans le cadre du programme Futurelec du CNRT. Les auteurs remercient l'Etat, la région Nord-Pas-De-Calais, l'UE (FEDER) et Alstom Transport pour leurs soutiens financiers.

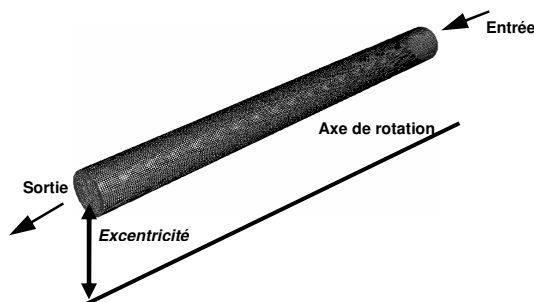


Figure 1 : Géométrie d'un canal rotorique

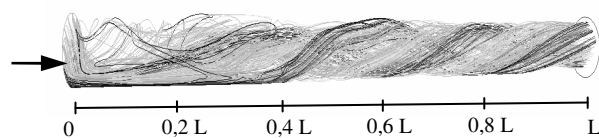


Figure 3 : Lignes de courant

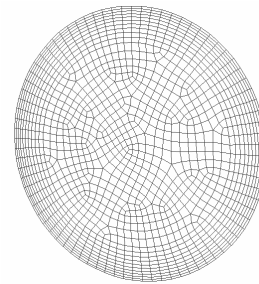


Figure 2 : Maillage d'une section du canal

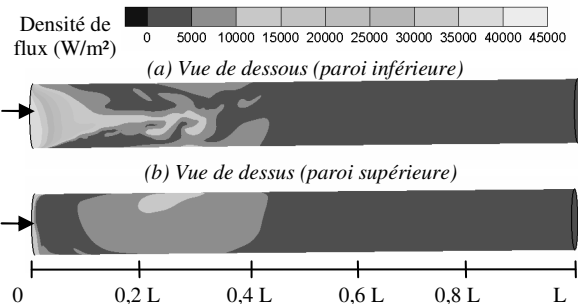


Figure 4 : Densité de flux ( $W/m^2$ )

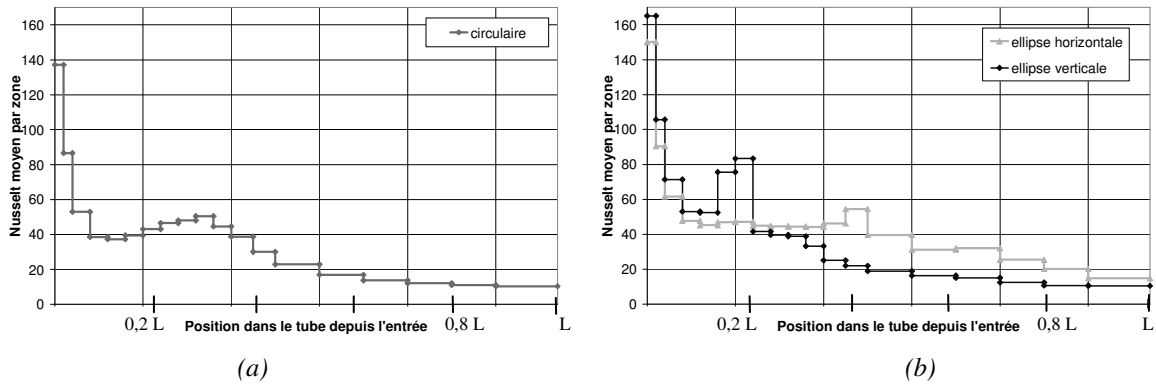


Figure 5 : Evolution du nombre de Nusselt moyen par zone le long du tube

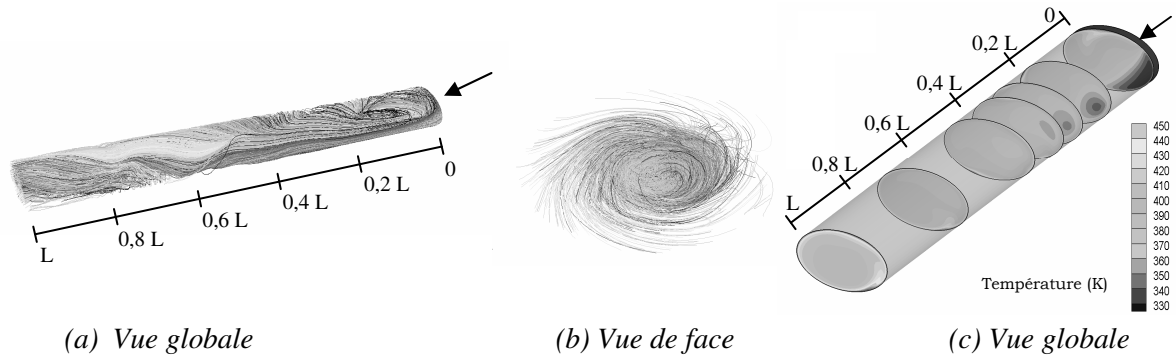


Figure 6 : Lignes de courant et température dans le tube elliptique de même diamètre équivalent

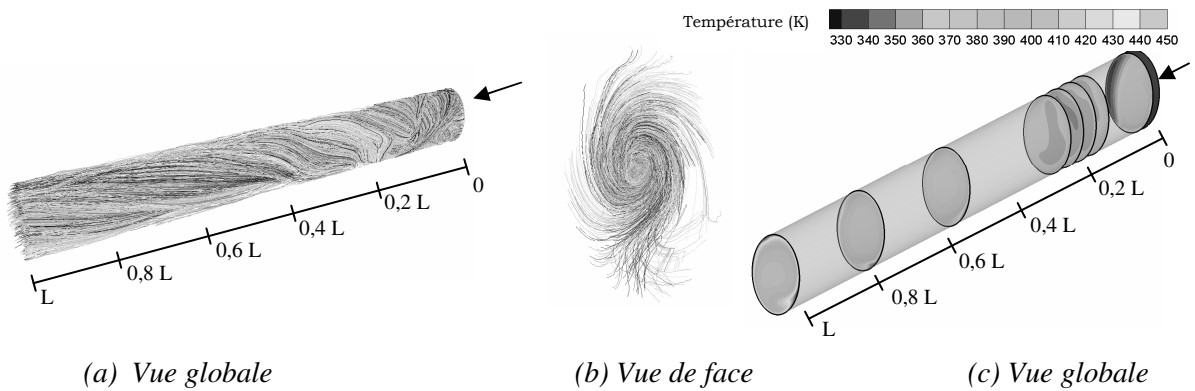


Figure 7 : Lignes de courant et température dans le tube elliptique de même diamètre équivalent

	$T$ référence (K)	$Nu$ moyen	% erreur
$k \epsilon$ standard	343,7	64,9	65,3
$k \epsilon$ RNG	342,8	62,0	57,8
$k \epsilon$ realizable	341,5	57,3	45,8
$k \omega$ standard	337,3	43,1	9,6
$k \omega$ SST	338,5	47,2	20,0

Tableau 1 : Résultats des différents modèles de turbulence par rapport à la littérature [4]

	$T$ référence (K)	$Nu$ moyen	% Evolution
Tube circulaire	359,2	29,1	-
Tube elliptique horizontal	365,7	37,5	+ 29,43 %
Tube elliptique vertical	361,5	31,2	+ 7,85 %

Tableau 2 : Influence du passage à une forme elliptique