



HAL
open science

Influence des conditions d'écoulement à la paroi sur la stabilité d'un joint labyrinthe couplé à un stator flexible

Dairien Alexa, Fabrice Thouverez, Laurent Blanc, Pierre Héliès, Jérôme Dehouve

► To cite this version:

Dairien Alexa, Fabrice Thouverez, Laurent Blanc, Pierre Héliès, Jérôme Dehouve. Influence des conditions d'écoulement à la paroi sur la stabilité d'un joint labyrinthe couplé à un stator flexible. CFM 2015 - 22ème Congrès Français de Mécanique, Aug 2015, Lyon, France. hal-03444914

HAL Id: hal-03444914

<https://hal.science/hal-03444914v1>

Submitted on 23 Nov 2021

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Influence des conditions d'écoulement à la paroi sur la stabilité d'un joint labyrinthe couplé à un stator flexible

A. Dairien^a, F. Thouverez^a, L. Blanc^a, P. Héliès^b, J. Dehouve^c

a. École Centrale de Lyon - LTDS - alexa.dairien@doctorant.ec-lyon.fr

b. Safran Group - SNECMA Vernon

c. CNES

Résumé :

Des joints labyrinthes sont utilisés dans les turbopompes spatiales pour limiter les fuites du gaz qui entraîne la turbine dans l'interstice séparant le rotor du stator. Les tendances actuelles sont à la minimisation des jeux (pour optimiser le rendement) et à l'allègement du stator. Ces évolutions rendent nécessaires l'élaboration de modèles plus prédictifs au niveau de la prise en compte des fuites et de la souplesse du stator. L'objet de ce travail est d'étudier l'influence de la modélisation des efforts de cisaillement, générés par le fluide aux parois, sur la stabilité d'un système composé d'un arbre indéformable qui ne tourne pas et d'un stator qui admet une flexibilité orthoradiale. Ce système s'inscrit dans un contexte de couplage fort entre le fluide et la structure.

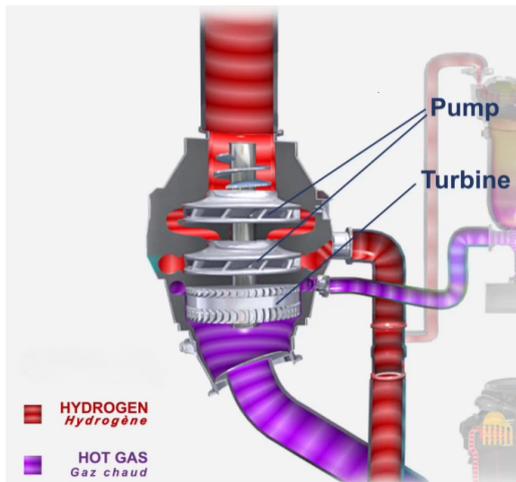
Abstract :

Aerospace turbopumps require labyrinth gas seals in order to prevent the gas driving the turbine to leak in the gap between the rotor and the stator parts. Current trends in turbopumps design focus on the minimization of the clearance, so as to optimise the efficiency, and on the reduction of the stator weight. To tackle these new challenges, more predictive models must be devised in order to take the stator flexibility and the leakages into account. The purpose of this work is to study the influence on the system stability of the modelization of the shear forces generated on the walls. The system consists of a non-deformable non-rotating rotor, and of a flexible stator. This model assumes a strong coupling between the fluid and the structure.

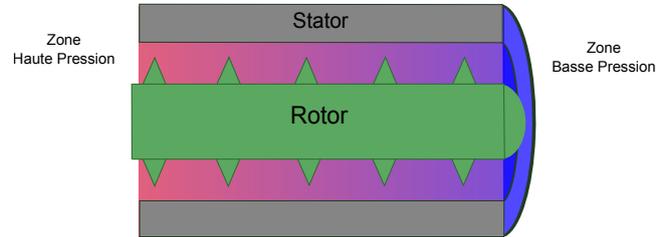
Mots clefs : dynamique non-linéaire, turbomachine, couplage fluide-structure, instabilités aéroélastiques.

1 Introduction

L'efficacité du moteur du premier étage d'un lanceur repose essentiellement sur la maximisation de la pression des ergols : c'est précisément le rôle de la turbopompe (figure 1a). Ce système complexe est une turbomachine qui produit des ergols à haute pression afin d'alimenter la chambre de combustion. La pompe à ergols est entraînée par une turbine où le gaz sous haute pression (HP) (délivré par le générateur de gaz) a tendance à fuir vers les régions de basses pressions (BP). Le rendement de la turbine est particulièrement lié au jeu radial existant entre sa partie fixe et sa partie tournante et au débit de fuite axial associé. Pour augmenter ce rendement, les joints labyrinthes sont communément utilisés. Ils offrent un moyen d'étanchéité simple et efficace dans des cas d'utilisation extrême. Leur principe de fonctionnement est basé sur la perte de charge, assurée par la géométrie en forme de « peigne » du joint (figure 1b).



(a) Représentation d'une turbopompe [18]



(b) Représentation schématique d'un joint labyrinthe

Figure 1: Schémas de principe

Dans un souci d'optimisation du rendement de la turbine, deux phénomènes doivent être pris en compte :

- la minimisation du jeu radial, devant améliorer l'herméticité entre les régions HP et BP, conduit à des phénomènes d'instabilité de type aéroélastique. Outre l'influence des conditions aux limites ou de la géométrie du système, il est important de porter une attention particulière à la modélisation des efforts générés lors du contact fluide-paroi liés aux propriétés intrinsèques de la structure (matériau, rugosité, etc.) et de l'écoulement (nombre de Reynolds, viscosité, etc.).
- en parallèle, l'allègement des structures conduit à rendre plus souples les parties statoriques, mettant ainsi en défaut l'hypothèse de stator rigide [3]. Cela conduit à reconsidérer les hypothèses avancées dans la littérature en considérant cette fois que les variations du débit axial et de la pression interne du joint dépendent aussi de la déformabilité du stator.

L'objet de ce travail est d'étudier l'influence de la modélisation des efforts de cisaillement, générés aux parois, sur la stabilité du système dans un contexte de couplage fort entre le fluide et la structure.

2 Modélisation du couplage fluide-structure

En amont de l'étude concernant l'influence de la loi d'écoulement pariétal sur la stabilité du système, l'intégration d'un stator flexible associée à un modèle analytique de dynamique du rotor pour un joint annulaire avec un écoulement d'air a été réalisé. Une seule cavité est considérée bien que le modèle puisse s'étendre à plusieurs. Les dents sont situées sur l'arbre qui est supposé indéformable et ne tourne pas. La flexibilité du stator induit une variation de la pression et de la vitesse à l'intérieur du joint.

La formulation de ce système s'établit à partir des équations simplifiées de Navier-Stokes et des équations de la dynamique des structures. L'approche développée se base sur un couplage fort entre le fluide et la structure: l'action du fluide sur la structure est prise en compte et réciproquement. La résolution en déplacement, pression et vitesse est faite par une résolution monolithique du problème. La linéarisation du problème s'effectue par une méthode de perturbation [10]. La forme de la solution du système s'écrit alors:

$$y_i(N, t, \theta) = y_{0i} + \epsilon y_{1i}(N, t, \theta) \quad \text{avec} \quad (n, i) = \{1, \dots, N\} \quad (1)$$

où la solution périodique y_{1i} est recherchée sous la forme :

$$y_{1i}(N, t, \theta) = \sum_{n=1}^N (x_{n,i}^c(t) \cos(n\theta) + x_{n,i}^s(t) \sin(n\theta)). \quad (2)$$

avec n correspondant au nombre d'harmoniques de la fonction de Fourier, i au numéro de la cavité, θ à la position angulaire.

À l'ordre 0 ($\epsilon = 0$), les équations différentielles non-linéaires deviennent des équations d'état qui permettent de déterminer le débit axial moyen, la pression et la vitesse circumférentielle dans le joint (sans déplacement du stator flexible). À l'ordre ϵ , la résolution du système est obtenue en remplaçant la variable y_{1i} par son expression (2) et en recherchant les valeurs de $\{x_{n,i}^c, x_{n,i}^s\}$ par une méthode de Galerkin.

Dans ce modèle, une pré-rotation du fluide à l'entrée du joint peut se combiner au débit axial pour mimer la rotation de l'arbre absente ici. En raison de la vitesse orthoradiale circulant dans chaque cavité du joint, des contraintes de cisaillement dans la direction circumférentielle agissent sur les parois du stator et du rotor.

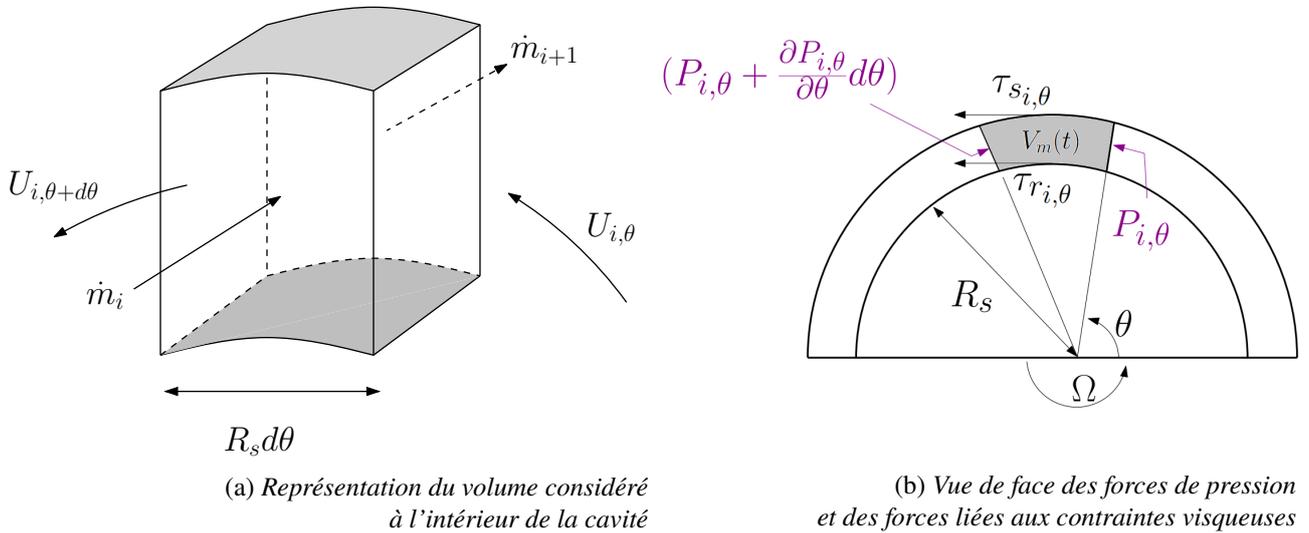


Figure 2: Représentation d'un volume élémentaire contenu dans la cavité du joint annulaire

À l'ordre ϵ le système est décrit par l'équation différentielle homogène de second ordre :

$$\mathbb{M}\ddot{X} + \mathbb{C}\dot{X} + \mathbb{K}X = 0 \quad (3)$$

où X est le vecteur des coefficients $\{x_{n,i}^c, x_{n,i}^s\}$ avec $n=1, \dots, N$ correspondant aux contributions des fonctions trigonométriques cos et sin.

3 Modélisation de l'écoulement à la paroi

Il existe différentes approches pour l'étude des écoulements de fluide qui ont été développées dans les travaux de Blasius [2], Hirs[7], Nelson [11], etc. Concernant le système étudié, le nombre de Reynolds pour une vitesse d'entrée allant de 0 à 6000 m.s^{-1} se situe entre $0 < Re < 2.10^5$. Les pressions et vitesses atteintes dans la turbine en fonctionnement donnent quasi-toujours lieu à des écoulements turbulents ($Re \geq 3000$). Par ailleurs, les travaux de Malavano et al [9] montrent que le blocage sonore ne peut se produire qu'en sortie du joint.

Pour étudier l'influence de la loi d'écoulement pariétal choisie sur la stabilité du système, trois cas de figure sont proposés:

- Cas 1 : À des fins de comparaison, un premier modèle d'écoulement reposant sur les équations de l'acoustique classique (modèle de Helmholtz, [8]) où le fluide, considéré parfait, est couplé à la structure. Ce modèle n'admet pas de débit de fuite axiale. Dans les cas 2 et 3 suivants, un débit de fuite sera considéré.
- Cas 2 : Traditionnellement, l'étude analytique d'un écoulement sur un joint labyrinthe est basée sur le modèle d'écoulement turbulent de Hirs [7]. Cette théorie s'appuie le modèle de Blasius [2] qui détermine que le coefficient de frottement pour un fluide turbulent qui s'écoule à travers un tube lisse s'écrit:

$$C_{fb} = \frac{\tau}{\frac{1}{2}\rho_{air}U_m} = nR_e^m = n \left(\frac{U_m D_h}{\nu} \right)^m \quad (4)$$

où U_m correspond à la vitesse moyenne de l'écoulement et ν la viscosité cinématique du fluide. Blasius a corrélé ses données, dans le cas du tube à paroi lisse, pour un nombre de Reynolds compris entre $3000 < R_e < 10^5$. Les coefficients n et m proviennent de l'expérience. Les valeurs communément utilisées, pour un écoulement turbulent, dans le cas d'un tube à paroi lisse sont $n=0.079$ et $m=-0.25$. Le nombre de Reynolds se base sur le diamètre hydraulique correspondant à environ deux fois le jeu entre les parties stator et rotor. Ce modèle est celui utilisé dans le modèle de dynamique de rotor pour un joint annulaire par D.Children [3].

- Cas 3 : Afin de prendre en considération la rugosité des parois, l'équation implicite de Colebrook [5] est utilisée. Cette formulation combine des résultats expérimentaux issus d'écoulements turbulents ($R_e \geq 3000$) dans des tubes à parois lisses et rugueuses:

$$x = a - b \log \left(\frac{g}{D_h} + \frac{c}{R_e x} \right) \quad (5)$$

où a, b, c et g (rugosité) sont des valeurs données :

$$a = 1.74, \quad b = 2, \quad c = 18.6, \quad g = 20 \cdot 10^{-6}$$

et $C_{fk} = \frac{1}{4x^2}$

où C_{fk} correspond au coefficient de "frottement" dans le cas du modèle de Colebrook.

En l'absence de rotation du rotor, on remarque que les contraintes de cisaillement s'appliquant sur la paroi du rotor sont égales à celles s'appliquant sur la paroi du stator [3], car seule la vitesse moyenne de l'écoulement est prise en considération.

4 Analyse de stabilité

Pour que le système soit stable, il suffit qu'aucune de ses valeurs propres n'ait de partie réelle positive. Les résultats présentés ci-dessous sont obtenus, pour les trois cas envisagés, à partir des mêmes conditions d'admission du fluide dans le joint, géométrie spatiale de joint et propriétés intrinsèques du fluide. À titre d'illustration, seul les résultats relatifs au deuxième harmonique ($N=2$) figurent ici (vibration radiale du stator selon deux lobes).

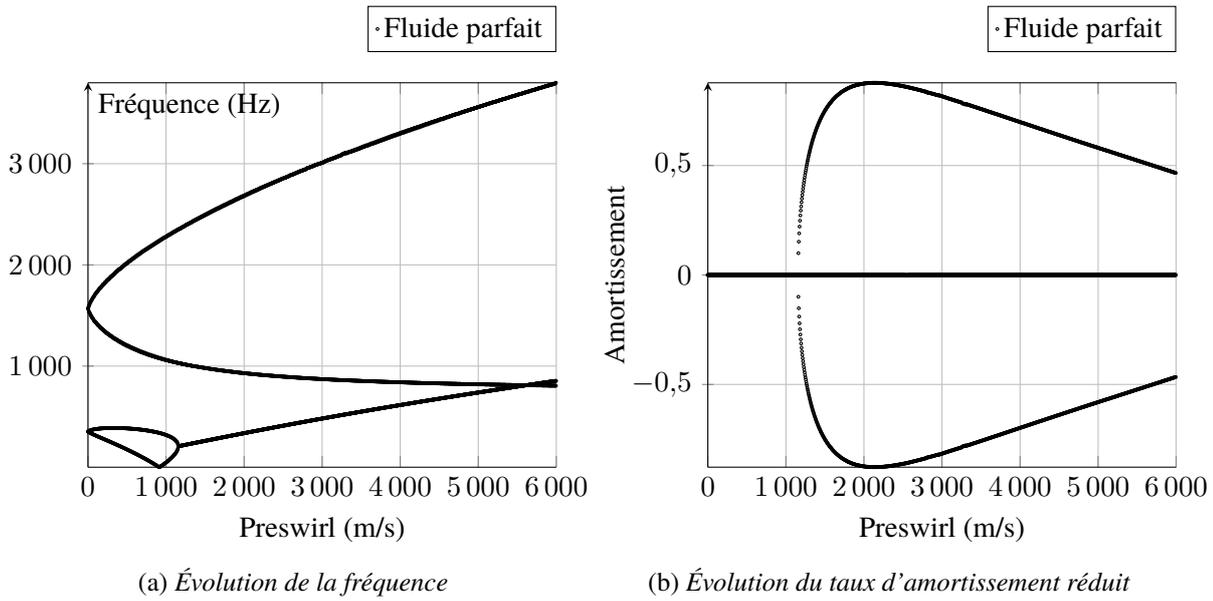


Figure 3: Cas 1

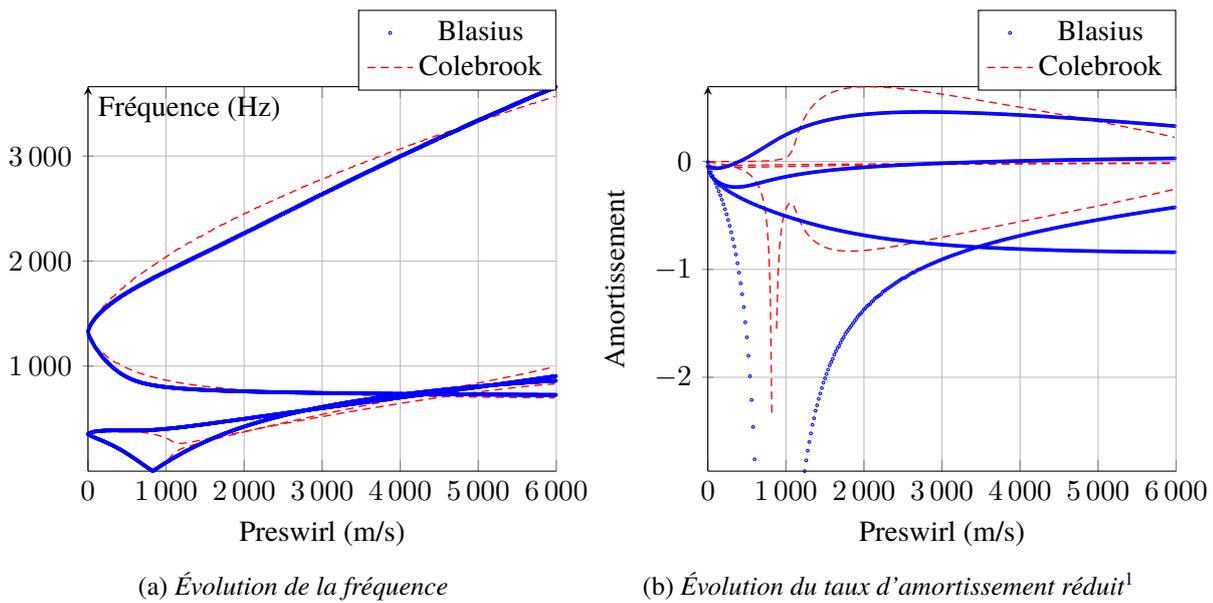


Figure 4: Cas 2 et cas 3

¹Des valeurs ont été volontairement retirées des deux courbes inférieures (bleu et rouge) aux alentours de $840 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ pour éviter un effet d'échelle trop important, ce qui empêcherait l'observation des autres résultats.

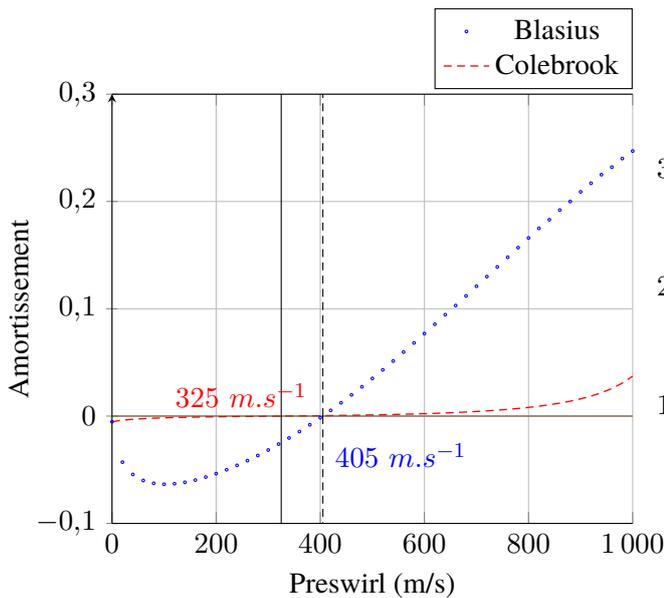


Figure 5: Focus sur le passage du seuil de stabilité

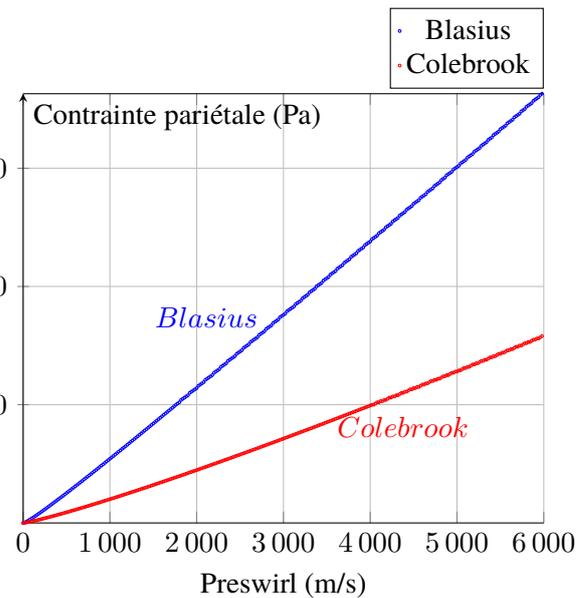


Figure 6: Évolution de la contrainte pariétale

Il existe une similitude dans l'allure des courbes des figures 3a et 4a: un dédoublement du mode acoustique (courbes supérieures) et du mode de structure (courbes inférieures) est provoqué dès que le fluide est entraîné, menant à l'apparition de quatre modes propres (deux liés au fluide et deux structuraux). Une coalescence est observée aux alentours de 1150 m.s^{-1} (figure 3a). Les deux modes propres structuraux adoptent alors des fréquences identiques pour lesquelles l'un des modes est stable (partie réelle négative) et l'autre instable (partie réelle positive, cf. figure 3b).

L'intégration d'un modèle de paroi de type Blasius (cas 2) est en partie responsable de l'absence de la coalescence qui était observable dans le cas du fluide parfait (figure 4a). En revanche, le modèle de frottement combiné (cas 3) admet une coalescence "moins nette" pour une même vitesse de preswirl que le modèle du fluide parfait. En observant la partie réelle de ces fréquences (figure 4b), la coalescence "moins nette" n'est pas le facteur déclencheur de l'apparition du mode instable. En effet, le seuil d'instabilité sur la structure est atteint bien avant (figure 5). Le modèle du système en son état actuel n'admet pas d'amortissement visqueux. L'intégration d'une dissipation visqueuse décalerait ce seuil de stabilité vers des vitesses d'entrée plus élevées.

L'axisymétrie de la pièce ainsi que la vitesse d'entraînement du fluide dans la direction orthoradiale génèrent plusieurs croisements entre les courbes des modes propres de structure et acoustiques (figure 4a). Ces croisements ne sont pas associés au déclenchement d'une instabilité (figure 4b). L'ajout d'un modèle d'écoulement à la paroi dans le code numérique existant semble fortement influencer sur la stabilité des modes du système.

La formulation de Blasius a tendance à surestimer la valeur de la contrainte pariétale et par conséquent, le coefficient de frottement. Ceci est d'autant plus vrai lorsque la vitesse d'entrée augmente (figure 6). La formulation du coefficient de frottement du cas 3 (Colebrook) tient compte de la rugosité à la paroi et prend mieux en considération l'état d'écoulement du fluide. La loi d'écoulement à la paroi est donc particulièrement bien adaptée au cadre d'écoulements turbulents et dont le nombre de Reynolds est élevé.

5 Conclusion

L'objectif était d'étudier l'influence de la loi d'écoulement à la paroi sur la stabilité des modes d'un système admettant un couplage fort entre le fluide, circulant dans la cavité dans la direction orthoradiale, et la structure. Le déclenchement d'un mode instable dépend des conditions de frottement à la paroi. Il est montré ici que ce

dernier mode peut apparaître à des vitesses de rotation du fluide beaucoup plus basses que celles prévues par le modèle de fluide parfait.

Cependant, d'autres facteurs peuvent influencer et décaler le seuil de stabilité, comme l'intégration d'un amortissement structural, qui permet de se rapprocher d'un modèle encore plus réaliste. Aussi, d'autres modèles d'écoulement à la paroi plus complexes ont été développés [13], [14]. Les travaux à venir prévoient d'inclure ces aspects tout en gardant à l'esprit que le modèle doit être suffisamment simple pour être utilisable dans un contexte de conception.

6 Remerciements

Les auteurs remercient le CNES et la division des moteurs spatiaux de Snecma pour le soutien qu'ils apportent à ces travaux.

References

- [1] Alford J.S. | *Protection of Labyrinth Seals from flexural Vibration*, ASME, 1964.
- [2] Blasius, H. | *Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieursens*, Journal of Lubrication Technology, 1913, 131.
- [3] Childs D.W. and J.K. Scharrer. | *An IWATSUBO-Based Solution for Labyrinth Seals : Comparision to Experimental Results*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, April 1986.
- [4] Childs D. | *Turbomachinery Rotordynamics - Phenomena Modeling and analysis*, Wiley, 1993.
- [5] Colebrook, C.F. | *Turbulent flow in pipes, with particular reference to the transition region between smooth and rough pipe laws*, Journal of the Institution of Civil Engineers, February 1939.
- [6] Arghir M. ,Frène J. | *Rotordynamic Coefficients of Circumferentially-Grooved Liquid Seals Using the Averaged Navier-Stokes Equations*, Transactions of the ASME Journal of Tribology, Vol 119, July 1997
- [7] Hirs, G. | *A bulk-flow theory for turbulence in lubricant films*, Journal of Lubrication Technology, 1973. p137-146
- [8] Lesueur, C. | *Rayonnement acoustique des structures*, Eyrolles, February 1988.
- [9] Malvano, R. Vatta, F. Vigliani, A. | *Rotordynamic Coefficients for Labyrinth Gas Seals: Single Control Volume Model*, Meccanica 36: 731-744, 2001
- [10] Nayfeh Ali H. | *Perturbation Methods*, John Wiley and Sons, New York-1973.
- [11] Nelson, C. | *Analysis for leakage and rotordynamic coefficients of surface-roughned tapered annular gas seal*, Journal of Engineering for gas turbines and power, 106, 927-934.
- [12] Neumann, K. | *Zur Frage der Verwendung von Durchblickdichtungen im Dampfturbinebau*, Maschinentechnik, 1964, 13(4).
- [13] Papaevangelou, G. and al. *A new explicit relation for friction coefficient f in the Darcy-Weisbach equation*, Corfu, July 2010
- [14] Sonnad J. R., Goudar C. T. | *Turbulent Flow Friction Factor Calculation Using a Mathematically Exact Alternative to the Colebrook-White Equation*, J of Hydr Engineering, Vol. 132(8), pp. 863-867, 2006.

- [15] Tisseur, F. et al | *The quadratic eigenvalue problem*, 2001, p 235-286.
- [16] Vance John M. | *Rotordynamics of Turbomachinery* , John Wiley and Sons, 1988.
- [17] Zirkelback,N. et San Andres, L. | *Bulk-Flow Model for the Transition to Turbulence Regime in Annular Pressure Seals* , Volume 39, Issue 4, 1996.
- [18] [http : //snecma.com/tab_app/howengineswork/](http://snecma.com/tab_app/howengineswork/)