Chapitre VI : Simulations numériques

Les deux chapitres précédents mettent en place les sous modèles nécessaires pour traiter les phénomènes physiques concernés dans l’effet Morton. Ce chapitre présente les simulations complètes de l’effet Morton en régime transitoire en utilisant les outils mis aux points. Ces sous-modèles numériques sont couplés en suivant la stratégie de modélisation synthétisée au chapitre 1, ce qui établit le modèle complet et non linéaire de l’effet Morton. Les simulations se sont basées sur le **B**anc de l’**E**ffet **M**orton (**BEM**) dédié à l’étude de ce phénomène. Les résultats issus des simulations numériques sont comparés avec les résultats expérimentaux. Cette comparaison permet de valider le modèle de l’effet Morton et d’effectuer les analyses en régime transitoire. Les outils validés dans ce chapitre sont ensuite utilisés au chapitre 5 pour les analyses de stabilité de l’effet Morton.

# Modèle complet et non linéaire de l’effet Morton

## Approche du moyennage du flux thermique dans le temps

Lors de la simulation de l’effet Morton en régime transitoire, les phénomènes avec l’échelle de temps petite (milli seconde) comme la vibration synchrone sont couplés avec les phénomènes caractérisés par l’échelle de temps grande (des minutes voir des heures) tel que le transfert de la chaleur et la déformation thermique. Dans une approche classique, ce couplage nécessite d’un pas de discrétisation temporelle petit à la grandeur du temps dynamique pour simuler la durée longue à la grandeur du temps thermique. Par conséquent, la simulation a besoin d’un effort de calcul onéreux. Afin de réduire le temps de calcul, une méthode nommée " approche du moyennage de flux thermique dans le temps " est implémentée dans la simulation complète.

Cette approche suppose que quand le rotor se comporte toujours avec la vibration synchrone, les orbites des vibrations synchrones ne changent guère pendant certaines périodes de rotation. Ainsi, il devient possible d'utiliser un flux thermique moyenné dans une période de rotation pour déterminer l’évolution de la température du rotor dans le temps. Toutefois, ce flux thermique ne reste que valable pour une durée de temps courte. Une fois l’orbite synchrone s’est suffisamment évoluée, le flux thermique moyenné devrait être renouvelé.

Ce flux thermique moyenné est calculé à partir du flux thermique instantané obtenu à chaque position dynamique sur l’orbite synchrone (**Figure *1***). En supposant que l'orbite synchrone est décrite par positions, la résolution de l'équation d'énergie du film lubrifiant couplée avec l'équation de Reynolds généralisée à chaque position donne ce flux thermique instantané exposé au rotor. En outre, le calcul du flux thermique moyenné applicable au modèle thermique du rotor n'est pas simple en raison de la rotation propre du rotor. En fait, le calcul thermo-hydrodynamique est effectué dans le repère fixe du palier, alors que le modèle thermique du rotor est lié au repère mobile du rotor. Ainsi, un changement de repère est nécessaire lors du calcul de ce flux moyenné à partir du flux instantané.

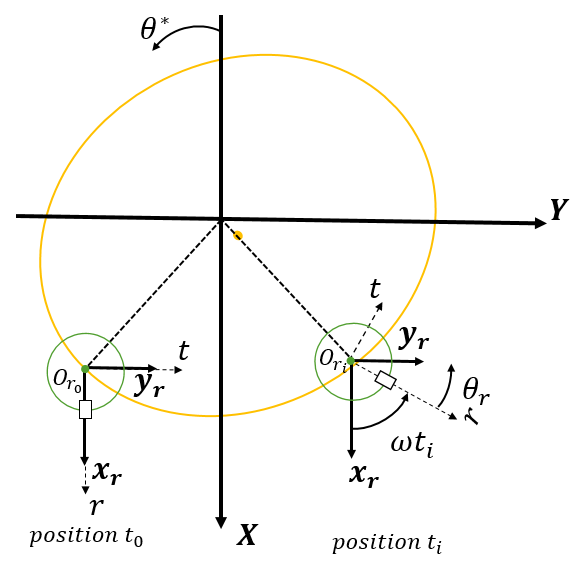


Figure 1 : système de références et avec le rotor aux positions et

Pour une orbite synchrone établie, la première position est définie lorsque l'axe du repère mobile passe par l'axe du repère fixe. A l'instant, le rotor est à la position où l'angle de rotation est. Considérant la rotation propre du rotor, la relation entre le flux thermique obtenu dans et le flux thermique exposé au rotor dans peut être exprimée dans Eq.1. La relation entre les températures et exprimées dans les deux repères est similaire.

|  |  |
| --- | --- |

Après la résolution de l'équation d'énergie 3D dans le repère fixe, le flux thermique instantané à la surface du rotor exprimé dans le repère mobile est écrit :

|  |  |
| --- | --- |

Le flux thermique moyennéobtenu en se basant sur l’orbite synchrone est ainsi déterminé par:

|  |  |
| --- | --- |

où le pas de temps dynamique est donnée par

Après être déterminé, ce flux thermique moyenné est appliqué comme une condition aux limites au modèle thermique du rotor. La résolution de l’équation de chaleur en régime transitoire permet d’avoir le champ de température à la surface du rotordans le temps.

## Algorithme de l’effet Morton

La simulation transitoire de l’effet Morton est effectuée en utilisant un schéma illustré à la Figure 2. Ce schéma couple le modèle thermomécanique du rotor et le modèle dynamique du système rotor-palier à chaque pas de temps de l’effet Morton. Ce pas de temps représente une durée courte dans laquelle le flux thermique moyenné est supposé constant. Le couplage est réalisé par un échange des informations thermo-mécaniques. Ces dernières contiennent :

* le champ de température à la surface du rotor à l’issu du modèle thermomécanique
* la déforamtion thermique du rotor à l’issu du modèle thermomécanique
* le flux thermique moyenné dans le temps calculé grâce aux modèles dynamique et du palier couplés.

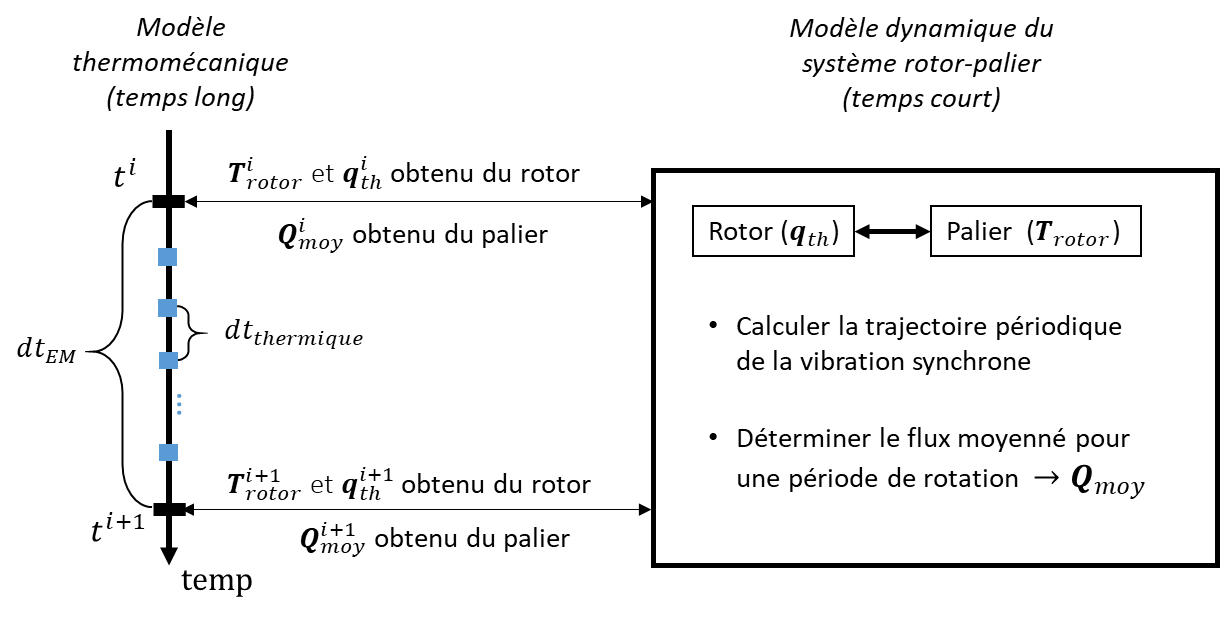


Figure 2 : schéma de la simulation en régime transitoire de l’effet Morton

À l’instant , la température et la déformation thermique provenant du modèle thermomécanique sont injectées au modèle dynamique du système rotor-palier. La déformation thermique crée une source d’excitation synchrone qui influence la réponse dynamique au balourd. En même temps, la température est imposée à l’interface fluide-rotor comme une condition aux limites pour résoudre l’équation de l’énergie du film.

Dans le modèle dynamique, les méthodes pour trouver la trajectoire périodique de la vibration synchrone du rotor (méthode de shooting ou méthode classique cf. Ch.XX.X.X ) sont utilisées. Le schéma d’intégration temporelle de Newmark combiné avec la méthode de Newton-Raphson est implémenté pour résoudre l’équation de mouvement en régime transitoire. A chaque pas de temps dynamique, les efforts du palier sont calculés par la résolution de l’équation de Reynolds couplée avec l’équation de l’énergie. Le champ de flux thermique à l’interface fluide-rotor est également calculé pendant la résolution des équations de lubrification. Ce flux thermique instantané est enregistré pour préparer l’approche du moyennage du flux thermique dans le temps.

Ensuite, une fois que la trajectoire périodique de la vibration synchrone est obtenue, le flux thermique moyenné pendent une période est évalué. Celui-ci est renvoyé au modèle thermomécanique et est appliqué comme une condition aux limites. L’intégration temporelle de l’équation de la chaleur permet ainsi d’estimer le champ de température du rotor à l’instant du temps . En se basant sur ce champ de température, la déformation thermique est calculé. La procédure est répétée à avec ces nouvelles informations thermomécanique et l’algorithme de l’effet Morton est illustré grâce à la figure XX.

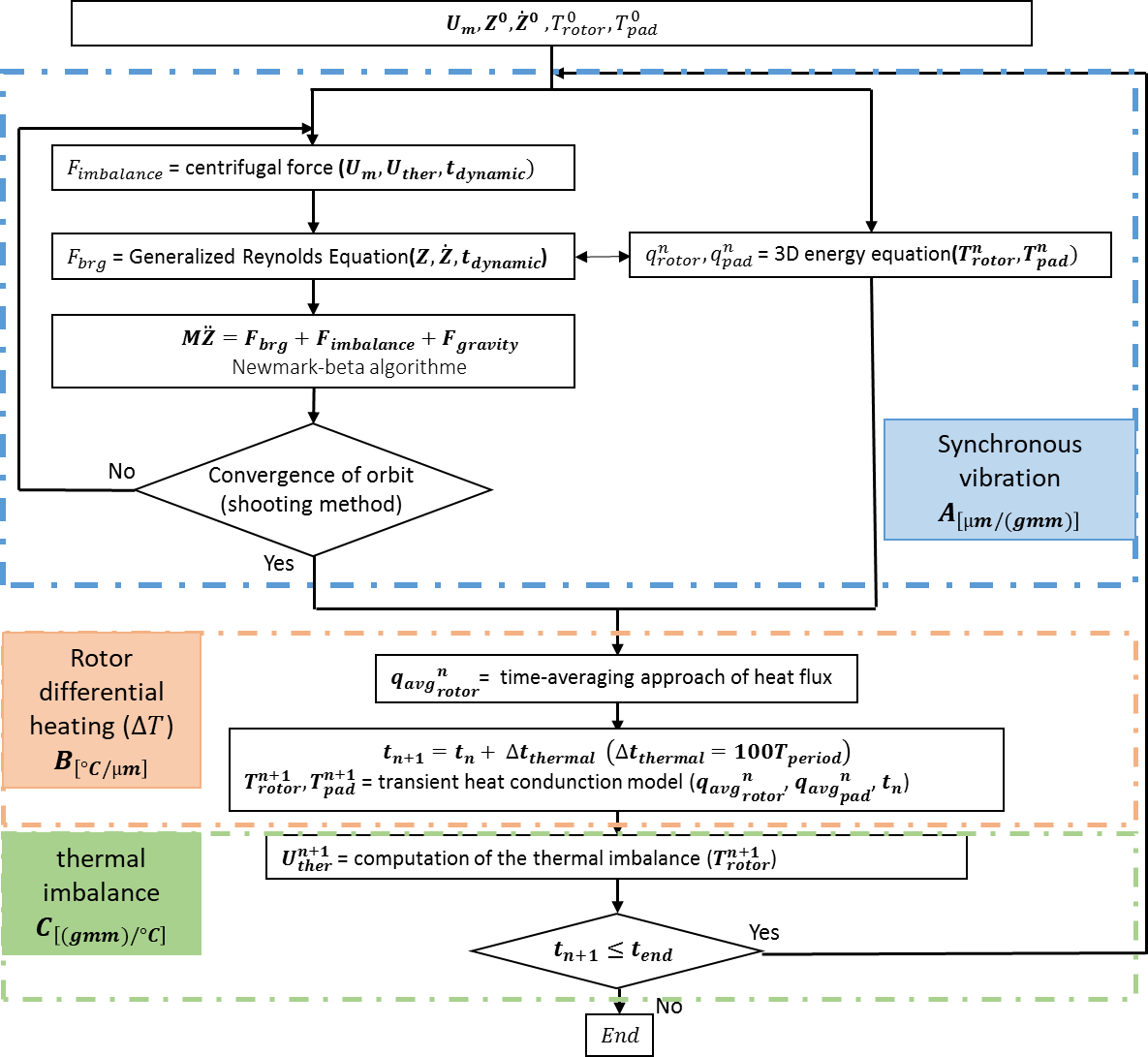


Figure 3 : Algorithme de l’effet Morton

Il faut souligner qu’en réel, le flux thermique moyenné utilisé par le modèle thermique est inconstant pendant le pas de temps, alors que dans ce modèle la température estimée à est obtenu uniquement à partir des informations thermiques à l’instant. En pratique, l’intégration temporelle de l’équation de la chaleur est effectuée avec un schéma explicite, quelque soit la méthode d’intégration utilisée. Ainsi, pour assurer la stabilité du schéma, il faut bien choisir le pas de temps thermique en fonction de la condition de stabilité présenté à la section (XXX).

# Description du Banc de l’Effet Morton (BEM)

La simulation complète de l’effet Morton s’est basée sur les configurations du BEM construit au laboratoire de l’institut Pprime. Ce banc d’essais est modulable et possède deux configuration : une configuration courte du rotor creux de 430mm et une configuration longue du rotor creux de 700mm. L’origine de la mise en place ces deux rotors creux était que le rotor de 430mm initialement conçu se comportait uniquement avec l’effet Morton stable pendant les essais. En espérant reproduire l’effet Morton instable, le deuxième rotor qui se mesurait 700mm a été conçu et fabriqué.

Pour les deux configurations, les rotors sont creux afin d’avoir une grande différence de la température au rotor. Les diamètres intérieur et extérieur des rotors sont respectivement 35mm et 45mm. Le même roulement à billes et le même palier circulaire servent à supporter et guider les deux rotors. Le palier hydrodynamique se situe du côté opposé au moteur (**NDE**), alors que le roulement à billes est installé sur côté du moteur (**DE**).

## Caractéristiques du palier testé et lubrifiant

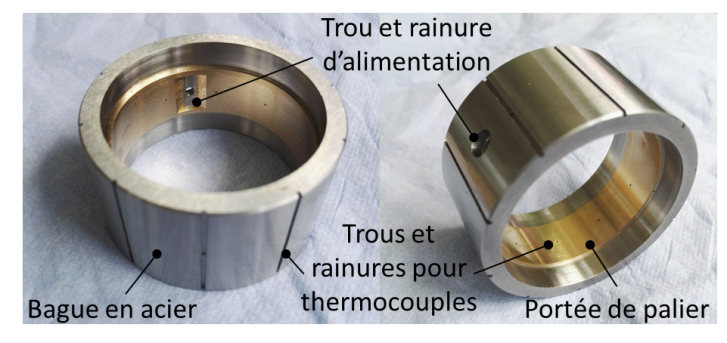
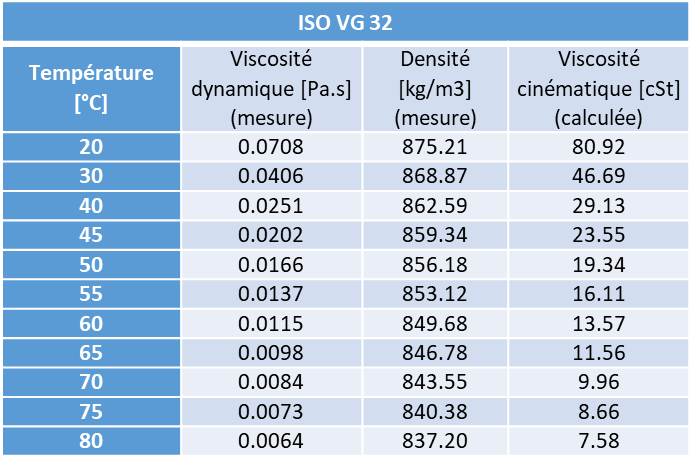


Figure 4 : Palier testé

Le palier testé est un palier lisse circulaire (**Figure 4**) avec rainure axiale. Il est réalisé en bronze fritté avec ajout de particules de Téflon (PTFE) améliorant ainsi les caractéristiques de frottement et d’usure. Sa longueur est de 15 mm et son jeu radial est de 50 µm, la portée en bronze est frettée dans une bague en acier. Lors du fonctionnement de ce palier, la température d’alimentation du lubrifiant était entre 20°C et 25°C et la pression d’alimentation s’est stabilisée à 1.09 bar.

Le lubrifiant utilisé pour les essais est une huile ISO VG 32, pour connaitre l’évolution de sa viscosité cinématique en fonction de la température, deux mesures expérimentales sont réalisées : mesure de la viscosité dynamique grâce à un rhéomètre ; et mesure de la densité par pesées à l’aide d’un pycnomètre. Les résultats de mesure de la viscosité dynamique, de la densité, ainsi que la viscosité cinématique calculée sont présentés dans le **Tableau 1**.

Tableau 1 : Propriétés du lubrifiant



## Configuration du rotor 430mm

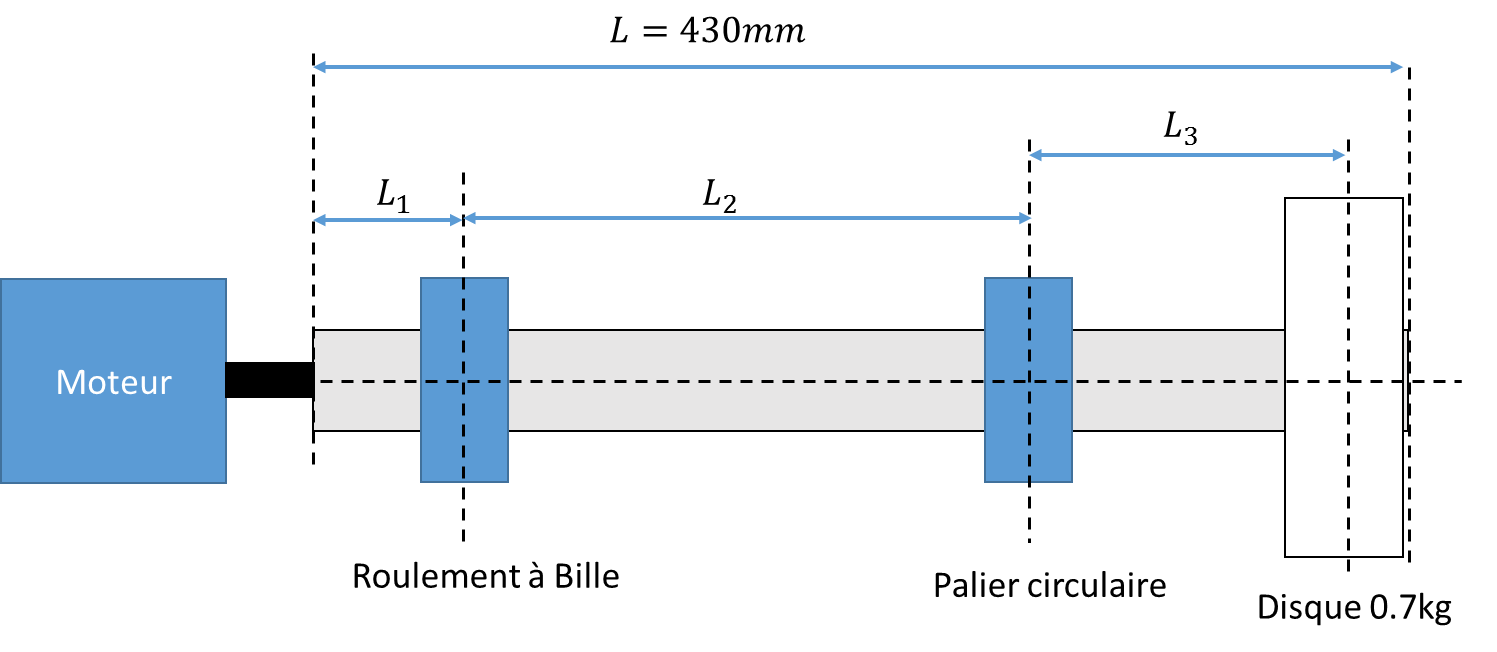
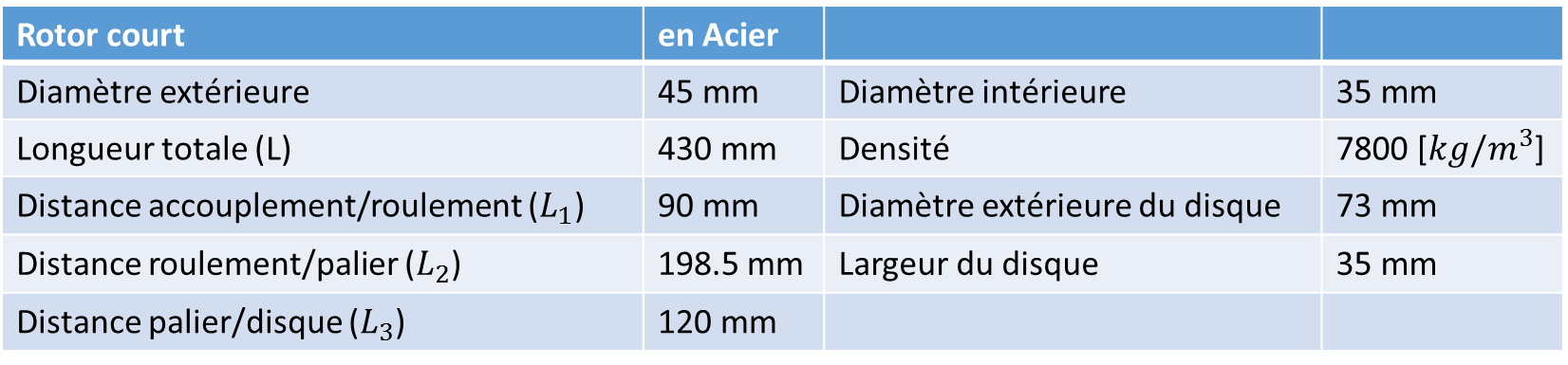


Figure 5 : La configuration du rotor 430mm

Le rotor 430mm possède un disque de 0.7kg monté en porte à faux à l’extrémité NDE du rotor. La configuration du rotor est illustrée à la **Figure** ***5*** et les caractéristiques physiques nécessaires pour effectuer de l’analyse de l’effet Morton sont synthétisées dans le **Tableau 2**.

Tableau 2 : paramètres physiques du rotor 430mm



Ajouté des caractéristiques des supports et du rotor

L’analyse modale est réalisée en utilisant le modèle du rotor à degrés de liberté et en se basant sur les coefficients dynamiques non isothermes du palier. Ces coefficients sont présentés dans les **Figure 6** et **Figure 7**. Ils sont obtenus aux positions d’équilibre statiques du rotor dans le palier qui sont montrés à la **Figure 8.** La résolution de l’équation de l’énergie du film lubrifiant est prise en compte dans le calcul de ces coefficients. Une température de 55°C imposée au rotor et une paroi adiabatique sont utilisées comme les conditions aux limites thermiques. Les résultats de cette analyse sont illustrés dans la **Figure 9**.

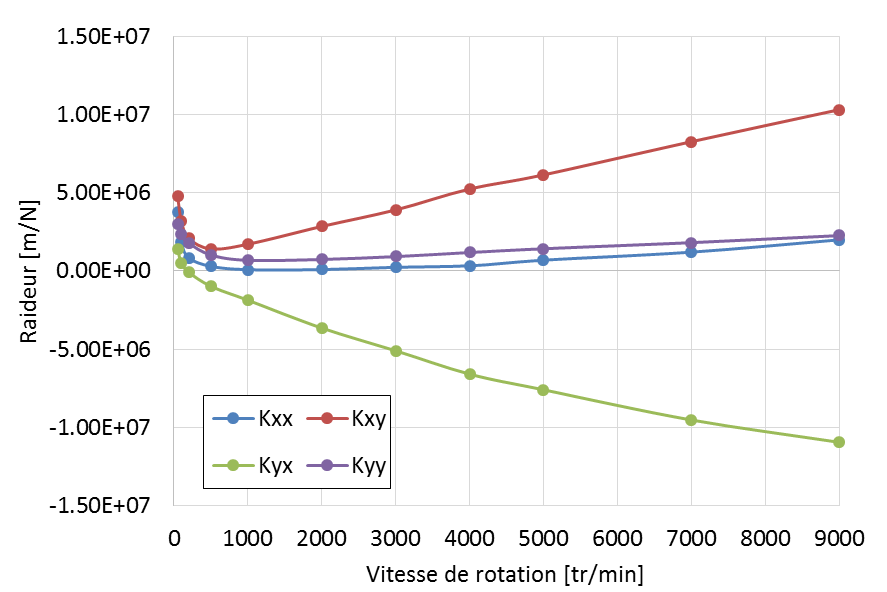


Figure 6 : Coefficients de raideur du palier utilisé aux vitesses différentes

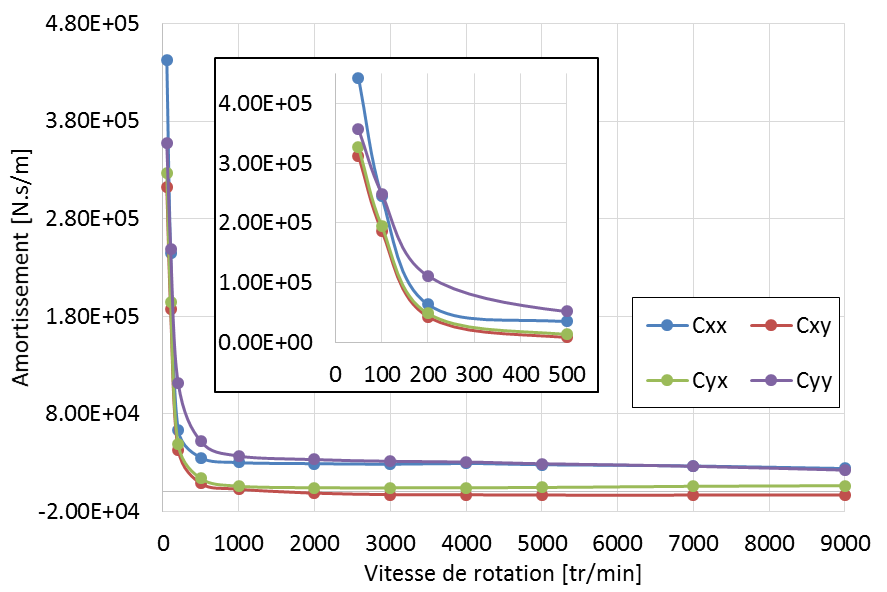


Figure 7 : coefficient d’amortissement du palier utilisé aux vitesses différentes

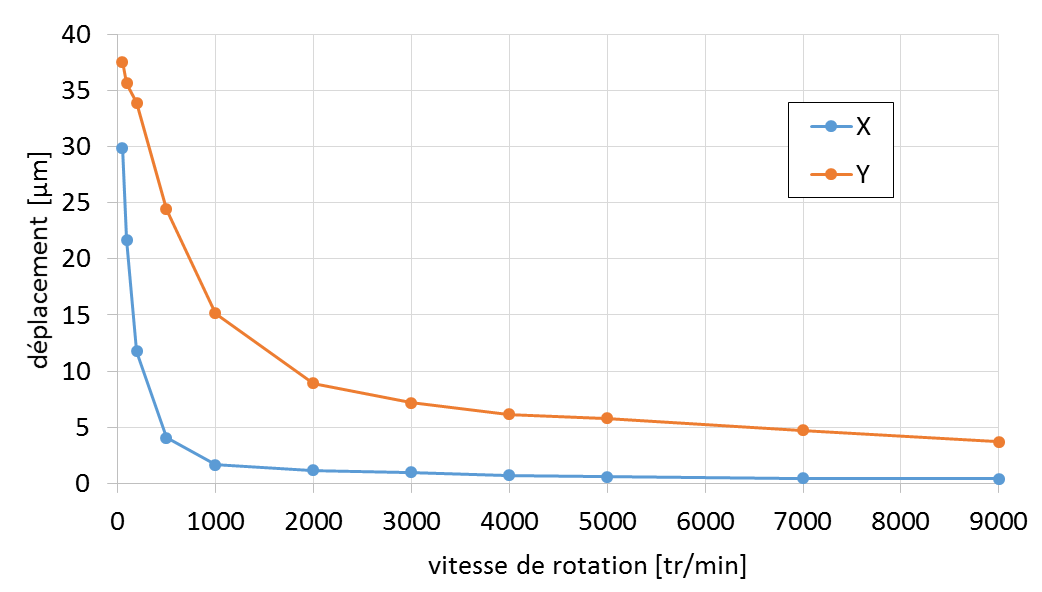
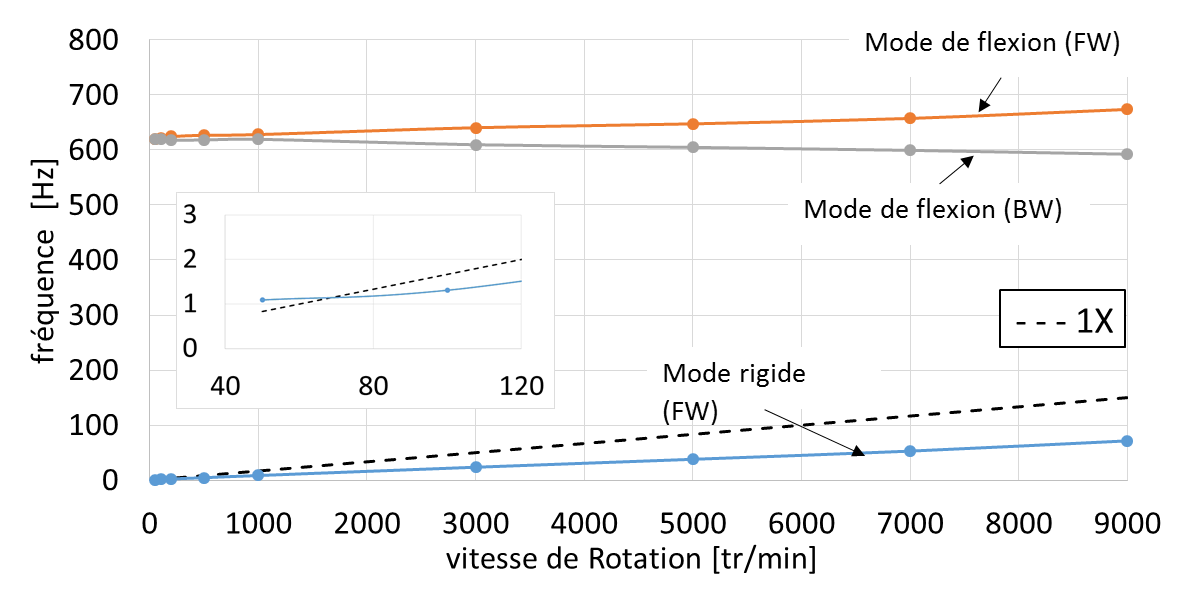
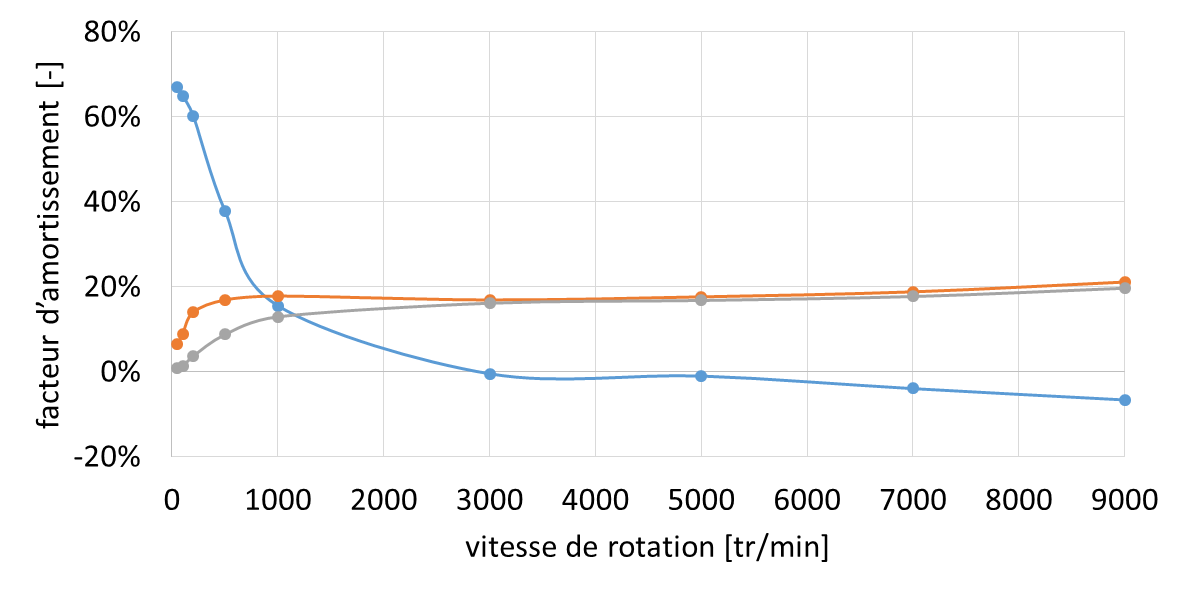


Figure 8 : Position d’équilibre du rotor dans le palier en fonction des vitesses



(a)



(b)

Figure 9 : Résultats de l’analyse modale de la configuration courte (430mm) du banc d’essais : (a) diagramme de Campbell et (b) diagramme de stabilité

Selon les résultats, le rotor 430mm creux se comporte principalement en mode rigide dans la plage des vitesses calculées, car la fréquence de son premier mode de flexion est d'environ 600 Hz. Ce résultat justifie l’utilisation d’un rotor à 4 degré de liberté pour modéliser son comportement. En outre, cette analyse prédit un changement de signe du facteur d’amortissement vers 3000 tr/min. Ce changement implique que le rotor se comporte de manière instable vers cette vitesse. Ce comportement instable a été observé comme la vibration sous-synchrone pendant l’essai. Malgré cette instabilité identifiée par l'analyse modale basée sur les caractéristiques dynamiques linéaires du palier, la stabilisation du banc peut être retrouvée si le balourd est assez important et les amplitudes de vibration sont élevées. Dans ce cas, le résultat de stabilité sera différent de ceux présenté dans la **Figure 9**.

## Configuration du rotor 700mm

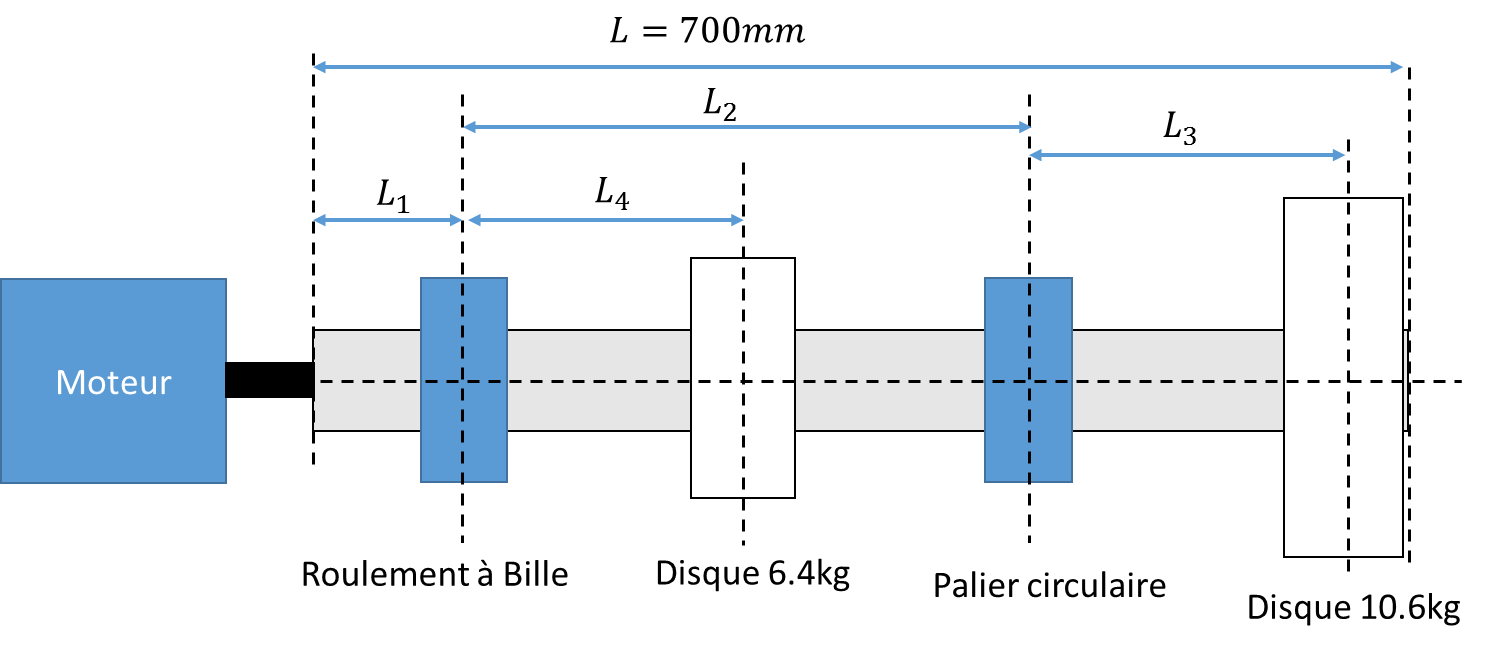
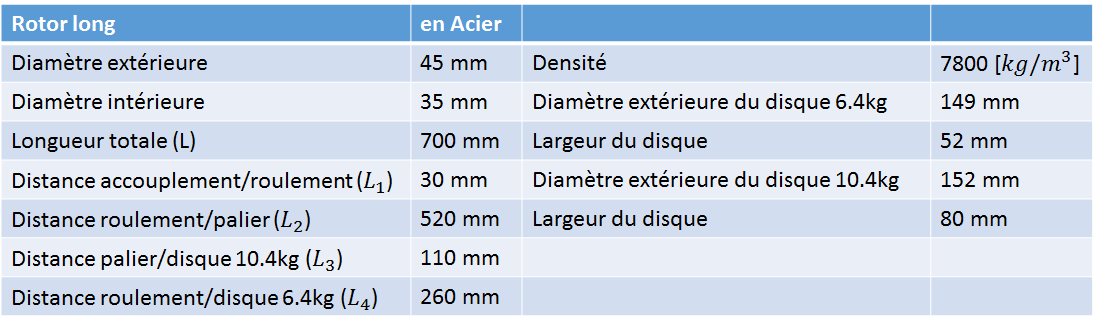


Figure 10 : La configuration du rotor 700mm

Les origines de concevoir cette configuration longue du rotor 700mm sont d’augmenter la masse du disque en porte à faux et de rapprocher la vitesse de fonctionnement à sa vitesse critique du mode de flexion. En fait, suite à l’analyse de stabilité de l’effet Morton sur le rotor 430mm, la faible sensibilité du balourd thermique créé par rapport à la (le module) est remarquée. Par conséquent, cette configuration du rotor 700mm avec un disque de 10.4kg en porte à faux est proposée. Le rallongement du rotor à 700mm en gardant le même diamètre permet de baisser la fréquence du mode de flexion et utiliser la même installation du banc BEM. Grâce à cette diminution de la fréquence, le rapprochement de la vitesse de fonctionnement à la vitesse critique du mode de flexion devient possible. En plus, pour améliorer la stabilité du palier et en même temps pour baisser la fréquence du mode de flexion, un disque supplémentaire de 6.4kg est ajouté entre le roulement et le palier. La configuration longue du rotor est illustrée dans la **Figure 10**. Les caractéristiques physiques nécessaires pour réaliser la simulation de l’effet Morton sont synthétisées au Tableau *3*

Tableau 3 : paramètres physiques du rotor 700mm



L’analyse modale du rotor 700mm est réalisée en utilisant la même démarche que le rotor 430mm. Les coefficients dynamiques non isothermes sont obtenus à la position d’équilibre du rotor dans le palier. La température de 55 °C est imposée à la surface du rotor et le flux thermique nul est imposé au coussinet pour résoudre l’équation de l’énergie du film. Les résultats d’analyse modale du rotor 700 mm sont présentés dans la **Figure 14**.

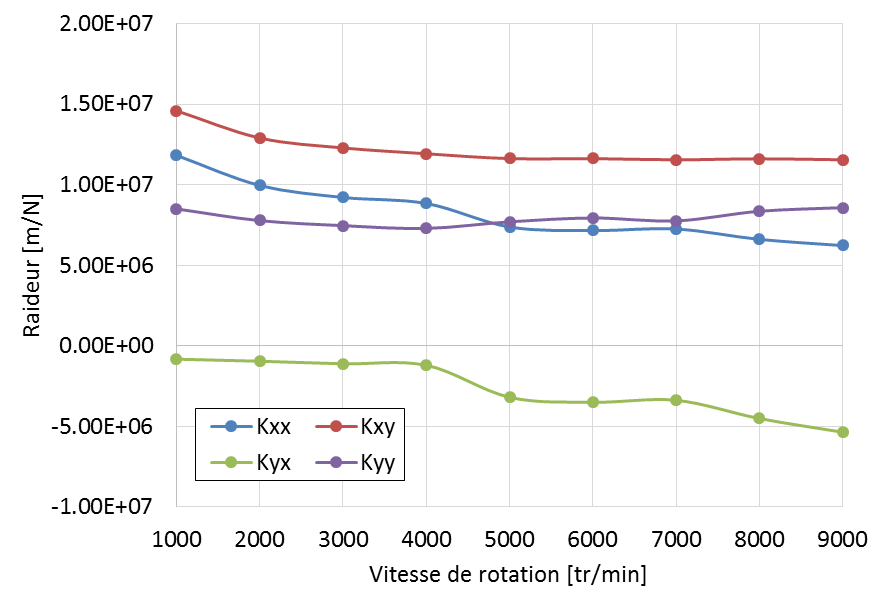


Figure 11 : Coefficients de raideur du palier utilisé sous la charge statique 175N

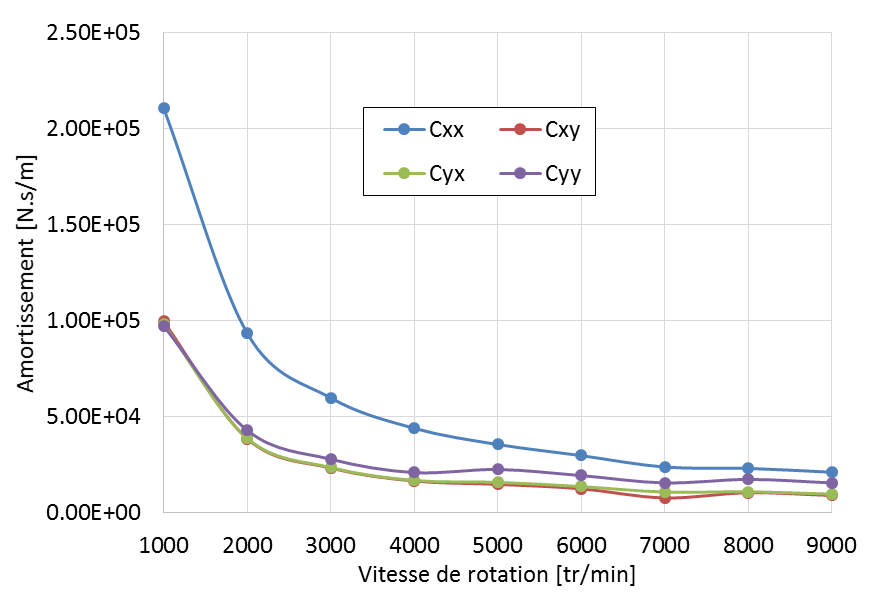


Figure 12 : coefficient d’amortissement du palier sous la charge statique 175N

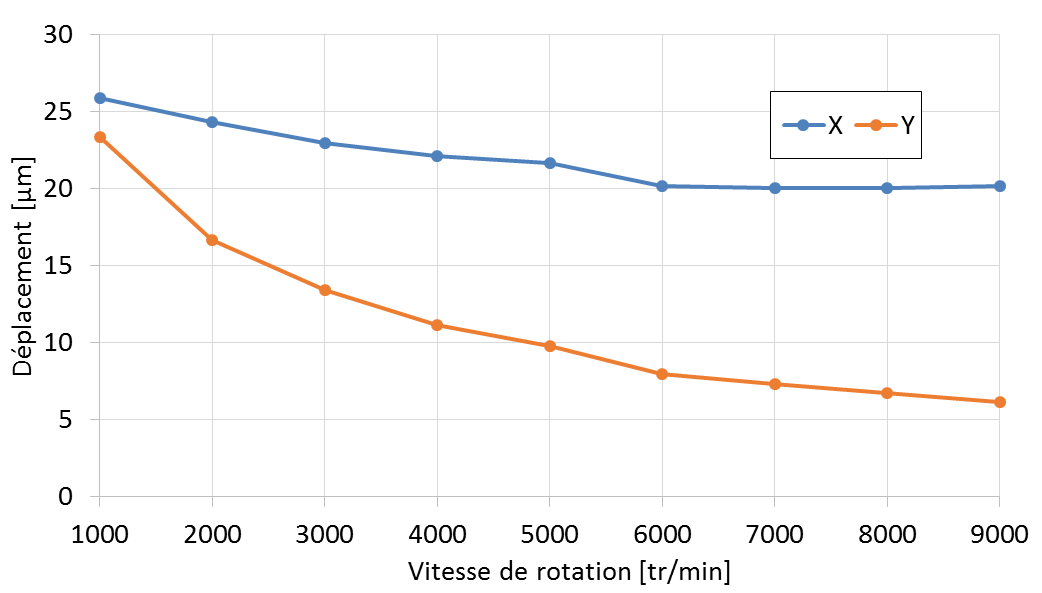
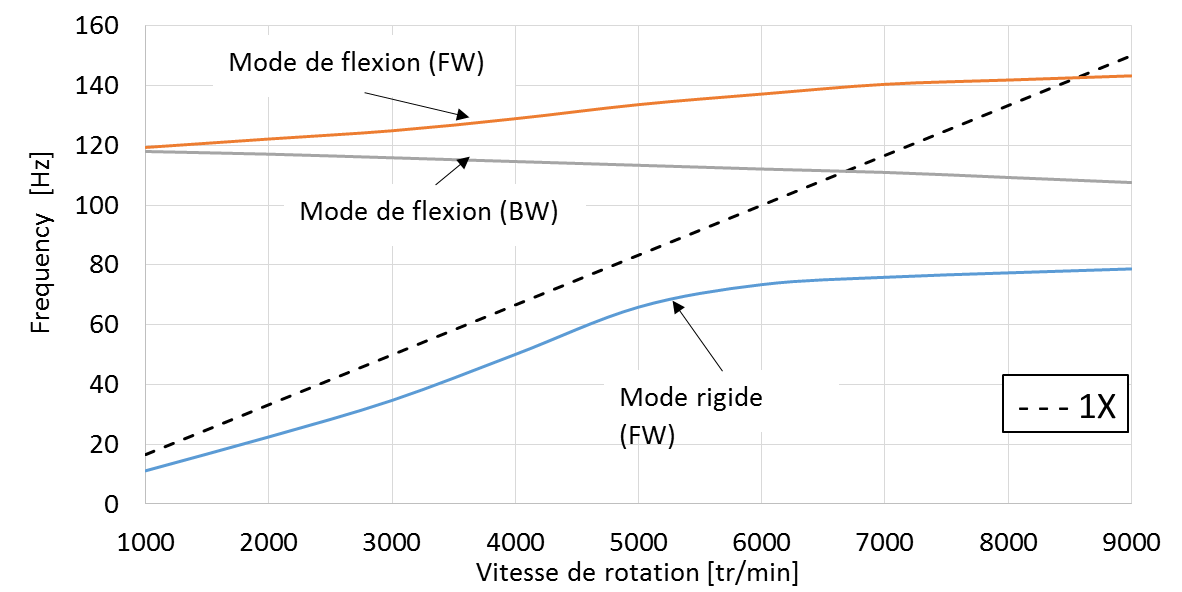
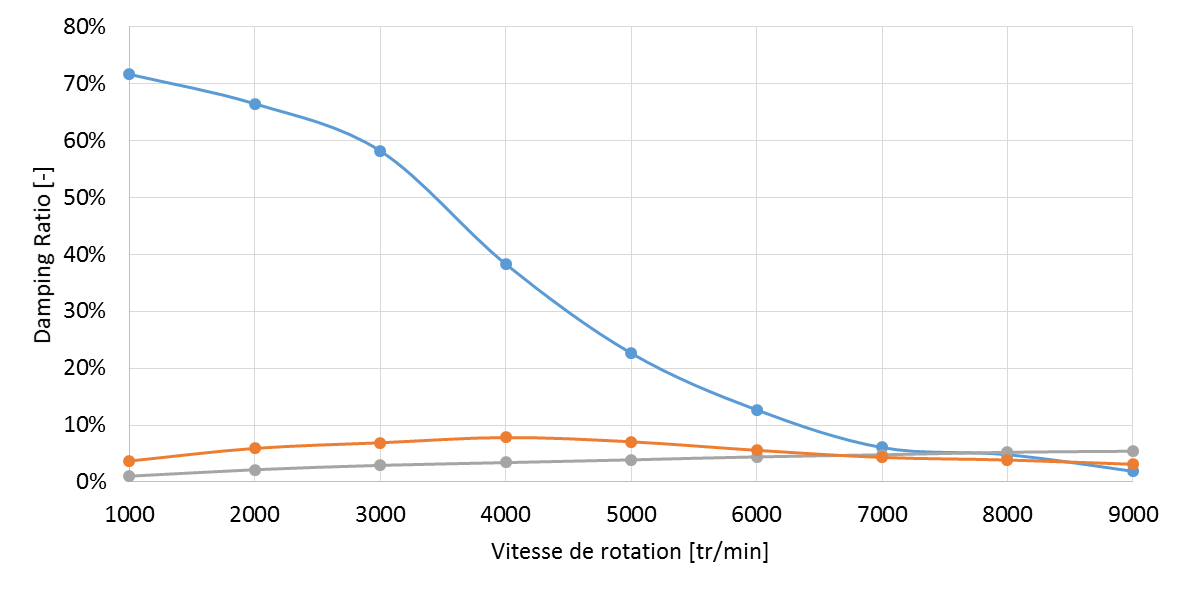


Figure 13 : position d’équilibre statique du rotor 700mm dans le palier



(a)



(b)

Figure 14 : Résultats de l’analyse modale de la configuration longue (700mm) du banc d’essais : (a) diagramme de Campbell et (b) diagramme de stabilité

Selon le résultat, une vitesse critique du mode de flexion se trouve vers 8000tr/min comme attendu. Sous cette configuration, en rapprochant à cette vitesse, la sensibilité de la vibration par rapport au balourd (c’est-à-dire le module du coefficient d’influence) est optimisée. Les grands balourds sont choisi pour réaliser la simulation en espérant reproduire l’effet Morton instable, car ils produisent le grand déplacement du rotor dans le palier, ce qui favorise l’apparition d’une grande à la surface du rotor.

# Simulation du rotor 430mm

Les objectifs initiaux de la simulation de l’effet Morton sous la configuration du rotor 430mm sont de valider le modèle complet de l’effet Morton et de mettre en évidence l’effet Morton instable. Cependant, selon les résultats numériques et expérimentaux obtenus, le comportement dynamique du rotor 430mm s’est stabilisé au cours du temps et n’a pas réussi à montrer l’effet Morton instable. L’étude de la stabilité de l’effet Morton présenté au chapitre 5 explique ce comportement stable du rotor 430mm. Ainsi, la simulation de l’effet Morton du rotor 430mm s’est servie seulement à valider les outils numériques.

En utilisant les données d’entrée à l’issu du banc d’essais, la vitesse de rotation à 7000 tr/min est choisi pour effectuer la simulation. Le balourd mécanique de 102.6g.mm est imposé au niveau du disque de 700 kg. Il s’est positionné à 180 degré dans la direction circonférentielle du rotor.

Les températures initiales du rotor et coussinet sont fixées à 20°C. L’évolution temporelle du champ de température du rotor est calculée grâce au modèle thermique du rotor avec un maillage de 24x6 à l’interface lubrifiant-rotor. En outre, afin d’approximer le champ de température à l’interface du lubrifiant-coussinet, un modèle thermique avec une géométrie simplifiée du palier est également utilisé. Les champs de température obtenus par ces deux modèles (**Figure 15)** se sont servis de la condition aux limites pour résoudre l’équation de l’énergie du film.

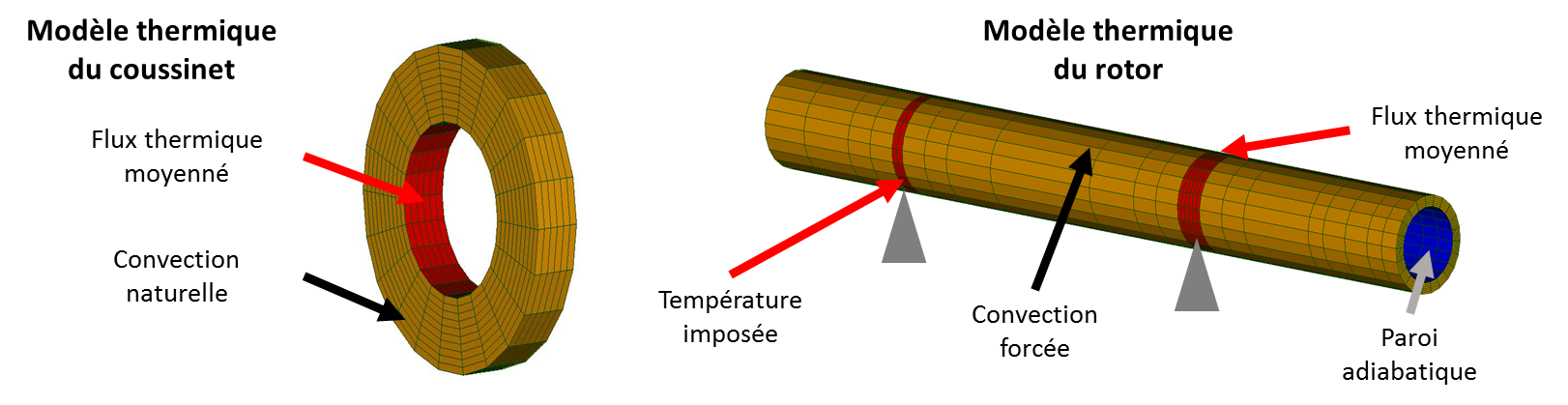


Figure 15 : modèles thermiques utilisée lors de la simulation de l’effet Morton

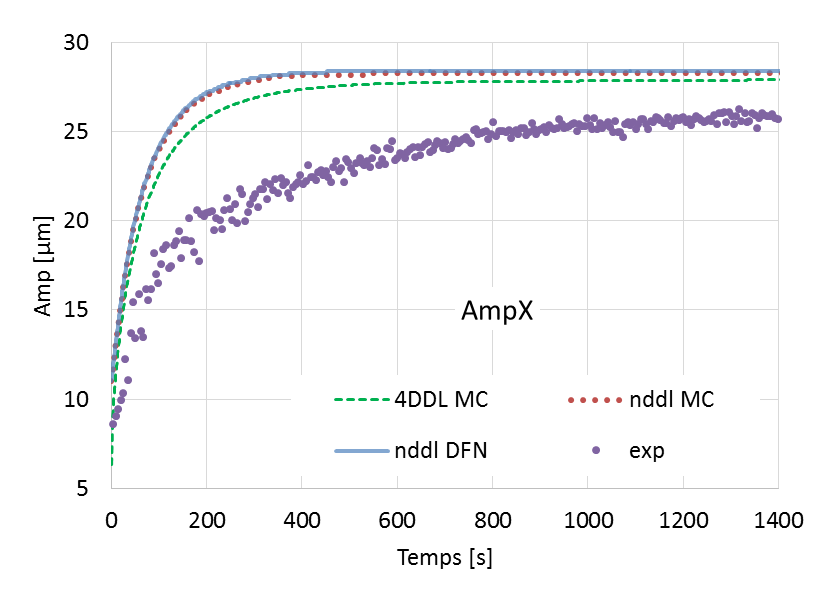
L’évolution temporelle des vibrations synchrones sont suivie en utilisant les modèles dynamiques du rotor à 4 degrés de liberté et à degrés de liberté. L’influence du balourd thermique est prise en compte dans ces modèles dynamique par l’approche de masse concentrée **(MC)** et l’approche du défaut de fibre neutre **(DFN).**

Pendant les simulations, les amplitudes et les phases des vibrations synchrones au niveau du palier, ainsi que le champ de température au rotor sont enregistrés. Ces résultats de la simulation sont détaillés et comparés avec ceux-ci expérimentaux dans la suite.

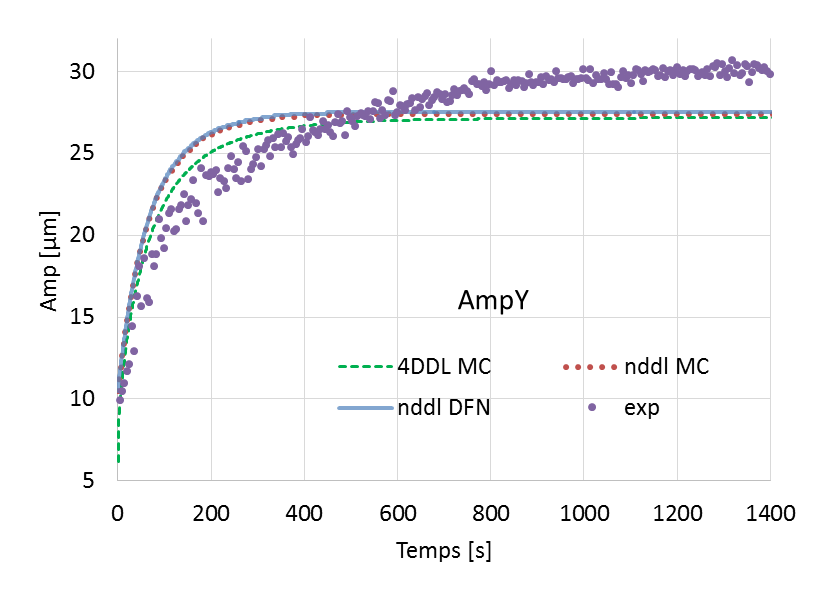
## Vibrations synchrones

Les vibrations synchrones sont caractérisées par ses amplitudes et ses phases dans la direction X et Y du repère fixe (repère du palier). L’évolution des amplitudes synchrones et ses phases en fonction du temps est illustré à la **Figure 16** et à la **Figure 17**.

A propos des amplitudes, il est observé que les amplitudes obtenues par les calculs s’accroissent rapidement au début de la simulation, alors que les amplitudes synchrones à l’issu de l’essai augmente également mais moins vite dans le temps. Toutes les amplitudes évoluent peu au bout de 10 minutes et tendent vers les amplitudes stabilisées dans le temps. Celle-ci obtenues par les simulations et par la mesurées sont à la même grandeur. Les différences entre eux sont moins de 3µm.



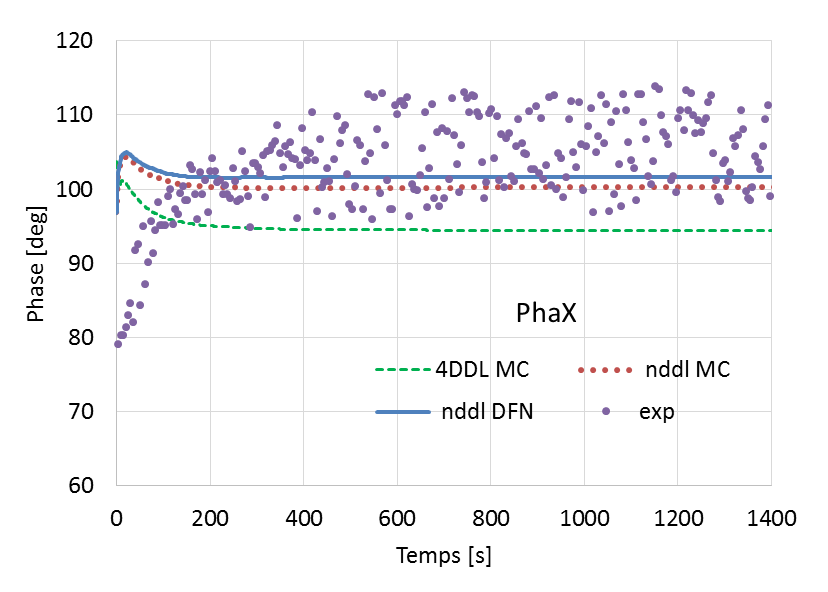
(a) Amplitude des vibrations synchrones dans la direction X



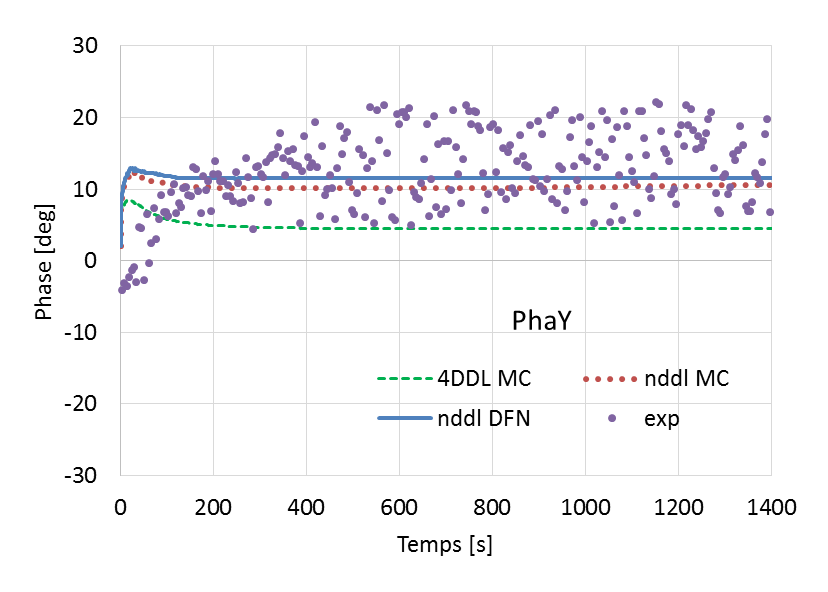
(b) Amplitude des vibrations synchrones dans la direction Y

Figure 16 : Amplitudes des vibrations synchrones à l’issu de la simulation numérique et de l’expérience

Concernant l’évolution des phases de vibration, celle-ci change rapidement au début de la simulation et se stabilise dans le temps. Après la stabilisation, Les phases calculées sont cohérentes avec celles mesurées. Cependant, la diminution des phases a été observée sur les résultats numériques au début de la simulation alors que les phases à l’issu de l’essai augmentent. D’après des calculs de vérifications, cette diminution des phases est expliquée. En fait, au début de la simulation, le rotor et le lubrifiant sont au froid (20 °C). Au cours du temps, les phases à la fois diminuent à cause de l’échauffement du rotor et du lubrifiant, à la fois augmentent à cause de la création du balourd thermique. Cependant, l’effet du balourd thermique (moins 3 degrés sur les phases) est plus faible sous cette configuration du banc par rapport à l’influence de la température sur les phases (plus 20 degrés sur les phases), ce qui illustre une diminution des phases de vibration en général des résultats numériques.



(a) Phase des vibrations synchrones dans la direction X



(b) Phase des vibrations synchrones dans la direction Y

Figure 17 : Phases des vibrations synchrones à l’issu de la simulation numérique et de l’expérience

## Température du rotor

La température obtenue par le modèle thermique du rotor permet de réaliser la comparaison avec celle à l’issu de la mesure.

En repérant les postions des capteurs thermocouples correspondantes dans le modèle thermique du rotor, les valeurs de température ponctuel sont récupérées. Celles-ci sont comparées avec les températures mesurées par les capteurs. **Figure 18** illustre la comparaison entre les températures ponctuelles mesurées et celle à l’issu de la simulation. Les résultats numériques illustrés ici sont obtenus par le couplage du modèle thermique avec le modèle dynamique à 4DDL. La distribution de température obtenue avec les autres modèles dynamiques du rotor sont similaires. Selon la comparaison, la répartition des températures ponctuelles obtenues numériquement est cohérente avec celles expérimentale. Les valeurs des températures mesurées et calculées sont à la même grandeur après avoir atteint la stabilisation. Toutefois, les températures sont différentes au début de la simulation pour raison que l’effet de démarrage du rotor durant l’essai n’a pas pris en compte dans la simulation. Les valeurs des températures mesurées sont prises quand le rotor atteint la vitesse de rotation nominale et se comporte avec la vibration synchrone.

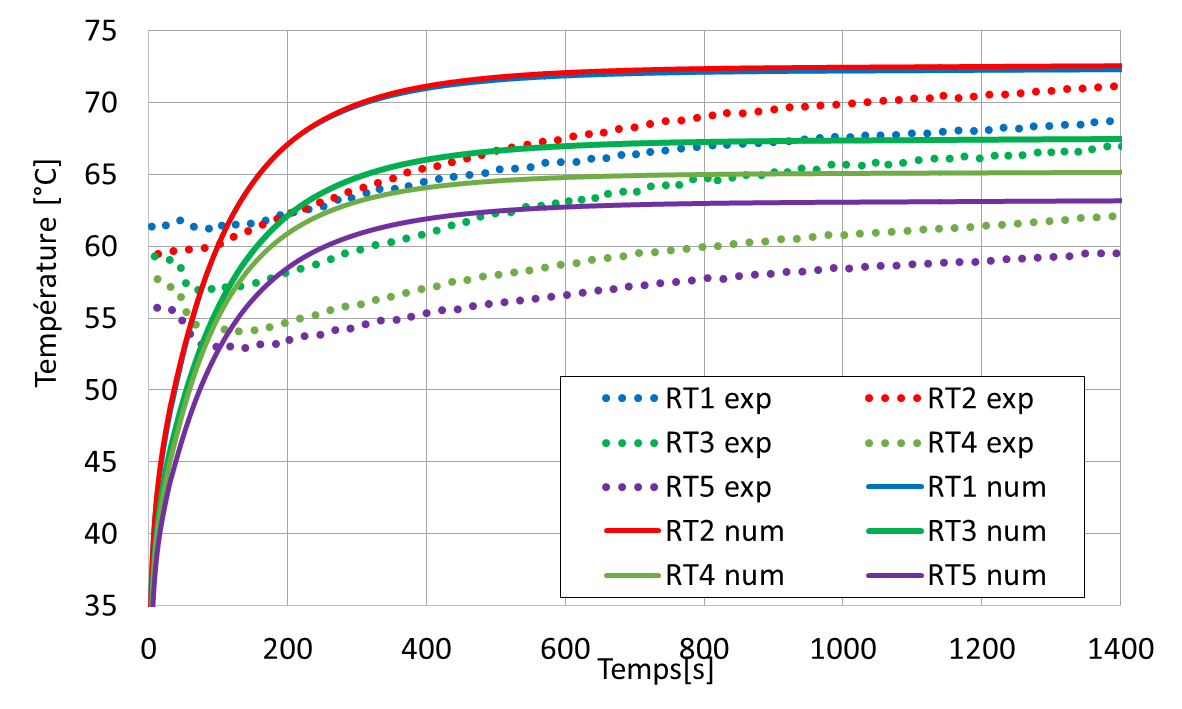


Figure 18 : Comparaison de la distribution de température dans la direction circonférentielle du rotor à l’issu de l’essai et de la simulation

**Figure 19** illustre la différence de la température au rotor obtenues par les simulations et à l’issu de la mesure. Comme remarquée sur l’évolution des amplitudes à la **Figure 16**, l’augmentation deest plus rapide au début de la simulation et se stabilise au cours du temps. Après la stabilisation, toutes les valeurs de ont dépassé 10°C. D’un point de vue général, un bon accord de la tendance d’augmentation a été remarqué sur les résultats numériques et expérimentaux.

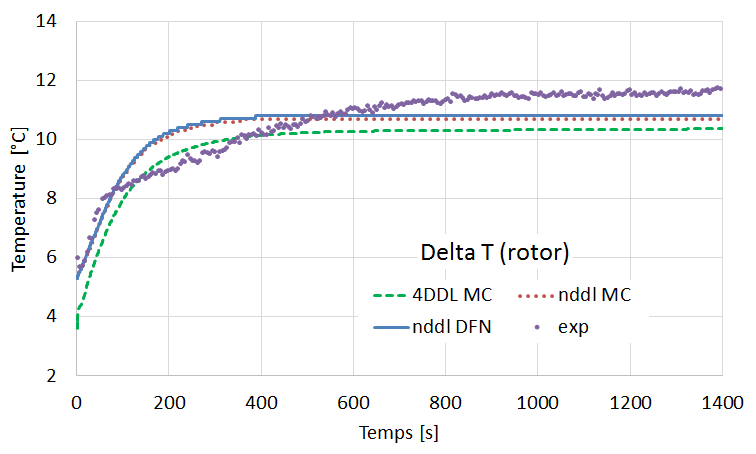


Figure 19 : la différence de la température à la surface du rotor

## Phases du balourd, point haut et point chaud

Les phases du balourd, du point haut et du point chaud sont exprimée dans le repère mobile du rotor. Elles sont des informations importantes pour décrire l’effet Morton. La phase du balourd mécanique correspond au point lourd à la surface du rotor. Il permet de repérer la position du balourd mécanique imposé au rotor dans la direction circonférentielle. Sa valeur est généralement connue ; Le point haut est une position spécifique dans la direction circonférentielle à la surface du rotor où l’épaisseur du film correspondante est le minimum. Il peut être déterminé à partir des composants synchrones qui construisent l’orbite synchrone. La méthode de sa détermination est présentée en Annexe ; La phase du point chaud est utilisée pour repérer la température maximale dans la direction circonférentielle et à la surface du rotor. Elle est déterminée à partir du champ de température calculé par le modèle thermique du rotor.

A l’issu de les simulations de l’effet Morton, les phases du point chaud et du point haut sont calculées. Le déphasage entre le point chaud et le point haut est illustré à la **Figure 20**. En se basant sur les résultats numériques et les résultats expérimentaux, il est observé que le point chaud est retardé par rapport au point haut et le déphasage est autour de 30 degrés. Ce résultat a confirmé la valeur empirique de ce déphasage entre 0 et 60 degrés, ce qui est mentionné dans l’article de review de Palazzolo **[XX]**.

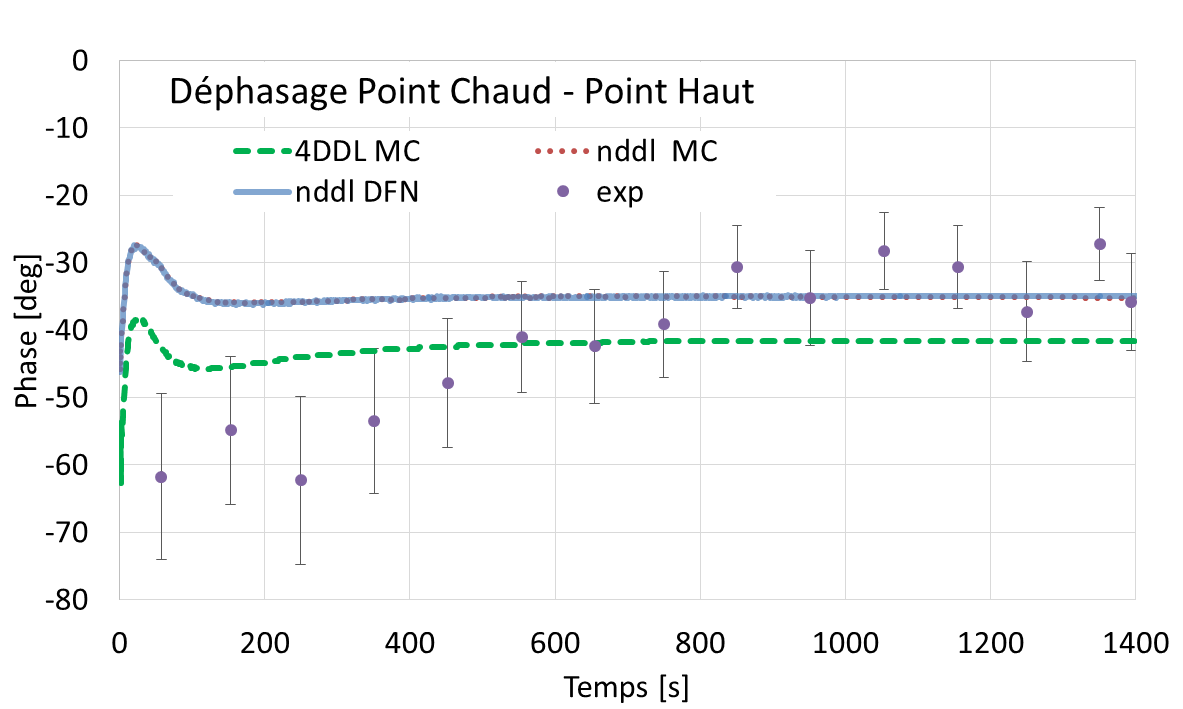


Figure 20 : déphasage du point chaud par rapport au point haut

## Critiques des résultats

La comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux montre un bon accord sur les valeurs physiques et la tendance d’évolution dans le temps. Les différences de comparaison se trouvent principalement sur le début de la simulation où l’évolution est rapide. (j’ai eu mal à formuler les phrases pour expliquer la différence au début de la simulation et critiquer les résultats)

Grâce aux cohérences des résultats sur la tendance d’évolution temporelle et la grandeur des valeurs physiques, la confrontation entre les résultats numériques et les résultats expérimentaux valide les modèles numériques utilisés pour réaliser la simulation de l’effet Morton

# Simulation du rotor 700mm

L’objectif de la simulation de l’effet Morton avec le rotor 700mm est de mettre en évidence le déclenchement de l’effet Morton instable. En se basant sur le résultat de l’analyse de stabilité de l’effet Morton présenté au chapitre 5, les deux grands balourds mécaniques (i.e. 120 gmm et 140 gmm) sont choisis pour réaliser cette simulation. Ces balourds sont positionnés à l’extrémité NDE au niveau du disque en porte à faux. Le modèle thermique du rotor avec un maillage de 24x6 à l’interface lubrifiant-rotor s’est servi à déterminer le champ de température du rotor. Comme la simulation du rotor 430mm, un modèle thermique avec une géométrie simplifiée du palier est utilisé pour calculer le champ de température à l’interface du lubrifiant-coussinet. La résolution de l’équation de Reynolds couplée avec l’équation de l’énergie détermine la force du palier appliquée au rotor ainsi que les flux thermiques instantanés injectés aux modèles thermiques. Cette force du palier est intégrée au modèle dynamique du rotor à ddl pour déterminer le niveau de la vibration synchrone. En outre, le balourd thermique est modélisé avec l’approche du défaut de la fibre neutre.

La simulation est effectuée à la vitesse 7500 tr/min juste avant la vitesse critique du premier mode de flexion pour maximiser la sensibilité de la vibration par rapport au balourd. Les températures initiales sont fixées à 50°C. Pendant les simulations, les amplitudes et les phases des vibrations synchrones au milan du palier hydrodynamique, ainsi que le champ de température à la surface du rotor sont enregistrés. Elles sont illustrées entre le **Figure 21** et la **Figure 26**.

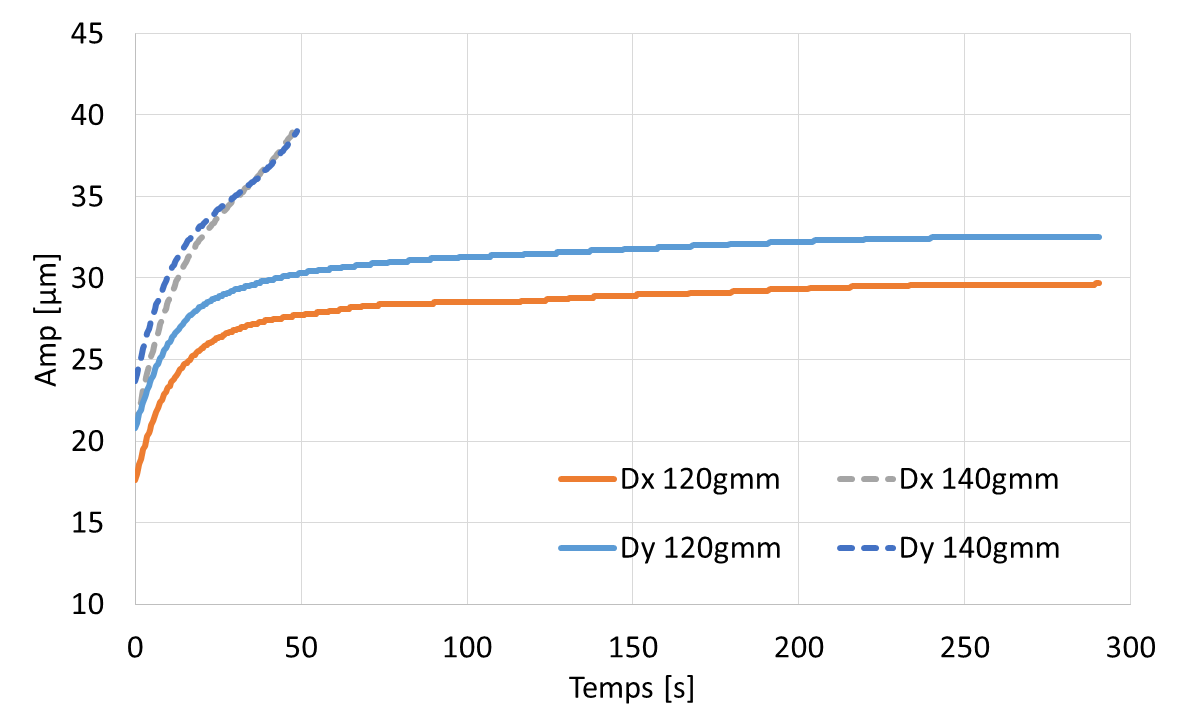


Figure 21 : Amplitude des vibrations synchrones au niveau du palier

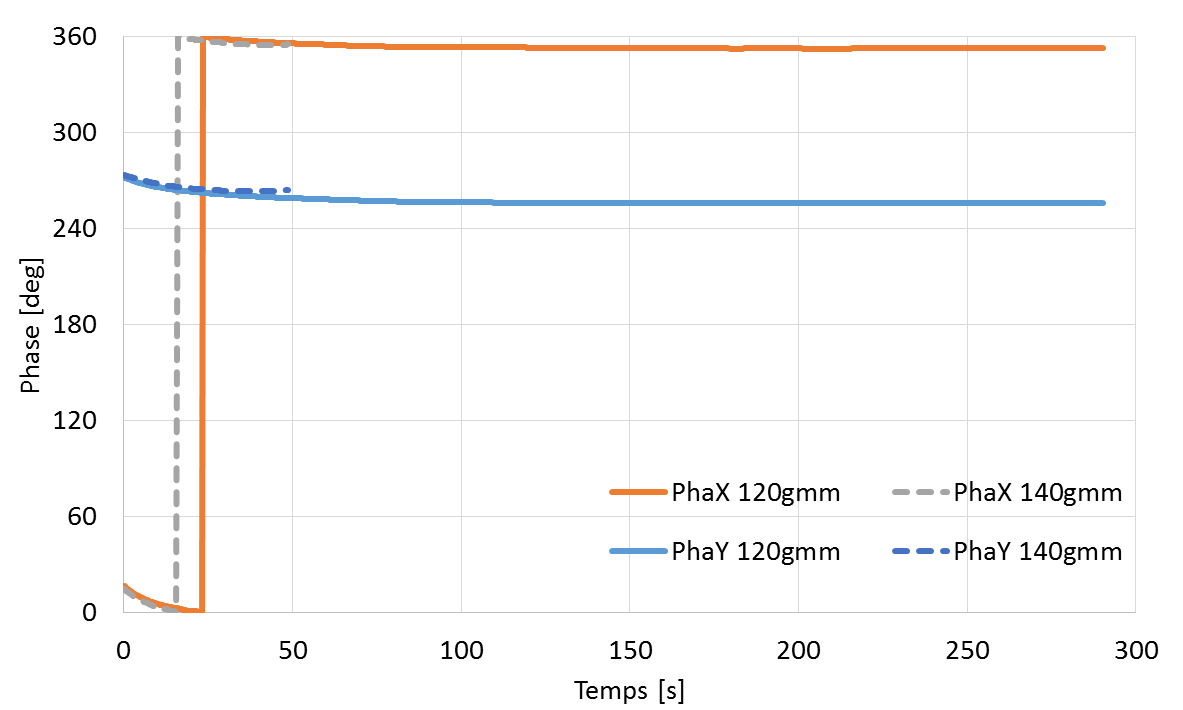


Figure 22 : Phases des vibrations synchrones au niveau du palier

Les résultats des vibrations synchrones sont illustrés à la **Figure 21** et à la **Figure 22.** Au début de la simulation, les amplitudes (radiales) provoquée par le balourd 120 g.mm est plus petite par rapport à celles du balourd 140g.mm. Au cours du temps, elles s’accroissent tous à cause de l’influence du balourd thermique généré et le changement de raideur du film lubrifiant à cause de l’évolution de la viscosité du fluide. Les vibrations synchrones avec ces deux balourds sont en phase pour raison que le rotor tourne à la même vitesse de rotation 7500 tr/min. Les changements des phases ne sont pas assez remarquables pour décrire la vibration synchrone. La trajectoire du balourd 120g.mm décrit toujours une ellipse et ses amplitudes se convergence dans le temps. Cependant, la trajectoire du balourd 140 g.mm devient de plus en plus circulaire et montre une augmentation divergente des amplitudes au bout de 40s, ce qui décrit l’instabilité des vibrations synchrones.

L’évolution des résultats thermiques sont montrée aux **Figure 24**, **Figure 25**, **Figure 23**. La température moyenne au rotor obtenue avec le balourd 140 g.mm s’accroit de manière instable et celle obtenue avec le balourd 120g.mm s’est stabilisée au cours du temps. Les courbes de la différence de la température à la surface du rotor suivent la même allure que celle des amplitudes de vibrations synchrones. La du balourd 120 g.mm tend vers 10 °C alors que celle obtenue avec le balourd 140 g.mm se diverge dans le temps et confirme le déclenchement de l’effet Morton instable.

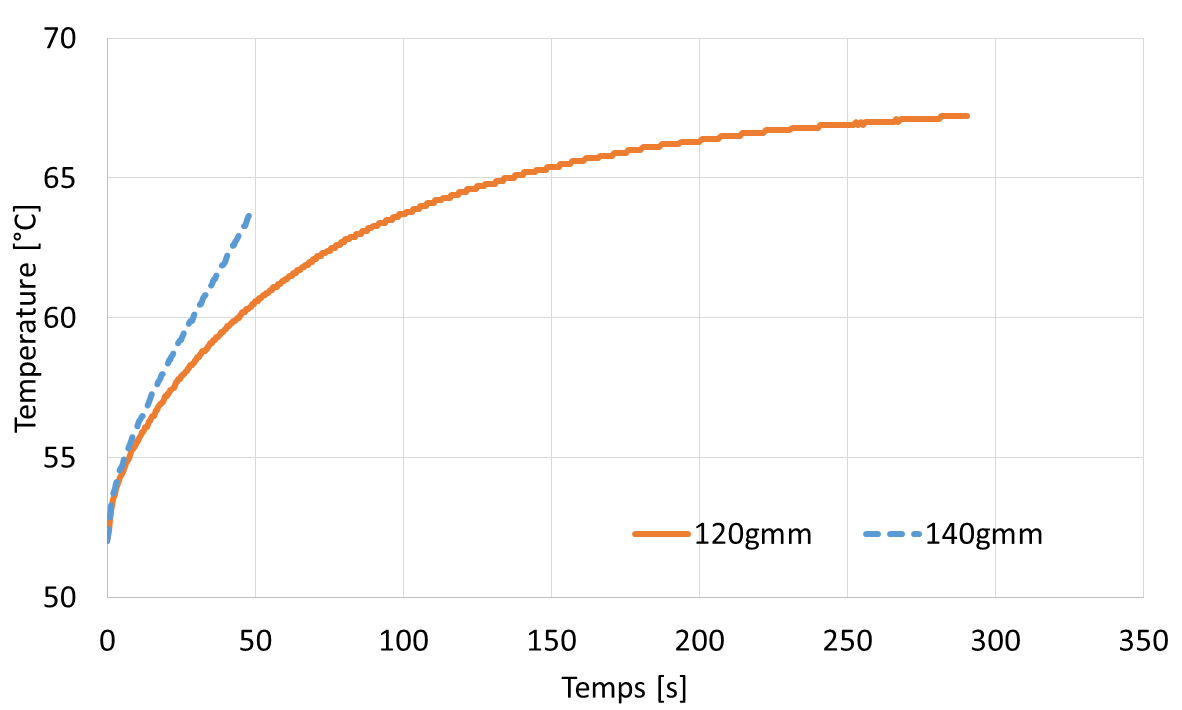


Figure 23 : Température moyenné à la surface du rotor dans le palier

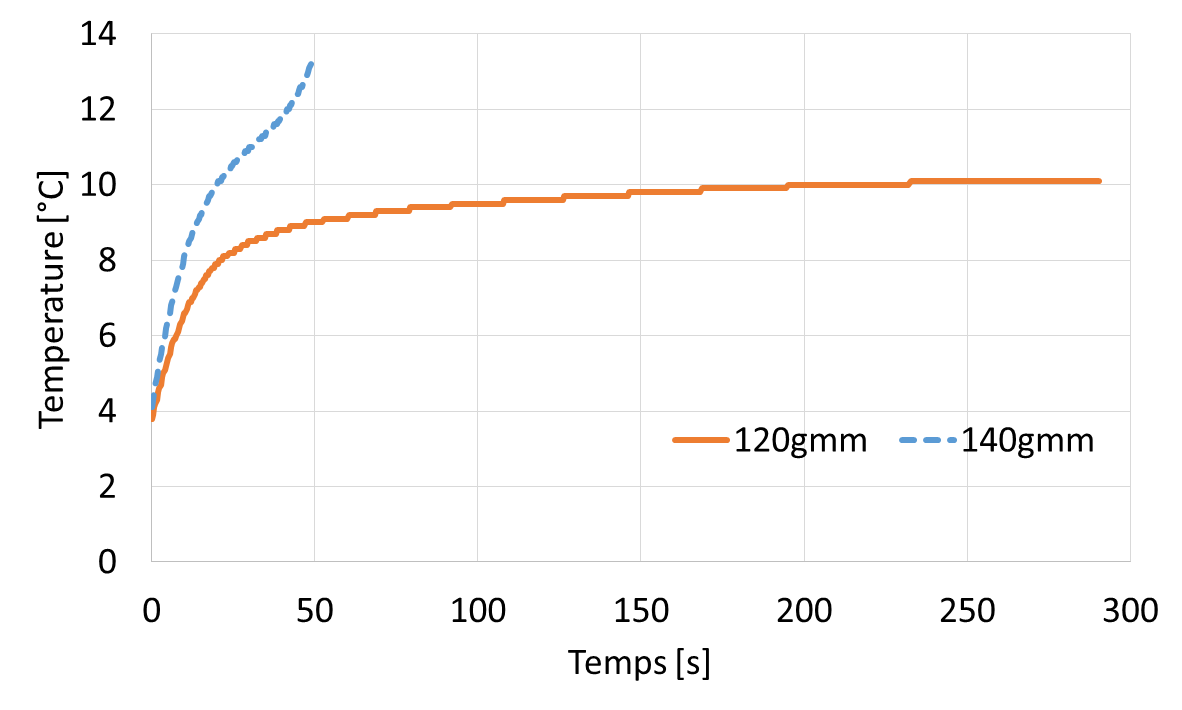


Figure 24 : Différence de la température au rotor au mi plan du palier

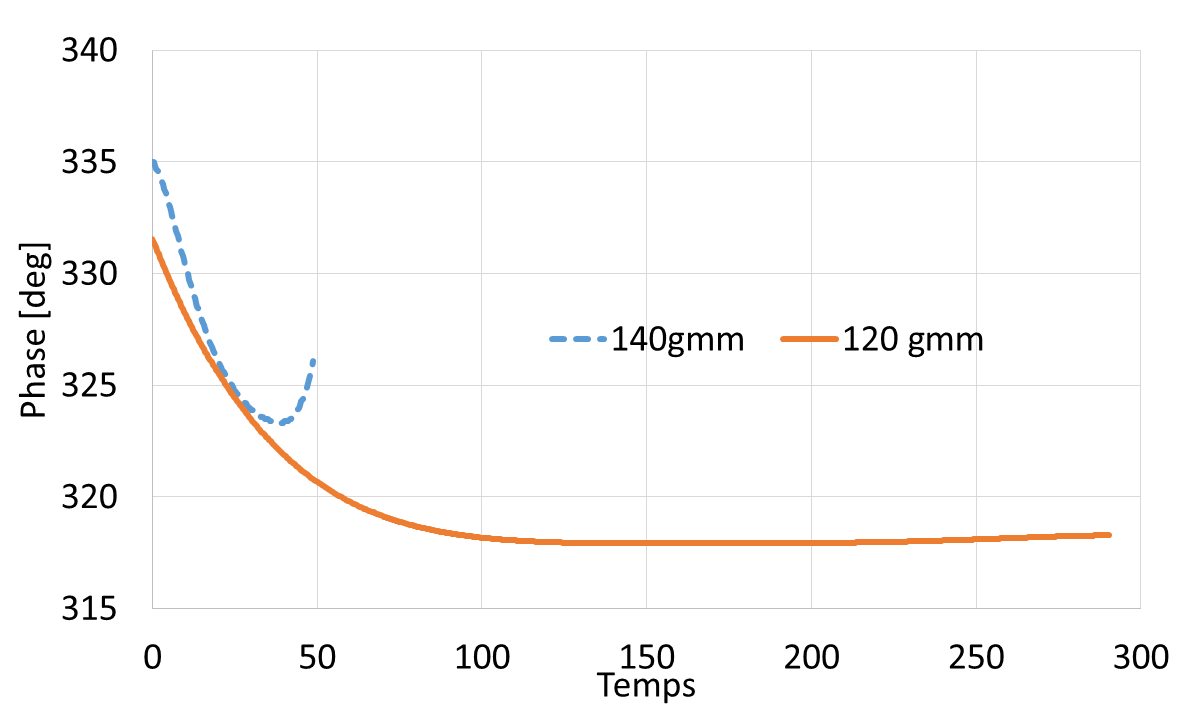


Figure 25 : Phase du point chaud dans la direction circonférentielle du rotor

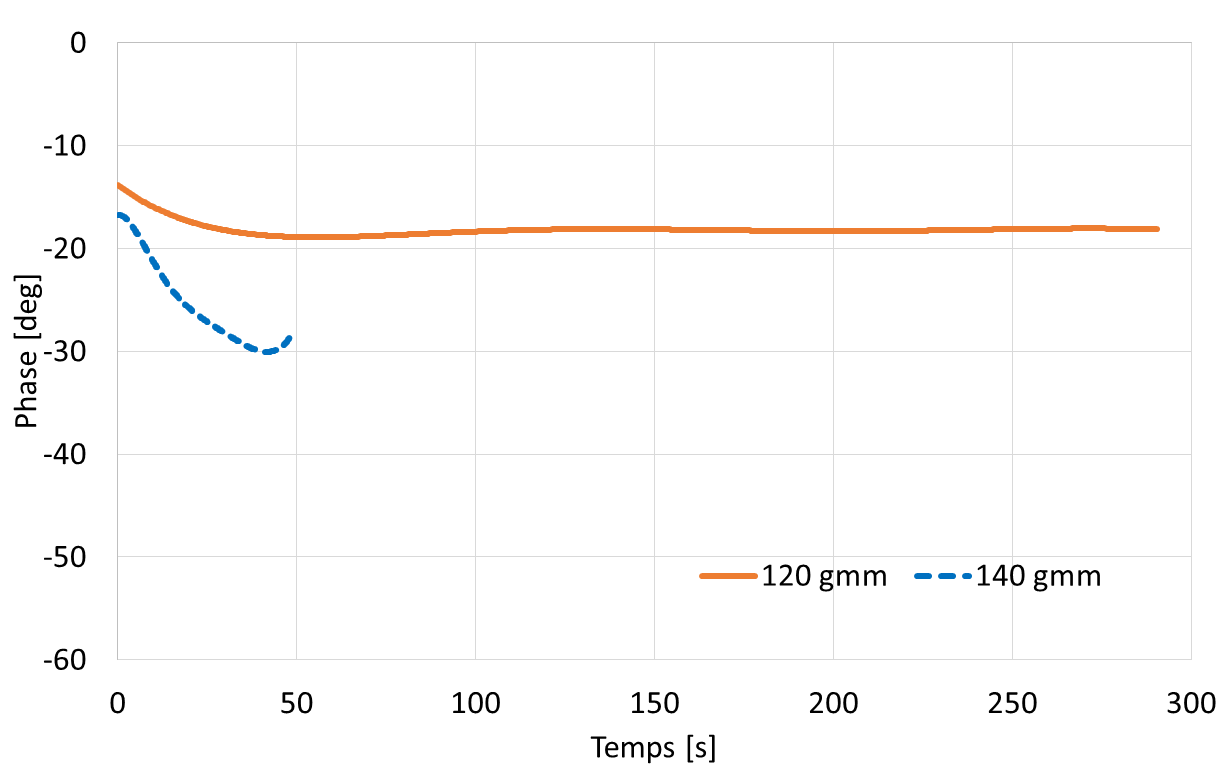


Figure 26 : Déphasage du point chaud par rapport au point haut

Malgré l’effet Morton instable mis en évidence avec le balourd 140 g.mm, les phénomènes de la vibration spirale et la vibration cyclique ne sont pas observé dans la simulation. L’origine de ces phénomènes devrait encore être clarifié et vérifié dans le futur.

# Conclusion

Ce chapitre a exposé le modèle complet de l’effet Morton et la stratégie du couplage entre les sous-modèles. Les simulations de l’effet Morton en régime transitoire ont été réalisées en se basant sur le BEM sous deux configurations de rotor. La comparaison des résultats numériques et expérimentaux obtenus sous la configuration du rotor 430 mm a pour but de valider le modèle complet de l’effet Morton, ainsi que ses sous-modèles. Grâce à la bonne cohérence des résultats sur le niveau de la vibration synchrone et le champ de température à la surface du rotor, les modèles numériques ont été validé. La validation autorise l’utilisation de ces outils numériques pour analyser la stabilité de l’effet Morton au chapitre 5. Néanmoins, le rotor 430mm se comporte seulement avec l’effet Morton stable. Afin de reproduire l’effet Morton instable, la deuxième configuration du rotor 700mm ont été proposée. Le résultat numérique obtenu avec un balourd de 140 g.mm a réussi à reproduire l’effet Morton instable. Ce résultat est cohérent avec la prédiction de l’instabilité de l’effet Morton en utilisant la méthode détaillée dans le chapitre 5.

# Annexe : Détermination du point haut

Lors de la vibration synchrone, le centre du rotor se déplace dans le palier hydrodynamique en suivant une trajectoire, qui est appelée "orbite synchrone". Cette orbite synchrone est parcourue par le centre du rotor à la même vitesse que la rotation propre du rotor, d’où vient l’adjective "synchrone". Le point haut (**PH**) est une position spécifique dans la direction circonférentielle à la surface du rotor où l’épaisseur du film correspondante est le minimum. Il peut être repéré en se référençant un marquage à la surface du rotor (keyphasor, repère du rotor, etc… ). Pour une orbite synchrone définie et en chaque point de l’orbite, le point haut se trouve toujours à l’extérieur de cette orbite. Il peut être déterminé à partir des relations géométriques présentées dans la suite.

Pour déterminer numériquement cette phase du point haut, on se concentre sur le plan médian du palier hydrodynamique, ce qui permet de réduire le problème en 2D. Ensuite, il est nécessaire d’introduire deux repères : un repère fixe lié au coussinet et un repère mobile attaché au rotor, voir la Figure 27. Le repère fixe est pour décrire la position du centre du rotor dans le palier et déterminer l’orbite synchrone, alors que le repère mobile sert à repérer le point haut grâce à la phase définie entre l’axe et le point haut. L’origine du repère fixe est donnée par le centre du coussinet (0, 0), alors que celle du repère mobile est définie par le centre du rotor. Les deux axes supplémentaires sont parallèles avec l’axe du repère fixe pour aider à la détermination de la phase du **PH**.

L’orbite synchrone peut être représentée par deux composants etdans la direction et.

|  |  |
| --- | --- |

Avec et les moyennes des déplacements sur et, qui donne le centre de l’orbite ; , et, les amplitudes et phases de la vibration synchrone ; est l’angle de rotation propre du rotor et il permet de créer l’orbite.

À la position initiale () de l’orbite synchrone, l’axe du repère mobile passe par l’axe. Un angle  entre l’axe et le vecteur à la surface du rotor est calculé pour caractériser le vecteur en partant l’axe.

|  |  |
| --- | --- |

Le fait de la vibration synchrone autour du centre de l’orbite, les points à la surface du rotor vont se déplacer de la même manière par rapport au. Ainsi, à la position sur l’orbite où l’épaisseur du film est le minimum (autrement dit, le module est le maximum), l’angle entre l’axe et le vecteur est encore. La phase du point haut est définie par la rotation du vecteur en partant l’axe. Elle peut être exprimée en Eq.6.

| Avec ; |  |
| --- | --- |

Il faut savoir la phase est définie entre. Si ce n'est pas le cas, des multiples de sont ajoutés ou soustraits pour s'assurer qu'ils se situent à l'intérieur de l’intervalle définie.

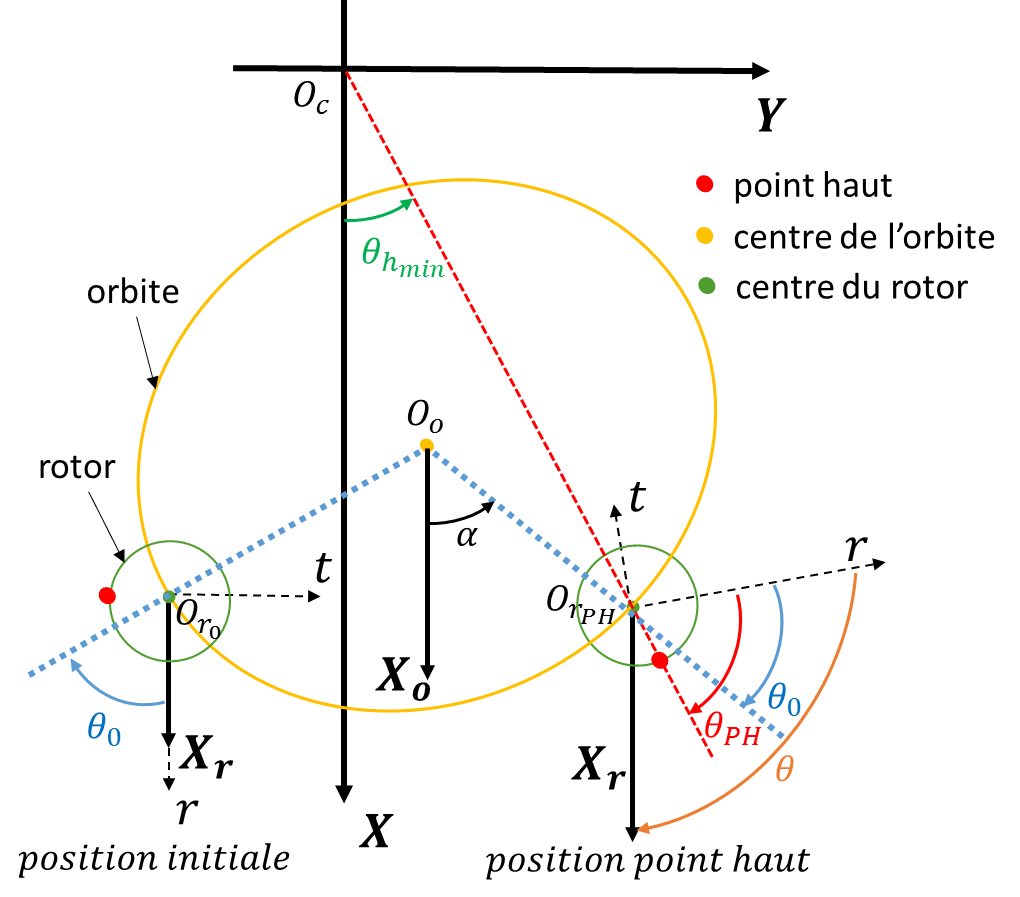


Figure 27 : relation géométrique pour déterminer le point haut à la surface du rotor