



HAL
open science

Vers une modélisation tridimensionnelle de l'usure des douilles d'aubes à calage variable

Myriam Harnafi, Pierre-Alain Boucard, Pierre-Alain Guidault, Christian
Paleczny

► **To cite this version:**

Myriam Harnafi, Pierre-Alain Boucard, Pierre-Alain Guidault, Christian Paleczny. Vers une modélisation tridimensionnelle de l'usure des douilles d'aubes à calage variable. Congrès Français de Mécanique 2022 - CFM 2022, Aug 2022, Nantes, France. hal-03806754

HAL Id: hal-03806754

<https://hal.science/hal-03806754>

Submitted on 8 Oct 2022

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.

Vers une modélisation tridimensionnelle de l'usure des douilles d'aubes à calage variable

M. HARNAFI^{a,b}, P-A. BOUCARD^a, P-A. GUIDAULT^a, C. PALE CZNY^b

a. Université Paris-Saclay, CentraleSupélec, ENS Paris-Saclay, CNRS,
LMPS - Laboratoire de Mécanique Paris-Saclay, 91190, Gif-sur-Yvette, France
{myriam.harnafi, pierre-alain.boucard, pierre-alain.guidault}@ens-paris-saclay.fr

b. Safran Group, Safran Aircraft Engines, site de Villaroche, 77550, Moissy-Cramayel, France
{myriam.harnafi, christian.paleczny}@safrangroup.com

Résumé :

En maintenance des turboréacteurs, l'usure des douilles d'aubes à calage variable est une problématique majeure nécessitant des moyens de prédiction adaptés. Placées dans un système complexe, le système VSV - (Variable Stator Vane), les douilles sont soumises à un chargement combiné et variable dans le temps. L'objet de cette étude est de prédire de manière fiable et rapide l'évolution de l'usure des douilles VSV en prenant en compte la complexité de la géométrie du système et du chargement. Cet article présente une formulation analytique tridimensionnelle de ce problème d'usure fortement non-linéaire résolu à l'aide de la méthode de Newton-Raphson.

Abstract :

The Variable Stator Vane bushings wear in turbojet engine maintenance is a significant problem requiring adapted models. The VSV bushings are located in a complex system and are exposed to combined and time-varying loadings. This study aims to predict the wear evolution of the VSV bushings, taking into account the complexity of the geometry of the system and the loadings with adapted computational time. This paper presents a three-dimensional analytical formulation of this highly nonlinear wear problem solved with the Newton-Raphson method.

Mots clefs : méthodes numériques, usure, palier lisse, aube à calage variable

Introduction

La prédiction de l'usure des composants des turbomachines est un enjeu majeur pour les constructeurs aéronautiques dans une optique d'extension de durée de vie. On s'intéresse ici à l'un des composants : les paliers lisses, également appelés « douilles », situés au coeur du dispositif de commande des pivots des aubes de redresseur à angle de calage variable, appelé système VSV (*Variable Stator Vane*) ou aubes à calage variable. Ces pièces d'usure fortement sollicitées thermo-mécaniquement assurent un guidage en

rotation de l'axe des aubes VSV. Ces dernières permettent d'ajuster en continu l'incidence du flux d'air sur les aubes de rotor des différents étages du compresseur (**Figure 1**). Une usure excessive peut entraîner des coûts de maintenance élevés en raison du démontage du compresseur, des baisses de performances du moteur par altération de la précision des angles des aubages et, dans les cas extrêmes, des risques de pompage du compresseur [2]. Ainsi, pour minimiser ces risques, il est nécessaire de disposer de moyens de prédiction d'usures de ces douilles, en particulier en phase de support en service.

Les douilles VSV sont soumises à un chargement combiné et variable dans le temps. Le chargement aérodynamique sur l'aube est couplé à un chargement oscillant dû à la variation de l'orientation des aubes. On distingue les grandes rotations de l'aube des petites rotations. Les grandes rotations surviennent lors des phases de changement significatif et rapide d'altitude et de vitesse tel qu'au cours des décollages, atterrissages et manœuvres complexes. Quant aux petites rotations, elles sont issues de l'optimisation en continu de l'orientation des aubes par un système d'asservissement, lors des petites variations d'altitude et de vitesse. Ainsi, c'est ce chargement qui est transmis aux douilles et qui crée de l'usure au niveau des zones de contact entre l'arbre et les douilles comme le montre le **Figure 1**.

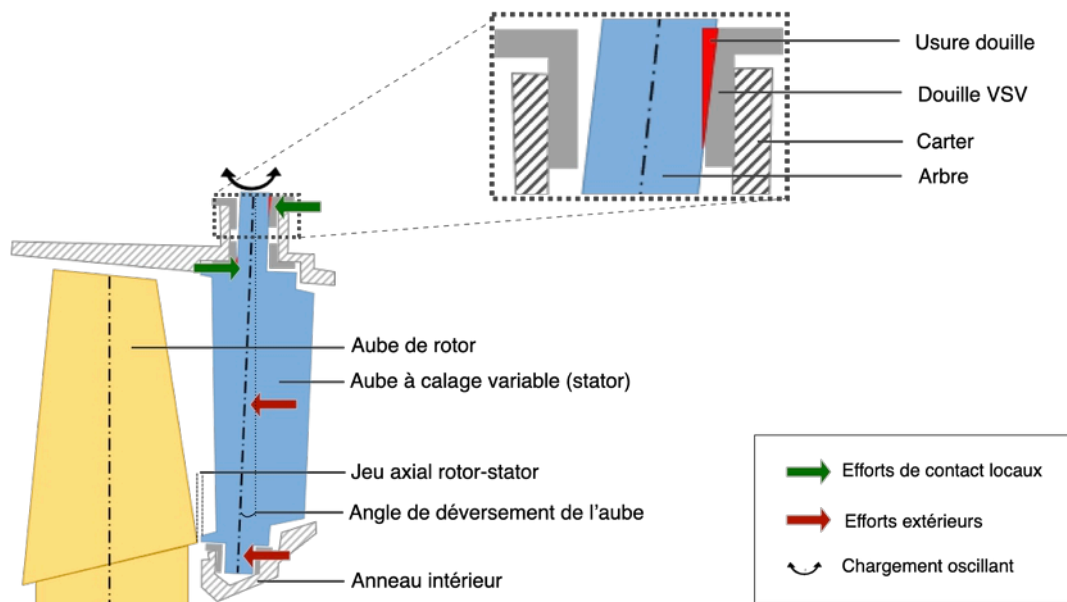


FIGURE 1 – Usure formée sur une douille d'aube à calage variable et le chargement appliqué à l'aube

La prédiction de cette usure est menée de manière complémentaire par des essais expérimentaux et des moyens numériques. Parmi les essais expérimentaux on distingue les essais sur bancs technologiques et les essais moteurs. Les premiers sont représentatifs du chargement thermo-mécanique sur une douille montée sur une aube simulacre. Ces essais permettent de tester de multiples matériaux et géométries de douilles mais ne rendent pas compte de l'impact du système et de l'usure des autres douilles montées sur l'aube. Les seconds sont réalisés en bout de chaîne dans le cadre d'une validation finale. Ils représentent davantage le chargement réel et le système complet mais sont extrêmement coûteux et complexes à mettre en oeuvre. Quant aux moyens numériques, différentes approches ont été développées antérieurement : des modèles analytiques simplifiés bidimensionnels [10] et tridimensionnels [3] pour l'estimation de la pression de contact et de l'usure appliqués au contact conforme, ainsi que des modèles éléments finis bidimensionnels [6] et tridimensionnels [8] [4] pour le calcul de la pression de contact

et de la profondeur d'usure. Les approches simplifiées présentent l'avantage d'être rapides et de donner des résultats satisfaisants par rapport à des machines d'essais d'usure, mais nécessitent des recalages pour prédire l'usure en environnement moteur. Les approches s'appuyant sur des modèles éléments finis apportent une précision accrue, néanmoins, elles sont trop coûteuses en vue de simuler des milliers de cycles.

L'enjeu de ce travail est donc de développer un modèle numérique de prédiction de l'usure des douilles du système VSV en environnement moteur de manière fiable et en des temps de calculs adaptés au prédimensionnement en bureau d'études. Ainsi, pour atteindre des temps de calculs adaptés, le modèle s'appuie sur une description globale analytique du problème. Aussi, pour prendre en compte l'évolution hors plan du chargement aérodynamique engendré par les grandes rotations, il est nécessaire de disposer d'un modèle tridimensionnel. Quant au chargement oscillant induit par les petites rotations, il est pris en compte par une hypothèse de petits glissements. Le modèle numérique est également placé sous l'hypothèse des solides rigides indéformables où les zones de contact s'usent selon une loi de d'usure de type Archard. Cela conduit à la résolution d'un problème d'évolution à fortes non-linéarités appliqué à un système multicorps soumis à des chargements variables et combinés.

Ce problème de contact avec usure est d'abord abordé pour un palier lisse en 3D. Une démarche classique de passage local-global est utilisée et le problème non-linéaire qui en découle est résolu par la méthode de Newton-Raphson. Une configuration initiale du redresseur déterminée en fonction des jeux et des positions relatives des pièces permet d'initialiser le processus itératif et d'assurer la convergence dans les cas traités. La démarche globale menée pour la résolution de ce problème est présentée dans la **Figure 2**. Une première validation pour un cas de chargement plan est réalisée par la confrontation du modèle proposé à un outil de dimensionnement limité au 2D développé par Safran Aircraft Engines. Une extension du modèle pour un système à plusieurs douilles sera ensuite proposée. La validation du modèle complet en perspective s'appuiera dans un premier temps sur des résultats issus d'essais sur bancs technologiques, puis dans un second temps sur des résultats issus d'essais moteur et de données de retour de flotte.

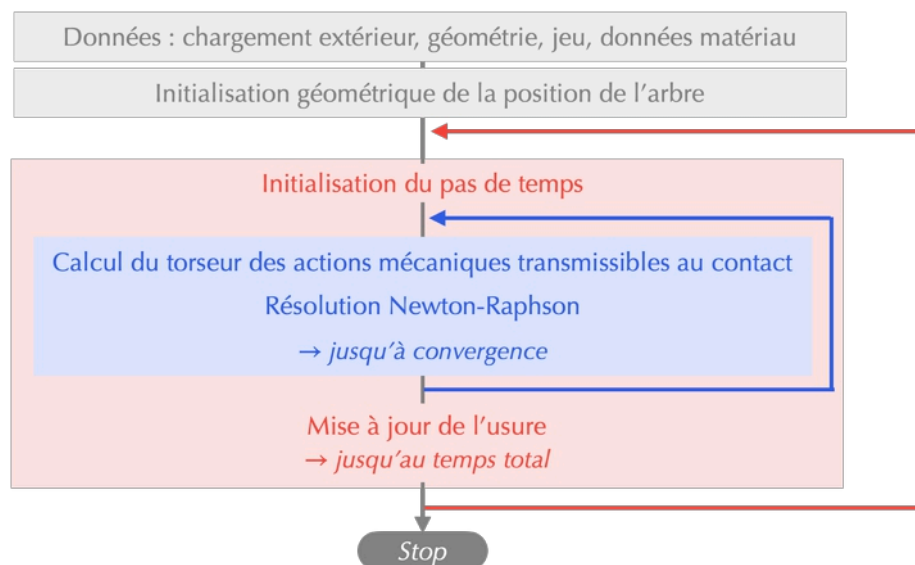


FIGURE 2 – Démarche de résolution du problème d'usure appliqué au contact aube-douille

1 Modèle d'usure d'Archard

Le modèle d'Archard développé en 1953 [1] est le modèle d'usure le plus couramment utilisé aujourd'hui. La formulation classique permet d'exprimer le volume usé V_u en fonction du chargement normal N et de la distance de glissement totale relative L entre les deux surfaces selon la relation suivante :

$$V_u = k N L \quad (1)$$

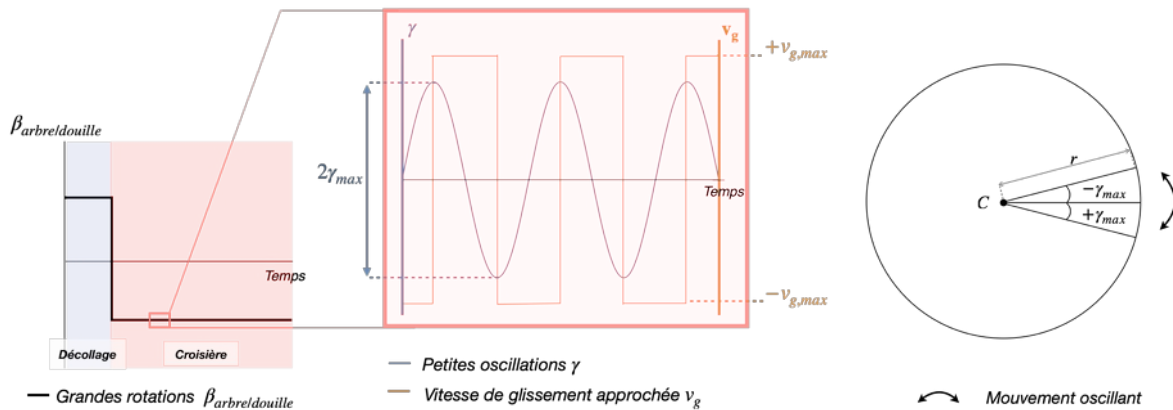
Avec k la vitesse d'usure, exprimée en $[mm^3.J^{-1}]$.

La formulation incrémentale de la loi d'Archard présentée par [9] permet de relier l'incrément de la profondeur d'usure $\Delta u = u(t) - u(t-\Delta t)$ par :

$$\frac{\Delta u}{\Delta t} = k p v_g \quad (2)$$

Avec p la pression, v_g la vitesse de glissement, et Δt l'incrément de temps.

La vitesse de glissement réelle décrivant le mouvement oscillatoire associé aux petites rotations induites par l'asservissement en position de l'aube est complexe. On peut supposer, en première approximation, que celle-ci est de forme sinusoïdale d'amplitude $v_{g,max}$ et de fréquence f_{Hz} . Par ailleurs, l'amplitude du mouvement oscillant γ_{max} étant très faible, de l'ordre de $\pm 1[deg]$, on suppose, dans un souci de simplification supplémentaire, que la vitesse de glissement au contact suit la forme d'un signal carré si bien que $|v_g| = v_{g,max}$ (cf. **Figure 3(a)**).



(a) Grandes rotations de l'arbre et zoom sur les petites oscillations dues à l'asservissement et sur la vitesse de glissement approchée v_g en fonction du temps (b) Petites oscillations de demi-angle de débattement γ_{max}

FIGURE 3 – Rotations de l'arbre au cours d'un cycle de vol et approximation sur la vitesse de glissement associée

La loi de comportement locale issue de la loi d'usure d'Archard qui relie le champ de pression local au point M de la surface de contact à la profondeur d'usure au cours d'un incrément de temps s'écrit alors :

$$p(M) = \frac{\Delta u}{k v_{g,max} \Delta t} \quad (3)$$

On introduit le paramètre d'usure qui relie la pression locale et la profondeur d'usure par la relation :

$p(M) = \frac{1}{P_u} \Delta u$. Le paramètre d'usure s'écrit alors $P_u = k v_{g,max} \Delta t$, et on exprime la vitesse d'usure k en fonction du paramètre de cinétique d'usure Γ , en $[mm^3.J^{-1}]$, et du coefficient de frottement équivalent μ_e tel que $k = \Gamma \mu_e$. Ces paramètres sont déterminés expérimentalement par des essais tribologiques [7] pour un couple de matériaux donné. Quant à la vitesse de glissement $v_{g,max}$, elle s'écrit en fonction du demi-angle de débattement γ_{max} , du rayon de l'arbre r et de la fréquence du chargement oscillant f_{Hz} :

$$v_{g,max} = \frac{L}{T} = \frac{r \ 4\gamma_{max}}{T} = r \ 4\gamma_{max} f_{Hz} \quad (4)$$

En effet, sur une période de temps T , le glissement est de 4 fois le demi-angle de débattement γ_{max} multiplié par le rayon de l'arbre r (cf. **Figure 3(b)**).

Ainsi, sous l'hypothèse d'une vitesse de glissement constante en norme et d'un chargement constant par incrément de temps, la formulation adaptée de la loi d'Archard permet de prendre en compte la contribution du chargement oscillant à travers la loi d'usure. Cette loi de comportement relie le champ de pression à la variation d'usure à l'aide du paramètre d'usure tel que :

$$p(M) = \frac{\Delta u}{P_u} \quad \text{avec} \quad P_u = \Gamma \mu_e \ 4r \gamma_{max} \ f_{Hz} \ \Delta t \quad (5)$$

2 Formulation analytique tridimensionnelle du problème d'usure

La description analytique globale du problème d'usure associé à la liaison arbre-douille commence par la formulation du problème de contact associé à cette liaison selon la démarche illustrée en **Figure 4**. Ainsi, pour exprimer les efforts locaux aux points décrits par un torseur des actions mécaniques transmissible par la liaison, on écrit en premier les déplacements relatifs locaux et interpénétrations à partir du torseur des petits déplacements de la liaison. Ensuite, l'usure est implémentée à travers la relation de comportement locale ainsi que la prise en compte de l'évolution de l'interpénétration des solides au cours du temps.



FIGURE 4 – Démarche pour la formulation analytique globale du problème : méthode directe

2.1 Du torseur des petits déplacements au déplacement normal

Pour représenter le champ des petits déplacements relatifs entre la douille et l'arbre de l'aube, considérés comme deux solides rigides, on définit classiquement le torseur suivant au temps t , tel que le point O est le centre du guidage en rotation en position initiale. Sous l'hypothèse des solides rigides avec

déformation élastique uniquement au contact, cette représentation est possible pour des déplacements relatifs infiniment petits. On écrit ainsi le torseur des petits déplacements tel que :

$$\{\mathcal{D}_{(arbre/douille)}\} = \left\{ \begin{array}{l} \vec{\alpha}_{(arbre/douille)} \\ \vec{d}_{(O,arbre/douille)} \end{array} \right\}_O \quad (6)$$

On projette les éléments de réduction dans le repère fixe $\mathcal{R}_0 = (O; \vec{x}_0, \vec{y}_0, \vec{z}_0)$, associé à la douille :

$$\{\mathcal{D}_{(arbre/douille)}\} = \left\{ \begin{array}{l} \vec{\alpha}_{(arbre/douille)} = \alpha_x \vec{x}_0 + \alpha_y \vec{y}_0 \\ \vec{d}_{(O,arbre/douille)} = d_x \vec{x}_0 + d_y \vec{y}_0 \end{array} \right\}_{(O,\mathcal{R}_0)} \quad (7)$$

Afin de déterminer le déplacement d'un point appartenant à la zone de contact, on commence par définir le déplacement du centre C_0 d'une section de l'axe (O, \vec{z}_0) illustrée en **Figure 5** :

$$\begin{aligned} \vec{d}_{(C_0,arbre/douille)} &= \vec{d}_{(O,arbre/douille)} + \overrightarrow{C_0O} \wedge \vec{\alpha}_{(arbre/douille)} \\ &= (d_x + z \alpha_y) \vec{x}_0 + (d_y - z \alpha_x) \vec{y}_0 \end{aligned}$$

On introduit l'angle $\Phi(z)$ par :

$$\Phi(z) = \begin{cases} \arctan\left(\frac{d_y - z \alpha_x}{d_x + z \alpha_y}\right) \\ \pi + \arctan\left(\frac{d_y - z \alpha_x}{d_x + z \alpha_y}\right) \end{cases} \quad \text{tel que } \cos \Phi = \frac{d_x + z \alpha_y}{e(z)} \text{ et } \sin \Phi = \frac{d_y - z \alpha_x}{e(z)} \quad (8)$$

Où $e(z) = \sqrt{(d_x + z \alpha_y)^2 + (d_y - z \alpha_x)^2} \geq 0$. Ce qui permet de réécrire :

$$\vec{d}_{(C_0,arbre/douille)} = e(z) (\cos \Phi \vec{x}_0 + \sin \Phi \vec{y}_0) = e(z) \vec{x} \quad (9)$$

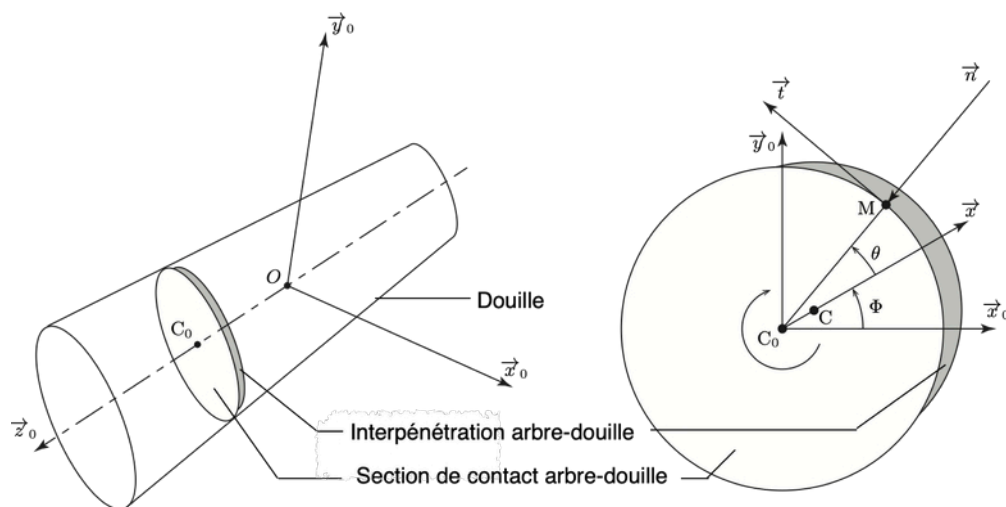


FIGURE 5 – Paramétrage de la section de contact arbre-douille

On projette le déplacement sur la normale rentrante au point courant $M(\theta, z)$ en coordonnées polaires, qui se découpe en deux parties :

$$\vec{d}_{(M, \text{arbre}/\text{douille})} \cdot \vec{n}(M) = -(g(M) + g_0(M)) \quad (10)$$

où $g(M)$ correspond à l'interpénétration virtuelle de l'arbre et la douille (**Figure 5**), et $g_0(M)$ la distance initiale suivant la normale entre les deux surfaces en contact. Le déplacement local d'un point M (**Équation 10**) de la surface de contact selon la normale au contact $\vec{n}(M)$ s'écrit alors :

$$\begin{aligned} g(M) + g_0(M) &= -\vec{d}_{(M, \text{arbre}/\text{douille})} \cdot \vec{n}(M) \\ &= \left(\vec{d}_{(M, \text{arbre}/\text{douille})} + \overrightarrow{MC}_0 \wedge \vec{\alpha}_{(\text{arbre}/\text{douille})} \right) \cdot \vec{e}_r(M) \\ &= \left(\vec{d}_{(C_0, \text{arbre}/\text{douille})} - R\vec{e}_r(\theta) \wedge \vec{\alpha}_{(\text{arbre}/\text{douille})} \right) \cdot \vec{e}_r(\theta) \\ &= e(z) \cos \theta \end{aligned}$$

Ainsi, $g(\theta, z)$ se réduit à :

$$g(\theta, z) = e(z) \cos \theta - g_0(\theta, z) \quad (11)$$

2.2 Torseur des efforts transmissibles par la liaison

La densité d'effort surfacique définie comme l'action de contact locale entre l'arbre et la douille en tout point de la surface de contact se découpe selon une composante tangentielle suivant $\vec{t}(M)$ et une composante normale suivant $\vec{n}(M)$, telle que :

$$\vec{f}_{\text{douille} \rightarrow \text{arbre}}(M) = p(M) \vec{n}(M) + \tau(M) \vec{t}(M) \quad \text{avec} \quad \vec{t}(M) \cdot \vec{n}(M) = 0 \quad (12)$$

La répartition de la pression normale, $p(M)$, est définie par la loi de comportement locale au contact (**Équation 5**), et la composante tangentielle, $\tau(M)$ est définie par le modèle de Coulomb.

Ainsi, le torseur des actions mécaniques de contact de l'arbre sur la douille s'écrit en intégrant les actions locales sur toute la surface de la douille :

$$\left\{ \mathcal{T}_{(\text{douille} \rightarrow \text{arbre})} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \vec{R}_{(\text{douille} \rightarrow \text{arbre})} = \iint_S p(M) \vec{n}(M) + \tau(M) \vec{t}(M) \, dS \\ \vec{M}_{(O, \text{douille} \rightarrow \text{arbre})} = \iint_S \overrightarrow{OM} \wedge (p(M) \vec{n}(M) + \tau(M) \vec{t}(M)) \, dS \end{array} \right\}_O \quad (13)$$

2.3 Prise en compte de l'usure

L'usure est prise en compte à travers la définition de la répartition de la pression normale au contact ; il s'agit de la loi de comportement obtenue à l'**Équation 5**. La variation d'usure Δu correspond à l'interpénétration de l'arbre et de la douille entre deux pas de temps. On identifie l'incrément de la profondeur

d'usure, Δu_t au temps t , à l'incrément de la partie positive du saut à l'instant t :

$$\Delta u(\theta, z)_t = \langle g(\theta, z)_t \rangle_+ \quad (14)$$

où :

$$g(\theta, z)_t = e(z)_t \cos \theta - g_0(\theta, z)_t \quad (15)$$

Le "jeu" à l'instant t , $g_0(\theta, z)_t$ est alors égal au demi-jeu diamétral augmenté de l'usure au pas précédent :

$$g_0(\theta, z)_t = \frac{j}{2} + u_{(t-\Delta t)} \quad (16)$$

3 Résolution

On écrit l'équilibre du système qui résulte de la différence entre les efforts locaux définis à partir de l'usure (*cf.* **Équation 13**), et les actions mécaniques externes connues. Ce problème est un problème non-linéaire où l'inconnue est la position courante définie à partir du torseur des petits déplacements et de l'usure. On résout classiquement ce problème par la méthode de Newton-Raphson qui consiste à minimiser itérativement le résidu de cette équation à chaque instant. Cette résolution correspond à la résolution du problème inverse où l'on cherche le torseur des actions transmissibles qui équilibrent le chargement extérieur ; le problème direct étant celui décrit par la **Figure 4** et ayant permis la formulation analytique globale du problème.

La méthode de Newton-Raphson est une méthode robuste de résolution de problèmes non-linéaires nécessitant néanmoins une initialisation de la solution suffisamment précise pour permettre une convergence rapide. Ainsi, au premier pas de temps, la solution est initialisée par une estimation géométrique de la position de l'arbre par rapport à la douille de sorte à ce que l'arbre et la douille soient en interpénétration pour permettre une transmission des efforts. De manière similaire, aux pas de temps suivants, la position de l'arbre est initialisée à l'aide de la solution au pas de temps précédent avec une interpénétration définie par la variation ϵ_D de la configuration courante.

L'algorithme de résolution du problème d'usure appliqué au contact d'une douille avec l'arbre de l'aube à calage variable est détaillé dans l'**Algorithme 1** en simplifiant les notations. On notera :

- le torseur des petits déplacements : $\{\mathcal{D}_{(arbre/douille)}\} \rightarrow \{\mathcal{D}\}$,
- le torseur des effort locaux au contact : $\{\mathcal{T}_{(douille \rightarrow arbre)}\} \rightarrow \{\mathcal{T}\}$.

Les indices appliqués à une grandeur X correspondent au pas de temps considéré, tel que X_t , et les exposants à l'itération de résolution Newton-Raphson, tel que X^i .

Entrées : Géométrie, jeu, paramètres matériaux, chargement extérieur $\{\mathcal{T}_{ext}\}$, temps total simulé et incrément de temps

Sorties : Évolution de l'usure et de la pression de contact

Initialisation géométrique : $\{\mathcal{D}\}_1^1; u_0 = 0$;

tant que $t < \text{temps total}$ **faire**

Initialisation du pas de temps : $\{\mathcal{D}\}_{t>1}^1 = (1 + \epsilon_D) \{\mathcal{D}\}_{t-\Delta t}$;

Saut initial : $g_0(\theta, z)_t = \frac{j}{2} + u_{t-\Delta t}$;

tant que *le résidu* $\{\mathcal{R}\}_t^i < \epsilon_c$ **faire**

Saut : $g(\theta, z; \{\mathcal{D}\}_t^i) = e(z; \{\mathcal{D}\}_t^i) \cos \theta - g_0(\theta, z)_t$;

Variation d'usure : $\Delta u_t^i = \langle g(\theta, z; \{\mathcal{D}\}_t^i) \rangle_+$;

Efforts et moments locaux : $\{\mathcal{T}\}_t^i = \int_S f(\Delta u_t^i) dS$;

Résidu : $\{\mathcal{R}\}_t^i = \{\mathcal{T}\}_t^i - \{\mathcal{T}_{ext}\}_t$;

Jacobien : $\mathbf{J}_t^i = \frac{\partial \{\mathcal{T}\}_t^i}{\partial \{\mathcal{D}\}_t^i}$;

Résolution : $\mathbf{J}_t^i \{\Delta \mathcal{D}\}_t^i = -\{\mathcal{R}\}_t^i$;

Correction de la solution : $\{\mathcal{D}\}_t^{i+1} = \{\mathcal{D}\}_t^i + \{\Delta \mathcal{D}\}_t^i$;

fin

Solution du pas de temps : $\{\mathcal{D}\}_t$;

Actualisation de l'usure : $u_t = \Delta u_t + u_{t-\Delta t}$.

fin

Algorithme 1 : Algorithme de résolution du problème d'usure 3D appliqué au contact arbre-douille

Le calcul du jacobien nécessite de multiples opérations d'intégration en coordonnées polaires très coûteuses. Le jacobien est estimé numériquement par différences finies, ce qui correspond au coût de calcul équivalant à 4 fois l'estimation d'un résidu (en lien avec les 4 paramètres géométriques). Pour éviter ces calculs, une estimation analytique du jacobien est possible si l'on considère le problème sans usure. Un développement de l'**Équation 13** par intégration analytique est possible par la détermination de la zone de contact de manière exacte. Ce calcul est réalisé à l'aide d'un logiciel de calcul formel [5] et n'est pas détaillé ici. L'expression du jacobien analytique obtenue est utilisée dans l'algorithme, ce qui minimise son coût de calcul et revient à une méthode de Newton-Raphson où la direction de recherche est approximée sans prendre en compte l'usure.

4 Résultats numériques

Le code décrivant le problème d'usure formulé en 3D pour une douille est implémenté sous *Mathematica* [5] et exploite les capacités de calcul formel du logiciel. Pour valider l'implémentation, les résultats en termes d'usure maximale et de pression de contact maximale ont été comparés à l'outil de prédimensionnement, limité au 2D, interne à Safran pour une configuration au chargement plan sur un cycle de 100 heures. La comparaison montre une très bonne concordance des résultats avec des écarts moyens inférieurs à 0.1%.

Cet outil a notamment pour utilité de tester de multiples configurations afin de sélectionner la plus adaptée, soit, celles induisant la pression de contact maximale la plus basse. Ainsi, on présente ici une étude paramétrique en faisant varier la valeur du jeu arbre-douille. On affiche l'évolution de l'usure maximale (**Figure 6**) et de la pression de contact maximale (**Figure 7**) associée à chaque configuration :

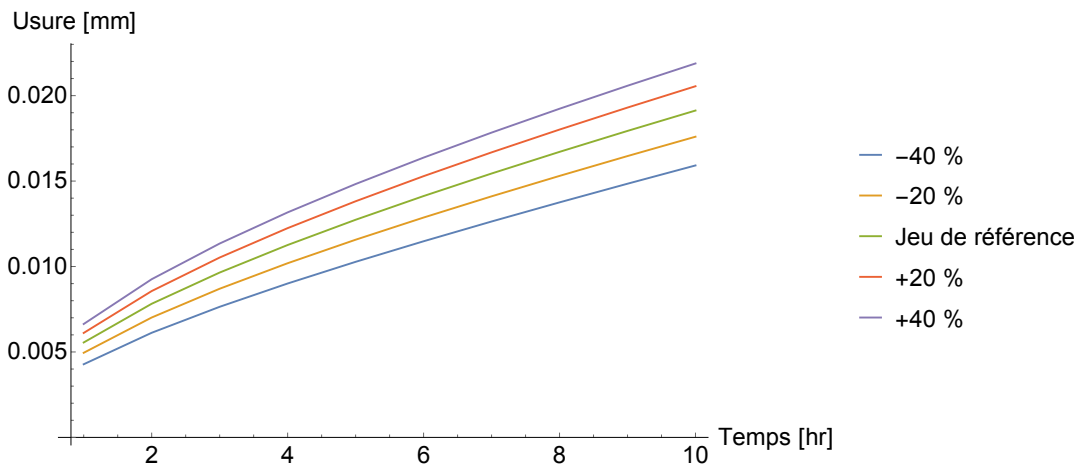


FIGURE 6 – Évolution de l'usure maximale en fonction du temps pour différentes valeurs de jeu

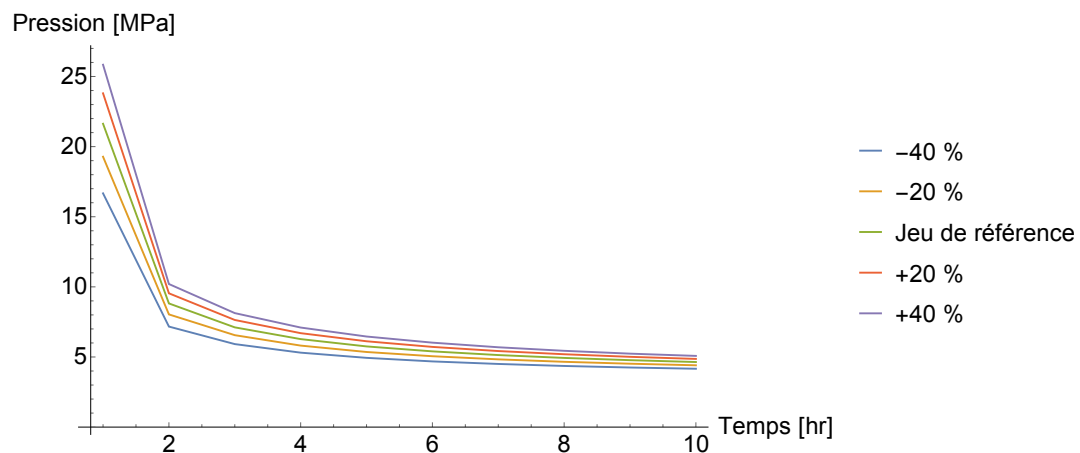


FIGURE 7 – Évolution de la pression de contact maximale en fonction du temps pour différentes valeurs de jeu

Par ailleurs, on peut visualiser l'usure (**Figure 8**) et le champ de pression (**Figure 9**) sur l'ensemble de la douille et son évolution au cours du temps. Ces valeurs sont représentées dans le repère de coordonnées polaire tel que θ correspond à la circonférence de la douille et z à la longueur de la douille.

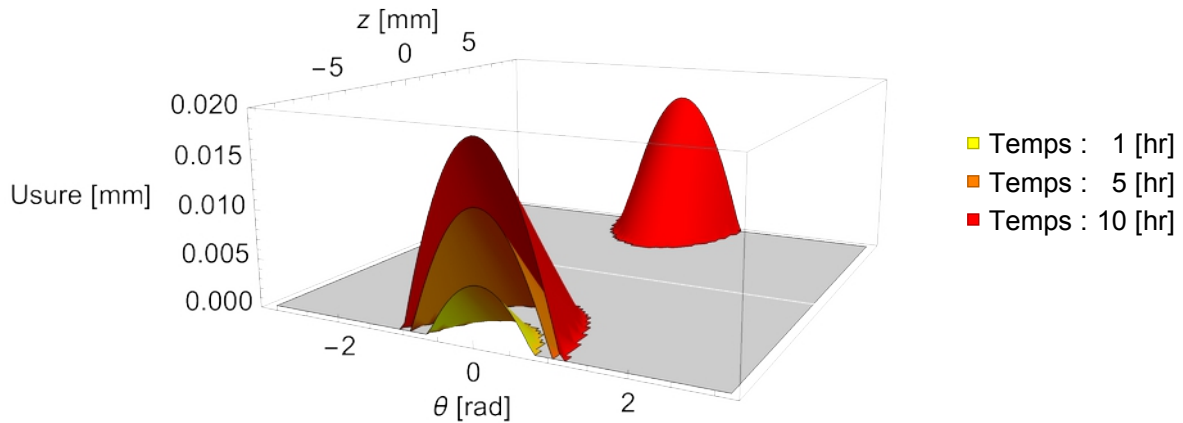


FIGURE 8 – Évolution tridimensionnelle de l'usure au cours du temps pour le jeu de données de référence

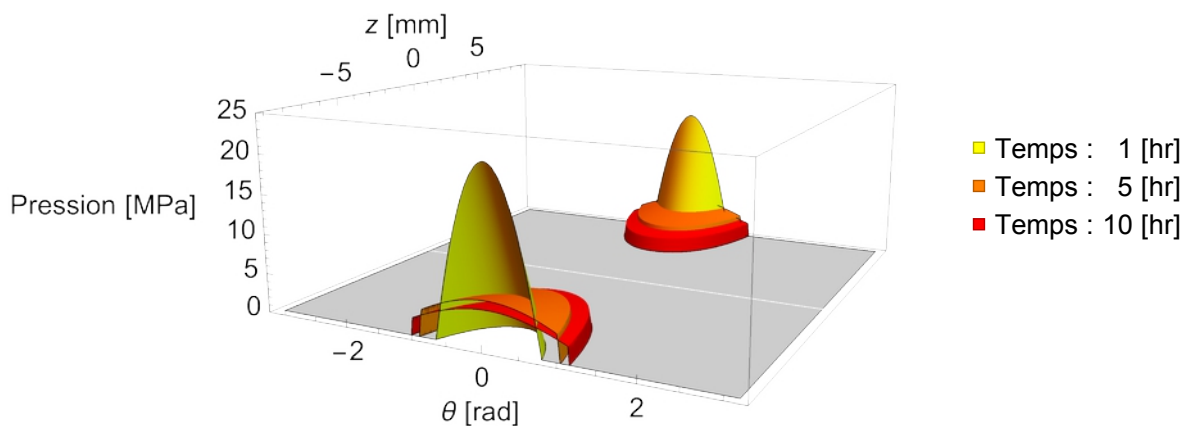


FIGURE 9 – Évolution tridimensionnelle de la pression de contact au cours du temps pour le jeu de données de référence

Conclusion

Cet article présente les travaux qui ont permis d'aboutir à un outil 3D de prédiction de l'usure des douilles d'aubes à calage variable. Basé sur une formulation générale analytique tridimensionnelle, il permet de prendre en compte le chargement aérodynamique et le chargement oscillant dû aux petites et aux grandes rotations induites par la régulation de l'orientation des aubes. En effet, une écriture adaptée de la relation de comportement locale permet de rendre compte du chargement oscillant induit par les petites rotations à partir de la loi d'Archard. Quant au chargement aérodynamique dont l'orientation varie en raison des grandes rotations appliquées à l'aube, la formulation tridimensionnelle présentée de ce problème d'usure permet sa prise en compte. Enfin, les résultats obtenus à partir de l'algorithme

développé et implémenté sous *Mathematica* concordent bien avec les résultats issus d'un outils de pré-dimensionnement 2D interne à Safran pour une configuration bidimensionnelle. L'outil permet notamment de suivre l'évolution du profil d'usure et des pressions de contact et est formulé en 3D.

L'outil développé pour le contact d'une douille avec l'arbre d'une aube à calage variable, il sera étendu au calcul multidouilles prenant en compte les arrêts axiaux imposés par le système. La variation de l'orientation des efforts aérodynamiques rendue possible par une formulation tridimensionnelle sera également testée. Par ailleurs, des méthodes d'accélération du temps de calcul seront étudiées par l'exploitation de stratégies de calcul du jacobien, notamment à partir du jacobien analytique. À plus long terme, de nouveaux moyens expérimentaux ainsi que des données de retour de flotte seront exploités afin de valider l'outil développé pour davantage de configurations.

Références

- [1] J. F. ARCHARD : Contact and Rubbing of Flat Surfaces. *Journal of Applied Physics*, 24(8):981–988, 1953.
- [2] ATSB : Powerplant/propulsion event Launceston aerodrome – 20 August 2009. Transport Safety Report, Australian Transport Safety Bureau, Australia, 2010.
- [3] Shuai CHENG, Xianghui MENG, Rui LI, Ruichao LIU et Rui ZHANG : A rough surface damping contact model and its application in spatial variable stator vane mechanism with dry friction joint. Rapport technique, mars 2021.
- [4] CHRISTIAN PALECZNY, ANNA SELVI et EROS GABELLINI : 3D Kinematics Study with SAMCEF MECANO Motion on a nozzle of a turbojet engine - Pre and post- processing in SAMCEF Field. page 9, France, 2003.
- [5] Wolfram Research, INC. : Mathematica, Version 13.0.0. Champaign, IL, 2021.
- [6] Saad MUKRAS, Nam H. KIM, Nathan A. MAUNTLER, Tony SCHMITZ et W. Gregory SAWYER : Comparison Between Elastic Foundation and Contact Force Models in Wear Analysis of Planar Multi-body System. *Journal of Tribology*, 132(3):031604, juillet 2010.
- [7] Loïc SALLES : *Étude de l'usure par fretting sous chargements dynamiques dans les interfaces frottantes : application aux pieds d'aubes de turbomachines*. Thèse de doctorat, École Centrale de Lyon, 2011.
- [8] Adrian A. SCHMIDT, Timo SCHMIDT, Oliver GRABHERR et Dirk BARTEL : Transient wear simulation based on three-dimensional finite element analysis for a dry running tilted shaft-bushing bearing. *Wear*, 408-409:171–179, août 2018.
- [9] Yahong XUE, Jigang CHEN, Sumin GUO, Qingliang MENG et Junting LUO : Finite element simulation and experimental test of the wear behavior for self-lubricating spherical plain bearings. *Friction*, 6(3):297–306, septembre 2018.
- [10] Aibin ZHU, Shengli HE, Jianwei ZHAO et Wencheng LUO : A nonlinear contact pressure distribution model for wear calculation of planar revolute joint with clearance. *Nonlinear Dynamics*, 88(1):315–328, avril 2017.