



Mise en garde

La bibliothèque du Cégep de l'Abitibi-Témiscamingue et de l'Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue (UQAT) a obtenu l'autorisation de l'auteur de ce document afin de diffuser, dans un but non lucratif, une copie de son œuvre dans [Depositum](#), site d'archives numériques, gratuit et accessible à tous. L'auteur conserve néanmoins ses droits de propriété intellectuelle, dont son droit d'auteur, sur cette œuvre.

Warning

The library of the Cégep de l'Abitibi-Témiscamingue and the Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue (UQAT) obtained the permission of the author to use a copy of this document for nonprofit purposes in order to put it in the open archives [Depositum](#), which is free and accessible to all. The author retains ownership of the copyright on this document.

UNIVERSITE DU QUEBEC EN ABITIBI-TEMISCAMINGUE

**ÉTUDE ET MODÉLISATION NUMÉRIQUE DES EFFETS DES
CONDITIONS OPÉRATIONNELLES EXTREMES SUR LES PALES
DE TURBINES A GAZ GE MS 3002**

MÉMOIRE

PRÉSENTÉ

COMME EXIGENCE PARTIELLE

DE LA MAÎTRISE EN INGÉNIERIE

PAR

YACINE BENOTMANE

Juin 2025

Dédicace

Je dédie ce mémoire à ma mère, dont l'amour infini, le soutien indéfectible et les sacrifices quotidiens m'ont permis de poursuivre et d'atteindre mes objectifs académiques.

Tu as été ma plus grande source d'inspiration et de force.

À ma sœur, pour ta présence, ta patience et ton encouragement constant, même dans les moments les plus difficiles. Ton soutien a toujours été un pilier sur lequel je me suis appuyé.

À mes frères, pour leur confiance en moi et pour toutes les fois où vous avez su m'apporter votre soutien, que ce soit dans la vie ou durant ce parcours académique. Votre complicité et vos encouragements ont été essentiels.

Enfin, à mes amis, qui ont été à mes côtés tout au long de cette aventure, pour leur compréhension, leur soutien moral, et les moments de répit et de joie qui ont rendu ce chemin plus agréable. Vous avez contribué de façon inestimable à la réussite de ce projet.

Remerciements

Je souhaite exprimer ma profonde gratitude à toutes les personnes qui ont contribué, de près ou de loin, à la réussite de ce mémoire, et dont le soutien a été essentiel lors de sa rédaction.

Tout d'abord, je tiens à remercier sincèrement mes directeurs de recherche, le Professeur Hatem MRAD et le Professeur Guyh DITUBA NGOMA, pour leur patience, leur disponibilité, et surtout leurs conseils inestimables qui ont guidé ma réflexion tout au long de cette étude. Je suis également reconnaissant pour leur accompagnement attentif et pour le temps précieux qu'ils ont consacré à m'apporter les outils méthodologiques nécessaires à la réalisation de cette recherche.

Je souhaite également remercier chaleureusement l'équipe pédagogique de l'UQAT ainsi que l'intervenant professionnel responsable de la formation de maîtrise en ingénierie, pour l'excellence de leur enseignement et la qualité exceptionnelle de leur formation.

Je tiens également à adresser mes vifs remerciements aux membres du jury pour avoir consacré leur temps précieux à l'évaluation de mon travail.

Enfin, je dédie ce mémoire à ma famille, dont l'amour, le soutien constant, et les nombreux sacrifices ont rendu possible l'atteinte de mes objectifs académiques. Leur confiance inébranlable et leur encouragement ont été des sources inestimables d'inspiration et de motivation tout au long de ce parcours.

Table des matières

Dédicace.....	iii
Remerciements.....	iv
Table des matières.....	v
Liste des figures	viii
Liste des tableaux.....	x
Liste des abréviations et symboles.....	xi
Résumé.....	xiii
Abstract	xiv
CHAPITRE 1 CADRE THÉORIQUE	15
1.1 Introduction.....	15
1.2 Contexte de la recherche	17
1.3 Problématique	18
1.4 Hypothèses :.....	19
1.5 Objectifs.....	20
1.5.1 Objectif général.....	20
1.5.2 Objectifs spécifiques.....	21
1.6 Originalité de la recherche.....	21
1.7 Méthodologie de recherche.....	22
1.8 Revue de la littérature	25
1.9 Lois de fatigue des matériaux	27
1.10 Différents types de fatigue des matériaux.....	30
1.10.1 Fatigue thermique	30
1.10.2 Fatigue sous contrainte (fatigue mécanique)	31
1.10.3 Fatigue par corrosion	32

2	CHAPITRE 2 LA TURBULENCE ET MODÉLISATION DES ÉCOULEMENTS POUR LES TURBINES A GAZ.....	34
2.1	Introduction.....	34
2.1.1	Caractéristiques principales de la turbulence.....	35
2.1.2	Origines de turbulence	35
2.1.3	Méthodes d'approches pour la turbulence.....	37
2.1.4	Modèles de turbulences.....	38
2.2	Équations de continuité et de Navier-Stokes	38
3	CHAPITRE 3 ÉTUDE INTÉGRÉE DES CONTRAINTES MÉCANIQUES, DE LA FISSURATION ET DU COMPORTEMENT THERMODYNAMIQUE DES PALES DE TURBINE	41
3.1	Analyse des contraintes et déformations dans les pales des turbines.	41
3.2	Contrainte de Von Mises	44
3.3	Forces aérodynamiques.....	44
3.4	Vibrations mécaniques	49
3.5	MODÉLISATION DES FISSURATIONS PAR LA MÉTHODE XFEM	49
3.5.1	Domaines d'applications de la XFEM.....	50
3.5.2	Formulation mathématique	50
3.5.3	Théorie de formulation et de modélisation des fissurations (Méthode J Intégrale).....	52
3.6	Matériau utilisé	54
3.7	ÉTUDE DES PARAMÈTRES THERMODYNAMIQUES DE LA TURBINE A GAZ	56
4	CHAPITRE 4 RÉSULTATS DES SIMULATIONS CFD, ANALYSES STATIQUES, DE FATIGUE ET DE FISSURATION (XFEM).	59
4.1	Étude des forces et pressions sur un rotor de turbine à gaz : Approche par simulation CFD	61

4.2	Étude aérodynamique.....	61
4.2.1	Modèle géométrique de rotor HP de turbine à gaz	61
4.2.2	Préparation de la géométrie	62
4.2.3	Préparation de maillage.....	63
4.2.4	Conditions aux limites	65
4.2.5	Convergence de résultat	66
4.2.6	Résultats et discussion	68
4.2.7	Analyse modale.....	78
4.3	Simulation statique et prédiction de la fatigue des pales	81
4.3.1	Étude statique.....	81
4.3.2	Forces appliquées.....	82
4.3.3	Procédure d'une étude de convergence de maillage.....	85
4.3.4	Résultats de la simulation statique.....	88
	a) Résultats des contraintes et déplacements	89
	b) Résultats de l'analyse de fatigue	95
	c) Coefficient de sécurité	96
	d) Validation des résultats.....	99
4.4	Étude des phénomènes de concentration de contraintes et de l'initiation de fissure dans les pales.....	102
4.4.1	Démarches de modélisation de la fissure au niveau de la zone des concentrations des contraintes	103
4.4.2	Résultats de propagation de la fissure dans la pale.....	105
5	CHAPITRE 5 CONCLUSION ET PERSPECTIVES	112
	References.....	115

Liste des figures

Figure 1 : Turbine à gaz MS 3002 [1] [2]	15
Figure 2: Espace roues pour la transformation d'énergie [3]	16
Figure 3 : Plan d'étude pour les étapes de la modélisation et la validation des résultats .	24
Figure 4:Usure des pales de rotor HP de turbine à gaz MS 3002 [21]	26
Figure 5 : Partitionnement de la courbe de Wöhler[23]	27
Figure 6: Courbe de Wöhler pour Inconel 718 sous Ansys [24].....	28
Figure 7 : Courbe de Wöhler approximée[25]	29
Figure 8 : Exemples de dommages thermiques sur des aubes de turbines à gaz (zone de surchauffe du matériau à l'extrémité du bord d'attaque)[26]	31
Figure 9 : Propagation de fissure dans la structure de l'inconel 718 [27]	32
Figure 10: Fissures par corrosion au niveau des pales [28]	33
Figure 11 : Force portance et traînée sur un rotor HP	45
Figure 12 : Contrainte à amplitude variable [35].....	46
Figure 13 : Coefficients de traînée différents selon les géométries[36]	48
Figure 14: a) Maillage avec fissure, b) Maillage sans fissure.[38].	50
Figure 15: Trois modes de chargement. a) Mode I, b) Mode II, c) Mode III [38].....	53
Figure 16: Système de coordonnées tridimensionnel décrivant les contraintes près du front de la fissure[38].....	54
Figure 17 : Schéma technique d'une turbine	57
Figure 18 : Stratégies de résolution numérique dans le logiciel ANSYS	60
Figure 19 : Conception 3D et dimensions clés d'un rotor HP en mm	62
Figure 20 : Configuration de la géométrie pour la simulation CFD : Volume de contrôle et rotor HP	62
Figure 21 : a) Maillage cas de stator b) Maillage cas de rotor.....	64
Figure 22 : Visualisation des domaines numériques	66
Figure 23 : Convergence de la pression absolue au point de surveillance.....	67
Figure 24 : Ligne de champ de flux	68
Figure 25 : Répartition de la pression sur les pales sous le débit 30 kg/s.....	71
Figure 26 : Courbes caractéristiques de variations des forces axiale et radiale.....	72
Figure 27 : Répartition de la pression dans Ansys sous le débit 50 kg/s	74

Figure 28 : Courbe caractéristique du rendement de turbine et la température à la sortie	76
Figure 29 : Courbe caractéristique de pression à la sortie et l'entrer.....	77
Figure 30 : Courbe caractéristique de rendements global et la puissance nette.....	78
Figure 31 : Diagramme de Campbell.....	80
Figure 32 : Répartition de la pression sur les pales sous le débit 30 kg/s.....	83
Figure 33 : Modélisation de la force aérodynamique diffusée sur la pale	84
Figure 34 : Maillage initial	85
Figure 35 : a) Maillage initial dans la zone de concentration des contraintes b) Raffinement du maillage dans la même zone	86
Figure 36 : Courbe de convergence des contraintes	87
Figure 37 : Convergence des contraintes	88
Figure 38 : a) Contraintes équivalentes (Von Mises) avec débit 30 kg/s b) Zoom des résultats des contraintes de von Mises	90
Figure 39 : Variation des contraintes dans le temps.....	91
Figure 40 : Contraintes principales maximales avec débit 30 kg/s a) sur le bord d'attaque de la pale b) sur la surface externe de la pale	92
Figure 41 : Déplacement total U sous le débit 40 kg/s	93
Figure 42 : Évolution des contraintes (Von Mises et principale maximale) et du déplacement en fonction du débit.	94
Figure 43 : Durée de vie de pale sous le débit 60 kg/s	96
Figure 44: Distribution du coefficient de sécurité sur la pale sous le débit 30 kg/s	97
Figure 45 : Courbe S-N d'inconel 718 sous Ansys.....	101
Figure 46 : Zone de concentration des contraintes	103
Figure 47 : Configuration du maillage.....	104
Figure 48 : Insertion de fissure	105
Figure 49 : Résultats des itérations de propagation de fissure – a) 1ère itération, b) 2ème itération, c) 3ème itération, d) 4ème itération.....	107
Figure 50 : Endommagement identifié dans la pale.....	107
Figure 51 : Contraintes KI	108
Figure 52 : Contraintes KIII et KII	110
Figure 53 : Variation de coefficient de sécurité sous différents niveaux de fissure.....	111

Liste des tableaux

Tableau 1 : Données techniques de turbine à gaz MS 3002 [3] [2] [4].....	17
Tableau 2 : Constantes du modèle choisi K epsilon [32] [33]:	40
Tableau 3 : Composition chimique d'Alliages à Base de Nickel[40]	55
Tableau 4 : Propriétés mécaniques[41]	56
Tableau 5 : Type d'élément, nombre d'éléments et nombre de nœuds du rotor et stator .	64
Tableau 6 : Pression maximale et minimale appliquée sur les pales pour différents débits massiques	70
Tableau 7 : Résultats numériques des données de la turbine à gaz.....	75
Tableau 8 : Analyse des modes de vibration et de la stabilité en fonction de la vitesse de rotation	81
Tableau 9 : Type d'élément, nombre d'éléments et nombre de nœuds de pale	85
Tableau 10 : Variation de la durée de vie et le coefficient de sécurité	98
Tableau 11 : Tableau comparatif des contraintes maximales, durées de vie et coefficients de sécurité des pales de turbine dans différentes études	101

Liste des abréviations et symboles

Symboles	Unités	Significations
T	(k)	La température
P	(Pa)	La pression
$\dot{m}_{air}$	(kg/s)	Début massique d'air
$\dot{m}_{gaz}$	(kg/s)	Début massique de gaz
$\dot{m}_c$	(kg/s)	Début massique de carburant
$\dot{m}_{comb}$	(kg/s)	Début massique de combustible
$\dot{P}_{net}$	(kw)	La Puissance nette
η_{glo}	(%)	Le rendement global de la turbine
η_c	(%)	Le rendement du compresseur
η_t	(%)	Le rendement de la turbine
γ_{air}	(-)	Le coefficient polytropique de l'air
γ_{gaz}	(-)	Le coefficient polytropique de gaz
$C_{p\ air}$	(kj/kgk)	Chaleur spécifique de l'air
$C_{p\ gaz}$	(kj/kgk)	Chaleur spécifique gaz
q_{cc}	(kj/kg)	Quantité de chaleur de la chambre de combustion
W_{th}	(kj/kg)	Le travail théorique
h_{th}	kcal/kg	Enthalpie théorique spécifique carburant
η_{th}	(%)	Le rendement théorique
T_{iso}	(k)	La température théorique
T_r	(k)	La température réelle
w_r	(kj/kg)	Le travail réel
$\dot{P}_c$	(kw)	La puissance de compresseur
$\dot{P}_T$	(kw)	La puissance de turbine
W_{net}	(kj/kg)	Le travail utile
T_3	(k)	La température à l'état 3
P_{atm}	(pa)	La pression atmosphérique
C_d	(-)	Coefficient de traîné
C_l	(-)	Coefficient de portance

μ_t	kg/ms	Viscosité turbulente
K	m^2/s^2	Énergie cinétique turbulente
ε	m^2/s^3	Dissipation turbulente
$\rho U_i U_j$	(-)	Tenseur de viscosité turbulente
U_{eff}	(-)	Viscosité effective
P'	(-)	Pression modifiée
N	(-)	Nombre de cycle
S_f	MPa	La contrainte à la rupture pour un nombre de cycles spécifique
S_u	MPa	C'est la limite de résistance ultime du matériau.
S_e	MPa	C'est la limite d'endurance du matériau.

Résumé

Le présent mémoire explore la durabilité des pales de turbine à gaz GE MS 3002, fabriquées à partir de l'alliage Inconel 718, face à divers scénarios de conditions opérationnelles extrêmes. À travers l'utilisation du logiciel ANSYS pour les simulations, cette étude évalue l'impact des forces aérodynamiques, ainsi que des variations de pression, de température et de vitesse de rotation, sur la résistance des pales. Ces simulations intègrent des conditions limites de flux spécifiques pour simuler des environnements industriels sévères, typiques des sites d'exploitation des turbines.

En appliquant la loi de fatigue S-N (Wöhler), ce travail modélise la relation entre l'amplitude des contraintes subies par les pales et leur durée de vie exprimée en nombre de cycles. Les résultats obtenus mettent en lumière l'influence significative de ces paramètres sur la prédiction de la durée de vie résiduelle des pales. Ils soulignent également l'importance de développer des stratégies de maintenance prédictive, soigneusement adaptées à chaque scénario opérationnel pour optimiser la performance des turbines. Cette approche vise non seulement à prolonger la durée de vie des turbines, mais aussi à minimiser les risques de défaillances prématurées, assurant ainsi une gestion efficace et durable des systèmes énergétiques.

Mots clés : turbine à gaz, pale, Inconel 718, forces aérodynamiques, fatigue, durée de vie, S-N (Wöhler), Ansys

Abstract

The present thesis explores the durability of GE MS 3002 gas turbine blades, manufactured from Inconel 718 alloy, in the face of various scenarios of extreme operating conditions. Using ANSYS software for simulations, this study evaluates the impact of aerodynamic forces, as well as variations in pressure, temperature and rotational speed, on blade strength. These simulations incorporate specific flow boundary conditions to simulate severe industrial environments, typical of turbine operating sites.

By applying the S-N (Wöhler) fatigue law, this work models the relationship between the amplitude of stresses experienced by the blades and their service life expressed in number of cycles. The results highlight the significant influence of these parameters on the prediction of blade residual life. They also underline the importance of developing predictive maintenance strategies, carefully tailored to each operational scenario, to optimize turbine performance. This approach aims not only to extend the service life of turbines, but also to minimize the risk of premature failure, thus ensuring efficient and sustainable management of energy systems.

Keywords: gas turbine, blade, Inconel 718, aerodynamic forces, fatigue, service life, S-N (Wöhler), Ansys

CHAPITRE 1 CADRE THÉORIQUE

1.1 Introduction

Les turbines à gaz GE MS 3002, développées par General Electric, représentent une avancée significative dans le domaine de la production d'énergie. Ces turbines, conçues pour offrir une fiabilité et une efficacité élevées, sont un élément nécessaire dans le paysage moderne de la production d'énergie. Utilisées tant dans les applications industrielles que dans la production d'électricité, elles se distinguent par leur polyvalence et leur capacité à répondre à divers besoins énergétiques.

Les turbines à gaz se composent généralement d'un compresseur, d'une chambre de combustion et d'une turbine. Le compresseur compresse l'air, qui est ensuite mélangé avec le gaz naturel et allumé dans la chambre de combustion. La combustion produit un flux de gaz chaud qui est dirigé vers la turbine. Les gaz chauds passent à travers les pales de la turbine, qui entraînent la rotation de l'arbre de la turbine, produisant ainsi de l'énergie mécanique. La Figure 1 présente la turbine à gaz et configuration d'une turbine à gaz double Arbre MS 3002.[1]

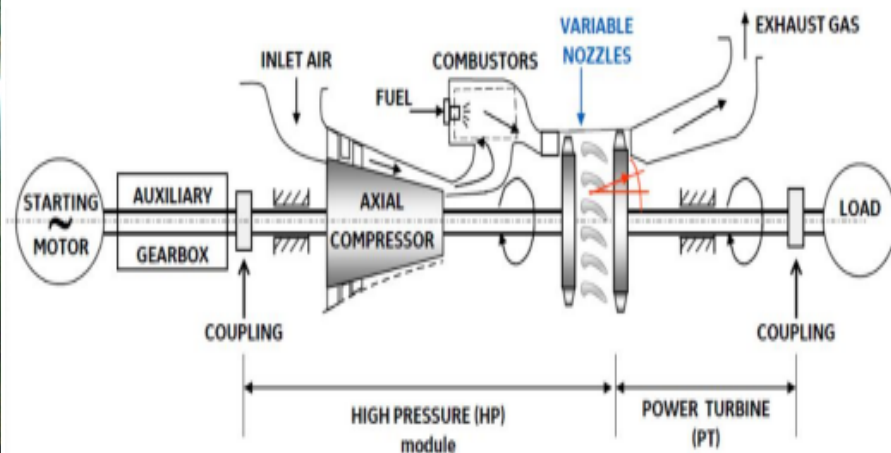


Figure 1 : Turbine à gaz MS 3002 [1] [2]

Le rotor haute pression (HP) d'une turbine à gaz joue un rôle critique dans le fonctionnement efficace et performant de la turbine. Situé après la chambre de combustion, le rotor HP est conçu pour extraire une grande partie de l'énergie contenue dans les gaz chauds et pressurisés produits par la combustion du carburant. Les pales du rotor HP sont soumises à des conditions extrêmes, incluant des températures élevées, des pressions importantes et des forces centrifuges considérables dues à la haute vitesse de rotation. Ces conditions requièrent l'utilisation de matériaux avancés, tels que les superalliages, et des techniques de fabrication de pointe pour garantir la durabilité et la fiabilité des pales.

Le rotor HP convertit l'énergie thermique des gaz en énergie mécanique, qui est ensuite utilisée pour entraîner les compresseurs et, dans certains cas, produire de l'électricité. L'efficacité du rotor HP est déterminante pour la performance globale de la turbine, car elle influence directement la consommation de carburant et la production d'énergie. De plus, une conception optimale du rotor HP permet de minimiser les pertes aérodynamiques et de maximiser la conversion d'énergie, contribuant ainsi à une exploitation plus rentable et écologique de la turbine à gaz. La Figure 2 présente l'espace roues pour la transformation d'énergie.

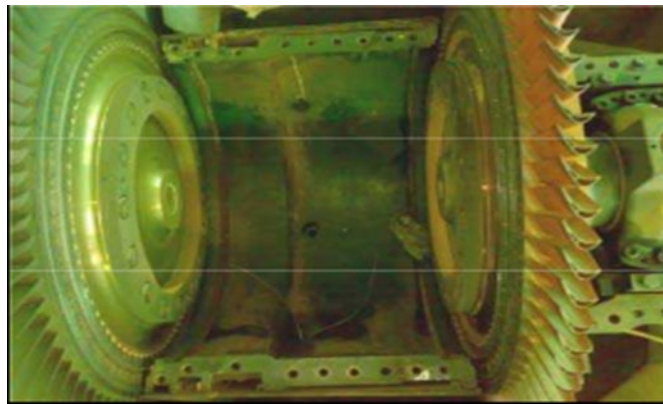


Figure 2: Espace roues pour la transformation d'énergie [3]

Le Tableau 1 fournit un ensemble de paramètres techniques clés pour la turbine à gaz MS 3002 fabriquée par General Electric (GE).

Tableau 1 : Données techniques de turbine à gaz MS 3002 [3] [2] [4]

Paramètre	Valeur
Constructeur : général électrique	GE
Model	MS 3002
Vitesse de l'arbre haute pression	7100 tr/min
Nombre d'étages de turbine HP	1
Vitesse de l'arbre base pression	6500 tr/min
Nombre d'étages de turbine BP	1
Nombre d'étages compresseur axial	15
Température max à l'échappement	516.6 C°
Pression des gaz à l'échappement	100900 Pa

Flux d'échappement (kg/s)	52.3
Puissance nette (MW)	10.9
Rendement global (%)	26.7

Flux d'échappement (kg/s)	37.5
Puissance nette (MW)	7.4
Rendement global (%)	22.1

1.2 Contexte de la recherche

Dans le paysage industriel actuel, la demande en énergie continue d'augmenter, poussant les technologies de production à évoluer constamment pour répondre à des critères de performance, d'efficacité et de durabilité de plus en plus stricts. Les turbines à gaz, comme la GE MS 3002, jouent un rôle central dans cette évolution, notamment par leur application dans la compression de gaz naturel. Les pales de rotor haute pression (HP) de ces turbines

sont particulièrement critiques, car elles doivent supporter des conditions extrêmes de température, de pression, et de vitesse de rotation.

Les pales de rotor HP, fabriquées à partir de superalliages comme l'Inconel 738, sont soumises à des environnements sévères dépassant souvent les 1050°C et des vitesses de rotation allant jusqu'à 7500 tr/min. Ces conditions créent des contraintes thermiques et mécaniques importantes, rendant ces composants vulnérables à la fatigue et à la dégradation. Assurer la durabilité et la fiabilité des pales de rotor HP est donc essentiel pour maintenir la performance globale des turbines à gaz et réduire les risques de défaillance.[5]

Pour relever ces défis, l'industrie de l'énergie s'appuie de plus en plus sur des outils de simulation avancés sur ANSYS. Ces outils permettent de modéliser avec précision les interactions complexes entre les forces aérodynamiques, les variations de pression et de température, et la structure des pales. En simulant divers scénarios de fonctionnement, les ingénieurs peuvent prévoir l'usure des pales et optimiser leur conception pour prolonger leur durée de vie.

Cette approche moderne de maintenance prédictive, basée sur des analyses CFD (Computational fluid dynamics) et des simulations structurelles, offre des solutions concrètes pour améliorer la durabilité des pales de rotor HP. En identifiant les conditions critiques et en modifiant la conception en conséquence, il est possible de réduire les coûts opérationnels et d'éviter les interruptions imprévues, tout en maximisant l'efficacité et la fiabilité des turbines à gaz dans les infrastructures énergétiques modernes.

1.3 Problématique

Au fil des années, les turbines à gaz, y compris le modèle GE MS 3002, ont bénéficié d'importantes améliorations en termes d'efficacité et de fiabilité. Toutefois, des défis majeurs subsistent concernant la performance et la longévité des éléments critiques tels que les pales de rotor. Fabriquées en alliage Inconel 718, ces pales sont exposées à des conditions opérationnelles extrêmes incluant des températures élevées et de fortes contraintes dynamiques, posant ainsi des risques significatifs pour leur intégrité structurelle et leur durabilité. Ce projet de recherche vise à résoudre des questions clés telles que

l'impact des forces aérodynamiques et des contraintes opérationnelles sur la performance et la sécurité des pales, l'influence des déplacements et des vitesses critiques du rotor sur la stabilité et l'efficacité de la turbine, ainsi que les effets des variations des conditions opérationnelles sur la durabilité et la résistance à la fatigue des pales. L'étude propose de développer une méthodologie intégrée, qui combine des simulations aérodynamiques CFD, des analyses statiques, et des tests de fatigue, afin de concevoir des pales de rotor optimisées. L'objectif est de renforcer leur performance opérationnelle et d'étendre leur durée de vie, en prenant en considération les limitations technologiques actuelles et les variations environnementales.

1.4 Hypothèses :

Pour analyser les contraintes thermomécaniques et les défaillances potentielles des pales de turbines à gaz fabriquées en Inconel 718, des hypothèses ont été élaborées à partir d'observations préliminaires, de simulations numériques et d'une revue approfondie de la littérature. Ces hypothèses visent à identifier les paramètres critiques influençant la performance et la durée de vie des pales, notamment les effets des forces aérodynamiques, des variations de température et de pression, ainsi que des cycles de charge.

L'examen de ces hypothèses, à travers des analyses CFD et des simulations statiques, permettra de fournir des recommandations visant à optimiser la conception et la résistance des pales aux conditions opérationnelles extrêmes. En validant ces hypothèses, cette étude, espère contribuer à l'amélioration des performances des turbines à gaz, en minimisant les risques de défaillances prématurées et en proposant des stratégies de maintenance efficaces.

Dans ce cadre, les hypothèses suivantes sont proposées pour guider la recherche et les analyses.

- **Hypothèse 1** : L'augmentation du débit massique de gaz à l'entrée entraîne une augmentation significative des forces aérodynamiques et des contraintes mécaniques appliquées sur les pales du rotor, ce qui affecte la durabilité et la performance des pales.
- **Hypothèse 2** : Les variations extrêmes de température et de pression au sein de la turbine à gaz, associées à des vitesses de rotation élevées, augmentent la

concentration des contraintes sur les pales fabriquées en Inconel 718, favorisant l'apparition de fissures et réduisant leur durée de vie.

- **Hypothèse 3** : L'utilisation d'alliages à base de nickel, tels que l'Inconel 718, améliore la résistance à la fatigue et à la corrosion dans les pales de rotor de turbines à gaz, prolongeant ainsi la durée de vie opérationnelle sous des conditions de fonctionnement extrêmes.
- **Hypothèse 4** : Une optimisation du maillage dans les zones critiques de la pale permet d'améliorer la précision des simulations CFD et de mieux prédire les zones à haute concentration de contraintes, facilitant ainsi une conception plus robuste des pales.
- **Hypothèse 5** : L'utilisation de modèles de turbulence avancés, tels que le modèle $k-\epsilon$, permet une meilleure estimation des forces aérodynamiques et des distributions de pression sur les pales du rotor, améliorant ainsi la prédiction de leur comportement sous des conditions de charge dynamiques variées.

1.5 Objectifs

Les objectifs de ce travail de recherche sont divisés en deux catégories.

1.5.1 Objectif général

Cette étude vise à améliorer la performance et la durabilité des pales de rotor en Inconel 718 pour les turbines à gaz GE MS 3002. En exploitant des analyses aérodynamiques CFD, cette étude examine l'impact des forces aérodynamiques sur les pales dans diverses conditions opérationnelles. Cette approche permet de comprendre l'influence de ces forces sur le comportement des pales, un élément clé pour optimiser leur conception et performance. Par ailleurs, des analyses dynamiques sont menées pour évaluer les déplacements et vitesses critiques du rotor, garantissant sa stabilité et sa sécurité en fonctionnement.

Complémentairement, les analyses statiques visent à identifier les zones de concentration des contraintes et les déformations sur les pales, des informations essentielles pour prévenir les défaillances structurelles. L'analyse de fatigue joue également un rôle important dans notre projet, Cela permet de prédire la durée de vie des pales sous des cycles de charge

répétitifs. L'objectif final est d'intégrer les résultats de toutes ces analyses pour formuler des recommandations de conception visant à améliorer l'efficacité opérationnelle et la longévité des pales. Ainsi, notre projet contribue de manière significative à l'avancement technologique dans le domaine des turbines à gaz.

1.5.2 Objectifs spécifiques

- **Objectif spécifique 1** : Réaliser une analyse aérodynamique CFD détaillée pour quantifier les forces et pressions aérodynamiques agissant sur les pales de rotor dans diverses conditions opérationnelles.
- **Objectif spécifique 2** : Utiliser des simulations statiques pour identifier les zones de concentration des contraintes et les déformations sur les pales, en appliquant les forces et pressions obtenues de l'analyse aérodynamique.
- **Objectif spécifique 3** : Mener une analyse de fatigue pour estimer la durée de vie des pales en Inconel 718, en prenant en compte les cycles répétitifs de charges et les contraintes identifiées lors des analyses précédentes.
- **Objectif spécifique 4** : Intégrer les résultats des différentes analyses pour proposer des recommandations pour l'amélioration de la conception des pales, visant à augmenter leur performance et leur durée de vie opérationnelles.

1.6 Originalité de la recherche

L'originalité de cette recherche réside dans l'analyse approfondie des pales de turbine à gaz GE MS 3002 sous des conditions opérationnelles extrêmes, combinant des simulations CFD avancées et des études de fatigue pour modéliser leur comportement mécanique et thermique. En exploitant les propriétés uniques de l'Inconel 718, ce travail intègre des méthodes modernes, telles que la XFEM pour la propagation des fissures, tout en proposant des solutions concrètes pour optimiser la conception et prolonger la durée de vie des pales. Cette approche innovante contribue à la fois à l'avancement scientifique et à l'amélioration pratique des systèmes de turbines à gaz.

1.7 Méthodologie de recherche

Approche scientifique

L'approche scientifique de notre projet est axée sur l'amélioration des performances et de la durabilité des pales de rotor en Inconel 718 pour les turbines à gaz GE MS 3002. Notre objectif est d'élaborer une méthodologie rigoureuse présentée dans la Figure 3 pour l'analyse de ces composants critiques.

– Étape 1 : Revue de littérature

La recherche débute par une étude approfondie de la littérature existante sur les turbines à gaz et les matériaux utilisés pour les pales, notamment l'Inconel 718. Cette revue permettra d'identifier les tendances actuelles, les défis et les opportunités d'amélioration dans le domaine.

– Étape 2 : Étude aérodynamique

Des simulations CFD sont effectuées pour modéliser les forces agissant sur les pales du rotor, en utilisant des logiciels spécialisés tels qu'ANSYS CFX, tout en tenant compte de diverses conditions opérationnelles. Pour notre analyse aérodynamique du rotor HP de turbine à gaz, une méthodologie avancée de simulation CFD (Computational Fluid Dynamics) sera adoptée. Les réglages précis de la simulation incluront l'application des équations Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) pour traiter la complexité des écoulements turbulents autour du rotor, équilibrant précision et exigences computationnelles, ce qui est nécessaire pour des simulations industrielles. De plus, nous utiliserons le modèle de turbulence $k-\epsilon$. Pour évaluer les pressions exercées sur les pales, nous appliquerons des conditions aux limites spécifiques telles qu'un débit massique à l'entrée variant de 10 kg/s à 60 kg/s, une pression relative à la sortie, une température environnementale de 1050 degrés Celsius, une vitesse de rotation du rotor de 7100 tr/min, et l'adoption du modèle de turbulence $k-\epsilon$. Ces paramètres seront soigneusement choisis pour refléter les conditions réelles de fonctionnement de la turbine, permettant ainsi une simulation aérodynamique complète et précise sur l'ensemble du rotor HP.

– Étape 3 : Analyse statique

Cette phase consistera en des analyses statiques pour localiser les zones de concentration des contraintes et les déformations sur les pales, basées sur la méthode des éléments finis (FEM). Le FEM est une technique numérique de pointe qui a révolutionné la manière dont les ingénieurs et les scientifiques abordent les problèmes complexes dans divers domaines, y compris, mais sans s'y limiter, l'ingénierie mécanique, civile et aéronautique, la physique et de nombreuses autres disciplines scientifiques appliquées. La puissance unique du FEM réside dans sa capacité inégalée à transformer un objet ou un système complexe en un ensemble d'éléments beaucoup plus simples et gérables. Cette décomposition facilite grandement l'analyse du comportement sous différentes contraintes, permettant une investigation précise et détaillée de phénomènes autrement insaisissables.

L'application des forces obtenues des simulations aérodynamiques à différentes zones de la pale, en fonction de leur distribution, permet d'évaluer les contraintes et les réactions de la pale dans chaque scénario. Cette approche permet de déterminer la performance optimale du rotor dans des conditions spécifiques et de mettre en évidence les zones potentiellement critiques en termes de contraintes.

– **Étape 4 : Étude de fatigue**

L'analyse de fatigue sera réalisée pour estimer la durée de vie des pales en fonction des résultats obtenus dans les étapes précédentes, en simulant les cycles de charge et les conditions opérationnelles répétitives. L'application de la loi de fatigue S-N (Wöhler) sera utilisée pour modéliser la relation entre l'amplitude des contraintes et la durée de vie des pales en termes de cycles. Cette étape est nécessaire pour comprendre comment les pales réagissent aux charges cycliques répétitives et pour prédire leur durabilité à long terme.

L'intégration de ces approches méthodologiques avancées vise à optimiser la conception des pales de rotor HP pour augmenter leur efficacité opérationnelle et prolonger leur durée de vie, tout en minimisant les risques de défaillance prématurée dans diverses conditions de fonctionnement.

– Étape 5 : Intégration et synthèse des données

Les données issues des différentes analyses seront intégrées pour obtenir une compréhension globale de la performance et de la durabilité des pales. Cette intégration permettra d'identifier les points critiques et les opportunités d'amélioration.

– Étape 6 : Validation de résultats

Sur la base des résultats obtenus, la validation des résultats numériques se fera également par la comparaison avec des travaux et résultats expérimentaux disponibles sur les pales de la turbine à gaz MS 3002.[6]

En suivant cette étude vise à développer une approche exhaustive et intégrée pour l'optimisation des pales de rotor en Inconel 718, contribuant ainsi à l'efficacité et à la durabilité des turbines à gaz.

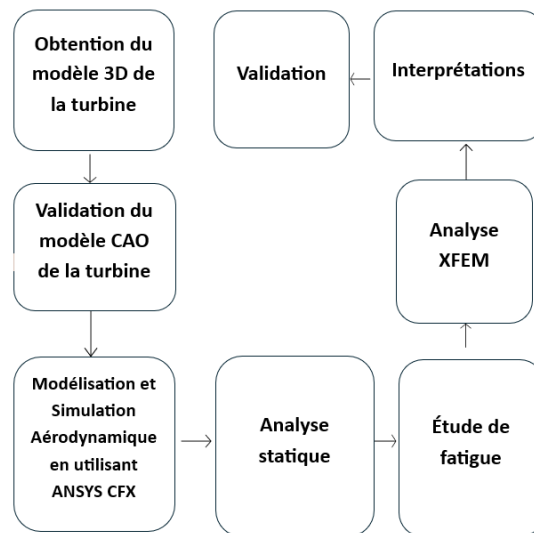


Figure 3 : Plan d'étude pour les étapes de la modélisation et la validation des résultats

1.8 Revue de la littérature

Les pales de turbines à gaz constituent un domaine d'étude important, où diverses recherches ont abordé la problématique de leur endurance face à des phénomènes tels que la fatigue, la fissuration et d'autres dommages structurels. Une approche multidisciplinaire a été adoptée pour comprendre et améliorer leur performance et durabilité.

De nombreux travaux de recherche se sont également penchés sur les problématiques de fatigue, de fissuration et autres types de dommages structurels affectant les pales de turbine à gaz. Les travaux de Z. Li, et al.[7] Ont posé les bases en examinant la défaillance mécanique d'une pale de compresseur au travers d'analyses mécaniques, métallographiques et chimiques, s'appuyant sur une analyse par éléments finis pour cerner les points de contraintes majeures. Cette méthodologie a été complétée par la procédure thermo-fluid-structurale de D.-T. Vo, et al.[8] qui a permis de simuler avec précision les charges appliquées aux pales et d'en estimer la déformation.

De son côté, J. Hou, et al.[9] Antoniou ses collaborateurs se sont penchés sur les défaillances par fatigue, en identifiant les déviations mécaniques précurseurs de dysfonctionnements. Mazur et son équipe[10] ont également analysé la défaillance d'une pale en Inconel 738LC, illustrant l'importance des analyses de matériaux spécifiques. Ces études complémentaires de Maktouf et al.[11] et Ramakokovhu et al.[12] Ont souligné le rôle critique de la composition matérielle et des contraintes résiduelles sur la fatigue des pales.

La recherche s'est étendue au-delà des analyses statiques pour intégrer les dynamiques aérothermiques, comme le montrent les travaux de Nan et al.[13] et Mohammadi et al.[14] lesquels se sont concentrés sur les impacts des variations aérodynamiques et des incidents thermiques extrêmes, respectivement.

L'aspect cristallographique n'a pas été négligé, avec des recherches par Palmert et al.[15] Sur la propagation des fissures

En parallèle, l'optimisation de la conception et de l'analyse a été explorée par Nehru et Asokan.[16] via CATIA et ANSYS, offrant ainsi une méthode d'évaluation précise de la durée de vie des pales. Les travaux de Rani et al.[17] et Mzad et Bennour.[18] se sont

orientés vers l'examen des défaillances spécifiques et l'efficacité énergétique des turbines, mettant en lumière les limites actuelles et les possibilités d'amélioration.

Enfin, la performance globale des turbines, qu'elles soient axiales ou radiales, a été scrutée par Touil et Ghenaïet [19] ainsi que Daabo et al.[20] qui ont évalué l'efficacité et la production d'énergie dans des conditions variables, suggérant des ajustements dans la conception des turbines pour les cycles énergétiques contemporains.

À travers cette mosaïque d'études, il est évident que l'amélioration des pales de turbine à gaz est le résultat d'une synergie de compétences en ingénierie mécanique, thermodynamique et des matériaux, chacune apportant une pièce essentielle au puzzle complexe qu'est la durabilité des systèmes de turbine à gaz. La Figure 4 présente Usure des pales de rotor HP de turbine à gaz MS 3002

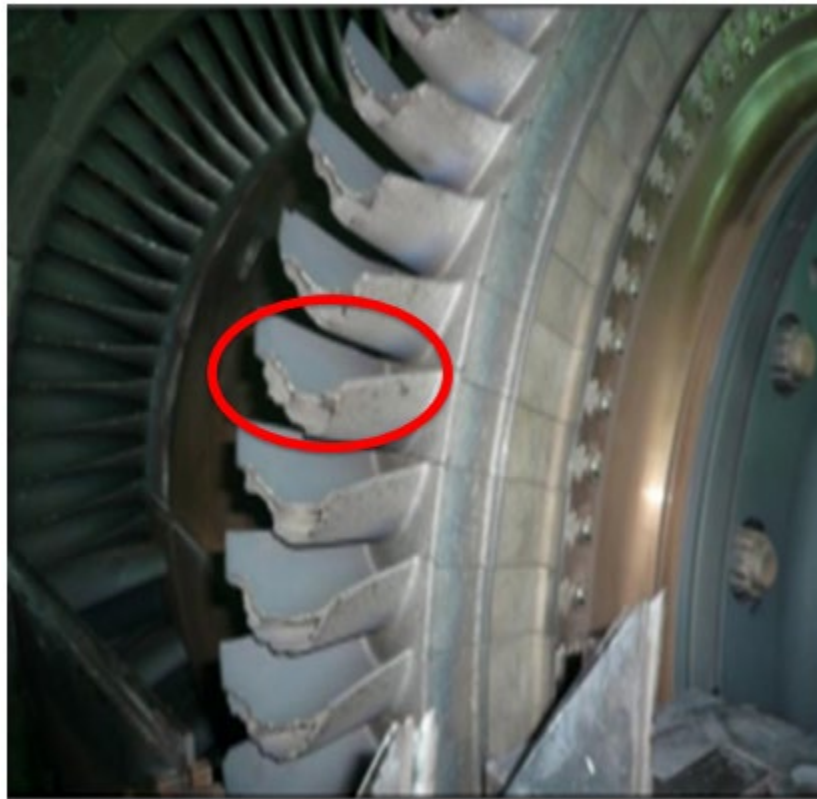


Figure 4:Usure des pales de rotor HP de turbine à gaz MS 3002 [21]

1.9 Lois de fatigue des matériaux

Les lois de fatigue des matériaux sont des modèles mathématiques et empiriques utilisés pour prédire la durée de vie en fatigue d'un matériau ou d'une structure soumise à des charges cycliques. Ces lois sont développées à partir d'observations expérimentales et sont utilisées pour estimer combien de cycles de charge un matériau peut supporter avant de subir une défaillance due à la fatigue. Voici quelques-unes des lois de fatigue les plus couramment utilisées[22]:

– Loi de S-N (Wöhler)

Cette loi est également connue sous le nom de courbe S-N (Figure 5). Elle représente graphiquement le nombre de cycles de charge jusqu'à la rupture en fonction de l'amplitude de la contrainte. Cette courbe permet d'estimer la durée de vie en fatigue pour différentes amplitudes de contrainte.

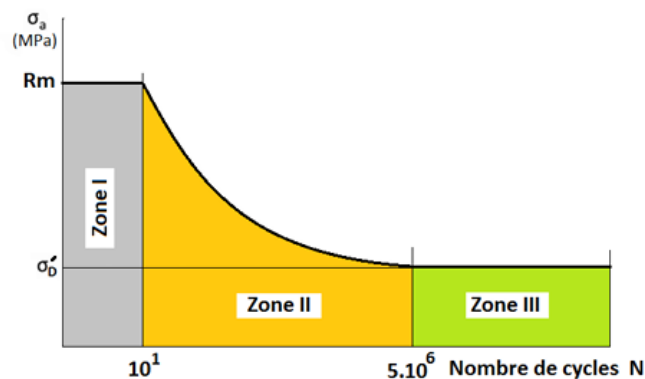


Figure 5 : Partitionnement de la courbe de Wöhler[23]

La représentation graphique de la réponse des pièces à la fatigue est connue sous le nom de courbe de Wöhler ou courbe d'endurance S-N (Contrainte ou Stress - Nombre de cycles).

La courbe de Wöhler montre généralement trois régions principales :

- **Zone 1, la rupture prématurée** : Au-delà de la limite de résistance ultime, le matériau se fracture après un petit nombre de cycles. C'est généralement la région où les contraintes

sont si élevées que le matériau ne peut pas résister aux déformations cycliques, et il subit une rupture rapide.

- **Zone 2 :** La zone de transition de cette région se situe entre la limite d'endurance et la limite de résistance ultime. Le matériau peut supporter un certain nombre de cycles dans cette plage de contrainte, mais des fissures commencent à se former et à se propager, ce qui finit par entraîner la rupture du matériau.
- **Zone 3, la limite d'endurance :** Dans cette région, la contrainte en dessous d'une certaine valeur (limite d'endurance) ne provoque pas de rupture, même après un grand nombre de cycles. Cela signifie que le matériau peut résister à un nombre pratiquement infini de cycles à cette contrainte.

Approximation analytique de courbe de Wöhler :

L'approximation analytique d'une courbe de Wöhler, ou courbe S-N), est une méthode utilisée pour décrire la relation entre l'amplitude de contrainte appliquée sur un matériau et le nombre de cycles nécessaires à sa rupture en fatigue. Cette approximation permet de modéliser cette courbe par une équation mathématique simple, facilitant ainsi son utilisation dans des calculs d'ingénierie et des analyses prédictives est exprimée comme suit [24] :

Les Figure 6 et 7 présentent la courbes de Wöhler pour Inconel 718 et la courbe de Wöhler approximée:

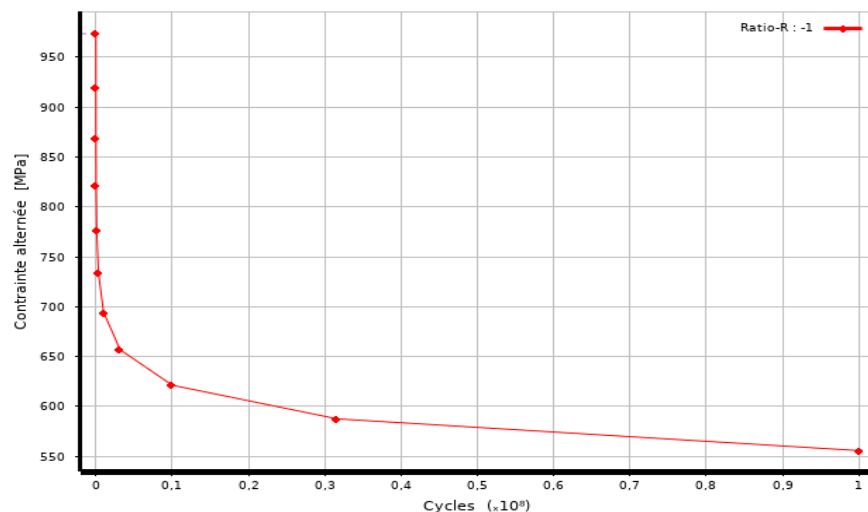


Figure 6: Courbe de Wöhler pour Inconel 718 sous Ansys [25]

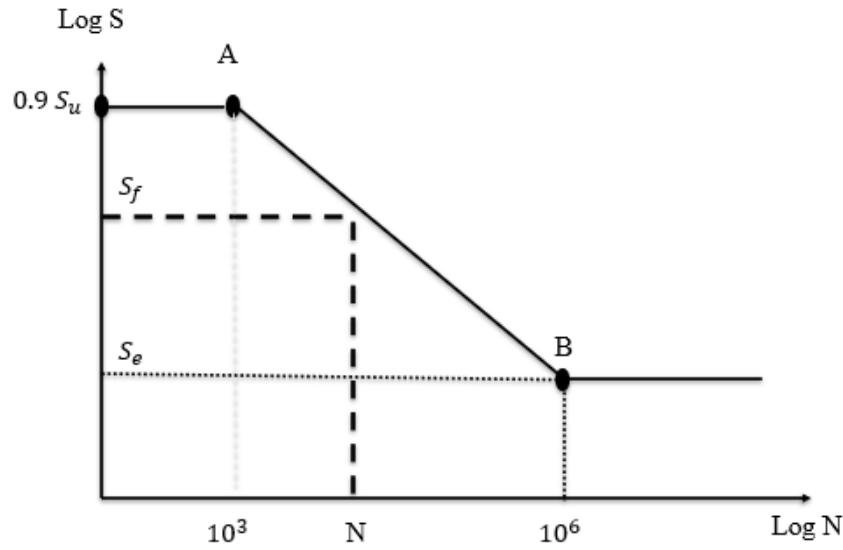


Figure 7 : Courbe de Wöhler approximée[24]

En approximant linéairement la partie de la courbe ($10^3 < N < 10^6$) en utilisant l'échelle logarithmique on aura

Les coordonnées des points A et B sont respectivement : $(10^3, 0.9S_u)$ et $(10^6, S_e)$ et la droite (AB) aura pour équation :

$$\log S_f = \log a \cdot \log N + \log b \quad (1)$$

Où Log représente le logarithme décimal et a et b sont positifs non nuls. (1) peut s'écrire :

$$\log S_f = \log a^{\log N} + \log b = \log(b \cdot a)^{\log N}$$

D'où :

$$S_f = b \cdot a^{\log(N)} \quad (2)$$

Pour déterminer les constantes a et b de l'équation (2) on applique les conditions aux limites aux points A et B :

$$\begin{aligned} S_e &= b \cdot a^6 \\ 0.9S_u &= b \cdot a^3 \end{aligned}$$

Cela donne :

$$a = \left(\frac{S_e}{0.9S_u} \right)^{\frac{1}{3}} \text{ et } b = 0.9S_u \left(\frac{0.9S_u}{S_e} \right) \quad (3)$$

Remplaçons dans (2) :

$$S_f = 0.9S_u \frac{0.9S_u}{S_e} \left(\frac{S_e}{0.9S_u} \right)^{\frac{\log(N-3)}{3}}$$

Ou autrement :

$$S_f = 0.9 \times S_u \left(\frac{S_e}{0.9 \times S_u} \right)^{\frac{\log N - 3}{3}} \quad (4)$$

L'expression (4) permet de connaître le niveau de contrainte lorsque le nombre de cycles N est connu. En écrivant l'expression (4) inversement c.à.d. $N = f(S_f)$ on obtiendra :

$$N = 1000 \left(\frac{S_f}{0.9 \times S_u} \right)^{\frac{3}{\log(S_e/0.9 \times S_u)}} \quad (5)$$

Où :

N est le nombre de cycles.

S_f est Contraintes appliquées (amplitude de la contrainte).

S_u est la résistance mécanique.

S_e est la limite d'endurance du matériau.

1.10 Différents types de fatigue des matériaux

Les matériaux subissent diverses formes de fatigue au fil du temps en raison de sollicitations répétées, ce qui peut entraîner une dégradation progressive de leurs propriétés mécaniques. Voici les principaux types de fatigue des matériaux :

1.10.1 Fatigue thermique

La fatigue thermique, ou thermo mécanique, survient lorsqu'un composant la pale d'une turbine) est soumis à des variations répétées de température. À chaque cycle de chauffe/refroidissement, le matériau se dilate puis se contracte, générant des contraintes internes qui finissent par provoquer l'apparition de microfissures. Au fil des cycles, ces fissures peuvent s'agrandir et affaiblir la structure, pouvant mener à la rupture de la pale.

Pour limiter la fatigue thermique, on utilise des superalliages résistants à la chaleur, on gère soigneusement les phases de démarrage/arrêt et on applique des revêtements (barrières thermiques) pour protéger la surface.



Figure 8 : Exemples de dommages thermiques sur des aubes de turbines à gaz (zone de surchauffe du matériau à l'extrémité du bord d'attaque)[26]

1.10.2 Fatigue sous contrainte (fatigue mécanique)

La fatigue sous contrainte (ou fatigue mécanique) est due à l'application répétée de charges (centrifuges, vibratoires, aérodynamiques) sur les pales et autres composants de la turbine. Même si ces charges sont inférieures à la limite élastique du matériau, leur répétition peut engendrer des fissures dans les zones les plus sollicitées, comme les jonctions ou les points de concentration de contraintes. Avec le temps, ces microfissures se propagent et peuvent causer la défaillance du composant comme montre dans la Figure 9 . Pour atténuer ce phénomène, on soigne la conception (géométries arrondies, choix de matériaux à haute résistance à la fatigue), on contrôle les vibrations (équilibrage, amortissement) et on applique parfois des traitements de surface pour créer des contraintes de compression bénéfiques.

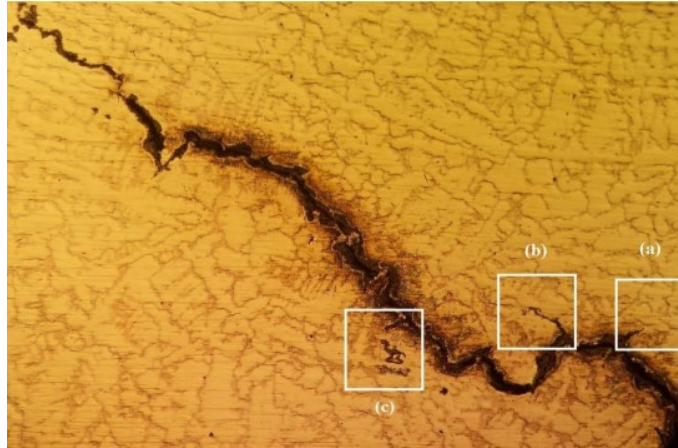


Figure 9 : Propagation de fissure dans la structure de l'inconel 718 [27]

1.10.3 Fatigue par corrosion

La fatigue par corrosion combine les effets d'un milieu corrosif (humidité, particules salines ou sulfurées, etc.) et de contraintes mécaniques cycliques. La corrosion fragilise la surface du matériau, créant des piqûres ou des crevasses où les fissures peuvent démarrer plus aisément. Sous l'effet des charges cycliques, ces fissures se propagent plus rapidement qu'en l'absence de corrosion. Le résultat est une détérioration accélérée du composant qui peut conduire à une rupture prématurée. Pour lutter contre la fatigue par corrosion, on utilise des matériaux résistants (superalliages, revêtements protecteurs), on filtre l'air d'admission pour limiter les contaminants et on effectue des inspections régulières afin de détecter rapidement toute forme de corrosion ou de fissure.

La Figure 10 illustre des fissures par corrosion localisées au niveau des pales, résultant de l'interaction entre contraintes mécaniques et environnement corrosif. Ces fissures, généralement situées dans les zones les plus sollicitées, compromettent la durabilité et la fiabilité des pales.



Figure 10: Fissures par corrosion au niveau des pales [28]

CHAPTRE 2 LA TURBULENCE ET MODÉLISATION DES ÉCOULEMENTS POUR LES TURBINES A GAZ

2.1 Introduction

La turbulence est un concept fascinant et complexe, souvent rencontré dans l'étude des fluides, que ce soit dans l'air, l'eau, ou d'autres gaz et liquides. Elle se caractérise par des écoulements chaotiques et imprévisibles, où les vitesses et directions peuvent varier de manière apparemment aléatoire. Contrairement à un écoulement laminaire, où les mouvements des particules de fluide sont ordonnés et prévisibles, la turbulence implique une grande variété d'échelles de mouvement et une intense interaction entre différentes couches de fluide.

La compréhension de la turbulence est essentielle dans de nombreux domaines, allant de l'ingénierie aérospatiale, où elle affecte la performance des avions et des engins spatiaux, à la météorologie, où elle joue un rôle clé dans la formation des systèmes météorologiques et dans la diffusion des polluants dans l'atmosphère. Malgré sa nature omniprésente et son importance, la turbulence reste l'un des problèmes non résolus de la physique classique, sa prédictibilité et sa modélisation précise étant extrêmement difficiles à cause de sa complexité intrinsèque.

La notion de turbulence se réfère à un état de mouvement d'un fluide dans lequel les particules s'écoulent de manière désordonnée et chaotique, contrairement à un écoulement laminaire où le mouvement est uniforme et prévisible. Cette différence fondamentale réside dans la complexité des interactions entre les différentes parties du fluide, qui résultent en un mélange intensif et en des fluctuations de vitesse à une multitude d'échelles de taille et de temps.

2.1.1 Caractéristiques principales de la turbulence

Les caractéristiques principales de la turbulence reflètent sa nature complexe et multidimensionnelle, distinguant nettement les écoulements turbulents des écoulements laminaires. Voici les traits fondamentaux qui définissent la turbulence [29]:

- **Fluctuations temporelles et spatiales** : La turbulence est marquée par des fluctuations aléatoires et apparemment désordonnées de la vitesse et de la pression à une variété d'échelles. Ces fluctuations impliquent que, à tout moment et en tout point, les propriétés du fluide comme la vitesse et la pression peuvent varier de manière imprévisible.
- **Dissipation d'énergie** : Les écoulements turbulents sont associés à une dissipation élevée d'énergie mécanique en chaleur, principalement à cause des forces visqueuses agissant à des échelles de taille petite. Cette dissipation d'énergie se produit malgré l'absence d'une viscosité apparente dans les grandes structures de l'écoulement.
- **Non-linéarité** : Les interactions non linéaires entre les modes d'écoulement sont essentielles à la dynamique de la turbulence, rendant les équations qui la régissent (comme les équations de Navier-Stokes) difficiles à résoudre analytiquement. Ces interactions non linéaires sont responsables de la complexité et de l'imprévisibilité des écoulements turbulents.
- **Écoulements tridimensionnels et vorticité** : La turbulence est intrinsèquement tridimensionnelle, avec des structures fluides qui se tordent et se plient, engendrant une vorticité significative. La vorticité, ou la tendance d'une parcelle de fluide à tourner est un aspect central de la dynamique turbulente.

2.1.2 Origines de turbulence

Les origines de la turbulence dans les fluides peuvent être analysées sous plusieurs aspects, notamment les perturbations, l'instabilité, les gradients de vitesse et les effets visqueux. Chacun de ces éléments joue un rôle clé dans la transition d'un écoulement laminaire à un écoulement turbulent[30].

- **L'instabilité :** joue un rôle essentiel dans la genèse de la turbulence. Il s'agit de la tendance de ces perturbations initiales à croître et à s'accroître, conduisant à une situation où l'écoulement du fluide devient chaotique et imprévisible. Les instabilités peuvent être déclenchées non seulement par des perturbations externes, mais également par des variations intrinsèques à l'écoulement lui-même, telles que des changements dans les vitesses ou les pressions au sein du fluide.
- **Les gradients de vitesse :** est une autre composante clé dans la transition vers la turbulence. Ils se réfèrent aux différences de vitesse entre différentes couches de fluide. Lorsqu'un fluide s'écoule, ces différences de vitesse créent du cisaillement - une forme de tension qui peut déstabiliser l'écoulement et amplifier les perturbations existantes. Alors que dans un écoulement laminaire ces gradients de vitesse sont stables et bien définis, dans les situations où le nombre de Reynolds est élevé, les effets du cisaillement deviennent plus marqués et peuvent conduire à un comportement turbulent.
- **Les effets visqueux :** est un aspect fondamental dans la compréhension de la turbulence. La viscosité d'un fluide détermine sa résistance à l'écoulement et à la déformation sous l'effet du cisaillement. Dans des écoulements à bas nombre de Reynolds, les forces visqueuses sont prédominantes et agissent pour amortir les perturbations, favorisant ainsi un écoulement laminaire. Cependant, dans des écoulements à haut nombre de Reynolds, les forces inertielles prennent le dessus sur les effets visqueux, favorisant le développement de la turbulence. De plus, la viscosité est déterminante pour la dissipation de l'énergie des tourbillons et des structures à petite échelle dans l'écoulement turbulent.
- **Les perturbations :** sont de petites variations ou fluctuations dans l'écoulement d'un fluide. Ces perturbations peuvent provenir de sources externes, comme des vibrations, des irrégularités de la surface, ou des fluctuations dans les conditions initiales de l'écoulement. Dans un écoulement laminaire, si ces perturbations sont suffisamment petites, elles sont généralement amorties par les forces visqueuses. Cependant, au-delà d'un certain seuil de nombre de Reynolds, ces perturbations peuvent se développer plutôt que de s'atténuer, menant à la turbulence.

En résumé, la turbulence est le résultat de l'interaction complexe entre les perturbations, les instabilités, les gradients de vitesse et les effets visqueux dans les écoulements de fluides. Ce phénomène continue de captiver et de défier les scientifiques et les ingénieurs dans leur quête de comprendre et de modéliser le comportement des fluides dans un large éventail d'applications pratiques.

2.1.3 Méthodes d'approches pour la turbulence

- **Modèles à moyenne de Reynolds (RANS) :** Les modèles RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) sont parmi les plus utilisés dans l'industrie en raison de leur efficacité computationnelle. Ils reposent sur la moyennisation des équations de Navier-Stokes sur le temps, ce qui permet de simplifier le problème turbulent en résolvant pour les moyennes temporelles des quantités d'intérêt. Cependant, cette approche nécessite la modélisation des termes de stress de Reynolds, qui représentent les effets des fluctuations turbulentes.[30]
- **Modèles des grandes échelles (LES) :** Les modèles LES (Large Eddy Simulation) résolvent explicitement les grandes structures d'écoulement turbulent, tandis que les effets des plus petites échelles sont modélisés. Cette approche permet de capturer avec précision la dynamique des grandes structures de la turbulence, qui sont souvent spécifiques à la géométrie du problème et aux conditions aux limites.
- **Simulation numérique directe (DNS) :** Le DNS résout les équations de Navier-Stokes pour un écoulement turbulent sans recourir à des modèles de turbulence, en calculant toutes les échelles de la turbulence directement. Bien que la DNS offre une précision inégalée, elle est extrêmement coûteuse en termes de ressources computationnelles et est donc limitée à des écoulements à faible nombre de Reynolds ou à des études de recherche fondamentale.
- **Modèles hybrides RANS-LES :** Les modèles hybrides combinent les approches RANS et LES pour exploiter les avantages de chacune. Dans les régions où l'écoulement est proche d'une surface et dominé par des effets visqueux, les modèles RANS sont utilisés. Dans les régions où l'écoulement est largement séparé et dominé par des structures turbulentes de grande échelle, les modèles LES prennent le relais.

2.1.4 Modèles de turbulences

- ❖ Le modèle k epsilon : est l'un des modèles de turbulence les plus utilisés dans les simulations d'écoulements turbulents, particulièrement dans le cadre des approches RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes). Ce modèle est un modèle à deux équations, ce qui signifie qu'il résout deux équations de transport supplémentaires en plus des équations de Navier-Stokes moyennées : une pour l'énergie cinétique turbulente (k) et une pour le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente (ϵ) ces deux quantités fournissent un moyen de caractériser l'état de la turbulence et de modéliser les termes de stress de Reynolds, qui apparaissent à la suite du calcul de la moyenne des équations de Navier-Stokes.[29]
- ❖ Le modèle k oméga : est un autre modèle de turbulence largement utilisé, appartenant à la famille des modèles à deux équations similaires au modèle k epsilon, mais avec une approche différente pour la modélisation des termes de stress de Reynolds. Ce modèle résout deux équations de transport : une pour l'énergie cinétique turbulente (K) et une autre pour la fréquence spécifique de la turbulence (ω) qui est une mesure du taux de dissipation de k par unité de masse. Le modèle k oméga est particulièrement apprécié pour sa performance dans les écoulements proches des parois et dans les écoulements à faible nombre de Reynolds.[29]

2.2 Équations de continuité et de Navier-Stokes

L'approche Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) constitue le socle de notre modèle de simulation aérodynamique CFD, permettant de traiter efficacement la complexité des écoulements turbulents autour du rotor HP de turbine à gaz. Les équations RANS décomposent les variables de l'écoulement (vitesse, pression, etc.) en une moyenne temporelle et des fluctuations. Cette méthode est particulièrement adaptée aux simulations industrielles grâce à son équilibre entre précision et exigences computationnelles. Les équations gouvernantes dans notre contexte sont définies comme suit [31] [32] [33]:

L'équation de continuité :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (6)$$

Le fluide est compressible ;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v_z)}{\partial z} = 0 \quad (7)$$

L'écoulement du liquide est considéré comme stationnaire ; les composantes sont indépendantes du temps $\frac{\partial}{\partial t} = 0$;

En coordonnées cartésiennes, l'équation comme suit :

$$\frac{\partial(\rho v_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho v_z)}{\partial z} = 0 \quad (8)$$

L'équation de transport :

$$\rho \frac{D\vec{U}}{Dt} = U_{eff}(\nabla^2 \vec{U}) - \nabla p + \rho \vec{g} \quad (9)$$

Considérons x comme l'axe de rotation ; l'équation dans le système cartésien devient :

$$\begin{aligned} \rho \left(v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial p}{\partial x} + U_{eff} \left[\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \right] + \rho g_x \\ \rho \left(v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_y}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial p}{\partial y} + U_{eff} \left[\frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2} \right] + \rho g_y \\ \rho \left(v_x \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial p}{\partial z} + U_{eff} \left[\frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right] + \rho g_z \end{aligned} \quad (10)$$

Les valeurs de l'énergie cinétique turbulente et la dissipation turbulente moyenne proviennent des deux équations suivantes :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho K) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j K) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_K} \right) \frac{\partial K}{\partial x_j} \right] + P_K - \rho \varepsilon + P_{Kb} \quad (11)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_K - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (12)$$

Où :

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t$$

La viscosité de turbulence est définie par :

$$\mu_t = \rho C_u \frac{K^2}{\varepsilon}$$

$$P_K = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \left(3 \mu_t \frac{\partial U_k}{\partial x_k} + \rho_k \right) \quad (13)$$

Le tableau 2 présente les différentes constantes utilisées pour le modèle de turbulence k-ε

Tableau 2 : Constantes du modèle choisi K epsilon [32] [33]:

Paramètre	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	σ_K	C_μ	C_ε
Valeur	1.44	1.92	1.0	0.09	1.3

CHAPITRE 3 ÉTUDE INTÉGRÉE DES CONTRAINTES MÉCANIQUES, DE LA FISSURATION ET DU COMPORTEMENT THERMODYNAMIQUE DES PALES DE TURBINE

3.1 Analyse des contraintes et déformations dans les pales des turbines.

Les contraintes et les déformations dans les pales, comme celles d'une turbine, sont analysées à l'aide de principes de la mécanique des solides. Ces analyses reposent sur plusieurs ensembles d'équations fondamentales pour évaluer la résistance mécanique et le comportement structurel des pales sous différentes charges.

Dans le cadre de l'analyse en mécanique des matériaux, il est indispensable d'évaluer les grandeurs suivantes pour décrire le comportement mécanique d'une structure :

- Six composantes de contrainte : $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$, qui caractérisent l'état de contrainte interne du matériau.
- Six composantes de déformation : $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}$ représentant les variations dimensionnelles et les distorsions du matériau.
- Trois déplacements : u, v, w qui décrivent les translations dans les directions principales x,y,z.

Les équations gouvernant le comportement mécanique de la structure se divisent en plusieurs catégories fondamentales :

- Équations d'équilibre : Trois équations traduisant l'équilibre des forces internes et externes.
- Équations déformation-déplacement : Six relations reliant les déformations aux déplacements du matériau.

- Équations contrainte-déformation : Six expressions définissant les contraintes en fonction des déformations via les propriétés du matériau.

Ces relations forment le socle des modèles mathématiques utilisés pour analyser et prédire le comportement des structures soumises à différentes conditions de chargement. Elles sont essentielles pour résoudre les problèmes liés à la mécanique des solides et assurer une conception optimale et sécurisée des systèmes étudiés.

Équations d'équilibre :

Les équations d'équilibre traduisent la condition selon laquelle l'objet reste statique ou en mouvement uniforme sous l'effet des forces. Pour un état tridimensionnel [34] :

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + F_x \\
 \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + F_y \\
 \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} + F_z
 \end{aligned} \tag{14}$$

Déformation-déplacement

Les relations déformation-déplacement sont données par l'équation [34]:

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} \\
 \varepsilon_y &= \frac{\partial v}{\partial y} \\
 \varepsilon_z &= \frac{\partial w}{\partial z} \\
 \gamma_{xy} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \\
 \gamma_{yz} &= \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}
 \end{aligned} \tag{15}$$

$$\gamma_{zx} = \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z}$$

Contrainte-déformation :

Les relations linéaires entre la contrainte et la déformation sont données par l'équation ci-dessous [34]:

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= \frac{\sigma_x}{E} - \nu \frac{\sigma_y}{E} + \nu \frac{\sigma_z}{E} \\ \varepsilon_y &= \frac{\sigma_y}{E} - \nu \frac{\sigma_z}{E} + \nu \frac{\sigma_x}{E} \\ \varepsilon_z &= \frac{\sigma_z}{E} - \nu \frac{\sigma_x}{E} + \nu \frac{\sigma_y}{E} \\ \gamma_{xy} &= \frac{\tau_{xy}}{G} \\ \gamma_{yz} &= \frac{\tau_{yz}}{G} \\ \gamma_{zx} &= \frac{\tau_{zx}}{G}\end{aligned}\tag{16}$$

Où :

E est le module d'Young ;

ν Est le coefficient de poisson ;

G est le module de cisaillement ;

Le module de cisaillement peut aussi s'écrire :

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)}\tag{17}$$

3.2 Contrainte de Von Mises

La contrainte de Von Mises est une mesure de la contrainte résultante sur un matériau soumis à des charges ou des contraintes multiples. Elle est utilisée pour évaluer le niveau de contrainte et la capacité d'un matériau à résister à la déformation plastique.

La contrainte de von Mises est calculée à partir des composantes de contrainte normale et de contrainte tangentielle dans un matériau. Elle est définie mathématiquement comme suit:

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2} \quad (18)$$

Le calcul du coefficient de sécurité peut être formulé comme suit :

Coefficient de sécurité = Limite d'élasticité à la température de fonctionnement / Contrainte réelle appliquée

$$\text{Coefficient de sécurité} = \sigma_{limit} / \sigma_e$$

3.3 Forces aérodynamiques

Les forces aérodynamiques sont des forces exercées par le mouvement de l'air, généralement autour d'un objet en mouvement à travers l'air, comme une turbine, ou autour d'un objet stationnaire soumis à un écoulement d'air, comme montre dans la Figure 11. Les deux principales forces aérodynamiques sont la portance et la traînée.[29]

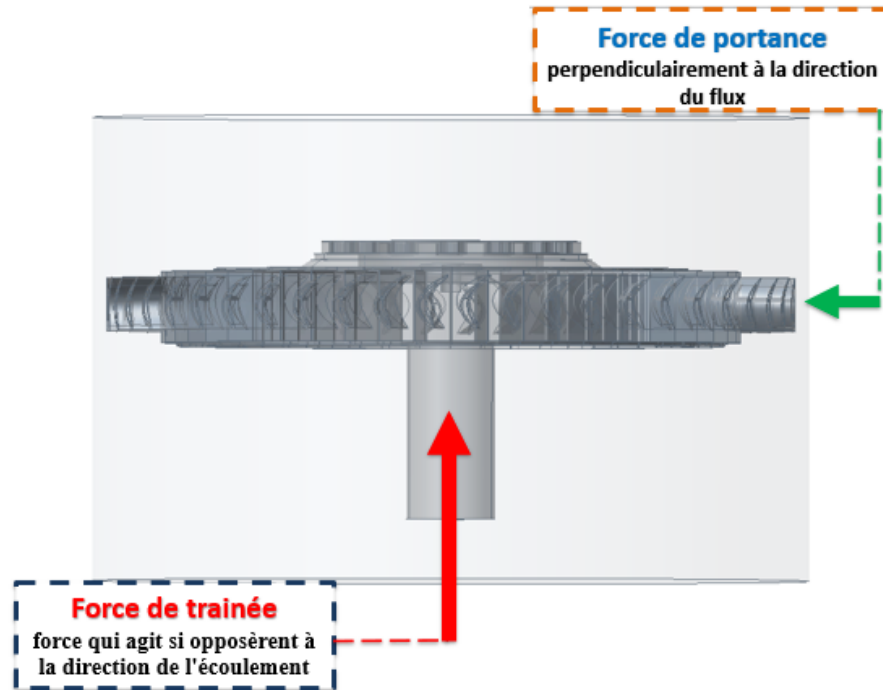


Figure 11 : Force portance et traînée sur un rotor HP

– **Portance (Lift)**

La portance est la force qui soutient un objet dans les airs en agissant perpendiculairement à la direction du flux d'air. Elle est généralement générée par des ailes ou d'autres surfaces portantes, calculée à l'aide de la formule de la portance d'une aile :

$$F_P = 0,5 \cdot \rho_{air} \cdot V^2 \cdot S \cdot C_l \quad (19)$$

– **Traînée (Drag)**

La traînée est la force qui agit si opposèrent à la direction de l'écoulement de l'air, résistant au mouvement de l'objet à travers l'air, la force de traînée est généralement calculée à l'aide de la formule de la traînée d'une surface :

$$F_T = 0,5 \cdot \rho_{air} \cdot V^2 \cdot S \cdot C_D \quad (20)$$

Où :

F_P est la force de portance

F_T est la force de traînée

C_l est le coefficient de portance ;

C_D est le coefficient de traînée ;

ρ est la densité de l'air ;

V est la vitesse de l'air par rapport à l'objet ;

S est la surface;

La Figure 12 illustre de manière détaillée les forces aérodynamiques qui s'exercent sur un profil d'aile lorsqu'il est soumis à un écoulement d'air.

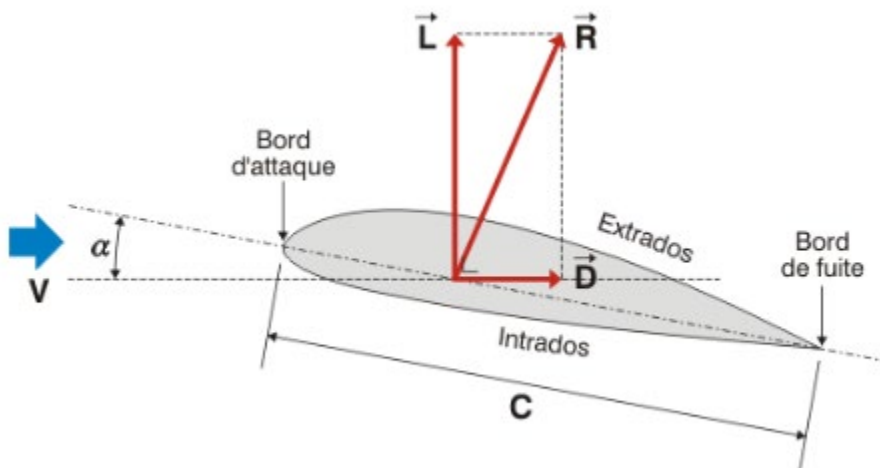


Figure 12 : Contrainte à amplitude variable [35]

Où :

- L est la force de portance perpendiculaire au vent relatif, générée par la différence de pression entre l'extrados et l'intrados.
- D est la force de traînée parallèle au vent relatif qui s'oppose au mouvement de l'aile.
- α est l'angle entre la ligne de corde de l'aile (C) et la direction du vent relatif (V) affecte la production de portance et la résistance à l'avancement (traînée).

- R la force résultante est la somme vectorielle des forces de portance (L) et de traînée (D).
- C (Ligne de corde) est la ligne droite reliant le bord d'attaque (Bord d'attaque) et le bord de fuite (Bord de fuite) du profil.
- Le bord d'attaque (avant de l'aile),
- Le bord de fuite (arrière de l'aile),
- L'extrados (surface supérieure),
- L'intrados (surface inférieure).
- V (Vitesse) : Représente l'écoulement d'air relatif arrivant sur le profil d'aile.

La Figure 13 présente les coefficients de traînée (C_D) associés à différentes formes géométriques lorsqu'elles sont soumises à un écoulement d'air. Le coefficient de traînée est une mesure de la résistance aérodynamique qu'une forme oppose au fluide

Forme		coefficient de traînée
Sphere	→ 	0.47
Half-sphere	→ 	0.42
Cone	→ 	0.50
Cube	→ 	1.05
Angled Cube	→ 	0.80
Long Cylinder	→ 	0.82
Short Cylinder	→ 	1.15
Streamlined Body	→ 	0.04
Streamlined Half-body	→ 	0.09

Figure 13 : Coefficients de traînée différents selon les géométries[36]

Tel qu'illustré dans la Figure 13, le coefficient le plus adapté correspond au coefficient du corps rationalisé (Streamlined Body), qui se rapproche le plus de notre projet, ce qui se traduit par :

$$C_D = 0,04$$

C_D : est le coefficient de traînée

3.4 Vibrations mécaniques

Les pales des turbines à gaz sont soumises à des vibrations mécaniques induites par les forces aérodynamiques, les déséquilibres de rotation et les phénomènes de résonance. Ces vibrations, si elles ne sont pas correctement maîtrisées, peuvent engendrer une amplification des contraintes locales, favorisant l'initiation de fissures ou l'usure prématurée des matériaux. Il est donc essentiel de modéliser le comportement vibratoire des pales pour garantir leur stabilité et leur durabilité en fonctionnement. L'analyse modale permet d'identifier les fréquences propres du système et de détecter d'éventuels risques de résonance avec la vitesse de rotation du rotor. Cette approche est indispensable pour concevoir des structures fiables, notamment dans des environnements à haute température et à forte sollicitation mécanique, comme ceux rencontrés dans les turbines à gaz.

La forme générale de l'équation de mouvement d'un système vibratoire s'exprime comme suit [37]:

$$[M] \frac{d^2}{dt^2} \{X\} + [B] \frac{d}{dt} \{X\} + [K] \{X\} = \{F(t)\} \quad (21)$$

Où :

$[M]$ est la matrice des masses;

$[B]$ est la matrice des amortissements;

$[K]$ est la matrice des raideurs;

$\{F(t)\}$ est le vecteur des forces extérieures;

3.5 MODÉLISATION DES FISSURATIONS PAR LA ÉÉTHODE XFEM

La méthode XFEM permet de modéliser les fissures sans remaillage, en intégrant des fonctions discontinues dans les éléments finis. Cette approche est particulièrement adaptée à l'étude des pales de turbines soumises à de fortes contraintes, car elle offre une description précise de la propagation des fissures tout en optimisant le temps de calcul.

3.5.1 Domaines d'applications de la XFEM

La méthode XFEM trouve des applications dans divers domaines :

- **La mécanique de la rupture** : Cette méthode est employée pour modéliser et comprendre la propagation des fissures dans les matériaux solides, permettant d'analyser le comportement des matériaux aussi bien avant qu'après la rupture.
- **Modélisation des fractures dans les formations géologiques** : utilisée principalement dans les réservoirs de pétrole et de gaz, cette méthode permet de prédire la propagation des fractures et d'optimiser les techniques d'extraction.
- **Biomécanique** : appliquée à l'étude des fissures et des défaillances dans les os et autres tissus biologiques, cette méthode offre une meilleure compréhension des mécanismes de fracture au sein des structures biologiques.

3.5.2 Formulation mathématique

Pour illustrer l'intégration des fonctions discontinues dans l'approximation par éléments finis, on peut prendre l'exemple d'une fissure traversant un maillage composé de quatre éléments. Dans ce cas, la fissure est positionnée sur la frontière d'un des éléments, comme le montre la Figure 14.

Cette configuration permet de démontrer comment la méthode des éléments finis peut être étendue pour prendre en compte les discontinuités telles que les fissures, en modifiant l'approximation standard pour inclure ces discontinuités dans les éléments concernés.[38].

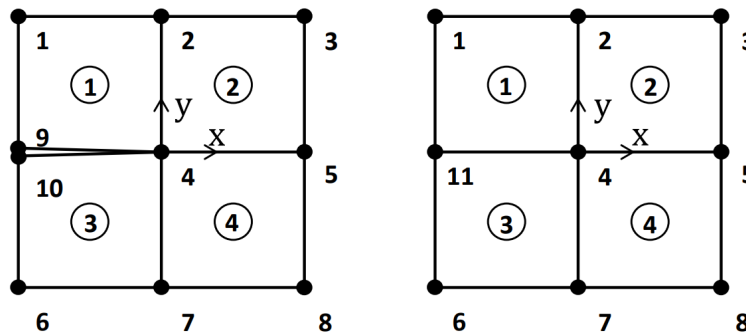


Figure 14: a) Maillage avec fissure, b) Maillage sans fissure.[38].

L'approximation par éléments finis pour le maillage est

$$\mathbf{u}^h(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^{10} N_i(\mathbf{x}) \mathbf{u}_i \quad (22)$$

Où N_i est la fonction de forme pour le nœud i , $\mathbf{u}_i$ est le vecteur de déplacement au nœud i et $\mathbf{x}$ est le vecteur de position.

Définissons $\mathbf{k}$ et $\mathbf{l}$ comme :

$$\mathbf{k} = \frac{\mathbf{u}_9 + \mathbf{u}_{10}}{2}, \quad \mathbf{l} = \frac{\mathbf{u}_9 - \mathbf{u}_{10}}{2} \quad (23)$$

C'est-à-dire, $\mathbf{k}$ se trouve entre $\mathbf{u}_9$ et $\mathbf{u}_{10}$ et $\mathbf{l}$ est la moitié de la distance entre $\mathbf{u}_9$ et $\mathbf{u}_{10}$.

Maintenant, $\mathbf{u}_9$ et $\mathbf{u}_{10}$ peuvent être exprimés en termes de $\mathbf{k}$ et $\mathbf{l}$ comme :

$$\mathbf{u}_9 = \mathbf{k} + \mathbf{l}, \quad \mathbf{u}_{10} = \mathbf{k} - \mathbf{l} \quad (24)$$

En ajoutant ces expressions dans l'équation, on obtient :

$$\mathbf{u}^h = \sum_{i=1}^8 N_i \mathbf{u}_i + \mathbf{k}(N_9 + N_{10}) + \mathbf{l}(N_9 - N_{10})H(\mathbf{x}) \quad (25)$$

Où la fonction de saut discontinue $H(\mathbf{x})$ est introduite comme :

$$\mathbf{H}(\mathbf{x}) = \mathbf{1}, \quad \text{si } y > 1 \quad (26)$$

$$\mathbf{H}(\mathbf{x}) = -\mathbf{1}, \quad \text{si } y < 1 \quad (27)$$

Maintenant, $N_9 + N_{10}$ peut être remplacé par N_{11} et $\mathbf{k}$ par $\mathbf{u}_{11}$ et l'approximation par éléments finis peut s'exprimer comme :

$$\mathbf{u}^h = \sum_{i=1}^8 N_i \mathbf{u}_i + N_{11} \mathbf{u}_{11} + \mathbf{l} N_{11} H(\mathbf{x}) \quad (28)$$

Les deux premières composantes de l'approche représentent l'approximation standard par éléments finis, tandis que la troisième partie introduit l'enrichissement discontinu supplémentaire. L'équation correspondante montre que l'approximation par éléments finis pour une fissure dans un maillage peut être interprétée comme la somme de l'approximation d'un maillage sans fissure et d'un enrichissement discontinu ajouté spécifiquement pour modéliser la fissure. Cette approche peut également être étendue à des fissures situées à l'intérieur des éléments, plutôt qu'à leur frontière, en suivant un raisonnement similaire.

Pour pouvoir capturer la singularité à la pointe de la fissure, des fonctions de pointe de fissure asymptotiques discontinues peuvent être ajoutées aux nœuds qui entourent la pointe de la fissure. Si la pointe ne se termine pas à une frontière d'élément, les fonctions de pointe de fissure décrivent également la discontinuité sur les surfaces de la fissure dans l'élément contenant la pointe de la fissure.

Ainsi, au total, il y a deux types d'enrichissements : les fonctions de pointe de fissure asymptotiques pour décrire la pointe de la fissure et la fonction de saut pour décrire le reste de la fissure. Les nœuds sont enrichis avec la fonction de saut lorsque leurs supports sont entièrement intersectés par une fissure tandis que les nœuds d'élément entourant la pointe de la fissure sont enrichis avec les fonctions de pointe de fissure. Les nœuds entourés sont enrichis avec la fonction de saut et les nœuds carrés sont enrichis avec les fonctions de pointe de fissure.

3.5.3 Théorie de formulation et de modélisation des fissurations (Méthode J Intégrale)

Facteurs d'intensité des contraintes

Les facteurs d'intensité des contraintes sont utilisés pour caractériser le champ de contraintes à la pointe d'une fissure et servent d'indicateur de la gravité de cette dernière pour différentes configurations de fissures. Ces facteurs nécessaires dans l'évaluation des fissures, car ils permettent de relier les niveaux critiques de contraintes à la croissance de la fissure, pouvant conduire à la fracture. Ils sont donc essentiels pour prédire la résistance résiduelle d'une structure et évaluer le risque de défaillance par rupture.

Il existe trois modes de chargement indépendants utilisés en mécanique de la fracture : le Mode I, II et III. Ils sont représentés dans la Figure 15.

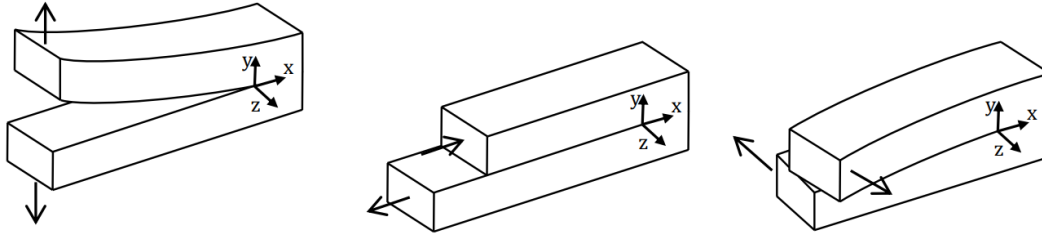


Figure 15: Trois modes de chargement. a) Mode I, b) Mode II, c) Mode III [38].

Le Mode I correspond au mode d'ouverture de la fissure, où les surfaces de la fissure s'écartent l'une de l'autre ; il s'agit du type de charge le plus courant. Le Mode II est un mode de cisaillement dans le plan, où les surfaces de la fissure glissent parallèlement et perpendiculairement à la direction de la fissure. Le Mode III, quant à lui, est un mode de cisaillement hors du plan, où les surfaces de la fissure glissent de manière déchirante l'une par rapport à l'autre.

La solution du champ de contraintes élastiques à proximité de la pointe de la fissure est définie par l'équation suivante [38]:

$$\sigma = K_I f_I(r, \alpha) + K_{II} f_{II}(r, \alpha) + K_{III} f_{III}(r, \alpha) + \sigma_0 \quad (29)$$

Où K_I , K_{II} et K_{III} sont les facteurs d'intensité des contraintes pour le mode respectif, σ_0 est une contrainte finie, r est la distance de la pointe de la fissure et α est l'angle par rapport à la pointe de la fissure.

Une définition schématique du champ de contraintes, de la distance radiale et de l'angle est représentée dans la Figure 16:

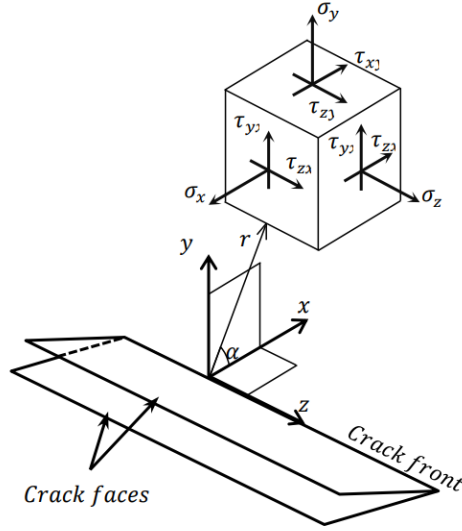


Figure 16: Système de coordonnées tridimensionnel décrivant les contraintes près du front de la fissure[38].

f_I , f_{II} et f_{III} sont proportionnels à $\frac{1}{\sqrt{r}}$ et l'exemple de f_I est comme suit :

$$\{f_I\}_{xx} = \frac{1}{\sqrt{2\pi r}} \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \left(1 - \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \sin\left(\frac{3\alpha}{2}\right)\right) \quad (30)$$

Ce qui rend le terme singulier lorsque $r \rightarrow 0$. Les autres termes ont une forme similaire.

Les facteurs d'intensité des contraintes pour les trois modes sont définis comme suit :

$$K_I = \lim_{r \rightarrow 0} \sqrt{2\pi r} \sigma_{yy}(r, 0) \quad (31)$$

$$K_{II} = \lim_{r \rightarrow 0} \sqrt{2\pi r} \sigma_{yx}(r, 0) \quad (32)$$

$$K_{III} = \lim_{r \rightarrow 0} \sqrt{2\pi r} \sigma_{yz}(r, 0) \quad (33)$$

Où σ_{ij} est la contrainte dans la direction particulière.

3.6 Matériau utilisé

L'Inconel 718 est un superalliage à base de nickel utilisé dans la fabrication des pales de turbine à gaz en raison de ses propriétés exceptionnelles à haute température. Ce matériau se distingue par sa résistance élevée à la corrosion, à l'oxydation, et sa capacité à conserver

sa résistance mécanique dans des environnements extrêmes. L'Inconel 718 contient également du chrome, du fer, et des quantités moindres d'autres métaux (Tableau 3), ce qui lui confère une résilience remarquable face aux contraintes thermiques et mécaniques fréquemment rencontrées dans les turbines à gaz.[39]

Les pales de turbine fabriquées en Inconel 718 sont essentielles pour augmenter l'efficacité et la fiabilité des turbines à gaz. Ce superalliage permet aux pales de résister aux conditions extrêmes de température et de pression, tout en minimisant le risque de déformation, de fissuration ou d'érosion au cours du temps. De plus, l'Inconel 718 peut être traité par durcissement par précipitation, un processus qui améliore davantage ses propriétés mécaniques (Tableau 4), rendant ce matériau idéal pour les composants critiques tel que les pales de turbine à gaz.

Tableau 3 : Composition chimique d'Alliages à Base de Nickel[40]

Élément	Composition chimique (%)
Nickel (Ni)	50-55
Chrome (Cr)	17-21
Fer (Fe)	15-21
Niobium (Nb)	4.75-5.5
Molybdène (Mo)	2.8-3.3
Titane (Ti)	0.65-1.15
Aluminium (Al)	0.2-0.8
Manganèse (Mn)	Max 0.35
Silicium (Si)	Max 0.35
Carbone (C)	Max 0.08
Phosphore (P)	Max 0.015
Soufre (S)	Max 0.015
Bore (B)	0.001-0.006

Tableau 4 : Propriétés mécaniques[41]

Propriété	Alliages à Base de Nickel (Inconel 718)
Résistance à la Traction (MPa)	1375
Density (g/cm^3)	8.19
Limite d'Élasticité (MPa)	1069
Module de Young (GPa)	200
Conductivité thermique (w/m.k)	11.2
Résistance à la Corrosion	Excellent

3.7 ÉTUDE DES PARAMÈTRES THERMODYNAMIQUES DE LA TURBINE A GAZ

L'étude des paramètres thermodynamiques d'une turbine à gaz implique l'examen de plusieurs grandeurs et concepts clés pour comprendre son fonctionnement et optimiser sa performance. [42]

La Figure 17 montre le schéma de fonctionnement et la configuration technique d'une turbine utilisée dans des systèmes énergétiques ou industriels. La turbine convertit l'énergie d'entrée, caractérisée par une pression et une température initiale (P_1, T_1), en énergie mécanique, transmise via l'arbre de transmission. Le flux de sortie, identifié par P_2, T_2 , représente les conditions thermodynamiques après le travail réalisé par la turbine. Ce dispositif met en évidence la relation entre les grandeurs physiques (pression, température) et la transmission mécanique de puissance, essentielle pour de nombreuses applications énergétiques.

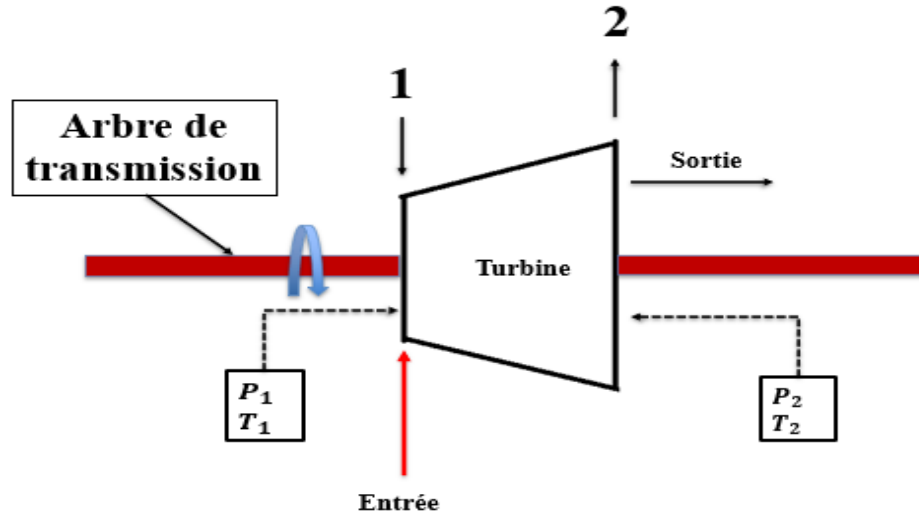


Figure 17 : Schéma technique d'une turbine

Les turbines à gaz fonctionnent généralement sur un cycle de Brayton, qui consiste en une compression adiabatique, un chauffage à pression constante et une expansion adiabatique. Voici les aspects principaux [4] :

– **Rapport de Chaleur spécifique γ_{gaz} :**

$$\gamma_{gaz} = \frac{C_{p\ gaz}}{C_{v\ gaz}} = \frac{C_{p\ gaz}}{1 - R_{gaz}} \quad (34)$$

Cette équation est utilisée pour calculer le rapport de chaleur spécifique, ou indice adiabatique, γ_{gas} d'un gaz. Ce rapport est une propriété thermodynamique importante des gaz, surtout en dynamique des gaz et en thermodynamique. Il est défini comme le rapport de la capacité thermique à pression constante C_{pgaz} sur la capacité thermique à volume constant C_{vgaz} .

– **Température et pression :** Les niveaux de température et de pression à différents points du cycle, particulièrement avant et après la compression et l'expansion, sont cruciaux pour l'analyse de la performance.

$$\frac{T_{2\ th}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}} \quad (35)$$

$$T_{2th} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}} \quad (16)$$

Cette équation est une application de la relation de la température et de la pression pour un processus isentropique dans un gaz parfait. Elle relie la température au point 4th (après l'expansion) à la température au point 3 (avant l'expansion) en fonction des pressions et de l'indice adiabatique

- **Travail de turbine (Wt)** : L'énergie générée par l'expansion des gaz dans la turbine.

$$W_{tr} = C_{pg}(T_2 - T_{1r}) \quad (37)$$

Cette équation calcule le travail de la turbine en se basant sur la différence de température entre les points 3 et 4r (réel) et la capacité thermique à pression constante du gaz C_{pg} .

- **Rendement isentropique** : Le rendement d'une turbine dans les conditions idéales sans friction ni pertes thermiques.

$$\eta_{th} = \frac{T_1 - T_{2r}}{T_1 - T_{2th}} \quad (38)$$

Cette formule semble représenter l'efficacité thermique η_{th} de la turbine, en utilisant les températures théorique et réelle après l'expansion.

- **Puissance spécifique** : La puissance par unité de débit massique, utile pour comparer les performances de différentes turbines

$$\dot{P}_T = \dot{m}_{comb} C_{pg}(T_2 - T_{1r}) \quad (39)$$

C'est l'équation pour calculer la puissance de sortie réelle de la turbine $\dot{P}_T$. Elle utilise le débit massique des gaz de combustion $\dot{m}_{comb}$, la capacité thermique à pression constante C_{pg} , et la différence entre les températures avant et après la turbine.

- **Puissance nette** : La différence entre l'énergie générée par la turbine et l'énergie consommée par le compresseur.

$$\dot{P}_{nette} = (\dot{P}_{tr} - \dot{P}_{cr}) \quad (40)$$

Cette équation calcule la puissance nette produite par le système $\dot{P}_{nette}$ en soustrayant la puissance nécessaire à la compression $\dot{P}_{cr}$ de la puissance produite par la turbine $\dot{P}_{tr}$

- **Efficacité thermique (η)** : Un rapport clé de performance, mesurant la part de l'énergie thermique convertie en travail utile.

$$\eta_{glo} = \frac{\dot{P}_{nette}}{q_{cc}} \quad (41)$$

Cette équation définit l'efficacité thermique global basée sur le cycle de brayton qui est le rapport de la puissance net au transfert de chaleur dans la chambre de combustion.

Ces équations sont essentielles pour comprendre le fonctionnement des machines thermiques et pour l'analyse de l'efficacité des cycles thermodynamiques. Elles sont cruciales dans la conception et l'optimisation des turbines à gaz.

CHAPITRE 4 RÉSULTATS DES SIMULATIONS CFD, ANALYSES STATIQUES, DE FATIGUE ET DE FISSURATION (XFEM).

La Figure 18 représente le schéma de travail intégré pour l'analyse du rotor HP et des pales d'un système turbomachine. La modélisation débute avec la définition de la géométrie et du maillage, suivie par des étapes d'analyse multi-physique. L'outil CFX est utilisé pour la simulation aérodynamique (préparation avec CFX-PRE, résolution avec CFX-SOLVER et post-traitement des résultats avec CFX-POST). Les données générées alimentent deux branches complémentaires : une analyse modale pour évaluer les comportements vibratoires et une analyse statique structurelle pour étudier les contraintes mécaniques. La méthode XFEM (eXtended Finite Element Method) est ensuite employée pour affiner les résultats, particulièrement dans les zones critiques, en incorporant des propriétés matérielles et des configurations avancées.

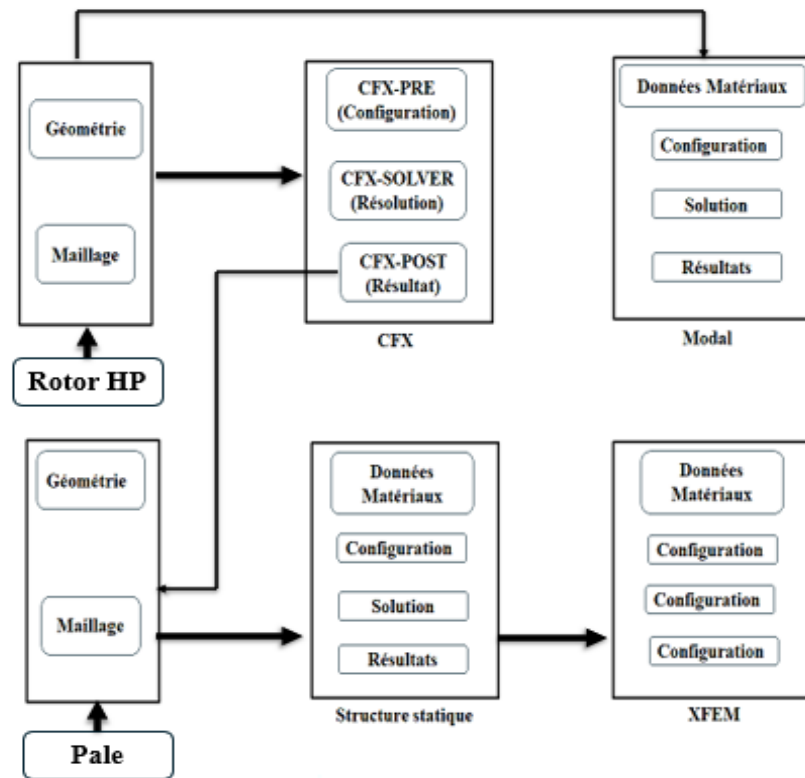


Figure 18 : Stratégies de résolution numérique dans le logiciel ANSYS

4.1 Étude des forces et pressions sur un rotor de turbine à gaz : Approche par simulation CFD

L'objectif principal de ce chapitre est de déployer une approche de simulation aérodynamique CFD pour analyser et comprendre les distributions de pression et les forces appliquées sur un rotor HP de turbine à gaz. Cette analyse vise à évaluer les performances aérodynamiques du rotor HP en identifiant les zones de hautes et basses pressions, ainsi que les gradients de pression à travers la géométrie du rotor. Cette caractérisation aide à détecter les régions susceptibles de subir des contraintes mécaniques élevées dues aux forces aérodynamiques, ce qui est essentiel pour la conception et l'optimisation de la durabilité du rotor.

4.2 Étude aérodynamique

Une méthodologie de simulation CFD (Computational Fluid Dynamics) avancée, reposant sur des réglages précis et des hypothèses de calcul bien définies, a été employée dans le cadre de cette étude sur l'analyse aérodynamique du rotor HP de turbine à gaz. Ces éléments sont essentiels pour garantir la fiabilité et la pertinence des résultats obtenus. Voici une présentation détaillée de notre approche :

4.2.1 Modèle géométrique de rotor HP de turbine à gaz

La conception géométrique du rotor haute pression (HP) a été effectuée avec SolidWorks, permettant la création d'un modèle CAD 3D d'une grande précision. Ce rotor se compose de 50 pales, disposées stratégiquement pour optimiser les performances. Avec un diamètre total de 500 mm et une longueur d'attaque de pale de 39 mm, la conception intègre des paramètres essentiels, notamment le profil aérodynamique, l'angle d'attaque, et la distribution de pression sur les pales. Ces éléments ont été méticuleusement ajustés pour assurer une efficacité énergétique maximale et répondre aux exigences des environnements industriels les plus rigoureux.

La Figure 19 présente la conception 3D détaillée d'un rotor haute pression (HP), mettant en évidence ses dimensions clés et ses caractéristiques géométriques.

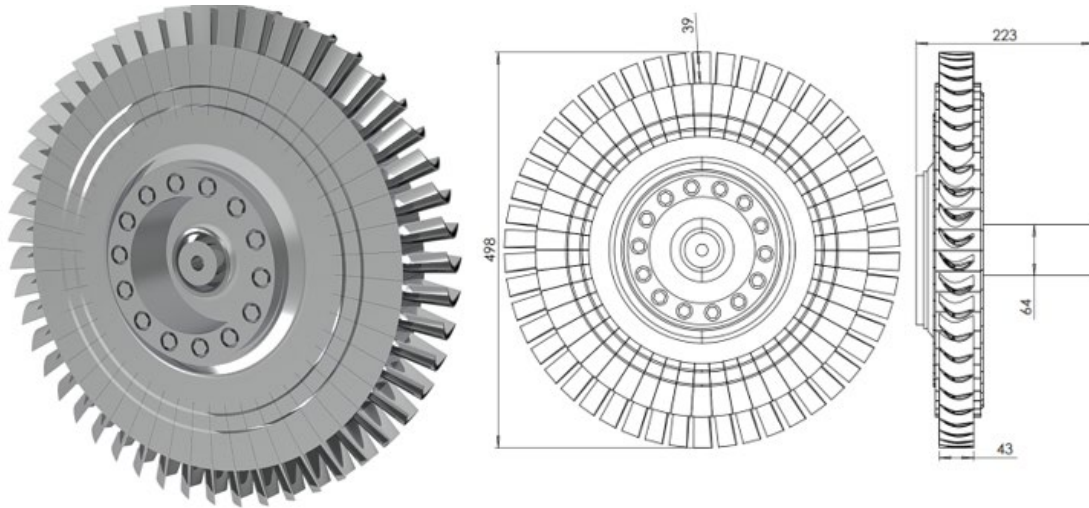


Figure 19 : Conception 3D et dimensions clés d'un rotor HP en mm

4.2.2 Préparation de la géométrie

Dans le contexte de la simulation CFD, pourrait être une opération destinée à créer un volume de contrôle autour du rotor, qui est nécessaire pour définir les frontières de l'écoulement du fluide. La Figure 20 présente que ce volume de contrôle est souvent représenté comme un cylindre dans le cas de rotors, car cette forme correspond naturellement à la géométrie radiale du rotor.

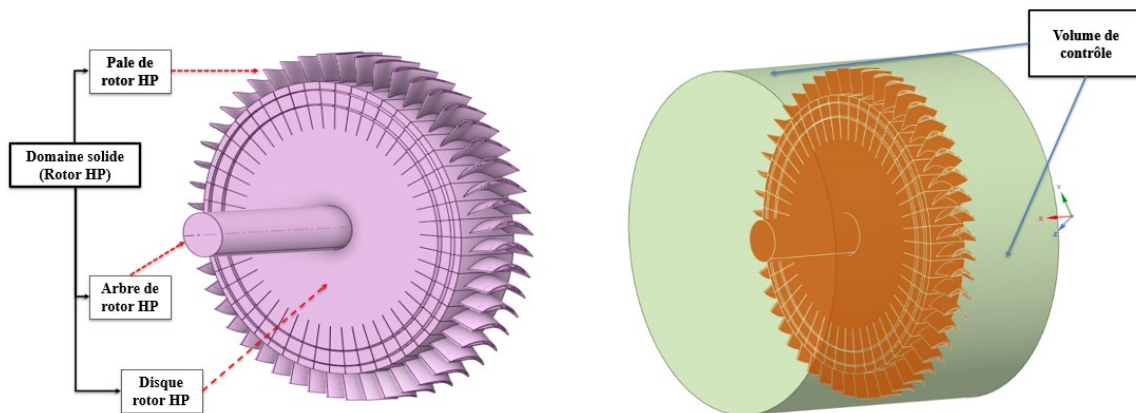


Figure 20 : Configuration de la géométrie pour la simulation CFD : Volume de contrôle et rotor HP

Le jeu entre le stator et le rotor dans une turbine à gaz est un aspect critique de sa conception et de son fonctionnement. Ce jeu, souvent désigné comme le jeu radial ou axial selon sa direction, est l'espace entre les extrémités des pales du rotor et la paroi du stator. Voici quelques points importants concernant ce jeu :

- **Importance du Jeu :** Le jeu correct entre le stator et le rotor est essentiel pour la performance et l'efficacité de la turbine. Un jeu trop grand peut diminuer l'efficacité de la turbine, car il permet aux gaz de haute pression de s'échapper sans effectuer de travail utile. Un jeu trop petit, en revanche, risque de causer des frottements entre les pales du rotor et le stator, surtout lors de l'expansion thermique en fonctionnement.
- **Impact sur la Durée de Vie de la Turbine :** Un jeu bien géré peut significativement influencer la durée de vie de la turbine. Une surveillance et un ajustement réguliers aident à prévenir les dommages prématurés et à maintenir l'efficacité opérationnelle.

Dans cette étude, un jeu de 1,5 mm entre le stator et les pales de la turbine à gaz. Ce jeu, également connu sous le nom d'espacement. Cet écart, essentiel pour plusieurs raisons. Premièrement, il permet d'assurer une marge de sécurité pour éviter tout contact entre le stator et les pales en rotation, ce qui pourrait entraîner des dommages mécaniques sévères. Deuxièmement, le jeu joue un rôle important dans la gestion des écoulements de gaz et l'efficacité aérodynamique de la turbine.

Le choix de ce jeu de 1,5 mm a donc été déterminé pour équilibrer ces considérations et garantir une performance optimale de la turbine tout en minimisant les risques d'usure et de défaillance.

4.2.3 Préparation de maillage

La simulation CFD sur un rotor HP de turbine à gaz nécessite une représentation détaillée de la géométrie complexe pour capturer avec précision les interactions fluides, les gradients de pression, et les phénomènes thermiques à des vitesses et des températures extrêmement élevées. Le défi réside dans l'équilibrage entre la précision des résultats et les exigences computationnelles.

La réalisation d'une simulation CFD sur un rotor HP de turbine à gaz avec un maillage tétraédrique et d'ordre linéaire via ANSYS CFX, englobant 9 millions de nœuds, comme le montre le Tableau 5, montre une approche de modélisation avancée. Cette démarche se concentre sur l'obtention de données analytiques précises pour guider les décisions de conception et d'optimisation. Elle met en évidence l'importance de simulations détaillées dans le développement de technologies de turbines à gaz plus efficaces, durables et performantes.

Tableau 5 : Type d'élément, nombre d'éléments et nombre de nœuds du rotor et stator

Types d'élément	Nombre de nœuds	Nombre d'éléments
Tétraédrique	9212396	48531561

La méthodologie adoptée pour la création du maillage implique initialement l'analyse détaillée de la géométrie du rotor à l'aide du logiciel ANSYS CFX, identifiant les zones nécessitant un raffinement (Figure 21) accru pour une précision améliorée. La sélection d'un maillage tétraédrique pour ces régions permet d'encapsuler efficacement les détails géométriques complexes, tandis que l'utilisation d'éléments linéaires dans les zones moins critiques réduit la densité globale de nœuds sans compromettre la qualité des résultats. Cette approche hybride garantit une couverture exhaustive du domaine de simulation, facilitant une analyse précise des flux et des turbulences.

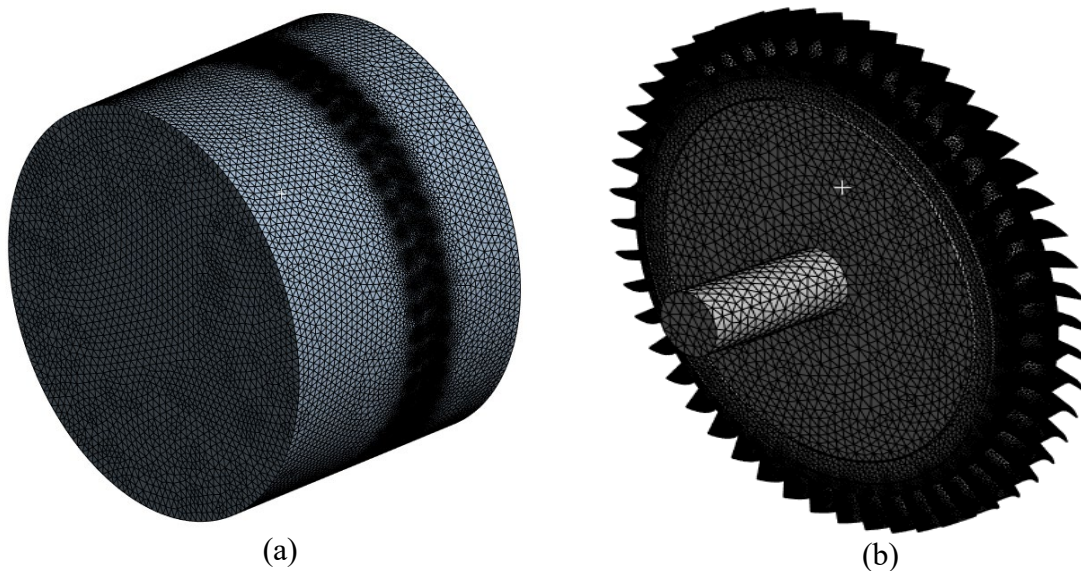


Figure 21 : a) Maillage cas de stator b) Maillage cas de rotor

4.2.4 Conditions aux limites

Lors de la réalisation d'une simulation aérodynamique sur un rotor de turbine à gaz, l'application de conditions limites spécifiques est essentiel pour modéliser avec précision le comportement du fluide et la performance de la turbine sous des conditions opérationnelles réelles de ces conditions présentées dans la Figure 22. Dans ce contexte, considérons une simulation où les conditions aux limites suivantes sont appliquées :

- **Débit massique à l'entrer** : Le débit massique à l'entrée est un paramètre clé dans la simulation des flux à travers le rotor HP, influençant directement les profils de vitesse, de pression, et de température dans la turbine. Cette condition aux limites a été soigneusement définie pour refléter les conditions réelles d'opération de la turbine, permettant ainsi de simuler fidèlement les interactions entre le fluide et la géométrie du rotor.
- **Pression relative à la sortie : 90 kPa** - La pression à la sortie de la turbine influence la manière dont le gaz s'échappe du rotor et peut avoir un impact significatif sur l'efficacité globale de la turbine. Une pression de sortie de 90 kPa aide à simuler l'environnement de pression dans lequel le rotor fonctionne, ce qui est important pour l'analyse de la performance de la turbine et la prédiction de l'usure potentielle des composants.
- **Température opération : 1050°C** - La température à laquelle la turbine fonctionne affecte la densité du fluide, sa viscosité et en fin de compte l'efficacité de la conversion d'énergie. Une température élevée de 1050°C est typique des conditions de fonctionnement extrêmes des turbines à gaz et est essentielle pour évaluer les contraintes thermiques sur le rotor et les autres composants de la turbine.
- **Vitesse de Rotation du Rotor : 7100 tr/min** - La vitesse de rotation du rotor est un paramètre clé pour évaluer les forces dynamiques agissant sur les pales et le rotor lui-même. Une vitesse de 7100 tours par minute permet de simuler avec précision les conditions de fonctionnement à haute vitesse, ce qui est important pour analyser les forces centrifuges, les vibrations et les contraintes mécaniques sur le rotor.
- **Modèle de Turbulence $k \epsilon$** : Le choix du modèle de turbulence $k \epsilon$ pour cette simulation est justifié par sa robustesse et son applicabilité à une large gamme de

conditions de flux turbulents. Ce modèle, favorisant une approche de simulation des moyennes de Reynolds, permet d'aborder les effets de la turbulence sur la dispersion thermique et la dynamique des fluides dans le rotor HP. L'adoption de ce modèle contribue à une compréhension approfondie des mécanismes de transfert de masse et d'énergie, ainsi qu'à l'optimisation des performances de la turbine.

En combinant ces conditions aux limites spécifiques dans une simulation aérodynamique, il est possible de créer un modèle réaliste du comportement du rotor dans un environnement opérationnel. Ces simulations sont essentielles pour prédire la performance, l'efficacité et la durabilité de la turbine. Elles permettent également d'identifier les domaines potentiels d'amélioration ou de modification pour optimiser la conception et la performance de la turbine.

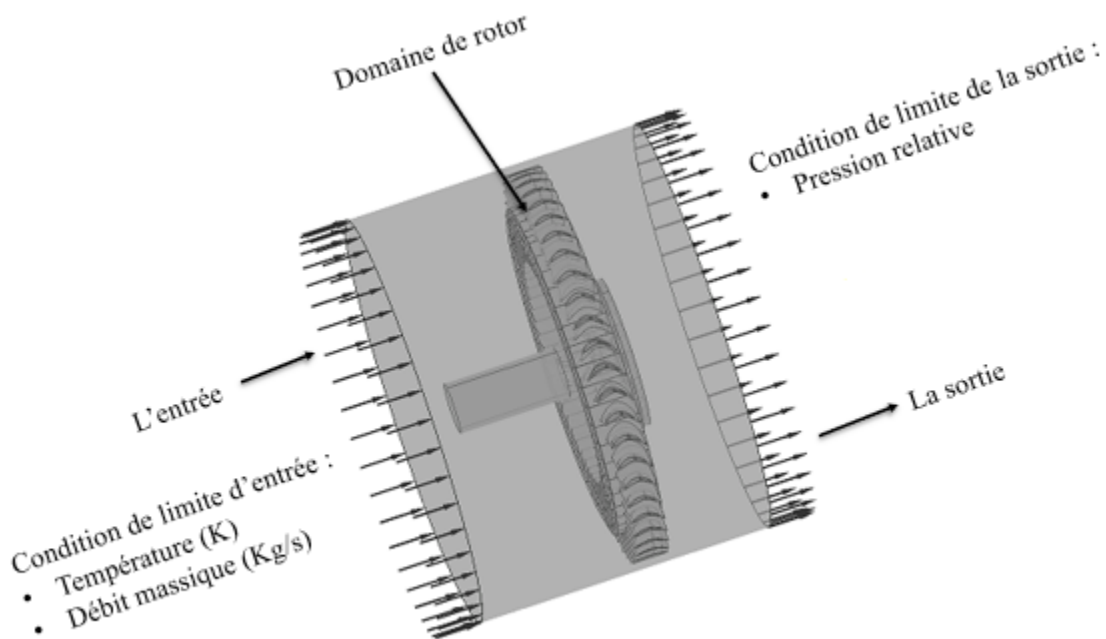


Figure 22 : Visualisation des domaines numériques

4.2.5 Convergence de résultat

La convergence est essentielle pour s'assurer que les résultats de la simulation sont physiquement significatifs et que la solution est indépendante du temps. Cela garantit que les mesures de la pression sont stables conformément à ce qui est illustré dans la Figure 23

et peuvent être utilisées pour des analyses d'ingénierie ou pour des prédictions de performance.

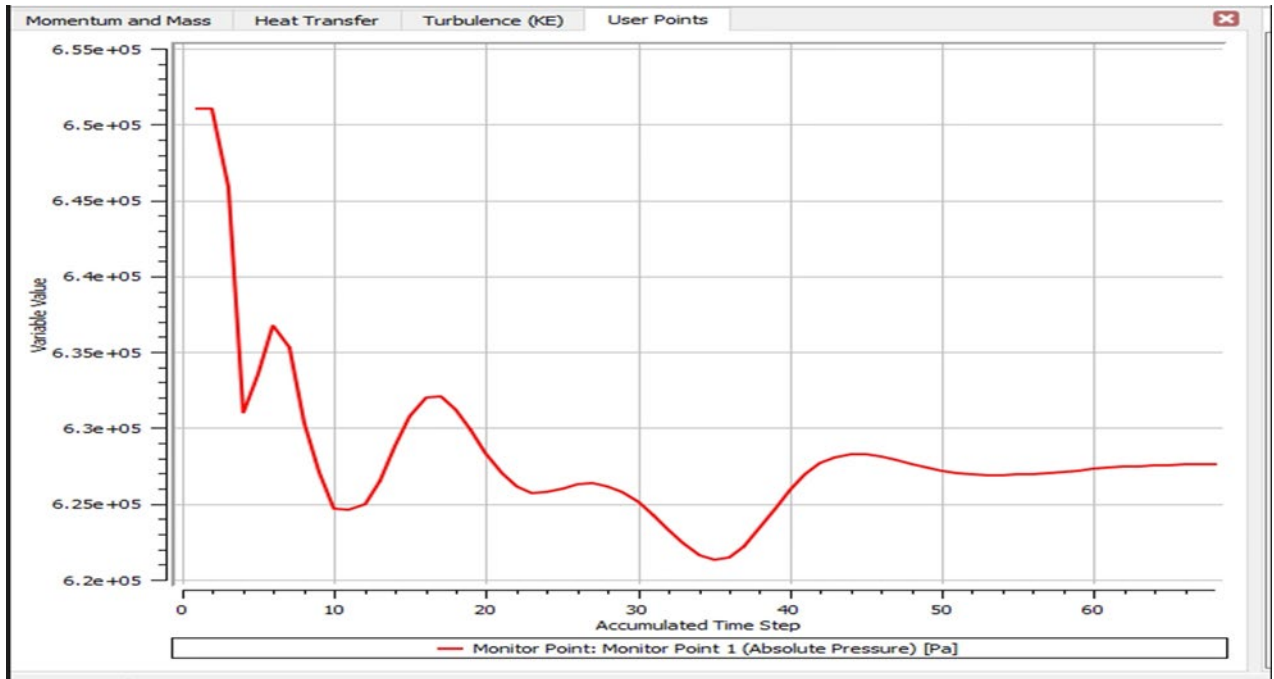


Figure 23 : Convergence de la pression absolue au point de surveillance

Les critères de convergence spécifiques doivent être établis avant la simulation. Ces critères déterminent à quel point la variabilité de la solution dans le temps doit être faible pour considérer que la simulation a convergé. Sans ces critères, il est difficile de conclure définitivement sur l'état de convergence.

La Figure 24 présente les résultats détaillés visant à caractériser l'écoulement de l'air autour des pales d'un rotor HP de turbine à gaz sous différents régimes de débit de gaz. Les lignes de courant colorées indiquent la variation spatiale des vitesses, révélant un régime d'écoulement turbulent à travers le stator et le rotor. L'analyse révèle que l'interaction de l'air avec les pales génère une série de phénomènes aérodynamiques qui sont cruciaux pour la performance et la stabilité de la turbine.

Cas d'étude

La turbulence observée est manifestement un facteur prépondérant influençant la distribution des forces aérodynamiques sur les pales. Elle est caractérisée par des

changements aléatoires et chaotiques dans la vitesse et la direction du fluide, ce qui a pour effet d'augmenter la traînée et potentiellement de réduire la portance. Cette situation peut engendrer des charges cycliques non prévues sur les pales.

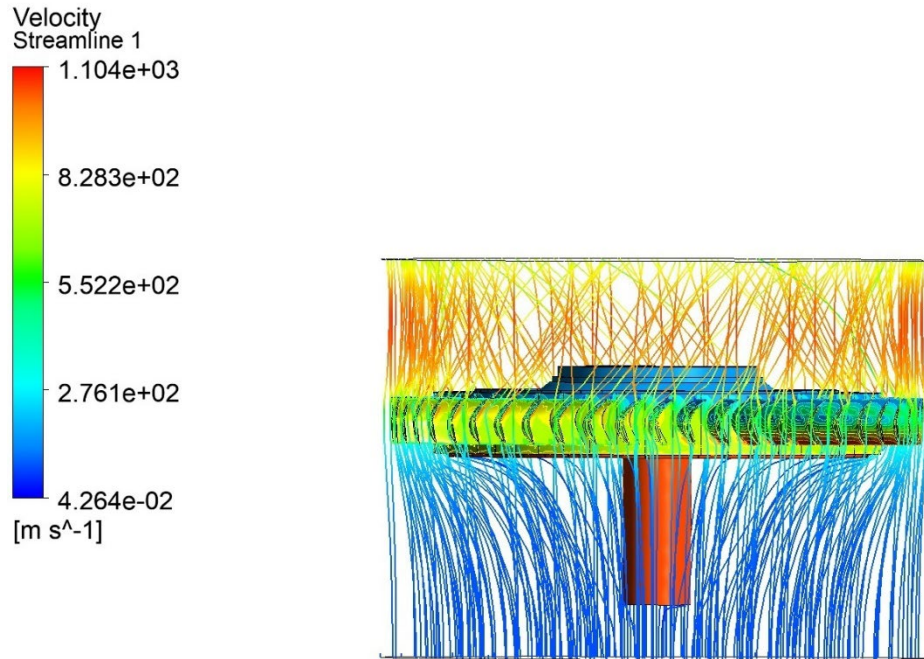


Figure 24 : Ligne de champ de flux

Pour analyser les résultats des simulations aérodynamiques réalisées avec ANSYS CFX sur un rotor HP de turbine à gaz, en considérant différents débits pour évaluer les pressions appliquées sur les pales, il est pertinent de visualiser ces données à travers plusieurs types de courbes caractéristiques. Ces courbes fourniront une base solide pour poursuivre avec une analyse statistique des forces et pressions agissant sur les pales.

Cette étude se consacre à l'examen approfondi de l'impact des variations de débit de gaz à l'entrée sur les performances et la dynamique structurelle des turbines à gaz. L'objectif est de comprendre de manière exhaustive comment ces variations influencent les forces et les pressions exercées sur les pales et le rotor dans leur ensemble.

4.2.6 Résultats et discussion

Après une détermination précise des paramètres de maillage et une définition rigoureuse des conditions limites pour le modèle périodique concerné, la simulation numérique a été

exécutée avec succès. Les résultats obtenus sont illustrés par un tableau exhaustif, qui présente de manière détaillée l'évolution de la pression appliquée sur les pales au cours de la simulation. Ces visualisations offrent une compréhension approfondie des dynamiques de pression affectant les pales, fournissant ainsi des données essentielles pour l'analyse des performances et la conception optimisée des turbines à gaz.

Dans le cadre de cette étude approfondie, nous avons concentré notre attention sur l'analyse détaillée des effets induits par la variation des débits de gaz à l'entrée sur les performances dynamiques et structurelles des composants clés d'une turbine à gaz, notamment les pales et le rotor dans leur ensemble. Cette investigation vise à élucider les répercussions de ces variations de débit sur les résultats décrivant les forces et les pressions exercées, offrant ainsi une compréhension enrichie des interactions fluides-structures au sein de la turbine.

a) Distribution de pression sur les pales

La distribution de pression sur les pales est un outil d'analyse essentiel dans l'étude des turbines à gaz, spécifiquement pour comprendre comment les forces aérodynamiques agissent sur les pales du rotor HP sous différentes conditions de fonctionnement. Ce tableau détaille la variation de la pression le long de la surface des pales, de leur racine (proche du moyeu) jusqu'à la pointe, permettant d'identifier les zones de haute et de basse pression qui influencent directement la performance et la stabilité de la turbine.

Les résultats de distribution de pression obtenue à partir de simulations CFD avec des données opérationnelles réelles de valider les modèles de simulation et d'assurer leur fiabilité pour la prédiction des performances réelles.

Le Tableau 6 montre les variations de la pression maximale et minimale appliquée sur les pales du rotor en fonction du débit massique de gaz à l'entrée (kg/s). Les données fournies permettent de comprendre comment les débits de gaz influencent les forces exercées sur les pales.

Tableau 6 : Pression maximale et minimale appliquée sur les pales pour différents débits massiques

Débit (kg/s)	Pression max (Pa)	Pression min (Pa)
10	1.543 ^e 05	-1.116 ^e 04
20	3.523 ^e 05	-5.37 ^e 04
30	5.779 ^e 05	-3.893 ^e 04
40	8.024 ^e 05	-1.991 ^e 04
50	1.02 ^e 06	-6.197 ^e 02
60	1.24 ^e 06	-7.54 ^e 03

L'augmentation de la pression maximale avec le débit massique est un phénomène notable observé dans les résultats comme montre dans le Tableau 5. En effet, la pression maximale appliquée sur les pales du rotor augmente de manière significative avec l'augmentation du débit de gaz. Par exemple, à un débit de 10 kg/s, la pression maximale enregistrée est de 1.543×10^5 Pa, tandis qu'à un débit de 60 kg/s, cette pression atteint 1.24×10^6 Pa. Cette tendance indique que les pales subissent des forces aérodynamiques de plus en plus importantes à mesure que le débit de gaz augmente.

Cette augmentation des forces aérodynamiques peut avoir plusieurs implications sur la structure et la performance des pales. Premièrement, des forces plus élevées peuvent entraîner des contraintes mécaniques accrues sur les matériaux des pales. Si ces contraintes dépassent les limites de résistance des matériaux, cela peut conduire à des déformations, de la fatigue, voire des défaillances structurelles prématurées. Par conséquent, il est essentiel de prendre en compte ces forces supplémentaires lors de la conception des pales pour assurer leur durabilité.

Les variations de la pression minimale observées dans les données présentent une complexité notable. À un débit de 10 kg/s, la pression minimale enregistrée est de -1.116×10^4 Pa, tandis qu'à un débit de 60 kg/s, cette pression est de -7.54×10^3 Pa. Ces

valeurs négatives de pression minimale indiquent des zones de faible pression sur les pales du rotor.

Des pressions minimales plus négatives peuvent entraîner des phénomènes de séparation de flux. La séparation de flux se produit lorsque le flux d'air se détache de la surface de la pale, ce qui peut créer des turbulences et des tourbillons. Ce phénomène est particulièrement préoccupant, car il peut réduire de manière significative l'efficacité aérodynamique de la turbine. Lorsque le flux d'air se sépare, la capacité de la turbine à convertir efficacement l'énergie cinétique du gaz en énergie mécanique diminue, ce qui peut entraîner une baisse de performance. La Figure 25 montre la distribution de la pression à travers les pales.

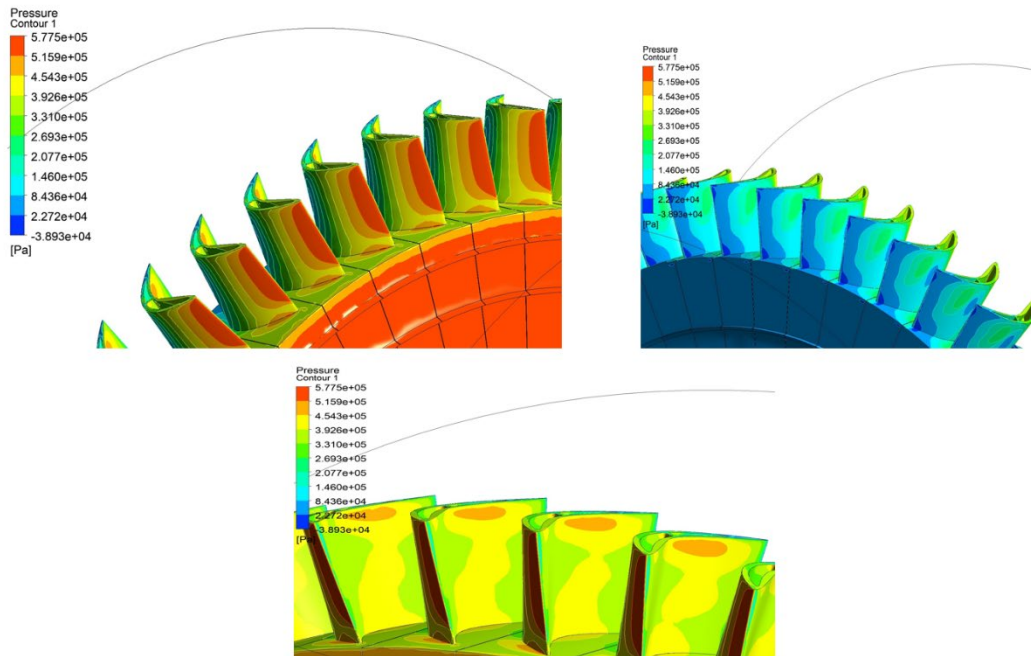


Figure 25 : Répartition de la pression sur les pales sous le débit 30 kg/s

La Figure 25 présente la distribution de la pression à travers ces structures. La palette de couleurs, allant du bleu (faible pression) au rouge (haute pression), offre une visualisation claire des variations de pression à travers les pales.

Surface des Pales : La couleur prédominante sur la surface des pales varie du jaune au rouge, indiquant une pression modérée à élevée. Ceci est attendu, car les pales sont

directement exposées au flux, conduisant à une pression élevée, surtout lorsque le rotor est en mouvement rapide.

Bords d'attaque : Les bords d'attaque des pales, où le flux rencontre d'abord la pale, montrent une pression particulièrement élevée, comme indiqué par les teintes rougeâtres. Ceci est typique, car c'est souvent là que la pression est maximale.

b) Courbes de forces axiales et radiales

Les courbes de la Figure 26 montrant les forces axiales et radiales en fonction du débit sont des outils d'analyse essentiels dans l'étude des performances et du comportement structurel des turbines à gaz, notamment pour comprendre l'impact des variations de débit sur les composants de la turbine, tels que les pales du rotor. Ces courbes permettent d'illustrer comment les forces agissant dans les directions axiale (parallèle à l'axe de rotation) et radiale (perpendiculaire à l'axe) varient avec les changements dans le débit de gaz à travers la turbine.

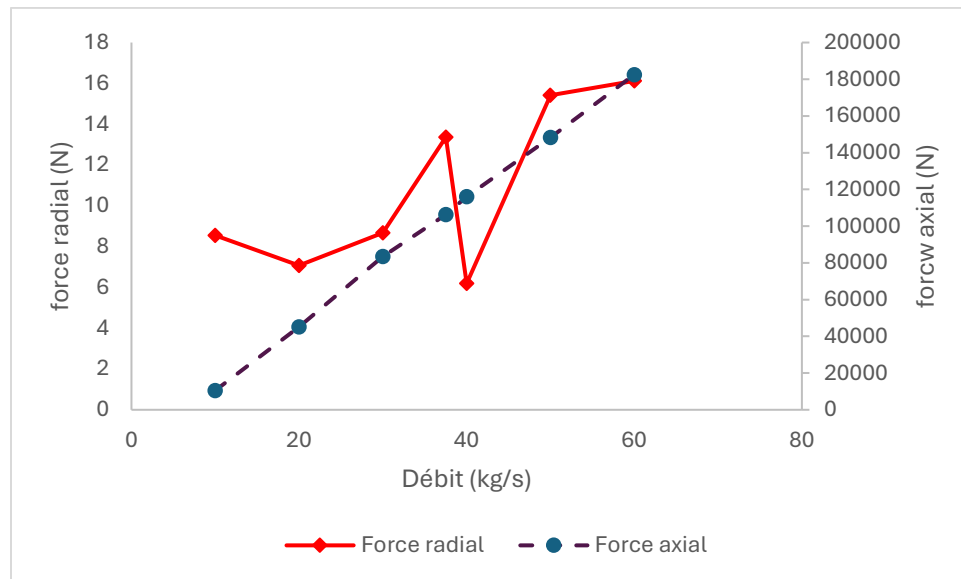


Figure 26 : Courbes caractéristiques de variations des forces axiale et radiale

La diminution observée de la force radiale à un débit de 40 kg/s, telle qu'illustrée par la courbe orange, est étroitement liée à la dynamique des fluides et à l'aérodynamique des pales de la turbine à gaz. À ce débit spécifique, il est possible qu'un phénomène de décrochage aérodynamique se produise localement sur certaines parties des pales.

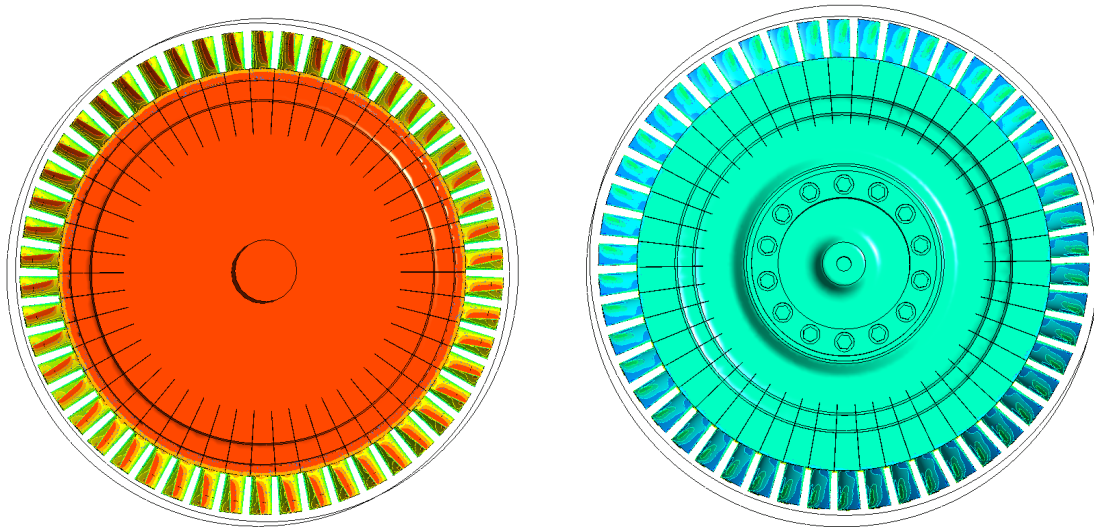
Le décrochage aérodynamique est un phénomène où, à des angles d'incidence ou des conditions de flux particuliers, la couche limite d'air qui s'écoule le long de la surface des pales se sépare de cette surface. Cette séparation entraîne une perte brutale de la portance, qui est la force perpendiculaire à la direction du flux d'air. Dans le contexte de la turbine, la portance générée par les pales est directement liée à la force radiale, et une réduction de la portance se traduit par une diminution de cette force.

b) Analyse des forces axiales

Les forces axiales, orientées le long de l'axe de rotation de la turbine, sont principalement générées par la pression du gaz qui agit dans cette direction spécifique. L'évolution de ces forces en fonction des variations du débit de gaz est importante pour la conception et le dimensionnement des roulements et des structures de soutien de la turbine. Une courbe illustrant cette relation peut fournir des informations précieuses sur la manière dont les charges axiales évoluent avec les changements de débit, mettant en évidence les conditions de fonctionnement qui maximisent l'efficacité tout en minimisant le stress sur les composants structurels. L'analyse de ces tendances permet aux ingénieurs de prédire les conditions de charge optimales et de concevoir des systèmes de turbines capables de résister aux variations dynamiques des forces axiales, assurant ainsi une stabilité opérationnelle accrue et une durée de vie prolongée des équipements.

c) Évaluation des forces radiales

D'autre part, les forces radiales, qui agissent perpendiculairement à l'axe de rotation, découlent de la distribution inégale de la pression autour du rotor. Ces forces varient significativement avec le débit de gaz, influençant directement l'équilibrage du rotor et les contraintes exercées sur les pales et le disque du rotor. La modélisation de ces forces à travers une courbe en fonction du débit offre une perspective approfondie sur l'impact des variations de débit sur la mécanique du rotor. Une telle analyse est essentielle pour identifier les régimes de débit susceptibles de provoquer des déséquilibres ou des contraintes excessives, guidant ainsi la conception de pales et de rotors qui peuvent efficacement amortir ou résister à ces forces radiales. En conséquence, cela contribue à améliorer la fiabilité et l'efficacité opérationnelle de la turbine, tout en réduisant le risque de défaillance mécanique due à un mauvais équilibrage ou à une surcharge.



a) la face avant du rotor

b) la face arrière du rotor

Figure 27 : Répartition de la pression dans Ansys sous le débit 50 kg/s

L'étude des performances d'une turbine à gaz pour comprendre son efficacité énergétique et sa capacité à répondre aux exigences opérationnelles dans diverses conditions de charge. Les performances globales d'un tel système dépendent de plusieurs facteurs clés, notamment le débit d'air, la puissance générée par la turbine, la consommation énergétique du compresseur, ainsi que le rendement global du système. Cette analyse permet non seulement de quantifier la production d'énergie nette, mais aussi d'identifier les conditions optimales de fonctionnement qui maximisent le rendement et minimisent les pertes énergétiques. Comprendre ces performances est essentiel pour l'optimisation des systèmes énergétiques, garantissant ainsi une exploitation fiable, économique et durable des turbines à gaz dans des applications industrielles variées.

Ce Tableau 7 suivant présente les performances du compresseur et de la turbine, en particulier en termes de puissance et de rendement global, en fonction du débit d'air (kg/s).

Tableau 7 : Résultats numériques des données de la turbine à gaz

Débit (kg/s)	Pression à l'entrée (Pa)	Pression à la sortie (Pa)	T1 (K)	T2 (K)	Puissance de turbine (MW)	Rendement De turbine HP (×100)
10	149769	103658	1300	1170	1.30	0.25
20	341538	139927	1300	1007.44	5.87	0.57
30	561651	176468	1300	933.87	11.02	0.71
40	781868	214116	1300	897	16.18	0.78
50	992641	248201	1300	874.88	21.34	0.83
60	1222490	285863	1300	799.5	30.15	0.97
37.5	720427	204400	1300	907	14.79	0.76

Débit (kg/s)	Puissance de compresseur (MW)	Puissance nette (MW)	Rendement Global (×100)
10	2.26	0.96	0.02
20	4.52	1.35	0.04
30	6.79	4.23	0.13
40	9.05	7.13	0.22
50	11.32	10.02	0.31
60	13.58	16.57	0.51
37.5	8.84	5.99	0.19

Le Tableau 7 met en évidence que les performances du système s'améliorent significativement avec l'augmentation du débit massique. À des débits faibles, comme 10 kg/s, la puissance nette est de seulement 0,96 MW et le rendement global est très bas à 0,02 (2 %), ce qui reflète des conditions de fonctionnement sous-optimales. Cependant, à mesure que le débit augmente, une amélioration notable est observée. Par exemple, à 40 kg/s, la puissance nette atteint 7,13 MW avec un rendement global de 0,22 (22 %). À 60 kg/s, la puissance nette culmine à 16,57 MW avec un rendement global de 0,51 (51 %).

Ces résultats montrent que le système est nettement plus performant à des débits élevés, où les pertes énergétiques sont réduites et où l'efficacité énergétique est maximisée. Le rendement global et la puissance nette augmentent ensemble, indiquant que le système est optimisé pour fonctionner dans cette plage de débit. Ces observations sont cohérentes avec les caractéristiques des turbines à gaz, conçues pour offrir leurs meilleures performances sous des conditions de charge importante, typiques des applications industrielles ou énergétiques.

Les Figure 28 - 30 illustrent les courbes caractéristiques de la turbine, mettant en corrélation les données présentées dans le tableau. Ces courbes permettent de visualiser de manière graphique l'évolution des performances de la turbine en fonction des différents paramètres étudiés, tels que le débit, la puissance et le rendement. En associant ces courbes aux résultats numériques du tableau, il devient possible d'analyser plus en profondeur la relation entre les différentes variables et de mieux comprendre l'impact de chaque facteur sur les performances globales de la turbine. Cette représentation graphique est essentielle pour identifier les tendances, détecter les points de fonctionnement optimaux, et faciliter la prise de décision pour l'amélioration ou l'optimisation des performances de la turbine dans des conditions spécifiques.

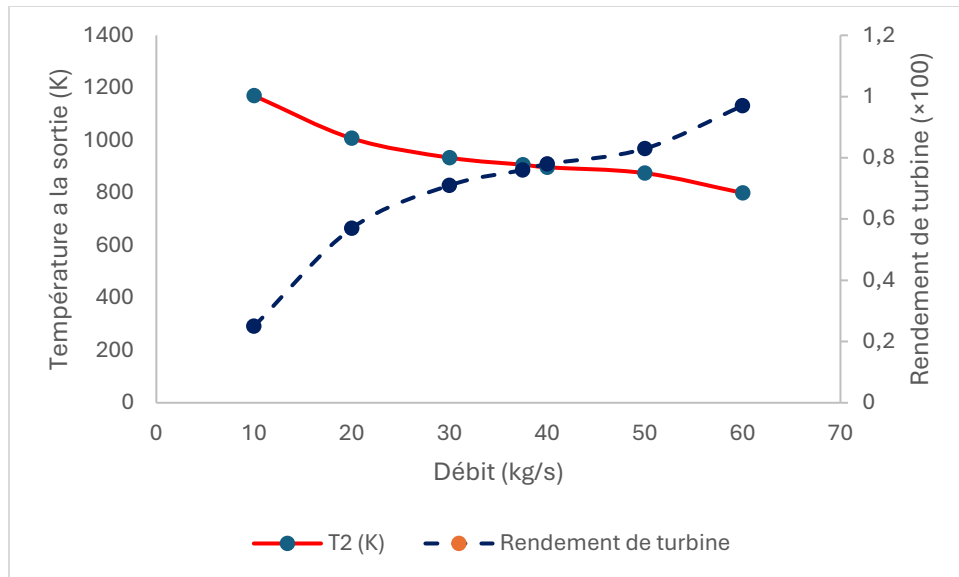


Figure 28 : Courbe caractéristique du rendement de turbine et la température à la sortie

La Figure 28 montre la relation entre la température à la sortie et le rendement de la turbine résulte d'une amélioration dans la conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique. La réduction de la température des gaz à la sortie (T_2) reflète une extraction efficace de leur énergie thermique. En effet, une température plus basse indique que les gaz ont perdu une grande partie de leur énergie interne, qui a été convertie en énergie mécanique par la turbine. Parallèlement, l'augmentation du rendement de la turbine traduit une efficacité énergétique accrue, où une proportion plus importante de l'énergie thermique disponible est transformée en travail utile. À mesure que le débit massique augmente, cette extraction énergétique devient encore plus efficace, ce qui se traduit à la fois par une diminution de la température à la sortie et par une amélioration des performances globales de la turbine.

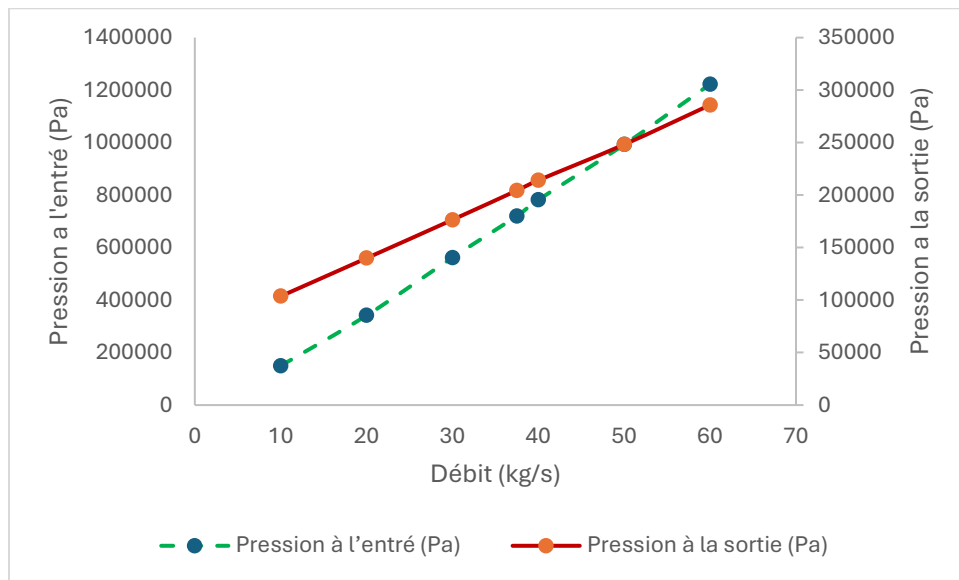


Figure 29 : Courbe caractéristique de pression à la sortie et l'entrer

La Figure 29 présente l'évolution de la pression à l'entrée et à la sortie de la turbine en fonction du débit massique. La pression à l'entrée augmente proportionnellement au débit massique, atteignant environ 1 200 000 Pa à 60 kg/s. Cela reflète l'accroissement des forces motrices nécessaires pour accélérer des flux de gaz plus importants. En revanche, la pression à la sortie augmente également, mais de manière moins marquée, atteignant environ 300 000 Pa à 60 kg/s. La différence entre les pressions à l'entrée et à la sortie représente la chute de pression à travers la turbine, qui est convertie en énergie mécanique.

Cette relation met en évidence l'importance de maintenir une chute de pression optimale pour garantir une efficacité élevée tout en minimisant les pertes.

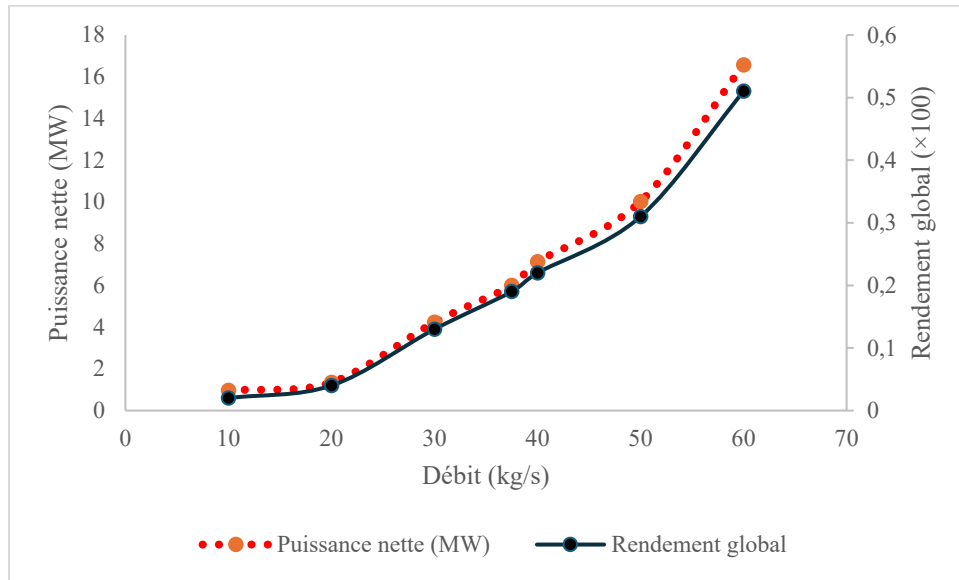


Figure 30 : Courbe caractéristique de rendements global et la puissance nette

La Figure 30 présentée la relation entre le rendement global et la puissance nette reflète l'efficacité de conversion de l'énergie thermique en énergie mécanique. Avec l'augmentation du débit massique, plus d'énergie thermique est disponible, améliorant le rendement global et augmentant la puissance nette. Les pertes initiales, comme les turbulences, deviennent moins significatives à haut débit, permettant une conversion plus efficace. Bien que le rendement se stabilise à des débits élevés en raison des limites du système, la puissance nette continue de croître grâce à l'énergie supplémentaire apportée par le flux accru.

4.2.7 Analyse modale

L'analyse modale, ou analyse des modes propres est une technique utilisée pour évaluer les modes de vibration naturels d'un système. Dans le contexte d'un rotor haute pression (HP) de turbine à gaz, cette analyse permet de déterminer les fréquences propres et les modes de vibration associés. Ces informations sont importantes pour éviter les zones d'instabilité du matériau et garantir une durée de vie optimale du rotor.

Les principaux modes propres identifiés lors de cette analyse peuvent varier en fonction de la géométrie du rotor HP, des matériaux utilisés et des conditions de fonctionnement. Ces modes représentent les configurations de vibration dominantes du rotor à différentes fréquences.

La Figure 31 présente les principaux modes propres identifiés lors de l'analyse modale du rotor haute pression. Chaque mode propre est associé à une fréquence spécifique et à une configuration vibratoire particulière. Il est essentiel de prendre en compte ces modes propres lors de la conception et de l'exploitation du rotor pour éviter les résonances indésirables et les problèmes de fatigue du matériau.

L'analyse modale offre une compréhension approfondie du comportement vibratoire du rotor, permettant ainsi d'optimiser sa conception pour réduire les vibrations indésirables et assurer une performance fiable et durable. Cette analyse est souvent réalisée en complément d'autres analyses critiques pour garantir la sécurité, l'efficacité et la longévité de la turbine dans différentes conditions de fonctionnement. Dans le cas étudié, la vitesse maximale du rotor HP est de 7100 tr/min.

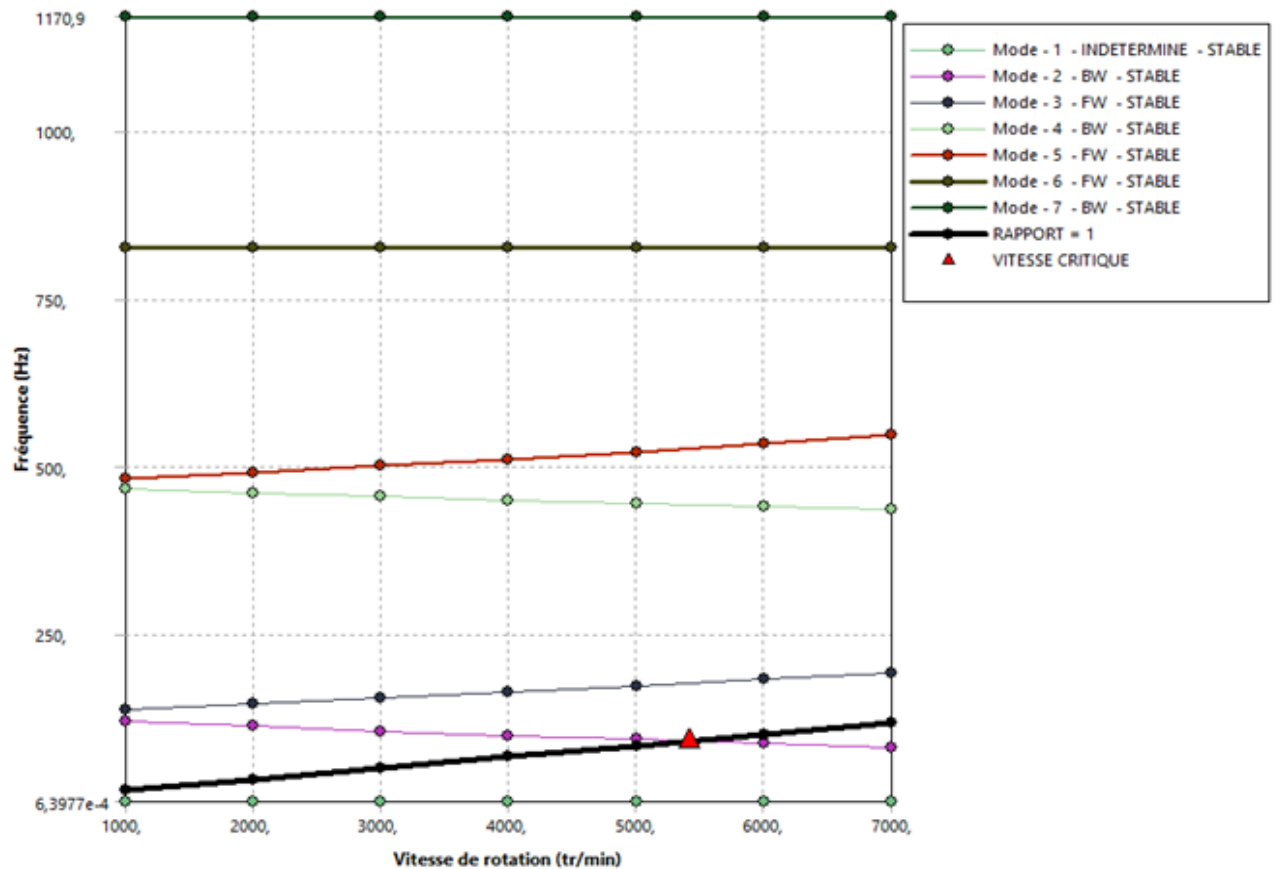


Figure 31 : Diagramme de Campbell

Le Tableau 8 présente les résultats d'une analyse de la stabilité des modes vibratoires d'un système en fonction de la vitesse de rotation. Chaque mode représente un état vibratoire différent du système, et il a été observé que tous les modes sont stables. Seul le mode 2 présente une vitesse critique à 5419 tr/min, ce qui pourrait indiquer un risque de résonance à cette vitesse. Les fréquences des autres modes varient en fonction de la vitesse de rotation, mais restent dans une plage stable, avec des fluctuations minimales. Par exemple, le mode 7 montre une fréquence de 1170,9 Hz à 1000 tr/min qui reste inchangée jusqu'à 7000 tr/min. En revanche, le mode 2 présente des variations de fréquence plus importantes, allant de 112,9 Hz à 81,691 Hz, ce qui indique une sensibilité accrue à la vitesse de rotation. En conclusion, ce tableau révèle que la plupart des modes sont stables, avec des variations limitées de fréquence en fonction de la vitesse, mais une attention particulière doit être portée au mode 2 en raison de sa vitesse critique identifiée.

Tableau 8 : Analyse des modes de vibration et de la stabilité en fonction de la vitesse de rotation

Mode	Mode Stabilité	Vitesse critique	1000, tr/min	2000, tr/min	3000, tr/min	4000, tr/min	5000, tr/min	6000, tr/min	7000, tr/min
1	Stable	0, tr/min	6,39e-4 Hz	6,39e-4 Hz	6,39e-4 Hz	6,39e-4 Hz	6,39e-4 Hz	6,39e-4 Hz	6,39e-4 Hz
2	Stable	5419, tr/min	6,39e-4 Hz	112,9 Hz	105,7 Hz	98,978 Hz	92,744 Hz	86,988 Hz	81,69 Hz
3	Stable	0, tr/min	137,15 Hz	145,95 Hz	154,97 Hz	164,13 Hz	173,32 Hz	182,45 Hz	191,45 Hz
4	Stable	0, tr/min	467,23 Hz	454,63 Hz	460,64 Hz	454,63 Hz	439,38 Hz	435,42 Hz	435,42 Hz
5	Stable	0, tr/min	482,35 Hz	491,14 Hz	500,46 Hz	510,79 Hz	522,34 Hz	534,82 Hz	547,43 Hz
6	Stable	0, tr/min	825,38 Hz	825,38 Hz	825,38 Hz	825,38 Hz	825,38 Hz	825,38 Hz	825,38 Hz
7	Stable	0, tr/min	1170,9 Hz	1170,9 Hz	1170,9 Hz	1170,9 Hz	1170,9 Hz	1170,9 Hz	1170,9 Hz

4.3 Simulation statique et prédiction de la fatigue des pales

Les pales de turbines à gaz jouent un rôle essentiel dans le fonctionnement des turbines, en convertissant l'énergie thermique en énergie mécanique. Elles sont fixées sur un arbre rotatif, précisément sur le disque du rotor, et sont soumises à des températures et des pressions extrêmement élevées, ainsi qu'à des vibrations et des charges de fatigue tout au long de leur durée d'exploitation. Ces pales sont généralement fabriquées à partir d'alliages de nickel, un matériau reconnu pour sa résistance à la chaleur et à la corrosion, capable de supporter les conditions extrêmes auxquelles elles sont exposées. La performance des pales de turbine à gaz est essentielle pour assurer l'efficacité et la longévité de la turbine. Leur fabrication doit être extrêmement précise, et un entretien régulier est nécessaire pour limiter les déformations et les contraintes, tout en maximisant leur rendement.

4.3.1 Étude statique

Dans ce chapitre nous aborderons la modélisation par éléments finis (MEF), une technique numérique de premier plan qui a révolutionné la manière dont les ingénieurs et les scientifiques abordent les problèmes complexes à travers une multitude de domaines, y compris, mais sans s'y limiter, l'ingénierie mécanique, civile, aéronautique, la physique et bien d'autres disciplines des sciences appliquées. La singularité et la puissance de la MEF résident dans sa capacité inégalée à transformer un objet ou un système d'une complexité intimidante en un ensemble d'éléments beaucoup plus simples et maniables. Cette décomposition facilite grandement l'analyse des comportements sous différentes contraintes, permettant une investigation précise et détaillée de phénomènes qui seraient

autrement insaisissables. L'application de la MEF dans les études statistiques ouvre un champ d'exploration vaste pour quantifier l'incertitude et évaluer la variabilité des réponses d'un système. Il est possible de générer des distributions de probabilité pour les résultats d'intérêt, tenant compte des incertitudes dans les données d'entrée. Cette approche est essentielle dans des domaines où les conditions opérationnelles ne sont pas entièrement définies ou où les propriétés matérielles présentent une variabilité naturelle. Elle permet aux concepteurs et aux chercheurs de mieux comprendre la gamme des comportements possibles et de prendre des décisions éclairées basées sur des analyses de risque.

4.3.2 Forces appliquées

Dans le travail précédent, nous avons entrepris une exploration approfondie de la dynamique des fluides computationnelle (CFD) en utilisant ANSYS CFX, un outil de simulation avancé, pour étudier les forces aérodynamiques agissant sur les pales dans différentes conditions d'écoulement. Cette démarche méthodique a permis de dévoiler les subtilités de la répartition de la pression sur les surfaces des pales comme montre dans la Figure 32, contribuant ainsi à une compréhension enrichie des interactions fluide-structure complexes qui prévalent dans ce contexte. Une série de simulations détaillées a permis d'extraire des données précises sur les forces aérodynamiques, fournissant des informations précieuses pour optimiser la conception et améliorer les performances des systèmes aérodynamiques étudiés.

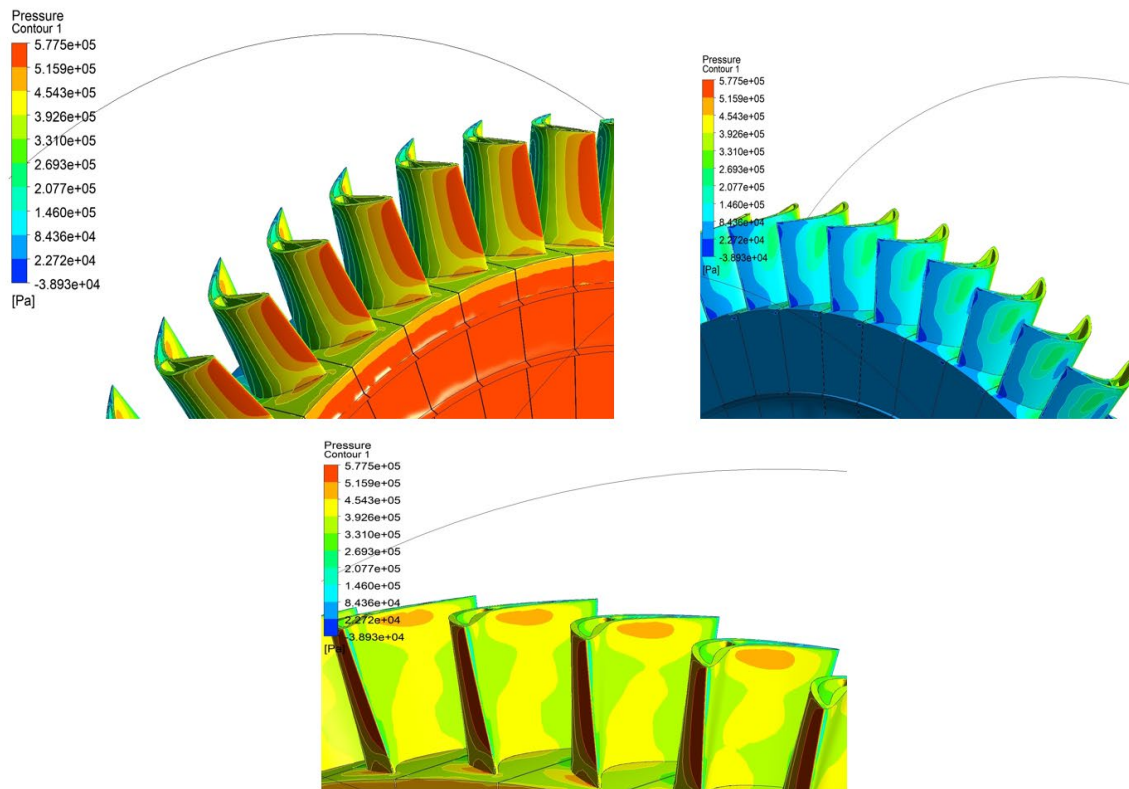


Figure 32 : Répartition de la pression sur les pales sous le débit 30 kg/s

À la suite de l'accomplissement des simulations effectuées à l'aide d'ANSYS, nous avons obtenu des résultats détaillés concernant les variations de débit et la distribution de la pression sur les pales présentées dans la Figure 32. Ces données nous permettent d'adopter une approche méthodique pour analyser la dynamique fluide autour de la pale, grâce à la segmentation cellulaire de la surface en zones distinctes. Cette segmentation, illustrée par les captures d'écran issues d'ANSYS, fournit une représentation granulaire de la distribution de pression, permettant ainsi une application précise et localisée des forces sur chaque segment de la pale en fonction des valeurs de pression observées.

Dans cette Figure 33, les flèches indiquent les pressions appliquées sur la face normale de la pale.

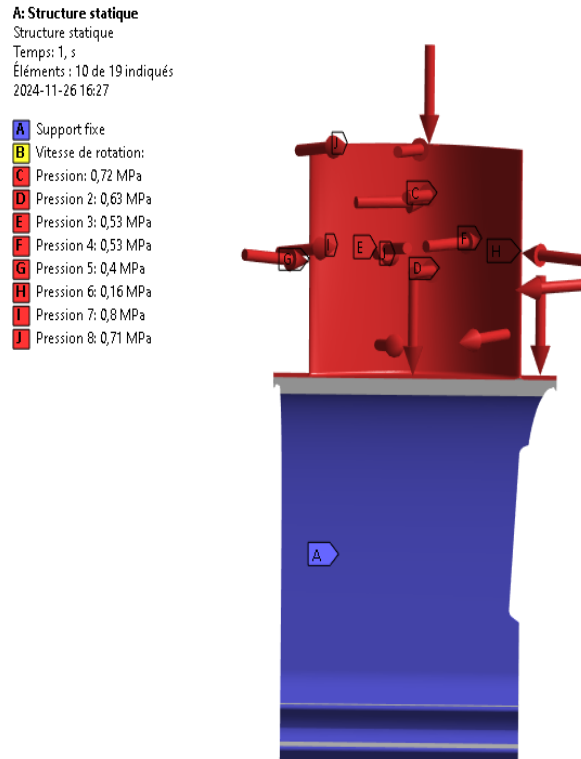


Figure 33 : Modélisation de la force aérodynamique diffusée sur la pale

L'approche cellulaire adoptée pour la répartition de la pression facilite une compréhension approfondie des interactions fluide-structure, en permettant une analyse détaillée des effets localisés de la pression sur la performance aérodynamique de la pale. En subdivisant la surface de la pale en zones spécifiques, Figure 33 présentée la modélisation des forces aérodynamiques diffusées sur la pale, cette méthode nous permet d'examiner avec précision comment différentes régions contribuent à la performance globale et de détecter des zones de haute et basse pression qui sont critiques pour l'optimisation de la conception.

La capacité de quantifier et d'appliquer de manière sélective les forces résultant des variations de pression sur des parties spécifiques de la pale ouvre la voie à des analyses plus raffinées et à des simulations plus précises. Cette granularité dans l'application des données de pression permet non seulement d'affiner nos modèles de simulation, mais aussi d'identifier des opportunités d'amélioration de la conception pour maximiser l'efficacité et réduire les contraintes inutiles sur la structure de la pale.

4.3.3 Procédure d'une étude de convergence de maillage

La première étape consiste à définir un maillage initial, déterminé en fonction de considérations pratiques telles que la géométrie de l'objet, comme illustré dans la Figure 34, les attentes concernant le comportement du système et les limitations computationnelles. Le maillage utilisé est de type tétraédrique, comprenant 845435 nœuds et 571171 éléments présentés dans le Tableau 9. Ce maillage sert de base pour tester la précision des simulations. Ensuite, la densité du maillage est progressivement augmentée par raffinement, notamment dans les zones présentant des concentrations élevées de contraintes. Ce processus permet d'évaluer si les résultats obtenus convergent vers des valeurs stables lorsque la finesse du maillage est améliorée.

Tableau 9 : Type d'élément, nombre d'éléments et nombre de nœuds de pale

Types d'élément	Nombre de nœuds	Nombre d'éléments
Tétraédrique	845435	571171



Figure 34 : Maillage initial

La Figure 34 présente l'approche méthodique consistant à augmenter progressivement la densité du maillage dans les zones de haute concentration de contraintes est une technique de raffinement essentielle, pour l'amélioration de l'exactitude et de la fiabilité des simulations numériques, notamment dans les domaines de l'analyse par éléments finis (FEM). Cette stratégie est guidée par le principe que, pour capturer avec précision les comportements complexes et les variations fines au sein du système étudié, une attention particulière doit être portée aux régions où les contraintes, les déformations, ou d'autres paramètres critiques subissent des changements rapides ou présentent des valeurs extrêmes. Voici un développement détaillé de cette technique, décomposé en plusieurs phases critiques.

À travers des itérations successives, le maillage est raffiné progressivement dans les zones d'intérêt, avec chaque simulation fournissant des données plus précises sur la distribution des contraintes et autres quantités d'intérêt comme montre dans la Figure 35. L'évaluation de la convergence s'effectue en comparant les résultats obtenus à chaque étape de raffinement. L'objectif est d'atteindre un point où des raffinements supplémentaires n'apportent plus de modifications significatives aux résultats, indiquant que la solution numérique est devenue indépendante du maillage et s'approche de la solution exacte du problème.

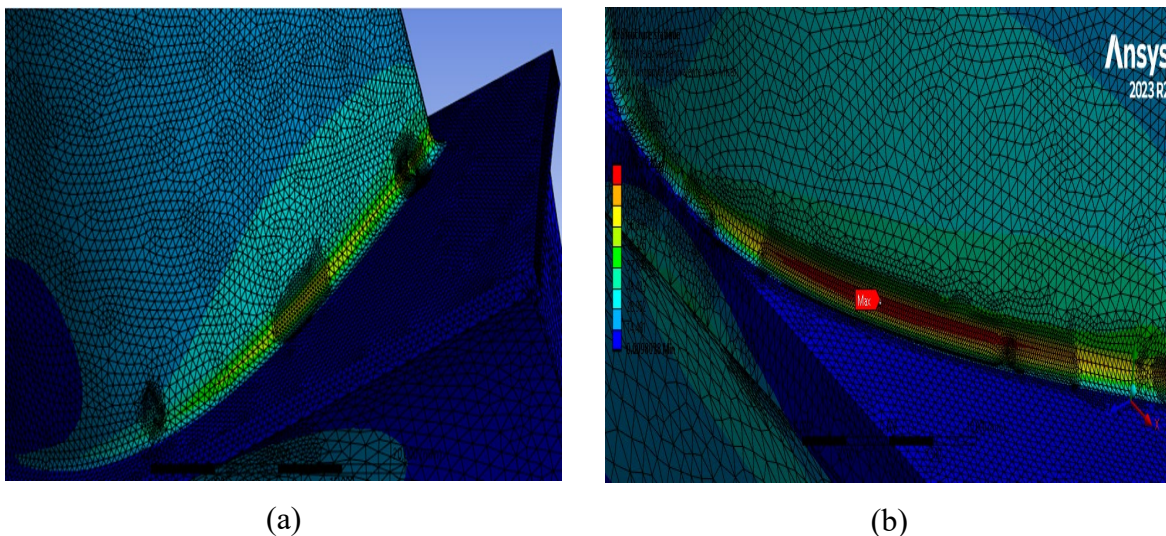


Figure 35 : a) Maillage initial dans la zone de concentration des contraintes b)
Raffinement du maillage dans la même zone

La Figure 35 illustre un maillage qui a été progressivement raffiné dans les zones critiques de la pale. Ce processus d'affinement permet d'améliorer la résolution dans les régions où les contraintes sont les plus élevées, garantissant ainsi une meilleure précision des résultats de simulation. À chaque itération de simulation, des données plus détaillées sont obtenues, offrant une vision plus fine de la distribution des contraintes à travers la pale. Cette approche permet de mieux capturer les phénomènes locaux susceptibles d'influencer la durabilité et les performances structurelles de la pale, notamment sous des conditions de charge extrême.

La Figure 36 présente la courbe de convergence du maillage dans les zones de concentration des contraintes. Cette courbe permet de suivre l'évolution de la contrainte équivalente en fonction du raffinement du maillage. Initialement, on observe une augmentation marquée de la contrainte entre le premier et le deuxième raffinement, ce qui suggère que les premiers niveaux de maillage n'étaient pas suffisamment fins pour capturer précisément les variations locales des contraintes dans ces zones critique. Au fur et à mesure que le maillage se raffine, les valeurs de contrainte deviennent plus stables, comme le montre la faible variation entre le deuxième et le troisième point.

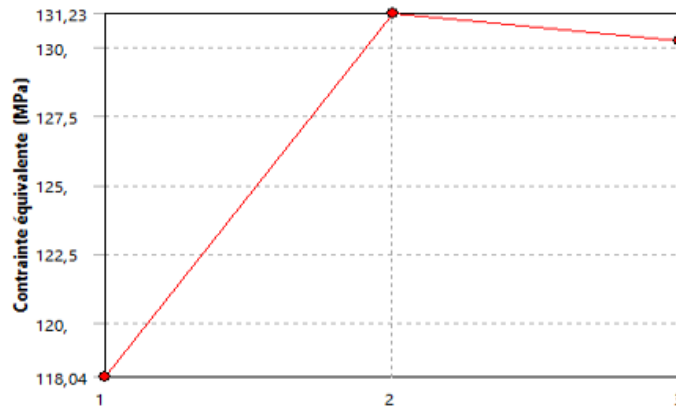


Figure 36 : Courbe de convergence des contraintes

Cette stabilisation des contraintes indique que le maillage a atteint un niveau de précision adéquat, permettant une modélisation fidèle des zones à forte concentration de contraintes. Ce processus de convergence est essentiel pour garantir que les résultats de la simulation

ne sont pas influencés par des artefacts liés à un maillage trop grossier, et qu'ils reflètent avec exactitude le comportement mécanique de la structure analysée.

Il est courant d'utiliser une technique de sélection des mailles basée sur l'erreur relative entre les résultats obtenus avec différentes mailles, comme le montre l'équation suivante :

$$\text{Écart} = \left(\frac{\sigma_2 - \sigma_1}{\sigma_2} \right) \cdot 100 \quad (40)$$

Dans notre cas, si l'erreur entre la contrainte précédente et la contrainte actuelle ne dépasse pas 5% comme présenté dans la Figure 37

	Contrainte équivalente (MPa)	Variation (%)	Noeuds	Eléments
1	118,04		845435	571171
2	131,23	10,589	916285	621181
3	130,25	-0,75375	1294156	896509

Figure 37 : Convergence des contraintes

Ce choix de maillage est justifié d'obtenir des résultats satisfaisants avec une erreur relative inférieure à 5%. Cela signifie que vous avez trouvé un compromis entre la précision des résultats et le temps de calcul, en utilisant une taille de maillage suffisamment fine pour capturer les variations de contrainte importantes, tout en évitant un maillage excessivement fin qui entraînerait un temps de simulation prolongé.

Il est important de souligner que le choix de la taille de maillage dépend du problème spécifique, des critères d'erreur acceptables et des ressources de calcul disponibles. Dans votre cas, une taille de maillage semble être un bon choix, mais il est toujours recommandé de valider et de vérifier les résultats obtenus avec cette configuration pour s'assurer de leur précision et de leur fiabilité.

4.3.4 Résultats de la simulation statique

Une fois le maillage idéal pour les simulations choisi, l'application des forces aérodynamiques dans les différents scénarios de débit est réalisée. Cette étape essentielle

permet de reproduire fidèlement les conditions réelles de fonctionnement du rotor HP et d'analyser ses performances dans différentes situations.

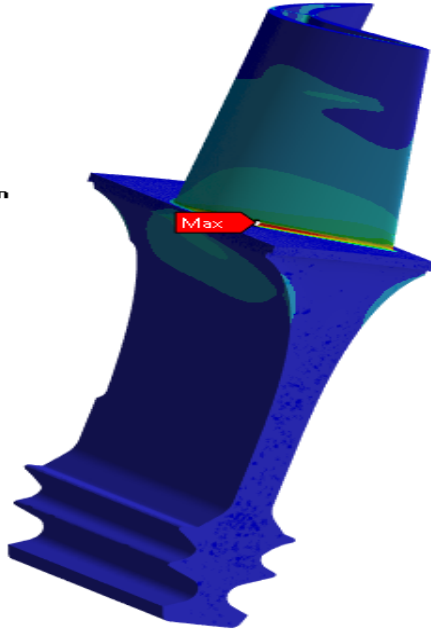
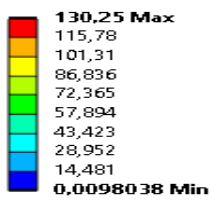
En appliquant ces forces dans les différentes zones de la pale en fonction de leur distribution obtenue à partir des simulations, nous pouvons évaluer les contraintes, les déformations et les réactions de la pale dans chaque scénario. Cela nous permettra de déterminer les performances optimales du rotor dans des conditions spécifiques et de mettre en évidence les éventuelles zones de contraintes critiques ou de déformations excessives.

a) Résultats des contraintes et déplacements

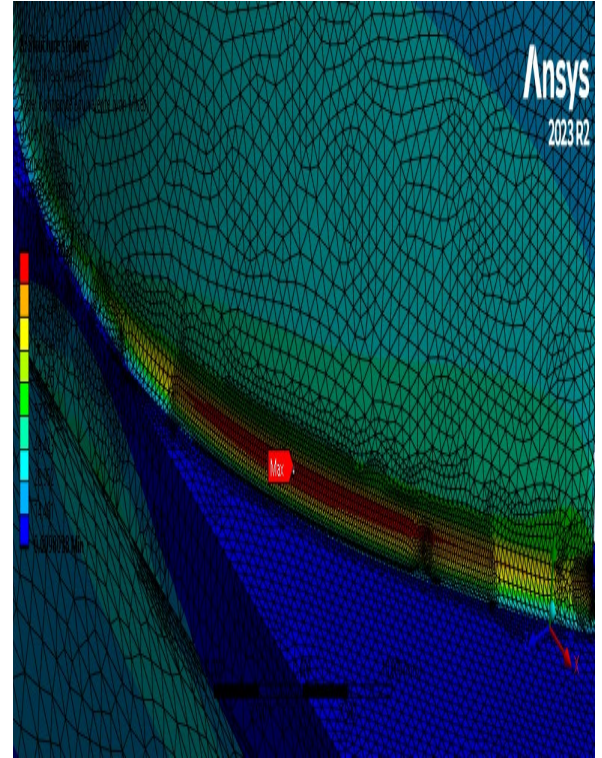
Dans la partie dédiée aux résultats concernant les contraintes, notre attention se porte sur deux catégories fondamentales de contraintes, pour les évaluations de fatigue : la contrainte de Von Mises et la contrainte principale maximale.

La contrainte de Von Mises, un indicateur critique dans l'évaluation de la durabilité des matériaux sous des sollicitations complexes, agit comme un critère de comparaison pour déterminer la résistance d'un matériau face à des charges multidirectionnelles. Cette mesure synthétise les contraintes tridimensionnelles en une valeur unique équivalente, reflétant l'effet cumulé des contraintes appliquées sur le comportement du matériau. Son application s'avère essentielle dans les contextes où les contraintes ne sont pas appliquées de manière uniforme ou linéaire, offrant ainsi une perspective unifiée pour l'analyse de la résistance des matériaux dans des conditions de charge diversifiées comme montre dans la Figure 38.

A: Structure statique
 Contrainte équivalente
 Type: Contrainte équivalente (von Mises)
 Unité: MPa
 Temps: 1 s
 2024-11-26 15:15



(a)



(b)

Figure 38 : a) Contraintes équivalentes (Von Mises) avec débit 30 kg/s b) Zoom des résultats des contraintes de von Mises

La Figure 38 présente une analyse des concentrations de contraintes de von Mises sur la pale, permettant d'identifier les zones potentiellement sujettes à des défaillances. Afin de mieux cerner les régions les plus critiques, un zoom supplémentaire a été effectué, comme illustré dans la figure. Ce grossissement met en exergue la zone où les contraintes atteignent leur maximum, révélant ainsi les régions de la pale les plus exposées à des risques structurels élevés. Cette approche détaillée est essentielle pour orienter les stratégies d'optimisation et de renforcement structurel.

La Figure 39 présente l'évolution des contraintes maximales, minimales et moyennes de Von Mises en fonction du temps.

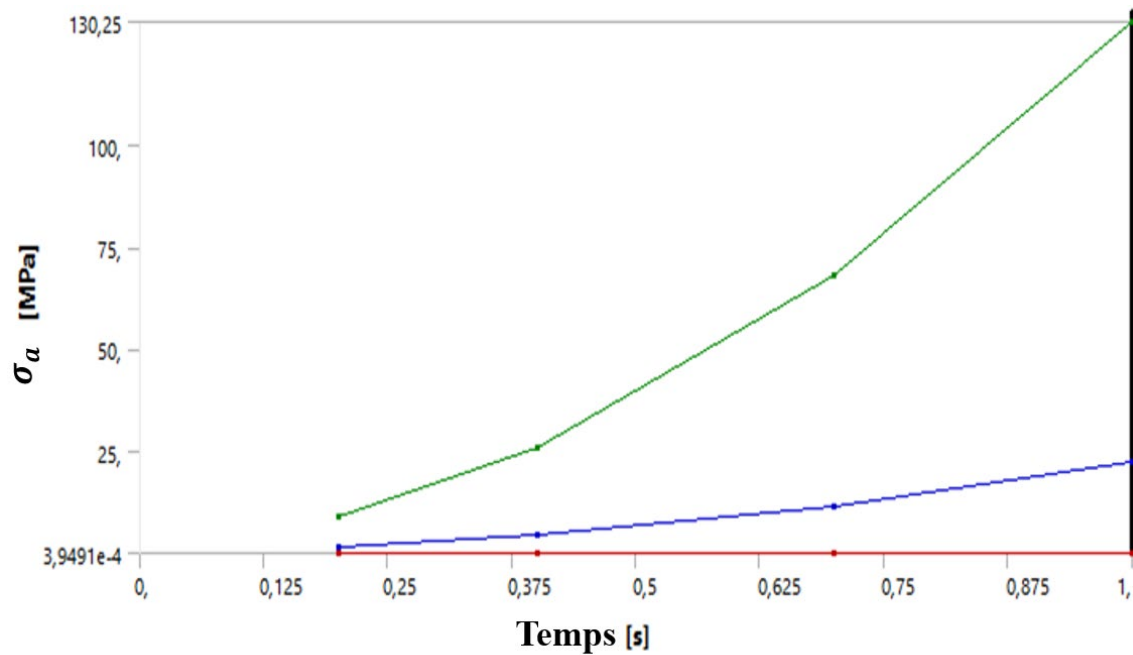
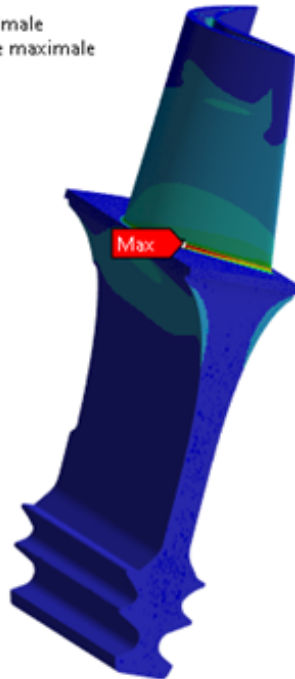
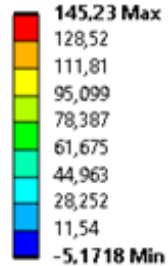


Figure 39 : Variation des contraintes dans le temps

La courbe résultante, illustrée dans la Figure 39, présente l'évolution des contraintes de von Mises en fonction du temps (t). Cette courbe met en évidence un pic de contraintes équivalentes atteignant 130.25 MPa, indiquant un moment précis où les efforts mécaniques sont maximaux. De plus, elle démontre que, dans d'autres régions, les contraintes restent relativement faibles, suggérant une répartition inégale des charges sur la structure.

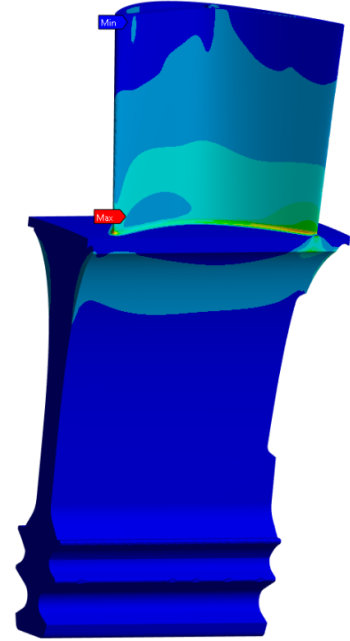
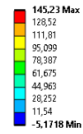
Par ailleurs, la contrainte principale maximale comme montre dans la Figure 40 se révèle être un élément nécessaire dans l'étude des contraintes subies par les matériaux. Elle désigne la plus grande valeur parmi les contraintes principales, c'est-à-dire celles agissant le long des axes principaux d'orientation du matériau, où les contraintes de cisaillement sont nulles. La détermination de cette contrainte principale maximale est fondamentale pour estimer le potentiel de rupture ou de déformations critiques au sein d'un élément structural, fournissant ainsi une indication précieuse sur la limite de sécurité et la durabilité des composants sous des charges variées.

A: Structure statique
 Contrainte principale maximale
 Type: Contrainte principale maximale
 Unité: MPa
 Temps: 1 s
 2024-11-26 15:17



(a)

A: Structure statique
 Contrainte principale maximale
 Type: Contrainte principale maximale
 Unité: MPa
 Temps: 1 s
 2024-11-26 14:09



(b)

Figure 40 : Contraintes principales maximales avec débit 30 kg/s a) sur le bord d'attaque de la pale b) sur la surface externe de la pale

La Figure 40 présente une analyse approfondie des concentrations de contraintes principales maximales sur la pale, permettant de localiser avec précision les zones potentiellement sujettes à des défaillances. Cette analyse révèle un pic de contraintes équivalentes atteignant 145,23 MPa, indiquant une zone critique où les risques de rupture ou de déformation sont significativement accrus. Identifier ces zones vulnérables est essentiel pour élaborer des stratégies de renforcement et de prévention, visant à améliorer la fiabilité structurelle de la pale. Cette démarche analytique est indispensable pour anticiper les points de faiblesse et optimiser la durabilité de la conception.

À l'issue de la simulation, il est possible d'analyser le déplacement résiduel U de la pale, un indicateur précieux des modifications structurales subies par la pale sous l'effet des charges et contraintes appliquées au cours de l'expérience. Ce déplacement résiduel illustre les écarts ou les déformations persistantes dans la construction de la pale comme, conséquences directes de l'exposition à des conditions de stress montre dans la Figure 41.

Cette mesure est essentielle pour comprendre jusqu'à quel point la structure peut se déformer sans revenir à sa forme originelle, fournissant des insights clés sur la durabilité et l'intégrité structurelle de la pale face aux sollicitations opérationnelles.

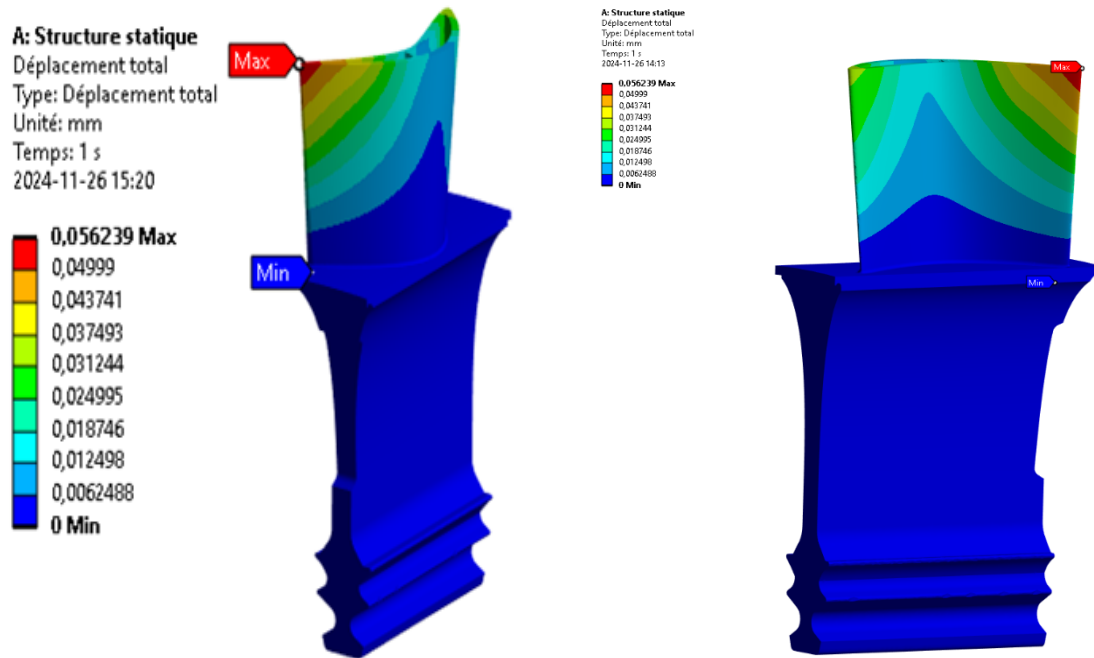


Figure 41 : Déplacement total U sous le débit 40 kg/s

La Figure 41 présente le déplacement total de la pale sous un débit de 40 kg/s, révélant un déplacement maximal équivalent de 0,056 mm. Cette valeur met en évidence la déformation maximale subie par la pale sous les conditions de charge spécifiées. L'analyse de ce déplacement pour évaluer la rigidité structurelle de la pale et son comportement dynamique sous l'effet du débit. Une telle déformation, bien que minime, pourrait avoir des implications sur les performances à long terme et la durabilité de la pale, nécessitant des études supplémentaires pour garantir que les tolérances de conception sont respectées et que les risques de fatigue ou de défaillance sont minimisés.

Dans la continuité de notre analyse, j'ai synthétisé les résultats issus des simulations au sein dans la Figure 42, lequel dresse un panorama des divers scénarios étudiés, incluant les multiples débits testés via ANSYS. Cette compilation permet de visualiser clairement

l'impact de chaque configuration sur le comportement de la pale, offrant ainsi une base comparative solide pour évaluer les performances aérodynamiques sous différents paramètres opérationnels.

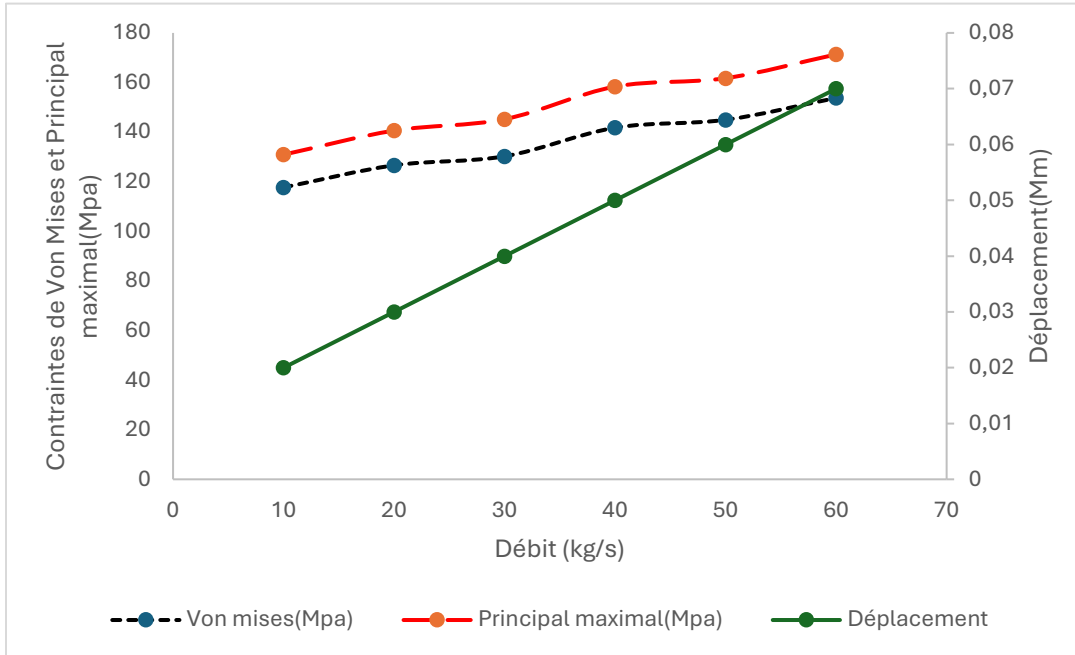


Figure 42 : Évolution des contraintes (Von Mises et principale maximale) et du déplacement en fonction du débit.

La Figure 42 présente une analyse détaillée des contraintes de von Mises (σ), des contraintes principales maximales (S), et du déplacement total (U) en fonction de différents débits massiques (kg/s). Voici une interprétation des résultats pour chaque paramètre :

Les contraintes maximales de von Mises augmentent avec le débit, passant de 117,7 MPa à 153,76 MPa lorsque le débit passe de 10 kg/s à 60 kg/s. Cela indique que les zones les plus sollicitées de la pale subissent des contraintes plus importantes à des débits plus élevés, ce qui pourrait accroître le risque de défaillance matérielle sous des charges plus élevées.

Les contraintes principales maximales S_{max} Augmentent également avec le débit, passant de 130,92 MPa à 171,33 MPa. Cette tendance montre que les zones soumises à des contraintes principales maximales deviennent plus critiques à mesure que le débit augmente, ce qui pourrait augmenter le risque de fissuration ou de rupture dans ces zones.

Le déplacement total maximal (U_{MAX}) augmente de manière progressive avec le débit, passant de 0,022451 mm à 0,071 mm. Cela indique que la déformation globale de la pale est plus importante à des débits plus élevés, ce qui pourrait entraîner des problèmes tels que des vibrations excessives ou des déformations permanentes si ces déplacements dépassent les tolérances de conception.

La Figure 42 montre clairement que l'augmentation du débit entraîne une augmentation des contraintes de von Mises maximales, des contraintes principales maximales, et des déplacements totaux. Ces résultats suggèrent que la pale est soumise à des charges mécaniques plus élevées à des débits plus importants, ce qui augmente le risque de défaillance par contraintes et déformations. Pour garantir la sécurité et la durabilité de la pale, il est important de s'assurer que ces paramètres restent dans les limites acceptables définies par la conception, en particulier à des débits plus élevés où les contraintes et les déplacements sont maximisés. Cette analyse est fondamentale pour l'évaluation de la performance structurelle sous différentes conditions opérationnelles et pour l'optimisation des conceptions futures.

b) Résultats de l'analyse de fatigue

L'étude de la fatigue et de la durée de vie des pales de rotor dans les turbines à gaz est un domaine d'importance capitale dans la conception et l'exploitation des systèmes de propulsion et de production d'énergie. Ces composants, soumis à des conditions extrêmes de température, de pression, et de charges dynamiques pendant leur fonctionnement, jouent un rôle important dans l'efficacité et la fiabilité globales de la turbine. La fatigue des matériaux, résultant de cycles répétés de contraintes, peut conduire à l'apparition de fissures et, ultimement, à la défaillance des pales, compromettant ainsi la sécurité et la performance de la turbine.

Les pales de rotor de turbine à gaz sont parmi les éléments les plus sollicités dans les machines thermiques modernes. Elles sont constamment exposées à un environnement hostile, caractérisé par de hautes températures issues de la combustion du carburant, des vitesses de rotation élevées générant des forces centrifuges considérables, ainsi que des variations de pression et des chocs thermiques. Ces conditions exacerbent le risque de

fatigue des matériaux, un phénomène progressif qui réduit la résistance mécanique des pales au fil du temps.

La Figure 43 illustre la durée de vie estimée d'une pale de turbine soumise à un débit de 60 kg/s. Le modèle, représenté en rouge, présente une variation de la durée de vie avec des valeurs supérieures à 10^6 cycles, comme indiqué par l'échelle de couleurs. Ce type d'analyse permet de visualiser les zones critiques où la fatigue pourrait limiter la durée de vie de la pale, en particulier sous des conditions de fonctionnement élevées.

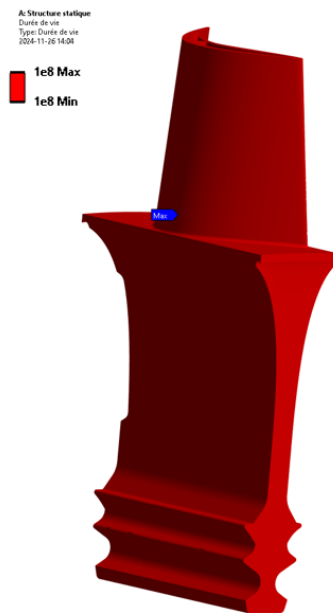


Figure 43 : Durée de vie de pale sous le débit 60 kg/s

c) Coefficient de sécurité

Le coefficient de sécurité est un concept fondamental en ingénierie, utilisé pour garantir que les structures et les composants mécaniques restent fiables et sécurisés sous les charges de service prévues et les conditions opérationnelles. Ce coefficient représente le rapport entre la contrainte admissible (ou résistance) d'un matériau ou d'une structure et la contrainte réelle ou maximale attendue en service. En d'autres termes, il indique de combien la résistance d'un élément est supérieure aux exigences maximales auxquelles il sera soumis durant son utilisation.

La Figure 44 illustre une représentation spécifique du coefficient de sécurité appliqué à la structure de la pale.

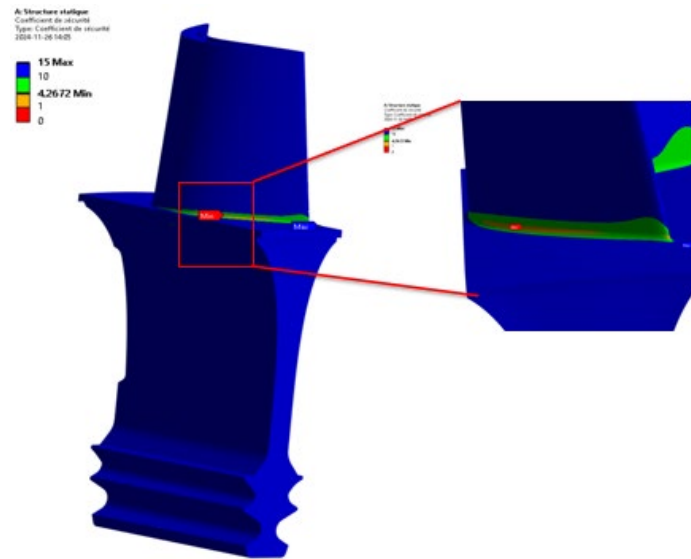


Figure 44: Distribution du coefficient de sécurité sur la pale sous le débit 30 kg/s

La distribution des couleurs dans la Figure 44 indique le coefficient de sécurité à travers différentes zones de la pale. Les régions vertes indiquent des zones où le coefficient de sécurité est supérieur au minimum requis de 4, ce qui implique une bonne marge de sécurité.

La zone rouge étiquetée comme "Min" semble indiquer la région où le coefficient de sécurité est le plus bas sur la pale. Cependant, le coefficient minimum trouvé est de 4,2672, ce qui est toujours supérieur au minimum requis de 4. Cela signifie que même dans la zone la plus sollicitée de la pale, la structure semble être conçue avec une marge de sécurité suffisante pour résister aux charges prévues sans faillir.

Bien que le coefficient de sécurité minimal soit respecté, il serait judicieux de mener des analyses plus poussées, y compris des analyses de fatigue, pour mieux comprendre la durée de vie prévue de la pale sous des conditions de charge variables au cours de son fonctionnement.

Le Tableau 10 ci-dessous présente la variation de la durée de vie ainsi que le coefficient de sécurité de la pale sous des débits variant de 10 kg/s à 60 kg/s. Cette analyse permet

d'évaluer l'impact des différentes conditions de charge sur la longévité de la pale et son niveau de sécurité. En examinant ces variations, on peut identifier les seuils critiques au-delà desquels la durabilité de la pale pourrait être compromise, et le coefficient de sécurité pourrait chuter en dessous des valeurs acceptables. Une telle évaluation est essentielle pour optimiser les performances opérationnelles et assurer une exploitation sûre et fiable de la pale sur toute la plage de débits considérés.

Tableau 10 : Variation de la durée de vie et le coefficient de sécurité

Débit (kg/s)	Durée de vie	Coefficient de sécurité	Durée de vie (théorique)
10	$> 10^6$	4,72	5.36×10^{11}
20	$> 10^6$	4.39	2.87×10^{11}
30	$> 10^6$	4.26	2.25×10^{11}
40	$> 10^6$	3.92	1.09×10^{11}
50	$> 10^6$	3.83	9.01×10^{10}
60	$> 10^6$	3.61	5.44×10^{10}

Ce Tableau 10 montre la relation entre le débit appliqué à une pale et ses conséquences sur la durée de vie et le coefficient de sécurité. Voici une interprétation détaillée :

- **Durée de vie constante** : La durée de vie reste supérieure à 10^6 cycles cycle pour tous les débits de 10 kg/s à 60 kg/s. Cela suggère que, pour ces conditions de débit, la pale est conçue pour supporter une durée de vie standard, indépendamment du débit appliqué.
- **Diminution du coefficient de sécurité** : Le coefficient de sécurité diminue progressivement à mesure que le débit augmente. Par exemple, à 10 kg/s, le coefficient est de 4,72, indiquant une marge de sécurité élevée, ce qui assure une faible probabilité de surcharge. Cependant, cette valeur décroît pour atteindre 3,61 à un débit de 60 kg/s. Cette diminution du coefficient de sécurité reflète l'augmentation des contraintes mécaniques sur la pale lorsque le débit croît, réduisant ainsi la marge de sécurité. Bien

que la durée de vie reste constante, cette réduction suggère une augmentation du risque de rupture ou de défaillance du composant sous des conditions de charge plus élevées.

d) Validation des résultats

Pour valider les résultats obtenus lors de la modélisation des concentrations de contraintes et de la propagation des fissures dans la pale de turbine à gaz, une revue des travaux antérieurs a été effectuée. Parmi ceux-ci, l'article de Maktouf et al. a été particulièrement pertinent, car il traite de l'évaluation de la durée de vie en fatigue multiaxiale d'une pale de turbine à gaz, utilisant la même géométrie de pale et le même matériau inconel 718 utiliser pour fabriquer les pales de turbine à gaz.[11]

Les simulations menées dans le cadre de ce travail ont montré que les zones de concentration de contraintes se situent principalement aux bords de la pale, ce qui est en accord avec les observations faites par Maktouf et al.[11] L'article mentionne que les contraintes maximales de Von Mises était de 146 MPa sont localisées au bord d'attaque de la pale, proche de la racine avec un durée de vie estimée de pale était $> 1 \times 10^7$, ce qui correspond aux zones où la propagation des fissures a été modélisée dans notre étude. Cette corrélation entre les zones de concentration de contraintes identifiées dans les deux études confirme la validité des résultats obtenus.[11]

De plus, Maktouf et al. Ont utilisé plusieurs critères de fatigue multiaxiale, notamment les critères de Sines, Crossland, Dang Van, et Fatemi-Socie, pour estimer la durée de vie en fatigue de la pale sous des conditions de chargement similaires. Les résultats obtenus dans leur étude ont montré que la durée de vie prédite est fortement influencée par le modèle de fatigue utilisé, mais que toutes les prédictions pointent vers une initiation de fissure au niveau du bord d'attaque de la pale, là où les contraintes sont maximales. Ce résultat soutient encore davantage la validité des simulations que nous avons réalisées.[11]

Par ailleurs, l'article de Unarine Ramakokovhu et al. à apporter des éclaircissements supplémentaires concernant l'influence des contraintes résiduelles sur la durée de vie en fatigue. Leur étude a montré que les contraintes résiduelles, en particulier les contraintes de traction, ont un effet significatif sur la réduction de la durée de vie en fatigue, ce qui

corrobore nos résultats où les zones de concentration de contraintes maximales sont également identifiées comme des zones critiques pour la propagation des fissures.[12]

En complément, les travaux de Saad Alsarayefi et al. [43] ont montré que la répartition de la température a un impact important sur la durée de vie des pales, en particulier avec une concentration de charge thermique à la base de la pale. Bien que notre étude se concentre principalement sur les contraintes mécaniques de von Mises était de 126 MPa , ces résultats valident davantage la localisation des zones critiques que nous avons identifiées.[43]

Enfin, l'analyse menée par Suha Ahmed et al. sur les effets des forces centrifuges a confirmé que les contraintes maximales se concentrent à la base de l'aile de la pale, ce qui correspond aux observations effectuées dans notre étude. De plus, leur comparaison des matériaux a montré que le Titane, en raison de sa densité inférieure, génère des forces centrifuges réduites, diminuant ainsi les contraintes, un facteur important dans la durabilité des pales de turbine.[44]

En somme, le Tableau 11 présente la comparaison des contraintes de von Mises maximales obtenues dans cette étude avec celles rapportées par Maktouf et al.[11] et Saad Alsarawefi et al.[43] permet de valider les zones de concentration de contraintes critiques, notamment sur le bord d'attaque des pales de turbine. Les résultats montrent que les contraintes maximales de von Mises (σ_{max}) atteignent 153,76 MPa dans cette étude, ce qui est légèrement supérieur aux valeurs obtenues par Maktouf et al. (146 MPa) et par Saad Alsarawefi et al. (126 MPa). La Figure 46 présente la courbe S-N de l'Inconel 718. À partir de cette courbe, ces données de concentration de contraintes confirment les estimations de durée de vie des pales, qui dépassent 1×10^6 cycles (limite d'endurance), selon les simulations effectuées avec Ansys.

Tableau 11 : Tableau comparatif des contraintes maximales, durées de vie et coefficients de sécurité des pales de turbine dans différentes études

Étude	Contrainte maximale σ_{maz} (MPa)	Durée de vie	Coefficient de sécurité	Remarques
Pale de turbines à gaz GE MS 3002 inconel 718	153.76	1×10^8	3.61	Étude actuelle
Application aux pales de turbines à gaz à haute cyclabilité [11]	146 MPa	$>1 \times 10^7$	—	Chargement à haute cyclabilité
Effets des charges transitoires sur les contraintes et la durée de vie en fatigue des pales de turbine à gaz [43]	126 MPa	—	—	Impact des charges transitoires sur la fatigue

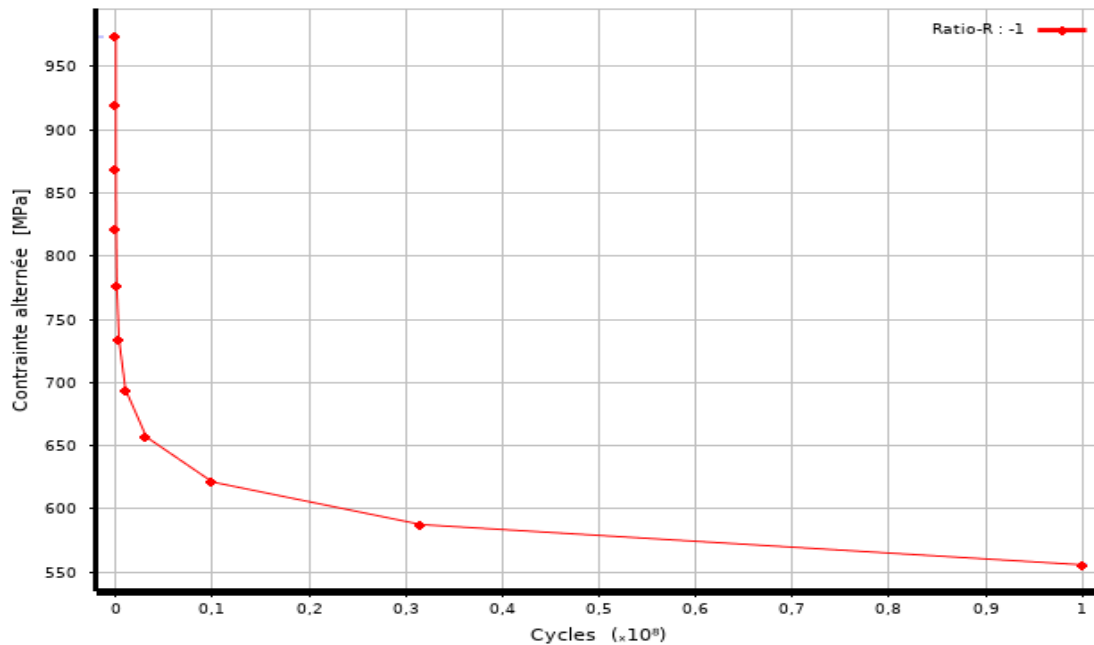


Figure 45 : Courbe S-N d'inconel 718 sous Ansys

Les similitudes observées entre ces résultats et ceux des recherches antérieures renforcent la crédibilité et la robustesse des conclusions. La cohérence des valeurs obtenues valide également les méthodes employées, en confirmant que les approches numériques utilisées et les modèles adoptés sont appropriés pour l'évaluation des contraintes et de la fatigue dans les composants critiques, tels que les pales de turbine, soumises à des conditions de fonctionnement extrêmes. Ces validations croisées fournissent une assurance supplémentaire quant à l'efficacité des solutions proposées pour l'amélioration des performances et la conception optimale de ces systèmes.

4.4 Étude des phénomènes de concentration de contraintes et de l'initiation de fissure dans les pales

Pour cette phase de l'étude, la méthode XFEM a été utilisée pour simuler l'initiation des fissures dans les zones critiques identifiées lors des simulations statistiques précédentes. Ces zones correspondaient aux contraintes maximales susceptibles de provoquer une fissuration. L'objectif des simulations XFEM était de modéliser le début de la fissuration tout en évaluant la durée de vie résiduelle de la structure. Cette approche permet d'analyser en détail les effets des contraintes maximales sur l'initiation des fissures et d'estimer la résistance résiduelle de la structure sous les conditions de chargement spécifiées.

La méthode des éléments finis étendus (Extended Finite Element Method, XFEM) est une technique numérique avancée, dérivée de la méthode des éléments finis traditionnelle (FEM), utilisée pour modéliser des discontinuités telles que les fissures dans les matériaux. Elle présente des avantages significatifs pour traiter certains types de problèmes, comme celui étudié dans le cadre de cette recherche, concernant l'apparition des fissures au niveau des zones de concentration des contraintes sur la pale.

Analyse statique

La Figure 46 montre les zones de concentration des contraintes, qui sont d'un intérêt significatif. Ces zones de contraintes accrues sont clairement définies dans Figure 46 montrant l'existence d'une corrélation avec les points critiques dans la géométrie de la

pale. Une concordance est révélée lorsque les données de simulation sont comparées aux inspections physiques réelles de la pale après l'opération.

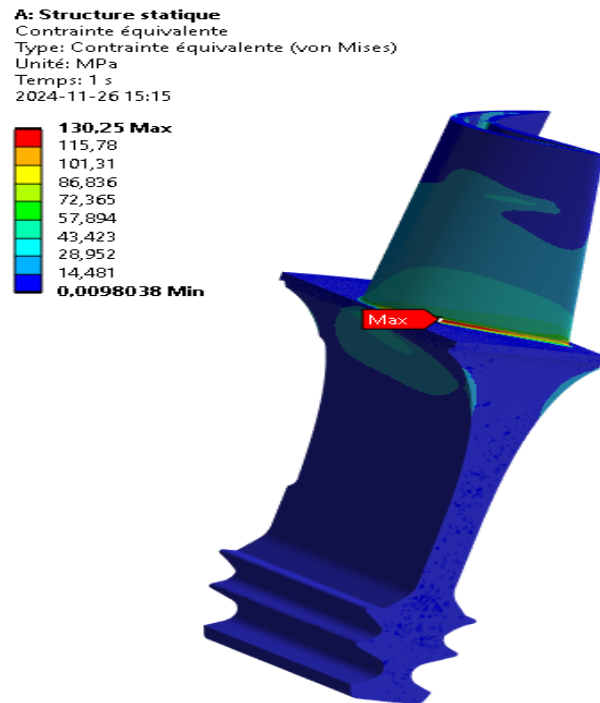


Figure 46 : Zone de concentration des contraintes

4.4.1 Démarches de modélisation de la fissure au niveau de la zone des concentrations des contraintes

a) Modélisation XFEM

Dans cette étape, la modélisation de l'initiation de fissure dans la zone de concentration des contraintes sur la pale de turbine illustré dans la Figure 47 et 48 . Cette modélisation s'appuie sur les résultats statistiques précédemment obtenus sous des conditions opérationnelles extrêmes de la turbine. Le logiciel Ansys a été utilisé pour simuler et analyser les comportements mécaniques et thermodynamiques susceptibles de conduire à l'initiation de fissures. Les résultats de cette modélisation permettent une meilleure compréhension des zones critiques et des mécanismes de défaillance potentiels, offrant

ainsi des pistes pour l'optimisation et l'amélioration de la durabilité des pales de turbine en conditions sévères.

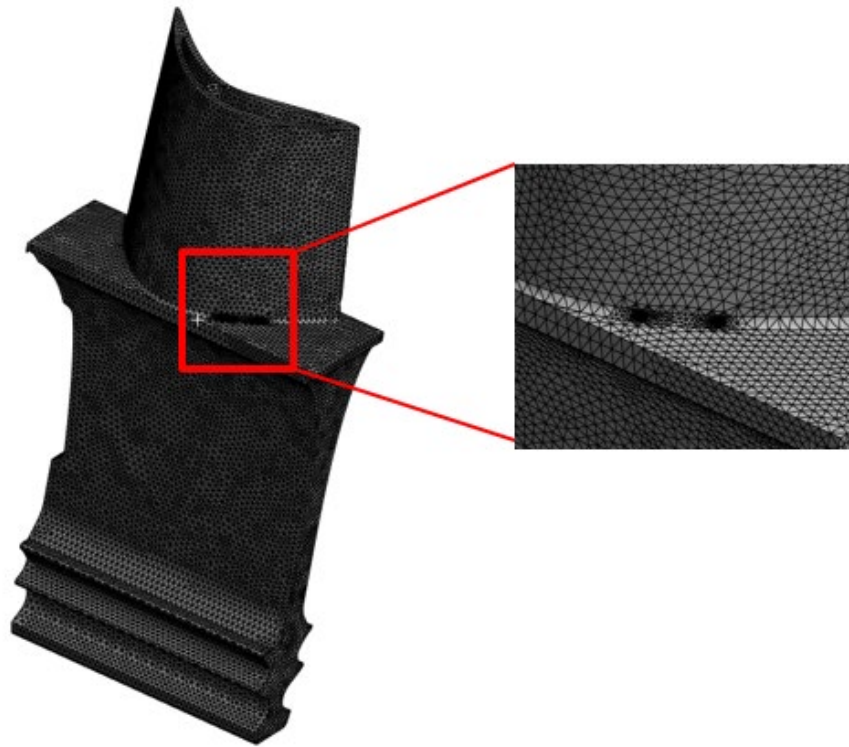


Figure 47 : Configuration du maillage

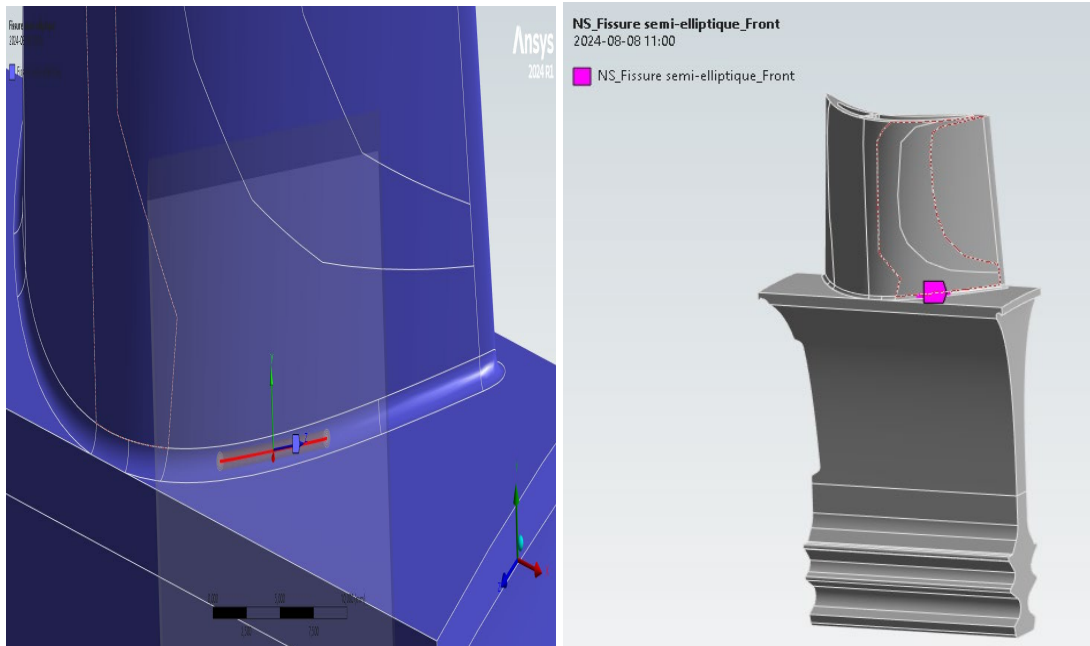


Figure 48 : Insertion de fissure

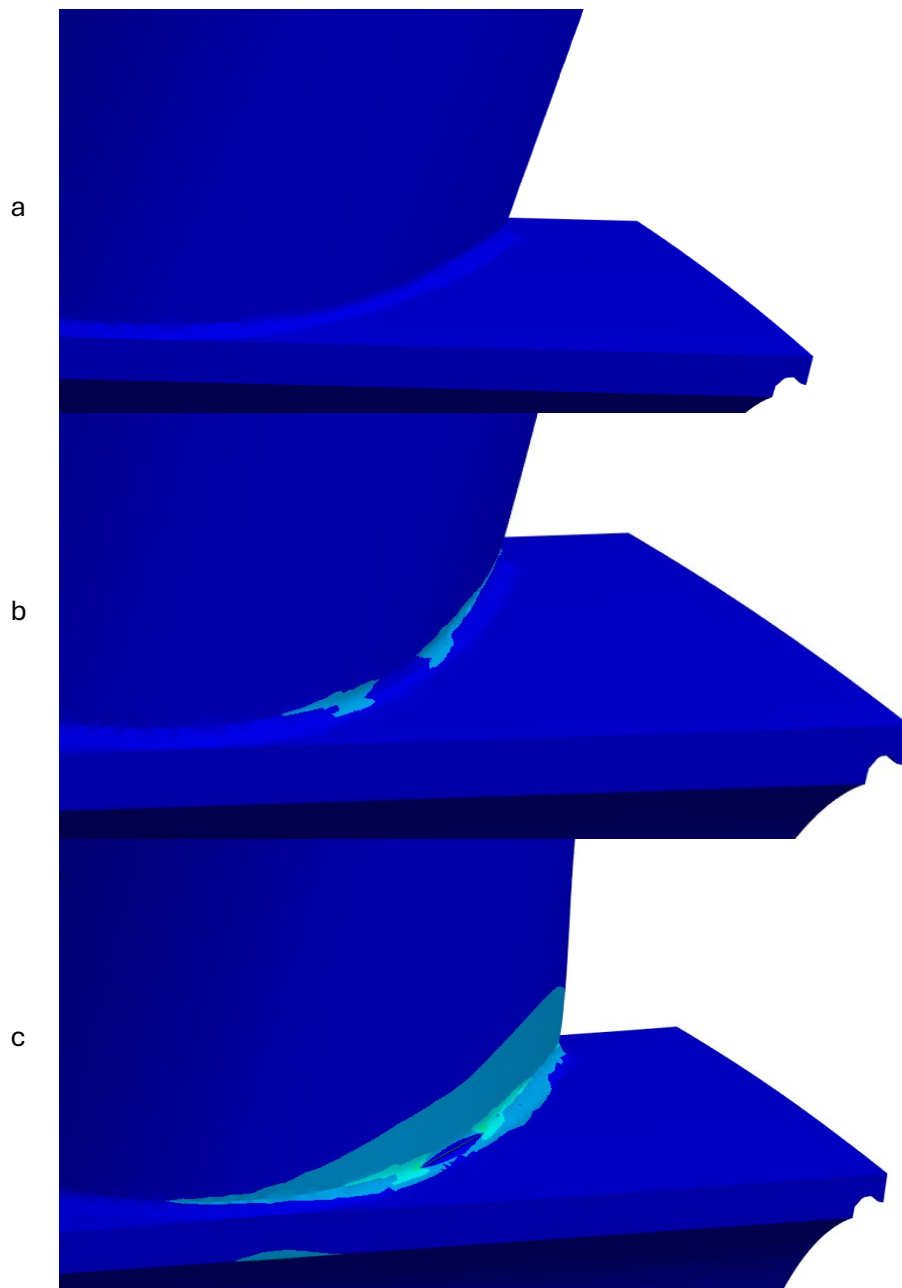
4.4.2 Résultats de propagation de la fissure dans la pale

La simulation s'est concentrée sur la zone critique de la pale, où l'étude a été conçue avec précision pour comprendre l'impact des contraintes mécaniques sur l'évolution des fissures dans cette zone clé. Les résultats ont été présentés sous forme de séquences successives, mettant en lumière les étapes du développement de la fissure de manière progressive, ce qui permet une analyse dynamique des variations des contraintes le long de la surface de la pale.

Au fur et à mesure de la progression de la fissure, les contours issus de la simulation ont révélé une extension graduelle de la zone soumise à des contraintes élevées, indiquant un déplacement de ces contraintes vers les régions avoisinantes. Cette extension apparaît clairement à travers la simulation numérique, qui illustre l'interaction entre les contraintes et les matériaux utilisés.

Il a également été observé que les contraintes se déplacent le long du chemin de propagation prévu de la fissure, reflétant une cohérence importante avec les hypothèses théoriques adoptées lors de la conception. Cette migration est visiblement démontrée dans la Figure 49 et 50, où l'on peut noter l'effet des "bords libres," provoquant une légère

dispersion des contraintes au fur et à mesure de la propagation de la fissure. Cette dispersion fournit des données supplémentaires exploitables pour optimiser la conception des pales et renforcer leur résistance aux contraintes dans des conditions de fonctionnement extrêmes.



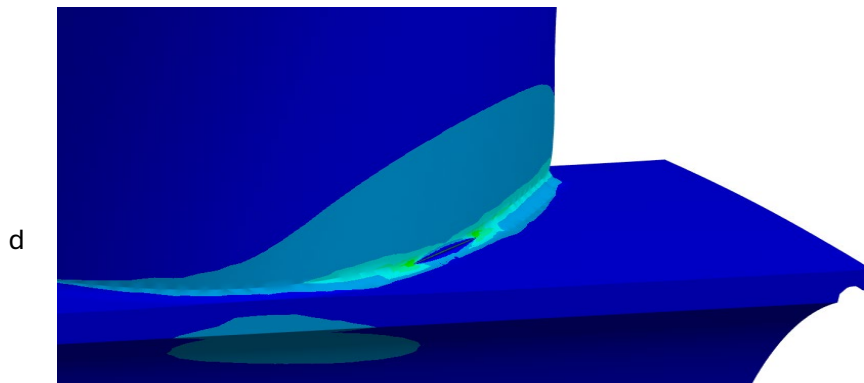


Figure 49 : Résultats des itérations de propagation de fissure – a) 1ère itération, b) 2ème itération, c) 3ème itération, d) 4ème itération

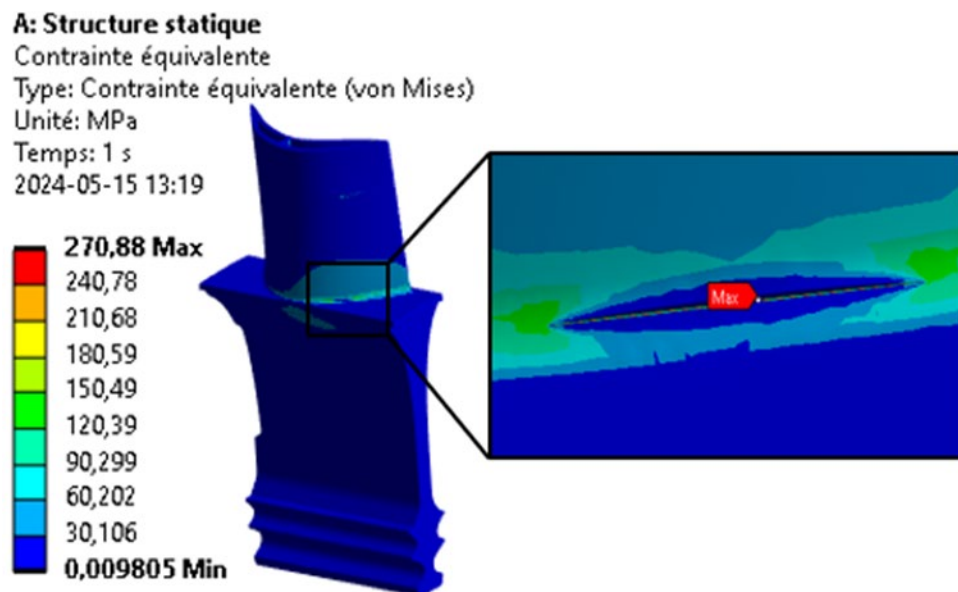


Figure 50 : Endommagement identifié dans la pale

La Figure 50 montre une analyse de contraintes statiques, avec une concentration maximale de contraintes de 270,88 MPa. Cette zone, indiquée en rouge, est particulièrement susceptible de subir une propagation de fissures.

En conséquence, cette région doit faire l'objet d'une attention particulière dans les analyses de conception et de maintenance, car la propagation des fissures dans cette zone pourrait compromettre l'intégrité structurelle globale. Des solutions peuvent inclure un

renforcement local, une redistribution des charges, ou l'optimisation de la géométrie pour réduire la concentration de contraintes et prolonger la durée de vie de la structure.

Les Figure 51 et Figure 52 présentent les facteurs d'intensité des contraintes KI, KII et KIII qui jouent un rôle essentiel dans l'analyse de la mécanique de la rupture. Ces facteurs permettent de caractériser l'état de contrainte au voisinage immédiat de la pointe de la fissure, offrant ainsi une compréhension approfondie des mécanismes de propagation des fissures dans des matériaux soumis à des charges

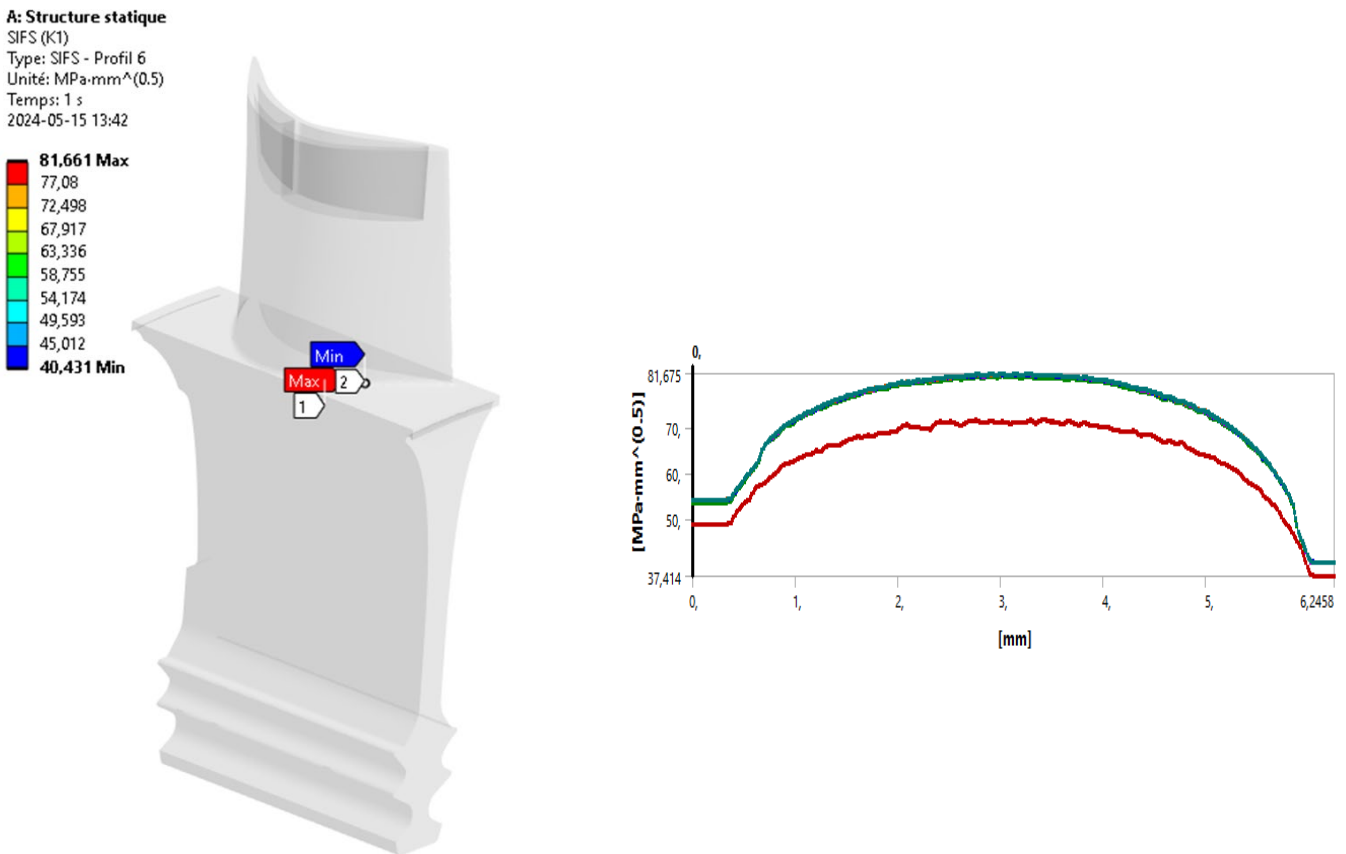


Figure 51 : Contraintes KI

La Figure 51 illustre les résultats des facteurs d'intensité des contraintes KI, avec une valeur maximale de 81,661, ainsi que la courbe de KI après la propagation des fissures.

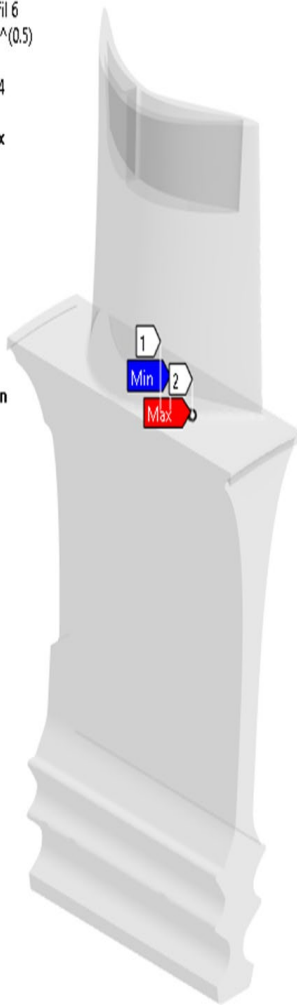
Le facteur d'intensité des contraintes KI est un indicateur clé en mécanique de la rupture, représentant la concentration des contraintes au bout d'une fissure en mode I, c'est-à-dire

en ouverture pure. Une valeur maximale de 81,661 pour KI indique une concentration élevée des contraintes, ce qui signifie que la fissure est soumise à des forces importantes tendant à l'ouvrir davantage.

La courbe de KI, présentée dans la seconde figure, montre l'évolution de ce facteur au fur et à mesure de la propagation de la fissure. Cette courbe pour comprendre comment KI varie en fonction de la longueur de la fissure ou au cours du temps. En analysant cette courbe, nous pouvons identifier les moments et les points critiques où la croissance de la fissure s'accélère, permettant ainsi de prévoir les scénarios de défaillance potentiels.

A: Structure statique
SIFS (K2)
Type: SIFS - Profil 6
Unité: MPa·mm^{0.5}
Temps: 1 s
2024-05-15 13:44

3,7474 Max
2,9795
2,2116
1,4437
0,67586
-0,092027
-0,85991
-1,6278
-2,3957
-3,1636 Min



A: Structure statique
SIFS (K3)
Type: SIFS - Profil 6
Unité: MPa·mm^{0.5}
Temps: 1 s
2024-05-15 13:45

5,5432 Max
4,8957
4,2481
3,6005
2,9529
2,3053
1,6577
1,0101
0,36252
-0,28507 Min

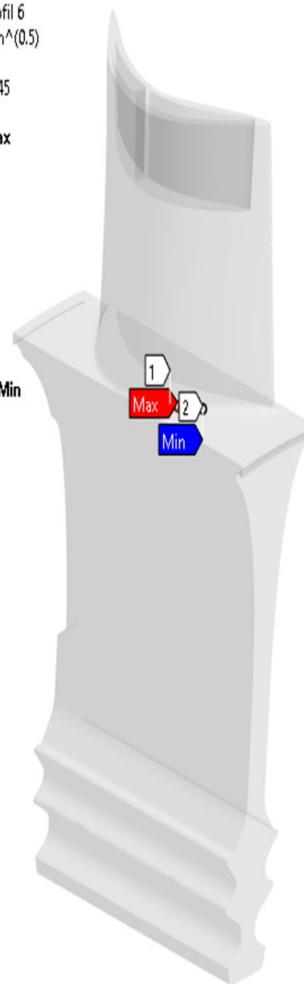


Figure 52 : Contraintes KIII et KII

La Figure 52 a présenté les résultats des facteurs d'intensité des contraintes KII et KIII après la propagation des fissures, avec des valeurs maximales respectives de 3,7474 et 5,5432.

Le facteur d'intensité des contraintes KII est associé au mode II de déformation, qui implique un glissement dans le plan de la fissure. La valeur maximale de KII observée, 3,7474, indique des zones où les contraintes de cisaillement sont particulièrement élevées, suggérant une propagation significative de la fissure sous des conditions de charge spécifiques.

Le facteur KIII, quant à lui, correspond au mode III de déformation, qui implique un cisaillement hors du plan de la fissure. La valeur maximale de KIII 5,5432 révèle des régions où les contraintes en torsion sont les plus élevées, ce qui pourrait accélérer la croissance de la fissure dans des directions complexes.

L'analyse de ces valeurs maximales de KII et KIII est essentielle pour comprendre les mécanismes de propagation des fissures sous différents modes de chargement. Les figures fournissent des informations détaillées sur la distribution et l'intensité des contraintes, permettant d'identifier les zones critiques où les fissures sont susceptibles de s'étendre le plus rapidement.

La Figure 53 présentée la variation du coefficient de sécurité avant et après la propagation de la fissure. Avant la propagation de la fissure, le coefficient de sécurité est de 3,42, tandis qu'après la propagation de la fissure, il diminue significativement pour atteindre 1,14.

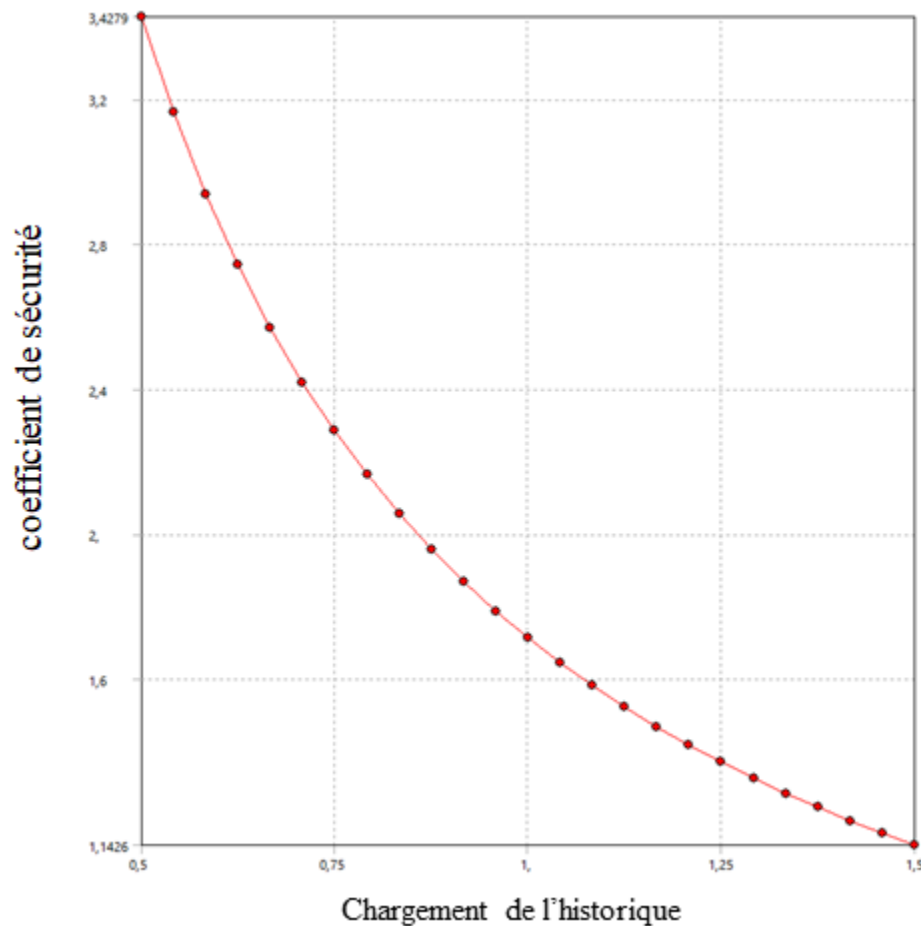


Figure 53 : Variation de coefficient de sécurité sous différents niveaux de fissure

Le coefficient de sécurité est une mesure critique de la robustesse et de la fiabilité d'une structure, indiquant dans quelle mesure une structure peut supporter des charges au-delà de celles pour lesquelles elle a été conçue. Un coefficient de sécurité de 3,42 avant la propagation de la fissure indique que la structure peut supporter des charges jusqu'à 3,42 fois supérieures à celles prévues sans risque de défaillance. Cela suggère une marge de sécurité substantielle, assurant une performance fiable sous des conditions opérationnelles normales.

Cependant, après la propagation de la fissure, le coefficient de sécurité chute à 1,14. Cette diminution drastique reflète une réduction significative de la capacité de la structure à résister aux charges. Un coefficient de sécurité de 1,14 indique que la structure est très proche de son point de défaillance, avec seulement 14% de marge supplémentaire au-delà des charges opérationnelles normales avant que la rupture ne se produise.

CHAPITRE 5 CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Ce travail de recherche a exploré les effets des conditions opérationnelles extrêmes sur les pales de turbine à gaz GE MS 3002, fabriquées en Inconel 718. À travers une méthodologie intégrant des outils numériques avancés, notamment des simulations CFD) réalisées avec le logiciel Ansys, et une base théorique solide, cette étude a permis d'évaluer l'impact des forces aérodynamiques, des variations thermiques et des contraintes mécaniques sur la durabilité et les performances globales des pales. Les résultats obtenus des analyses numériques sont présentés de la manière suivante :

Dans un premier temps, une revue de littérature a établi les fondations théoriques nécessaires pour comprendre les phénomènes de fatigue et les contraintes thermomécaniques. L'utilisation de la courbe de Wöhler a permis de caractériser le comportement du matériau Inconel 718 face à des cycles de charge, fournissant un cadre méthodologique pour les analyses de fatigue et de durée de vie.

Par la suite, une analyse aérodynamique a été réalisée afin d'évaluer les performances des pales en conditions réelles de fonctionnement. Les simulations CFD ont permis de visualiser la distribution des pressions et des forces sur les pales du rotor, mettant en évidence des zones critiques, notamment au niveau du bord d'attaque et de la racine, où les contraintes mécaniques et thermiques sont maximales. De plus, l'étude des fréquences caractéristiques, réalisée grâce à une analyse modale, a permis d'identifier les modes de vibration critiques et de mieux comprendre les risques associés aux phénomènes de résonance et d'instabilité dynamique. Ces analyses ont contribué à établir la courbe caractéristique de performance de la turbine, reliant des paramètres tels que le débit massique, la pression et le rendement global.

Ensuite, l'analyse statique et de fatigue a permis d'évaluer les réponses mécaniques des pales face aux cycles de charge imposés par les conditions opérationnelles sévères. Les résultats montrent que les hautes températures et les pressions élevées augmentent significativement les sollicitations, réduisant ainsi la durée de vie des pales. Ces

conclusions, appuyées par l'utilisation de la courbe de Wöhler, ont également contribué à prédire les zones les plus vulnérables et à orienter des stratégies d'optimisation.

Enfin, une attention particulière a été portée à l'étude de la propagation des fissures. Les résultats ont révélé que celles-ci apparaissent principalement au niveau du bord d'attaque, à proximité de la racine, une région fortement sollicitée. Ces observations soulignent la nécessité d'introduire des modifications géométriques et des traitements spécifiques pour renforcer cette zone et limiter les risques de défaillances prématurées.

Cette étude a permis de combiner les résultats des analyses CFD, des courbes caractéristiques de performance de la turbine et des études de fatigue pour fournir une compréhension globale des contraintes affectant les pales.

En outre, des recommandations relatives à cette étude peuvent être émises, notamment :

- Optimisation de la géométrie des pales :

Une étude approfondie de la géométrie des pales pourrait être réalisée pour réduire les concentrations de contraintes, en particulier au niveau des zones critiques telles que le bord d'attaque et la racine. L'intégration de concepts de design bio-inspiré ou l'utilisation d'approches paramétriques pour optimiser la forme pourrait contribuer à améliorer la durabilité et l'efficacité des pales.

- Développement d'une maintenance prédictive basée sur l'intelligence artificielle (IA) :

L'intégration de capteurs intelligents pour surveiller en temps réel les contraintes, les vibrations et les déformations des pales pourrait permettre de développer des systèmes de maintenance prédictive. Ces systèmes, couplés à des algorithmes d'apprentissage automatique, faciliteraient la détection précoce des défaillances et réduiraient les coûts opérationnels.

- Utilisation de matériaux avancés :

Bien que l'Inconel 718 ait montré d'excellentes performances, l'exploration d'autres superalliages ou de matériaux composites pourrait permettre d'améliorer encore davantage la résistance à la fatigue et à la corrosion tout en réduisant le poids des pales. Des matériaux

à base de céramique ou des alliages renforcés par des nanoparticules pourraient également être envisagés pour leur résistance thermique exceptionnelle.

References

- [1] S. Boulanouar, H. Ahmed, B. Rachid, and K. Abdellah, "Fuzzy prognosis system for decision making to vibrations monitoring in gas turbine," *Strojnícky časopis-Journal of Mechanical Engineering*, vol. 71, no. 2, pp. 239-256, 2021.
- [2] M. T. E. BELFEDDAL, "Mise en oeuvre du concept de la maintenance basée sur la fiabilité pour la turbine à gaz MS 3002," Université Ibn Khaldoun, 2023.
- [3] M. Benrahmoune, H. Ahmed, G. Mouloud, and C. XiaoQi, "Detection and modeling vibrational behavior of a gas turbine based on dynamic neural networks approach," *Strojnícky časopis-Journal of Mechanical Engineering*, vol. 68, no. 3, pp. 143-166, 2018.
- [4] Y. Boulifa, "Contribution a l'étude et l'amélioration des performances energetiques d'une turbine a gaz par differentes techniques experimentales et son impact sur l'environnement (sonatrach)," Accessed:2024:<http://dlibrary.univ-boumerdes.dz:8080/bitstream/123456789/9817/1/Boulifa%2C%20Yahia.pdf>
- [5] B. Mohamad and S. Alsarayefi, "Effects of transient load on gasturbine blade stress and fatigue life characteristic."
- [6] V. Troshchenko, B. Gryaznov, I. Malashenko, Y. S. Nalimov, and A. Rabinovich, "Cyclic strength of turbine blades made of cast nickel-based alloys," *Strength of materials*, vol. 39, pp. 109-115, 2007.
- [7] Z. Li, M. Taheri, P. Torkamany, I. Heidarpour, and M. J. Torkamany, "Laser cladding of NiCrCoFeNbMoX high-entropy alloy to increase resistance to corrosion of gas turbine blades," *Vacuum*, vol. 219, p. 112749, 2024.
- [8] D.-T. Vo, T.-D. Mai, B. Kim, J.-S. Jung, and J. Ryu, "Numerical investigation of crack initiation in high-pressure gas turbine blade subjected to thermal-fluid-mechanical low-cycle fatigue," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 202, p. 123748, 2023.
- [9] J. Hou, B. J. Wicks, and R. A. Antoniou, "An investigation of fatigue failures of turbine blades in a gas turbine engine by mechanical analysis," *Engineering Failure Analysis*, vol. 9, no. 2, pp. 201-211, 2002.
- [10] Z. Mazur, A. Luna-Ramirez, J. Juárez-Islas, and A. Campos-Amezcuca, "Failure analysis of a gas turbine blade made of Inconel 738LC alloy," *Engineering failure analysis*, vol. 12, no. 3, pp. 474-486, 2005.
- [11] W. Maktouf, K. Ammar, I. B. Naceur, and K. Saï, "Multiaxial high-cycle fatigue criteria and life prediction: Application to gas turbine blade," *International Journal of Fatigue*, vol. 92, pp. 25-35, 2016.
- [12] U. Ramakokovhu, D. Desai, G. Snedden, and T. Jamiru, "Significance of residual stresses in fatigue life prediction of micro gas turbine blades," *Engineering failure analysis*, vol. 120, p. 105092, 2021.
- [13] G. Nan, X. Yao, S. Yang, J. Yao, and X. Chen, "Vibrational responses and fatigue life of dynamic blades for compressor in gas turbines," *Engineering Failure Analysis*, vol. 156, p. 107827, 2024.

- [14] H. Mohammadi, S. K. Moghanaki, and A. F. Sheykhilari, "Effects of uncontrolled combustion in a power plant gas turbine on fracture surface features and microstructural evolutions of a nickel-based superalloy blades," *Engineering Failure Analysis*, p. 108175, 2024.
- [15] F. Palmert, D. Gustafsson, P. Almroth, H. Petersson, M. Segersäll, and J. Moverare, "Modelling of the transition from mode I to crystallographic crack growth in a single crystal gas turbine blade alloy under service-like loading conditions," *International Journal of Fatigue*, vol. 163, p. 107077, 2022.
- [16] K. Nehru and R. Asokan, "Low cycle fatigue analysis of gas turbine blade," *National Journal on Advances in Building Sciences and Mechanics*, vol. 6, no. 1, pp. 5-9, 2015.
- [17] S. Rani, A. K. Agrawal, and V. Rastogi, "Failure analysis of a first stage IN738 gas turbine blade tip cracking in a thermal power plant," *Case studies in engineering failure analysis*, vol. 8, pp. 1-10, 2017.
- [18] H. Mzad and F. Bennour, "Industrial gas turbine performance prediction and improvement—a case study," *Energy Harvesting and Systems*, vol. 11, no. 1, p. 20220094, 2024.
- [19] K. Touil and A. Ghenaiet, "Simulation and analysis of vane-blade interaction in a two-stage high-pressure axial turbine," *Energy*, vol. 172, pp. 1291-1311, 2019.
- [20] A. M. Daabo, S. Mahmoud, R. K. Al-Dadah, A. M. Al Jubori, and A. B. Ennil, "Numerical analysis of small scale axial and radial turbines for solar powered Brayton cycle application," *Applied Thermal Engineering*, vol. 120, pp. 672-693, 2017.
- [21] M. B. RAHMOUNE, "Diagnostic des défaillances d'une turbine à gaz à base des réseaux de neurones artificiels pour l'amélioration de leur système de détection des vibrations," PhD thesis, thèse de doctorat, Université Ziane Achour de Djelfa, 2017.
- [22] C. Bathias and J.-P. Bâillon, *La fatigue des matériaux et des structures*. 1980.
- [23] D. Abdallah, "Fatigue des matériaux Cours et exercices."
- [24] *Ansys structural analysis*.
- [25] M. Belkacem, *Fatigue des matériaux & Mécanique de la rupture*. 2019.
- [26] J. Błachnio and W. Pawlak, "Non-Uniformity of the Combustor Exit Flow Temperature in Front of the Gas Turbine," *Acta Mechanica et Automatica*, vol. 8, 12/01 2014, doi: 10.2478/ama-2014-0038.
- [27] S. AMOURIA, "Causes et mécanismes de la rupture dans les turbines."
- [28] T. S. Contributors. "Gas turbine corrosion mechanisms." <https://www.turbomachinerymag.com/view/gas-turbine-corrosion-mechanisms> (accessed 14-08, 2024).
- [29] Y. Marchenay, "Modélisation de la turbulence en présence de rugosité et de soufflage en régime hypersonique," ISAE-Institut Supérieur de l'Aéronautique et de l'Espace, 2021.
- [30] T. Léonard, "Étude des approches de modélisation de la turbulence pour la simulation numérique d'un compresseur centrifuge à fort taux de pression," INSTITUT SUPERIEUR DE L'AERONAUTIQUE ET DE L'ESPACE (ISAE), 2014.
- [31] R. B. Bird, "Transport phenomena," *Appl. Mech. Rev.*, vol. 55, no. 1, pp. R1-R4, 2002.

- [32] J. Msahli, "Étude paramétrique des performances d'un ventilateur minier axial," Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue, 2023.
- [33] K. Nassim and F. Youcef, "Analyse de Fluide et Performance d'un Ventilateur Axial à l'aide de CFD."
- [34] A. Bazergui, *Résistance des matériaux*. Presses inter Polytechnique, 2002.
- [35] "Aérodynamique des éoliennes." <https://energieplus-lesite.be/theories/eolien8/aerodynamique-des-eoliennes/> (accessed 2024).
- [36] R. Ramsdell, S. Miedema, and A. M. Talmon, *Hydraulic Transport of Sand/Shell Mixtures*. 2011.
- [37] M. NAUDIN and J.-M. PUGNET, "Vibrations et contraintes alternées dans les turbomachines," 1999.
- [38] N. Moës, J. Dolbow, and T. Belytschko, "A finite element method for crack growth without remeshing," *International journal for numerical methods in engineering*, vol. 46, no. 1, pp. 131-150, 1999.
- [39] V. Sankar, P. Ramkumar, D. Sebastian, D. Joseph, J. Jose, and A. Kurian, "Optimized thermal barrier coating for gas turbine blades," *Materials Today: Proceedings*, vol. 11, pp. 912-919, 2019.
- [40] H. P. ALLOYS. "Inconel® 718." (accessed 2024).
- [41] A. Ranjan and A. Rakshith, "Analysis of Industrial Gas Turbine Blade," *International Research Journal of Engineering and Technology*, vol. 8, no. 5, pp. 4247-4251, 2021.
- [42] H. S. Eddine, "Étude comparative entre les cycles thermodynamiques dans le cadre d'augmentation les performances d'une turbine à gaz."
- [43] S. Alsarayefi and B. Mohamad, "Effects of transient load on gas turbine blade stress and fatigue life characteristic," vol. 10, pp. 37-44, 04/01 2018.
- [44] S. Ahmed, G. Alsarraj, and M. Abdulrazaq, "Theoretical Stress Analysis of Gas Turbine Blade Made From Different Alloys," *AL-Rafdain Engineering Journal (AREJ)*, vol. 24, pp. 10-18, 10/01 2019, doi: 10.33899/rengj.2019.163122.