

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE  
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À  
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

COMME EXIGENCE PARTIELLE  
À L'OBTENTION DE LA  
MAÎTRISE EN GÉNIE, CONCENTRATION AÉROSPATIALE  
M. Sc. A.

PAR  
Yannick OUELLET

CONCEPTION PRÉLIMINAIRE DE DISQUES DE TURBINE AXIALE  
POUR MOTEURS D'AÉRONEFS

MONTREAL, LE 10 MAI 2013

©Tous droits réservés, Yannick Ouellet

©Tous droits réservés

Cette licence signifie qu'il est interdit de reproduire, d'enregistrer ou de diffuser en tout ou en partie, le présent document. Le lecteur qui désire imprimer ou conserver sur un autre media une partie importante de ce document, doit obligatoirement en demander l'autorisation à l'auteur.

**PRÉSENTATION DU JURY**

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ

PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

Monsieur Hany Moustapha, directeur de mémoire  
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

Monsieur François Garnier, codirecteur de mémoire  
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

Madame Sylvie Doré, présidente du jury  
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

Monsieur Roger Champagne, membre du jury  
Département de génie logiciel et des TI à l'École de technologie supérieure

Monsieur François Roy, examinateur externe  
Pratt & Whitney Canada

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 18 AVRIL 2013

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE



## REMERCIEMENTS

J'aimerais tout d'abord remercier mon directeur de recherche, M. Hany Moustapha, pour m'avoir accordé sa confiance et permis d'effectuer mes travaux au sein de sa chaire de recherche CRSNG-PWC. Son expertise m'a permis de guider mes travaux et d'en apprendre beaucoup sur le domaine de l'aérospatial.

Merci à M. François Garnier qui, à titre de codirecteur de recherche, m'a offert un grand support en correction et des conseils précieux pour me permettre d'accomplir ce mémoire.

Je tiens également à remercier M. François Roy, M. Benoit Blondin et toute l'équipe de P&WC, où j'y ai travaillé pendant près de deux ans, pour leur support et disponibilité. La majeure partie de mon apprentissage provient de leurs conseils et de leur expérience, essentiels à l'accomplissement du mémoire.

Toute l'équipe d'étudiants de la chaire de recherche m'a également beaucoup aidé, un merci spécial à M. François Lagloire pour sa précieuse collaboration.

Je souhaite aussi remercier l'École de technologie supérieure, le Conseil de recherches en sciences naturelles et en génie (CRSNG) et la compagnie Pratt & Whitney Canada pour leurs bourses et subventions qui m'ont permis de réaliser cette recherche.

Finalement, merci à ma conjointe et à ma famille pour leur soutien et leur aide.



# CONCEPTION PRÉLIMINAIRE DE DISQUES DE TURBINE AXIALE POUR MOTEURS D'AÉRONEFS

Yannick OUELLET

## RÉSUMÉ

La conception préliminaire d'un rotor de turbine a un impact important sur l'architecture du moteur, car elle définit les bases et fournit une évaluation de la performance, du poids et du coût du produit fini. De ce fait, la durée de cette phase préliminaire est critique dans l'obtention d'opportunités commerciales. L'augmentation de la précision de la phase préliminaire du moteur allège également la phase de conception détaillée, ce qui réduit la durée du cycle global de développement du produit.

Cette phase préliminaire contient des éléments retardant son processus, tel que le peu d'interopérabilité des systèmes utilisés, l'incompatibilité des logiciels et la gestion inefficace des données. Afin de surmonter ces barrières, le premier module d'un nouvel outil de conception et d'analyse a été développé pour le disque du rotor. Cette plateforme assure l'intégration des outils CAD (Computer Aided Design) & CAE (Computer Aided Engineering) contrôlés à partir d'une interface graphique unique.

La plateforme développée est ensuite liée à différentes méthodes d'optimisation (algorithmes, configurations) afin d'automatiser la conception des disques et déterminer leur impact sur l'optimisation structurelle du rotor. Cette méthode a permis de réduire la durée du cycle de conception et d'améliorer la performance des pièces. Les essais ont été réalisés à partir de deux disques références de P&WC.

L'architecture de la plateforme a également été employée dans le développement de chartes de conception afin de permettre la visualisation des performances des disques dans l'espace de design. Quatre disques de turbine à haute pression de P&WC ont été utilisés pour produire les diagrammes techniques et évaluer l'effet de divers paramètres.

Le nouvel outil D&A (Design and Analysis) soutenant les disques, combiné aux séquences d'optimisation et aux chartes de conception, s'avère profitable au niveau de la performance mécanique des pièces et de l'effort de conception requis.

**Mots-clés:** disque, axial, turbine, conception, plateforme, intégration, optimisation, chartes





# PRELIMINARY DESIGN OF AXIAL TURBINE DISCS FOR AIRCRAFT ENGINES

Yannick OUELLET

## ABSTRACT

The preliminary design phase of a turbine rotor has an important impact on the architecture of a new engine definition, as it sets the technical orientation right from start and provides a good estimate of product performance, weight and cost. In addition, the execution speed at this preliminary phase has become critical into capturing business opportunities. Improving upfront accuracy also alleviates downstream detailed design work and therefore reduces overall product development cycle time.

This preliminary phase contains elements slowing down its process, including low interoperability of currently used systems, incompatibility of software and ineffective management of data. In order to overcome these barriers, we have developed the first module of a new Design and Analysis (D&A) platform for the rotor disc. This complete platform ensures integration of different tools processing in batch mode, and is driven from a single graphical user interface.

The platform developed has been linked with different optimization methods (algorithms, configuration) in order to automate the disc design and propose best practices for rotor structural optimization. This methodology allowed reduction in design cycle time and improvement of performance. It was applied on two reference P&WC axial discs.

The platform's architecture was also used in the development of reference charts to better understand disc performance within given design space. Four high pressure rotor discs of P&WC turbofan and turboprop engines were used to generate the technical charts and understand the effect of various parameters.

The new tools supporting disc D&A, combined with the optimization process and reference charts, has proven to be profitable in terms of component performance and engineering effort inputs.

**Keywords:** disc, axial, turbine, conception, platform, integration, optimization, charts



## TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION .....	1
Mise en contexte .....	1
Objectifs .....	3
Organisation du mémoire .....	4
CHAPITRE 1 REVUE DE LITTÉRATURE .....	7
1.1 Contraintes mécaniques de disques de turbine axiale .....	7
1.1.1 Définition .....	7
1.1.2 Sollicitations mécaniques .....	8
1.1.3 Calcul analytique (1D) .....	9
1.1.3.1 Contraintes pour un disque uniforme .....	9
1.1.3.2 Vitesse d'éclatement du disque .....	11
1.1.4 Calcul numérique (2D) .....	12
1.2 Automatisation de la conception mécanique .....	13
1.2.1 Optimisation de pièces mécaniques .....	14
1.2.2 Paramétrage géométrique .....	15
1.2.3 Intégration des systèmes .....	18
1.2.4 Méthodes d'optimisation .....	20
CHAPITRE 2 DÉVELOPPEMENT DE LA PLATEFORME DE CONCEPTION ET D'ANALYSES .....	25
2.1 Introduction .....	25
2.1.1 Système actuel .....	25
2.1.2 Exigences de l'outil .....	26
2.2 Développement de l'architecture d'intégration .....	28
2.2.1 Première partie (calculs 1D) .....	29
2.2.2 Deuxième partie (analyses 2D) .....	30
2.3 Fonctions de l'outil .....	31
2.3.1 Modèle géométrique .....	31
2.3.2 Analyses automatisées .....	34
2.3.2.1 Prétraitement de l'analyse .....	34
2.3.2.2 Traitement et post-traitement de l'analyse .....	39
2.3.3 Outil de conception du disque RD .....	41
2.3.4 Conclusion du chapitre .....	44
CHAPITRE 3 CONCEPTION AUTOMATISÉE DU DISQUE .....	45
3.1 Introduction .....	45
3.2 Optimisation du disque selon le modèle original .....	45
3.2.1 Faisabilité et flexibilité du disque .....	45
3.2.1.1 Méthodologie .....	47

	3.2.1.2	Variation du modèle original détenant les paramètres initiaux	48
	3.2.1.3	Modification du paramétrage	51
	3.2.1.4	Conclusion de la faisabilité du disque	55
3.2.2		Optimisation du disque	55
	3.2.2.1	Méthodologie	56
	3.2.2.2	Méthodes d'optimisation	59
	3.2.2.3	Configuration des séquences d'optimisation	60
	3.2.2.4	Résultats et interprétation	61
	3.2.2.5	Conclusion de l'optimisation des disques originaux	77
	3.2.2.6	Comparaison des algorithmes d'optimisation	78
3.3		Développement et optimisation de nouveaux modèles paramétriques	80
	3.3.1	Développement des modèles	80
	3.3.2	Optimisation des modèles	82
	3.3.2.1	Disque de turbine haute pression	83
	3.3.2.2	Disque de turbine basse pression	85
	3.3.2.3	Optimisation rapide (200 itérations)	86
	3.3.3	Conclusion du développement de nouveaux modèles	88
3.4		Conclusion du chapitre	88

	CHAPITRE 4 DÉVELOPPEMENT DE CHARTES DE CONCEPTION DE DISQUES DE		
		TURBINE	91
4.1		Objectifs	91
4.2		Paramètres principaux et méthodologie	91
	4.2.1	Évaluation des paramètres	91
	4.2.2	Méthodologie	92
4.3		Développement des chartes pour les disques de type haute pression	93
	4.3.1	Génération des chartes	97
	4.3.2	Impact du rayon à l'alésage	100
	4.3.3	Impact de la masse des ailettes	104
	4.3.4	Impact de la largeur de l'attache	105
	4.3.5	Impact de la vitesse de rotation	106
	4.3.6	Effet de la température	107
	4.3.7	Évaluation des droites optimales par un cas pratique	109
4.4		Interprétations des courbes de niveau	111
	4.4.1	Relation entre les performances et le poids	111
	4.4.2	Limitation des performances	113
4.5		Conclusion du chapitre	114
		CONCLUSION	117
		ANNEXE I CHARTES DE CONCEPTION	119
		BIBLIOGRAPHIE	125

## LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 2.1	Transfert lors de l'analyse 1D .....30
Tableau 2.2	Transfert lors de l'analyse 2D .....31
Tableau 2.3	Propriétés mécaniques obtenues lors des analyses .....41
Tableau 2.4	Délais d'exécution des analyses 2D.....43
Tableau 3.1	Faisabilité du disque avec de faibles rayons .....50
Tableau 3.2	Faisabilité du disque avec des rayons élevés .....50
Tableau 3.3	Propriétés des disques initiaux .....59
Tableau 3.4	Algorithmes d'optimisation .....60
Tableau 3.5	Objectifs et contraintes d'optimisation .....60
Tableau 3.6	Résultats d'optimisation de la séquence 1 appliquée au disque HPT .....62
Tableau 3.7	Résultats d'optimisation de la séquence 1 appliquée au disque LPT .....64
Tableau 3.8	Résultats d'optimisation de la séquence 2 appliquée au disque HPT .....66
Tableau 3.9	Résultats d'optimisation de la séquence 2 appliquée au disque LPT .....67
Tableau 3.10	Résultats d'optimisation de la séquence 3 appliquée au disque HPT .....69
Tableau 3.11	Résultats d'optimisation de la séquence 3 appliquée au disque LPT .....71
Tableau 3.12	Propriétés du disque résultant .....71
Tableau 3.13	Résultats d'optimisation de la séquence 4 appliquée au disque HPT .....72
Tableau 3.14	Propriétés des disques optimisés .....73
Tableau 3.15	Résultats d'optimisation de la séquence 4 appliquée au disque LPT .....75
Tableau 3.16	Propriétés des disques optimisés .....75
Tableau 3.17	Résultats d'optimisation pour les différentes configurations .....77

Tableau 3.18	Faisabilité des modèles .....	82
Tableau 3.19	Résultats d'optimisation des modèles pour un disque de type HPT .....	83
Tableau 3.20	Résultats d'optimisation des modèles pour un disque de type LPT .....	85
Tableau 3.21	Résultats d'optimisation pour un essai bref.....	87

## LISTE DES FIGURES

		Page
Figure 0.1	Plateforme d'intégration PMDO .....	2
Figure 0.2	Composantes du rotor .....	3
Figure 1.1	Disque axial d'une turbosoufflante .....	8
Figure 1.2	Contraintes d'un disque uniforme en rotation .....	10
Figure 1.3	Représentation avec perspective de l'analyse numérique 2D .....	13
Figure 1.4	Plateforme d'intégration .....	19
Figure 2.1	Paramétrage du disque .....	27
Figure 2.2	Architecture de l'outil .....	29
Figure 2.3	Paramétrage des appendices .....	32
Figure 2.4	Disque avec appendices .....	33
Figure 2.5	Architecture du prétraitement de l'analyse .....	35
Figure 2.6	Liaison des appendices et du disque lors d'analyses .....	36
Figure 2.7	Sections du disque .....	37
Figure 2.8	Distribution de température .....	38
Figure 2.9	Distribution axiale et radiale de la température dans un disque .....	39
Figure 2.10	Architecture du post-traitement de l'analyse .....	40
Figure 2.11	Interface de l'outil RD .....	42
Figure 3.1	Géométrie de disque infaisable .....	46
Figure 3.2	Processus d'évaluation de la faisabilité .....	48
Figure 3.3	Dimensionnement des côtés du disque .....	49
Figure 3.4	Modification du dimensionnement des côtés du disque .....	51

Figure 3.5	Comparaison de la faisabilité du disque .....	52
Figure 3.6	Calcul du rayon maximal alloué .....	53
Figure 3.7	Comparaison de la faisabilité du disque .....	54
Figure 3.8	Disques références .....	56
Figure 3.9	Schéma d'optimisation .....	57
Figure 3.10	Résultats de l'optimisation NLPQL .....	61
Figure 3.11	Superposition de deux disques HPT .....	63
Figure 3.12	Contraintes mécaniques de 3 disques LPT .....	65
Figure 3.13	Superposition de deux disques LPT .....	68
Figure 3.14	Comparaison de disque de type haute pression .....	70
Figure 3.15	Disques automatisés de type HPT .....	74
Figure 3.16	Disques automatisés de type LPT .....	76
Figure 3.17	Performance des algorithmes .....	79
Figure 3.18	Modèles de disques .....	81
Figure 3.19	Géométrie optimale .....	84
Figure 3.20	Géométrie optimisée du modèle #4 .....	85
Figure 3.21	Disques automatisés à partir des nouveaux modèles .....	86
Figure 4.1	Poids relatif des paramètres du disque .....	92
Figure 4.2	Disques références .....	93
Figure 4.3	Paramètres principaux du disque .....	94
Figure 4.4	Surfaces de l'évolution du poids et de la contrainte à l'alésage $S_{a2}$ .....	95
Figure 4.5	Courbe de niveau avec droite optimale .....	96
Figure 4.6	Droites optimales pour un disque de très petite taille .....	97



Figure 4.7	Droites optimales pour un disque de petite taille.....	98
Figure 4.8	Droites optimales pour un disque de taille moyenne.....	98
Figure 4.9	Droites optimales pour un disque de grande taille.....	99
Figure 4.10	Espace de conception.....	100
Figure 4.11	Droites optimales selon l'alésage pour un disque très petite taille.....	101
Figure 4.12	Droites optimales selon l'alésage pour un disque de petite taille.....	102
Figure 4.13	Droites optimales selon l'alésage pour un disque de taille moyenne.....	102
Figure 4.14	Droites optimales selon l'alésage pour un disque de grande taille.....	103
Figure 4.15	Droites optimales selon la masse des ailettes.....	104
Figure 4.16	Droites optimales selon l'épaisseur de l'attache.....	105
Figure 4.17	Droite optimale selon l'épaisseur d'attache.....	106
Figure 4.18	Droites optimales selon la vitesse rotationnelle.....	107
Figure 4.19	Distribution de température.....	108
Figure 4.20	Droites optimales avec l'ajout d'un gradient de température.....	109
Figure 4.21	Essai de validation de droites optimales.....	110
Figure 4.22	Sensibilité du poids sur les propriétés du disque.....	111
Figure 4.23	Évolution des propriétés du disque.....	112
Figure 4.24	Projection de la contrainte $S_{a1}$ du disque.....	113
Figure 4.25	Courbes de niveau avec espace de conception.....	114



## LISTE DES ABRÉVIATIONS

API	Application Programming Interface
ASA	Adaptive Simulation Annealing
CAD	Computer Aided Design
CAE	Computer Aided Engineering
CAO	Conception Assistée par Ordinateur
CM	Center of Mass
DDL	Degré de liberté
DF	Disc Factor
D&A	Design & Analysis
FEA	Finite Element Analysis
GUI	Graphical User Interface
HPT	High Pressure Turbine
LPT	Low Pressure Turbine
MDO	Multi disciplinary optimization
MOPS	Multi-objective Particle Swarm
NLPQL	Non-Linear Programming by Quadratic Lagrangian
PDDS	Pre Detailed Design System
PMDO	Preliminary Multi Disciplinary Optimization
QA	Quality Assurance
RD	Rotor Designer

XX

UTS	Ultimate Tensile Strength
VBA	Visual Basic for Applications
1D	Une dimension
2D	Deux dimensions
3D	Trois dimensions

## INTRODUCTION

### Mise en contexte

L'industrie des turbines à gaz a subi une importante évolution technologique durant les dernières décennies. Celle-ci est caractérisée par le développement d'outils numériques complexes supportant la conception de ces systèmes. Assisté par la capacité informatique grandissante, ces outils ont permis à de nombreuses entreprises de diminuer le temps associé au développement de leurs produits.

De plus en plus d'emphase est mise sur l'intégration des systèmes, car le succès global d'une turbine à gaz est en grande partie basé sur l'interaction entre ses composantes. Ce phénomène a guidé l'arrivée d'une nouvelle branche de l'ingénierie, soit l'optimisation multidisciplinaire («*Multidisciplinary Optimization*» - MDO), aussi défini comme étant l'art de faire de bons compromis.

Le concept MDO peut être appliqué à la phase de conception préliminaire. Lors de cette phase de développement, l'objectif premier est d'obtenir une esquisse du moteur détenant une précision acceptable. Pour ce faire, les ingénieurs font appel à des analyses à une ou deux dimensions (1D/2D). L'application du concept MDO à la phase préliminaire, nommé PMDO, est importante car elle permet l'obtention d'une solution optimale interdisciplinaire dès le départ. Un travail similaire a été effectué à la NASA avec le Numerical Propulsion Simulation System (Claus et al., 1991).

À l'heure actuelle, certaines barrières retardent la mise en place d'un tel système chez P&WC. Le peu d'interopérabilité entre les programmes utilisés et le transfert inefficace de données sont des exemples de ces barrières.

L'objectif de la chaire de recherche CRSNG-PWC est de faire tomber ces barrières en créant un outil de conception de turbine intégré et automatisé, capable d'intégrer les différentes contraintes de design, soit l'aérodynamique, les contraintes mécaniques et thermiques, le refroidissement, la puissance ou la poussée, le poids et le coût. Des travaux préalables à cette recherche ont permis de développer un schéma global de la plateforme telle que présentée à la Figure 0.1. Celle-ci intègre d'abord 3 disciplines principales, soit la mécanique (1), l'aérodynamique (2) et le thermique (3) et permettra d'appliquer le concept PMDO au développement des turbines de moteur.

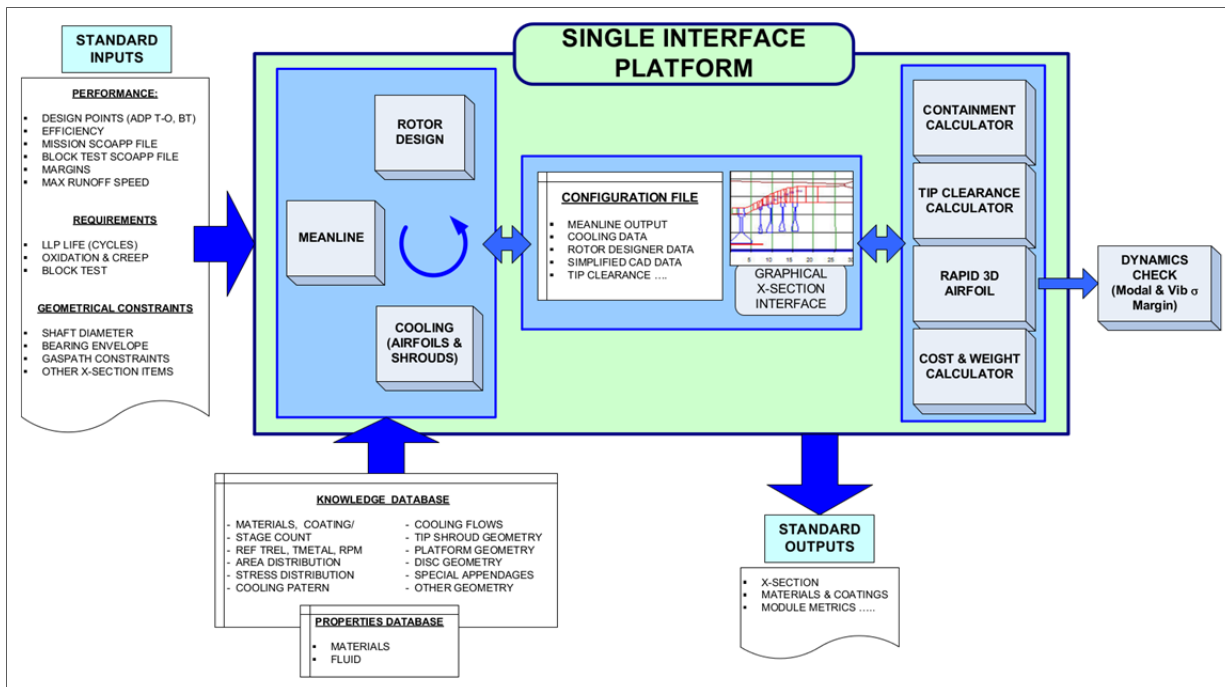


Figure 0.1 Plateforme d'intégration PMDO

Préalablement à l'intégration multidisciplinaire doit exister une intégration intra disciplinaire, c'est-à-dire que chacune des disciplines nécessite une intégration locale qui lie ses différentes composantes. La conception mécanique du rotor, discipline affectée par la présente recherche, doit ainsi lier les différents éléments du rotor (disque, attache, plateforme, pale, etc.) illustrés à la Figure 0.2.

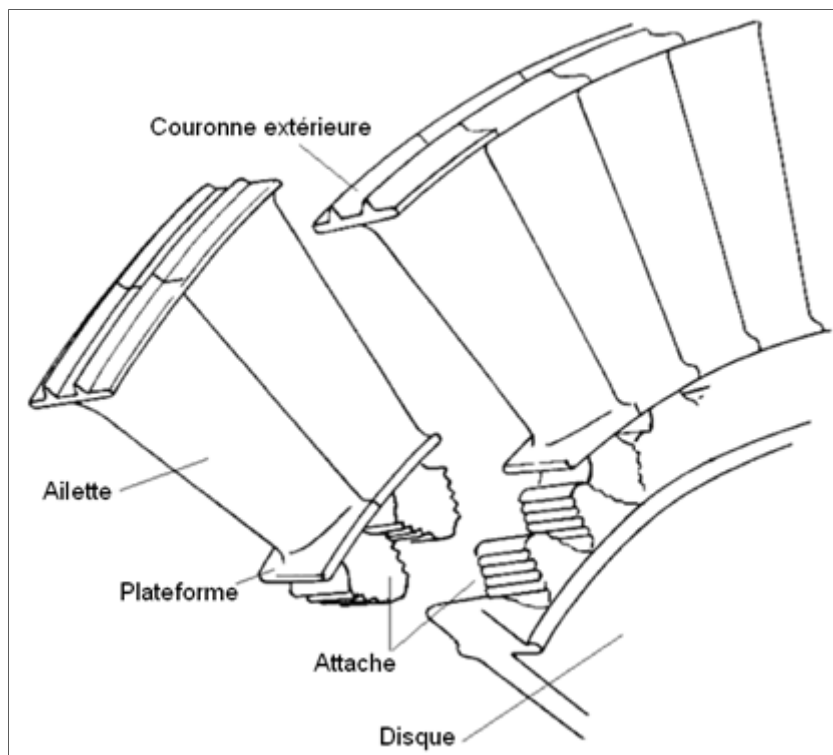


Figure 0.2 Composantes du rotor  
Adaptée de Dailey (2003)

La chaire de recherche s'applique d'abord à réaliser ces plateformes d'optimisation mono disciplinaire. C'est dans cette optique que s'intègrent les travaux de cette recherche, qui se focalise sur la section du disque et s'intéresse à la problématique suivante : la conception préliminaire des disques de turbine axiale chez P&WC requiert trop de temps et d'effort pour répondre au besoin de l'industrie et ne permet pas l'intégration à une plateforme d'optimisation multidisciplinaire.

### Objectifs

Cette étude vise à augmenter la vitesse de conception préliminaire et la qualité des pièces mécaniques résultantes pour des disques de turbine axiale ainsi que de permettre au système développé d'être intégré à une future plateforme PMDO. Pour remplir ces objectifs, la recherche est divisée en deux phases principales :

- i. Mettre en place une plateforme à interface unique, intégrant les éléments nécessaires à la conception préliminaire des disques. Celle-ci permettra d'incorporer les disques dans la plateforme globale PMDO ainsi que d'améliorer la qualité et la vitesse du processus de design et analyse (D&A). L'architecture développée pour le disque servira également de référence aux futurs modules touchant les autres composantes du rotor (attaches, plateformes, couronnes, etc.).
- ii. Lier la conception du disque à un algorithme d'optimisation afin de générer des pièces plus légères et plus résistantes de façon automatisée. Celle-ci permettra ainsi l'expérimentation de plusieurs modèles afin de connaître l'influence des différents paramètres sur la qualité des pièces finales et développer des chartes de design supportant la conception de cette composante.

### **Organisation du mémoire**

Le premier chapitre présente une revue de la littérature abordant les sollicitations mécaniques des disques de type axial ainsi que le processus d'optimisation de pièces. Celle-ci présente les trois principales étapes nécessaires à l'accomplissement des objectifs de recherche soit le paramétrage de pièces, l'intégration des systèmes et les méthodes d'optimisation.

Le deuxième chapitre concerne le développement de la plateforme de conception des disques. Il présente les exigences du futur outil ainsi que ceux actuellement utilisés chez P&WC. Le développement de l'architecture et des analyses automatisées y est également présenté. La comparaison entre la nouvelle plateforme unique et l'ancien outil est réalisée et montre leurs avantages et désavantages respectifs.

Le troisième chapitre couvre l'optimisation du disque. Dans un premier temps, différentes méthodes d'optimisation sont liées au modèle de disque existant afin de générer des designs plus performants en moins de temps. Les résultats sont interprétés à l'aide de critères



quantitatifs présélectionnés. Par la suite, de nouveaux modèles de disques paramétrés sont développés et optimisés. Ils sont aussi comparés basés sur les mêmes critères de performances établis.

Le quatrième chapitre présente le développement de chartes de conception basées sur des expérimentations et designs de disques existants. L'objectif est de démontrer et de quantifier le lien entre différents paramètres globaux et les contraintes mécaniques maximales des disques. Ces informations pourront être utilisées comme support à la conception, autant manuelle qu'automatisée.

Le dernier chapitre du rapport conclut les travaux et compare la conception préliminaire de disques chez P&WC avant et après la recherche. Celui-ci présente également les futurs travaux nécessaires à la finalisation de l'outil de conception du rotor, nommée « Rotor Designer ».



## **CHAPITRE 1**

### **REVUE DE LITTÉRATURE**

#### **1.1 Contraintes mécaniques de disques de turbine axiale**

##### **1.1.1 Définition**

La structure rotative d'une turbine à gaz représente les éléments mécaniques en rotation autour de l'axe principal du moteur. Elle englobe notamment les ailettes de compresseur et de turbine, les plateformes, les attaches, les disques, les couronnes et les couverts de rétention. Cette section cherche d'abord à définir les principales fonctions et contraintes d'une partie critique de l'assemblage, soit les disques de turbines.

Le rôle principal des disques est de supporter mécaniquement les ailettes ainsi que de transférer le couple absorbé aux arbres de transmission du moteur. Ils forment le lien obligatoire entre la section supérieure (ailettes, attaches, plateformes, couronnes) et centrale du moteur constituée d'arbres intermédiaires liés à un arbre principal. Le type de disques utilisés pour ces travaux est celui de turbine axiale provenant d'engins de classe turbosoufflante et turbopropulseur produit par la compagnie P&WC. La Figure 1.1 présente une vue de coupe d'une turbosoufflante et situe le disque axial du dernier étage de la turbine:

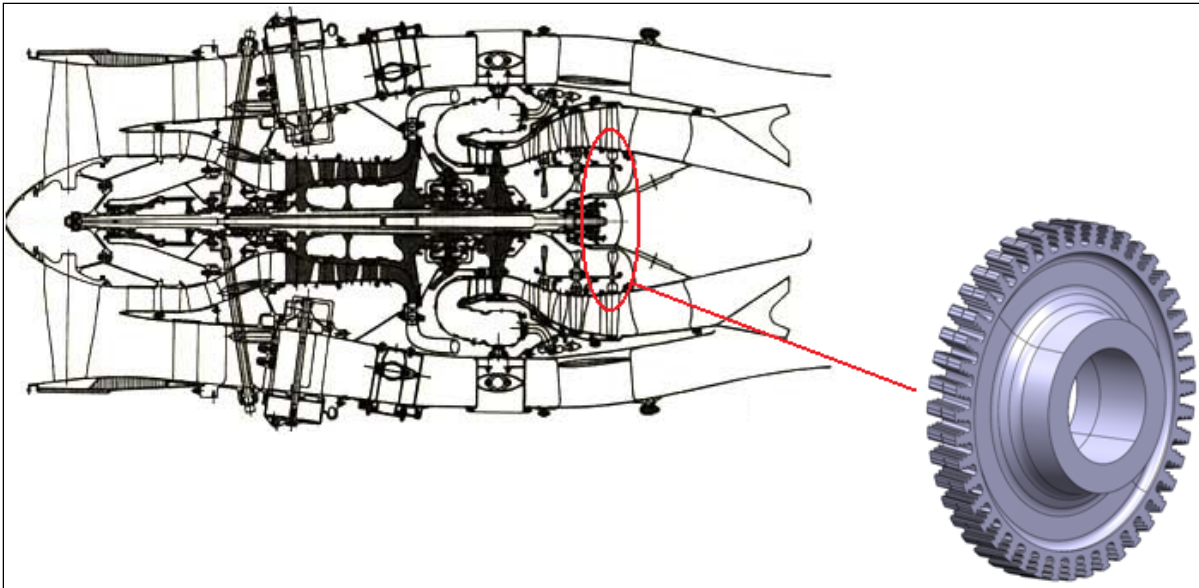


Figure 1.1 Disque axial d'une turbosoufflante

### 1.1.2 Sollicitations mécaniques

Les contraintes mécaniques des disques sont générées par des sources multiples. D'abord, les grandes vitesses de rotation, qui peuvent atteindre 50 000 RPM, génèrent une force de tirée importante due à l'effet centrifuge. Celle-ci représente la source principale de sollicitation mécanique du disque. La masse des ailettes, des plateformes et des couronnes compte pour approximativement 1/3 des contraintes mécaniques au bas du disque. Ainsi, la balance (2/3) est générée par la masse du disque elle-même.

Une autre source importante de contraintes mécaniques provient de l'effet thermique. Contrairement aux compresseurs, les disques de turbines sont situés en aval de la chambre de combustion, ce qui résulte en des températures très élevées qui diminuent les propriétés mécaniques des matériaux. La force centrifuge, combinée à ces hautes températures, sont les éléments considérés lors de la phase de conception préliminaire des disques.

Il existe d'autres sources de sollicitation mécaniques, telle la flexion des ailettes due à la différence de pression ainsi que l'effet des vibrations, mais celles-ci ne sont considérées que plus tard dans le processus de conception. Comme la recherche présentée se concentre exclusivement sur l'étape préliminaire de conception, seules les considérations de l'effet centrifuge et thermique sont abordées.

Lors de la conception, une attention particulière doit être apportée à certains points critiques des disques. Ceux-ci représentent les endroits où la défaillance mécanique est susceptible de survenir. Les travaux de Witek (2006), portant sur l'analyse de bris des disques, mettent en lumière 3 de ces points, soit la partie intérieure du dernier lobe de l'attache, la section centrale des parois du disque, généralement plus mince et la partie inférieure du disque, à l'alésage. Les 2 derniers points critiques sont illustrés à la Figure 1.2. L'expérimentation établit que les contraintes et déformations mécaniques à ces points sont dominantes pour une grande plage de vitesse rotationnelle. L'attache, ne faisant pas partie de la présente recherche, n'est pas considérée. Seules les sollicitations mécaniques des parois (au centre) et de l'alésage (au bas) sont ainsi mesurées et considérées lors de la conception de disques.

### 1.1.3 Calcul analytique (1D)

#### 1.1.3.1 Contraintes pour un disque uniforme

Des équations analytiques ont été développées pour déterminer les contraintes internes d'un disque d'épaisseur uniforme en rotation, sans ailette. Celles-ci se basent sur la théorie de l'élasticité et négligent les contraintes axiales, qui sont considérées comme mineures selon Saravanamuttoo et al. (2009). Les équations 1.1 et 1.2 permettent d'obtenir la contrainte tangentielle et radiale d'un disque uniforme en rotation :

$$\sigma_t(r) = \frac{3 + \nu}{8} \rho \omega^2 \left[ r_0^2 + r_i^2 + \frac{r_0^2 r_i^2}{r^2} - \frac{(1 + 3\nu)}{(3 + \nu)} r^2 \right] \quad (1.1)$$

$$\sigma_r(r) = \frac{3 + \nu}{8} \rho \omega^2 \left[ r_0^2 + r_i^2 - \frac{r_0^2 r_i^2}{r^2} - r^2 \right] \quad (1.2)$$

Où :

$\sigma_x$	Contraintes radiales (indice r) et tangentielles (indice t)
$r_x$	Rayon interne (indice i) et externe (indice o)
$\omega$	Vitesse angulaire
$\rho$	Densité du matériau
$\nu$	Coefficient de poisson du matériau

La distribution des équations précédentes est démontrée sur le disque d'épaisseur uniforme de la Figure 1.2 :

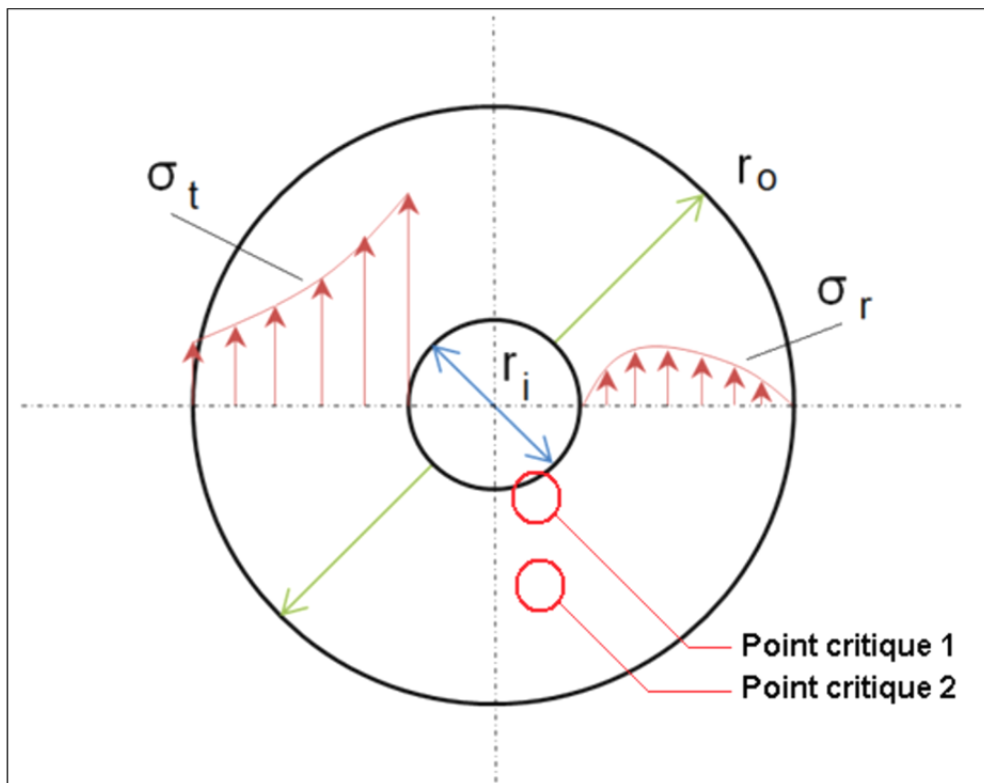


Figure 1.2 Contraintes d'un disque uniforme en rotation

La Figure 1.2 démontre l'importance de la contrainte tangentielle près de l'alésage du disque, ce qui confirme la position du premier point critique déterminé à la section 1.1.2. Il explique ainsi le besoin d'une plus grande épaisseur à cette section. Au niveau de la contrainte radiale,

elle est maximale entre l'alésage et le centre du disque. Puisque la contrainte tangentielle demeure élevée à cette position, les contraintes totales des côtés du disque sont importantes, représentant le second point critique discuté à la section 1.1.2.

### 1.1.3.2 Vitesse d'éclatement du disque

Les travaux de Craft (1992) stipulent que la vitesse rotationnelle à la rupture est atteinte lorsque la contrainte moyenne du disque est égale à la limite ultime du matériau. Il est donc possible, à partir de l'équation de la contrainte moyenne, d'approximer la vitesse d'éclatement d'un disque, élément critique lors du design de ces pièces. La contrainte moyenne doit d'abord être déterminée grâce à l'équation 1.3 donnée par (Craft, 1992) :

$$\sigma_{t(moy)} = \frac{\rho\omega^2}{g} * \frac{I_{xx}}{A} + \frac{F_{ext}}{2\pi A} \quad (1.3)$$

Où :	$I_{xx}$	Second moment de section (moment d'inertie) de l'anneau
	$A$	Aire de la section du disque
	$F_{ext}$	Force de tirée totale des ailettes appliquées sur l'anneau
	$g$	Accélération gravitationnelle

Lorsque la contrainte moyenne est connue à une vitesse donnée, il est possible, en conservant le même facteur de correction du disque, de l'extrapoler pour obtenir la vitesse d'éclatement recherchée à l'aide de la formule 1.4. Il est à noter que la vitesse rotationnelle initiale de l'équation 1.3, liée à la contrainte moyenne, n'a pas d'influence sur le résultat final.

$$N_{burst} = \sqrt{\frac{UTS * DF}{\sigma_{t(moy)} @ N}} * N \quad (1.4)$$

Où :	$N$	Vitesse rotationnelle donnée
	$\sigma_u$	Limite en résistance à la traction
	$DF$	Facteur de correction du disque
	$\sigma_{t(moy)}$	Contrainte tangentielle moyenne calculée à la vitesse N

L'équation nécessite un facteur de correction (DF), qui représente le ratio entre la distribution du matériau d'un disque réel et celui d'une section où la limite ultime serait atteinte uniformément à la rupture. Pour obtenir une approximation juste, ce ratio doit être déterminé par le concepteur, basé sur d'anciens designs, et ensuite ajusté lors d'analyse plus précise. L'approximation de la vitesse d'éclatement du disque est importante car elle peut être calculée très rapidement et devra être incluse dans la section 1D de l'outil de conception du chapitre deux.

#### **1.1.4 Calcul numérique (2D)**

Les analyses par éléments finis (FEA) sont utilisées dans de nombreux champs de l'ingénierie. Il s'agit d'outils numériques puissants permettant de simuler des systèmes complexes afin de supporter leur conception. L'application de ces analyses aux structures statiques et dynamiques est essentielle au développement d'engins turbopropulsés car elles permettent d'obtenir les contraintes et déformations aux points critiques de façon plus précise que les méthodes analytiques 1D.

Les simulations numériques utilisées pour l'évaluation mécanique préliminaire des disques axiaux sont de types axisymétriques, c'est-à-dire qu'elles représentent un modèle 3D symétrique à un axe central par un modèle équivalent 2D sur le plan x-y. La taille de l'analyse et la durée du traitement se voient donc réduites et les résultats sont tout aussi précis qu'un modèle 3D équivalent (ANSYS, 2002).

La Figure 1.3 illustre la représentation 3D de l'analyse 2D utilisée pour ces travaux. Elle utilise des éléments structurels détenant 4 nœuds à deux degrés de liberté de types axisymétriques pour le moyeu et plans pour l'attache. L'épaisseur de la section de l'attache du disque (direction z) est sélectionnée pour avoir la même force de tirée et rigidité que l'attache réelle. Il est à noter que l'analyse 2D est effectuée sur le plan x-y seulement, et que



les éléments en perspective suivant la direction z sont strictement utilisés pour des fins visuelles.

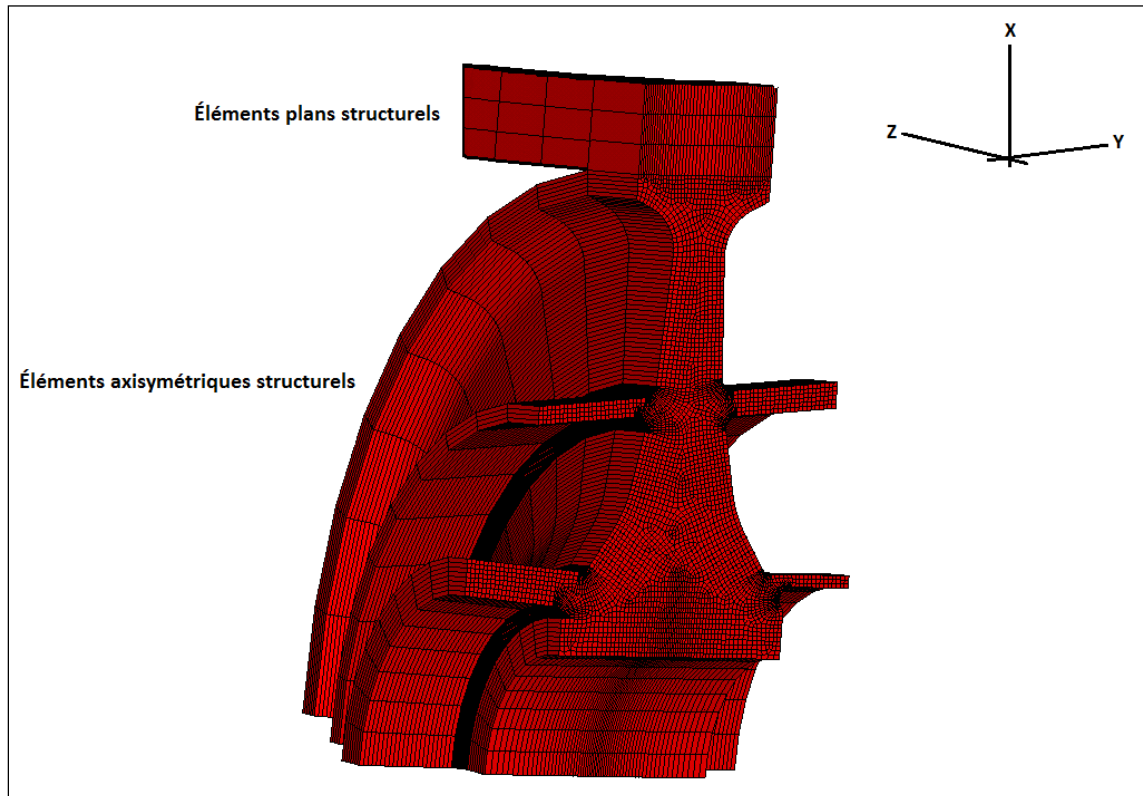


Figure 1.3 Représentation avec perspective de l'analyse numérique 2D

Les séquences d'analyse automatisées qui permettent l'obtention des résultats 2D nécessaires à l'évaluation du disque sont développées et exposées au chapitre 2 du mémoire.

## 1.2 Automatisation de la conception mécanique

La prochaine section traite de l'optimisation de pièces mécaniques, en présentant d'abord les différents types d'optimisation pour ensuite montrer les 3 étapes principales, soit le paramétrage géométrique, l'intégration des systèmes et les méthodes d'optimisation.

### 1.2.1 Optimisation de pièces mécaniques

L'optimisation lors de la conception en ingénierie est de plus en plus utilisée afin d'augmenter les performances et de diminuer le temps de développement. Afin d'appliquer ces méthodes à la conception de disques de turbine, différentes approches disponibles dans la littérature sont revues et présentées :

Une première méthode d'optimisation géométrique est définie par Haslinger et Mäkinen (2003) et Bendsoe et Sigmund (2004) de la façon suivante :

- (i) L'optimisation par dimensionnement : une dimension typique de la structure est modifiée;
- (ii) L'optimisation de la forme : la forme est modifiée en conservant la topologie;
- (iii) L'optimisation de la topologie : la forme et la topologie sont modifiées.

L'optimisation dimensionnelle fait appel à des changements de dimensions typiques telle l'épaisseur d'une plaque ou d'un élément répété de la structure. Normalement contrôlé par un paramètre global, ces modifications ne perturbent pas ou très peu le modèle géométrique de la pièce, ce qui nécessite peu ou aucune contrainte particulière. La seconde catégorie, touchant la forme, demande beaucoup plus de contrôle lors de son application. En effet, la modification de la forme se réfère à toutes modifications applicables aux modèles (changement d'un angle, d'une longueur, d'un rayon, etc.) qui n'entrent pas dans la première catégorie, et qui nécessitent, par le fait même, une modification au niveau du maillage (Haftka et Grandhi, 1986). Selon la complexité du modèle géométrique, il peut être difficile de conserver l'intégrité du design lors du processus. La section sur le paramétrage aborde ces difficultés, qui sont importantes et qui devront être expérimentées sur les modèles de disques utilisés. La dernière catégorie se base strictement sur la topologie. En fait, l'optimisation topologique permet de générer, d'ajouter ou d'enlever de la matière d'une pièce de façon libre afin de créer un design. Ces trois catégories représentent différentes méthodologies d'optimisation susceptibles d'être appliquées à la seconde section de cette recherche.

Les travaux d'autres chercheurs (Rao, 2011) et (Allaire et al., 2005) présentent les méthodes d'optimisation mécanique comme étant divisés en deux catégories distinctes :

- (i) relatif à la forme et à la configuration : dimension, matériau et forme générale;
- (ii) relatif à la topologie : ajout/suppression d'éléments et de matière.

Par ces divisions, les modifications apportées aux dimensions se retrouvent toutes dans la première catégorie. Celle-ci ne fait pas de distinction entre une variation de dimension typique par rapport à un changement de forme plus complexe. Elle inclut également les modifications relatives à la configuration, tel un changement du matériau à l'intérieur de la boucle d'optimisation. La seconde catégorie fait appel à la topologie de la pièce et ne diffère pas de l'optimisation topologique discutée précédemment.

Afin d'appliquer certaines des méthodes précédentes au disque, notamment celles relatives à la forme, le processus a été divisé en trois étapes soit : le paramétrage géométrique, l'intégration des systèmes et les méthodes d'optimisation. Elles seront utilisées tout au long du mémoire, autant pour le développement de l'outil de conception, l'optimisation des pièces que pour la mise en place de chartes de conception.

### **1.2.2 Paramétrage géométrique**

Il existe plusieurs plateformes et formats applicables au paramétrage de pièces mécaniques. Celui-ci possède une grande influence sur l'intégration et l'optimisation, d'où la nécessité de bien l'explorer. La section suivante présente les principales techniques utilisées en lien au contexte industriel de cette recherche. Elles sont catégorisées à partir des travaux de (Samareh, 1999) comme étant:

- L'approche CAO
- L'approche analytique

La première approche fait appel à des logiciels permettant la conception assistée par ordinateur (CAO). Les modèles résultants sont principalement utilisés pour leur capacité à présenter et contenir des formes complexes de façon simple et efficace à l'aide de paramètres variés (booléen, réel, longueur, angle, etc.). La plupart des systèmes CAO proposent la création d'esquisses qui peuvent ensuite être la base de surface 2D ou de fonctionnalités 3D. Comme le présentent Hardee et al. (1999) dans leurs travaux d'optimisation géométrique, ces systèmes permettent aux concepteurs de bien identifier le type et le positionnement des dimensions et par le fait même, d'avoir des paramètres ayant un sens réel et intuitif. Cela est d'autant plus important sachant qu'un grand nombre d'ingénieurs auront à utiliser le système de conception et d'optimisation dans le futur. Sur le plan technique, le modèle CAO offre des avantages importants. D'abord, il permet une connexion directe entre l'étape d'optimisation et la suite du développement, car celle-ci se fait également à l'aide de logiciels CAO. Ensuite, il facilite les modifications de forme grâce à des fonctionnalités géométriques automatiques qui s'ajustent lors de perturbations (variation de paramètres).

Certaines limitations doivent également être considérées lors du paramétrage. La complexité des formes et des contraintes géométriques peut rendre les variations de la pièce ardues. Conséquemment, le choix et la variation des paramètres doivent être bien encadrés afin de ne pas perdre l'intégrité du design initial lors de perturbation. Des exemples du phénomène sont présentés dans les travaux de Song et al. (2002) ainsi qu'à la section 3.2.1 du présent rapport. Une seconde limitation, abordée par les travaux de Chang et Joo (2005), est la difficulté d'obtenir la sensibilité de la géométrie par rapport aux paramètres de conception, qui est nécessaire à l'application d'algorithmes à base de gradient au concept MDO. Les codes sources sont généralement utilisés pour les obtenir, mais ne sont pas disponibles dans le cas de modèle CAO. De récents travaux (Jones, Lazzara et Haines, 2010) présentent une méthodologie qui permet de déterminer la sensibilité des paramètres en se basant sur les associations hiérarchiques des arbres de conception d'un logiciel CAO.

La seconde approche est analytique. Celle-ci peut être interprétée de différentes façons et se définit dans ce rapport comme étant la construction de la géométrie à partir d'un code d'équations et de lois mathématiques. Les modèles sont donc entièrement générés à partir d'un fichier d'instructions qui peut être opéré par différents langages de programmation. Les commandes contiennent la logique et tous les liens nécessaires pour créer la forme à partir d'une liste de paramètres. D'où le premier avantage important de l'approche analytique : elle est indépendante de logiciels commerciaux. La génération de la pièce peut se faire par pratiquement tout ordinateur sans exigence ou application logicielle particulière. Également, comme le code est entièrement disponible aux concepteurs, il est possible d'y insérer des conditions et des logiques plus avancées que dans le cas de système CAO. L'accès aux codes sources permet aussi d'obtenir la sensibilité des paramètres de façon directe.

D'autre part, l'écriture d'un code capable de générer des formes complexes demande beaucoup d'effort. En fait, certaines contraintes géométriques, qui se réalisent automatiquement dans des systèmes CAO, peuvent être difficiles à appliquer de façon analytique. Il s'en résulte du code long et complexe qui ne peut être modifiés que par des experts dans le domaine. De plus, la connectivité entre les modèles analytiques et un système CAO n'est pas une tâche simple, ce qui peut poser problème lors de futures étapes de développement.

Les deux approches discutées ci-dessus possèdent des avantages respectifs intéressants pour leur application au disque étudié chez P&WC. Certaines sont essentielles pour la présente recherche. D'abord, un modèle ayant comme principal objectif le support à la conception manuelle, comme celui de l'outil de conception développé dans ce rapport, doit posséder des paramètres qui aient un sens réel pour les ingénieurs, ce qui est moins critique dans le cas de modèle d'optimisation uniquement. Également, le cadre et les paramètres du modèle doivent être sélectionnés afin de faciliter l'intégration au processus actuel ainsi qu'à la future plateforme PMDO. Ce dernier point est apporté par Bennett et al. (1998) dans leur article

portant sur les difficultés de l'optimisation en secteur industriel. L'option CAO est ainsi privilégiée par l'auteur et l'entreprise pour les présents travaux.

### 1.2.3 Intégration des systèmes

L'intégration des systèmes est un élément clé de la mise au point d'une plateforme unique et de l'optimisation structurelle car elle permet de lier et automatiser les différentes étapes de conception requises dans une seule boucle continue. Certains critères de base sont nécessaires à l'intégration et l'optimisation du processus de conception. Les principaux sont présentés par Bin, Nan et Huajun (2010) comme étant :

- la régénération d'un modèle paramétrique;
- l'automatisation du maillage et de l'analyse numérique;
- la capacité d'exécuter chacune des étapes en traitement par lot (« batch »);
- la liaison du processus à un algorithme d'optimisation.

La génération d'un modèle paramétrique en lot (« batch ») pour l'approche CAO était généralement impraticable dans le passé, selon ce que rapportent un article touchant l'intégration (Langer, Pühlhofer et Baier, 2002). La méthode analytique restait ainsi la seule option à utiliser dans ces cas. De récents développements ont cependant permis l'apparition de nouveaux outils, nommé API (« *Application programming interface* »), capables d'interagir par traitement en lot avec les logiciels CAO. Une de celles-ci permet de modifier et de régénérer les composantes d'un arbre de construction d'un modèle CAO et ainsi avoir accès à cet outil à partir d'un programme externe, tel qu'utilisé par Haimès et Follen (1998). Cette fonctionnalité est intéressante dans le cadre de cette recherche car elle offre la possibilité d'incorporer des modèles CAO dans la boucle d'intégration.

Pour les analyses numériques, certains logiciels d'éléments finis possèdent des langages de programmation pouvant automatiser des actions et être exécutés en lot. Un exemple d'intégration d'un logiciel d'analyse est démontré par Langer, Pühlhofer et Baier (2002).

Pour ce faire, les auteurs ont séparé le processus en 3 sections distinctes, soit la mise à jour du modèle, l'exécution de l'analyse et l'extraction des résultats. Les 3 étapes sont gérées par un programme central CAE qui agit à titre de contrôleur. La Figure 1.4 illustre l'architecture de la plateforme d'intégration :

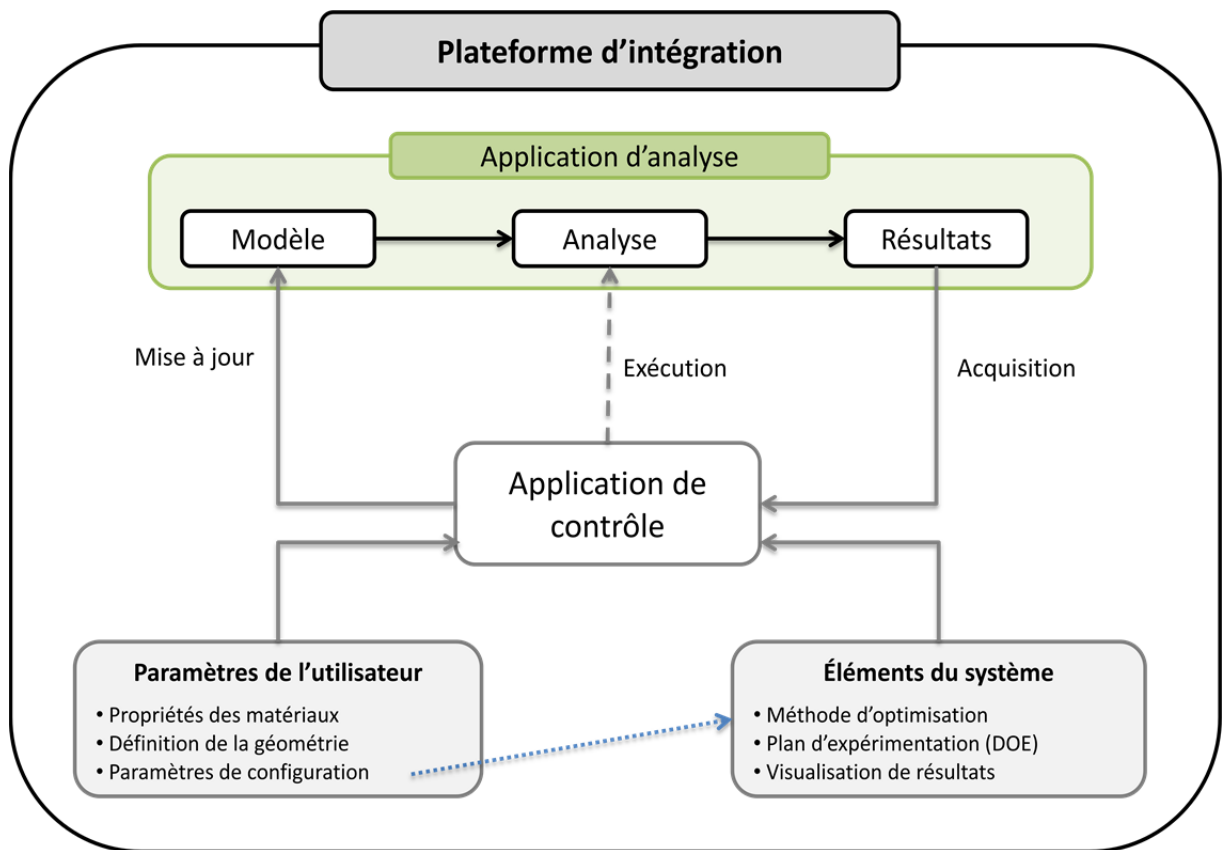


Figure 1.4 Plateforme d'intégration

Les actions sont lancées par l'application de contrôle, qui utilise les paramètres de l'utilisateur et du système. Cette approche est intéressante car elle offre une bonne flexibilité et peut être efficacement liée à une interface graphique ou un algorithme d'optimisation.

### 1.2.4 Méthodes d'optimisation

L'optimisation est un processus permettant d'obtenir la meilleure solution possible à partir d'un groupe de solutions disponibles. Batz (2007) le simplifie en exposant qu'il permet de maximiser ou minimiser certains paramètres de sortie en variant les paramètres d'entrée. Généralement, lors d'optimisation de pièces mécaniques en aéronautique, on cherche à diminuer les contraintes et le poids ainsi qu'à augmenter les performances structurelles et aérodynamiques. Afin de varier les paramètres d'entrées de façon automatique, des algorithmes mathématiques sont utilisés et ont pour but de déterminer la solution optimale au problème le plus rapidement possible. Théoriquement, l'unique façon de prouver que la solution optimale est atteinte est d'évaluer toutes les combinaisons possibles. Dans la réalité, cela est impraticable dû au nombre quasi infini de possibilités. On fait donc appel aux algorithmes. Ceux-ci utilisent des méthodes logiques et/ou aléatoires dans la variation des entrées pour atteindre les meilleures solutions de façon plus efficace. Le processus d'optimisation est segmenté par Van der Velden et Koch (2010) en deux catégories, soit l'optimisation à simple objectif et l'optimisation à multi objectifs.

Dans le cas d'une optimisation à simple objectif, un seul paramètre de sortie est maximisé ou minimisé. Ce paramètre peut être une valeur directe obtenue ou la combinaison de différentes valeurs de sortie (ratios significatifs, sommes de contraintes, etc.). La création d'un paramètre unique à partir d'un groupe de valeurs permet de simplifier l'optimisation et s'applique bien lorsque l'importance (le poids relatif) de chaque valeur de sortie est facilement identifiable (Lampinen, 2000). Les équations suivantes présentent le concept mathématique de l'optimisation à objectif simple :

$$\begin{aligned}
 \text{À minimiser :} & & f(x) \\
 & & f(x) = w_1 f_1(x) + w_2 f_2(x) + \dots + w_n f_n(x) \\
 \text{Contraintes :} & & g_j(x) \leq 0 \quad j = 1, 2, \dots, J \\
 & & h_k(x) = 0 \quad k = 1, 2, \dots, K
 \end{aligned}$$



Où :	$f(x)$	Fonction à minimiser
	$w$	Facteur poids associé à chaque fonction

L'unique paramètre à optimiser permet au système de reconnaître très rapidement la meilleure solution, soit celle détenant la plus petite valeur de  $f(x)$  qui respecte les contraintes imposées. Dans le cas de disques de turbine, l'utilisation d'un seul objectif pourrait accélérer le processus d'optimisation, bien que celui-ci détienne plusieurs objectifs et critères distincts.

Les optimisations de types multi objectifs diffèrent du fait qu'elles cherchent à maximiser ou minimiser un groupe de fonctions conflictuelles. Elles sont beaucoup utilisées en ingénierie due à la nature et la complexité des problèmes à résoudre. Contrairement aux optimisations à objectif unique, la meilleure solution n'est pas simple à définir. La raison est qu'il n'est rien de tel qu'une solution qui privilégie tous les objectifs à la fois. Il existe plutôt différentes solutions dites optimales, ce qui fait appel au concept de Pareto. L'approche d'optimisation de Pareto est définie par Palli et al. (1998):

*« Une solution optimisée dans un problème détenant plusieurs objectifs est une solution où il est impossible d'améliorer un des objectifs sans en empirer un autre »*

Ces solutions (appelées solutions non dominées) forment ainsi un front de Pareto, qui est ensuite utilisé à l'analyse et à la comparaison des résultats. Les algorithmes utilisés pour ces optimisations détiennent des méthodologies qui traitent les différents objectifs et basent leurs décisions sur le concept de Pareto. L'optimisation à multiples objectifs se définit en termes mathématiques de la façon suivante :

$$\begin{aligned}
 \text{À minimiser :} & & f_1(x), f_2(x), \dots, f_n(x) \\
 \text{Contraintes :} & & g_j(x) \leq 0 \quad j = 1, 2, \dots, J \\
 & & h_k(x) = 0 \quad k = 1, 2, \dots, K
 \end{aligned}$$

Pour la conception des disques, cela permet d'insérer de multiples éléments comme le poids total de la pièce ou les contraintes mécaniques dans la même exécution. Peu importe la méthode choisie, la sélection d'un ou des bons objectifs demeure l'aspect le plus critique de l'optimisation (Van der Velden et Koch, 2010) , d'où l'importance d'y attarder une attention particulière.

Il existe une variété d'approches pouvant être appliquées à l'optimisation, indépendamment du nombre d'objectifs utilisés. Celles-ci sont classifiées en trois principales catégories par Joas, L. Avila et P. Carpes (2005) :

- *Méthodes énumératives*
- *Méthodes déterministes*
- *Méthodes stochastiques.*

Les approches énumératives représentent l'énumération de toutes les solutions possibles pour ensuite en sélectionner la meilleure. Cette méthode est très inefficace en termes de temps car elle n'utilise aucune logique quant au choix des paramètres. De plus, elle ne s'applique qu'aux problèmes détenant des variables discrètes, car les variables continues possèdent une infinité de solutions. Pour l'optimisation du disque, il n'est pas réaliste de croire que toutes les possibilités seront testées, d'où le désintérêt pour cette méthode.

Les approches déterministes, de leur côté, utilisent des fonctions dérivées (gradient) pour diriger la recherche dans l'espace de conception. Bien qu'il existe différents types d'algorithmes à l'intérieur de cette famille, les méthodes déterministes nécessitent généralement un domaine continu, convexe et unimodal pour assurer l'obtention de la solution optimale (Lampinen, 2000). Lorsque ces conditions ne sont pas respectées, la solution obtenue risque d'être locale plutôt que globale. Une méthode à base de gradient disponible dans le programme Isight® est utilisée dans cette recherche, soit NLPQL (« *Non-linear programming by quadratic Lagrangian* »). Cette méthode, introduite par Schittkowski (Schittkowski, 1986), détermine d'abord la matrice hessienne en actualisant la matrice

identité à l'aide de la méthode BFGS (Broydon-Fletcher-Goldfarb-Shanno). Celle-ci permet ensuite de résoudre une approximation quadratique de Lagrange pour chacune des itérations et ainsi améliorer le design jusqu'à la convergence d'un point optimal. Les travaux de Saitou et al. (2005) ont démontré le potentiel d'optimisation des fonctions quadratiques pour des structures mécaniques lorsque le nombre de variables demeure faible.

Les approches dites stochastiques possèdent la différence importante d'incorporer des probabilités dans le processus d'optimisation. L'une des méthodes les plus utilisées est SA (Simulated Annealing), qui s'inspire du procédé naturel de solidification détenant une température « T » et un pas « n » variable. L'algorithme est défini par Ingber (1993) qui le présente comme étant très puissant et permettant d'obtenir des optimums globaux, bien qu'il nécessite un grand nombre d'itérations. La présente recherche fait appel à la méthode ASA (Adaptive Simulated Annealing), une dérivée de cette dernière. Elle est efficace pour les problèmes non linéaires ayant de faibles temps d'exécution (Van der Velden et Koch, 2010), ce qui représente bien le cas d'optimisation des disques de turbine.

Une seconde méthode stochastique nommée MOPS (Multi-objective Particle Swarm) est expérimentée dans ces travaux. Celle-ci se base sur le comportement social d'un groupe d'animaux, où les individus sont des « particules » et leur position des « états ». Les particules se déplacent, d'un état à un autre, dans l'espace de conception cherchant leur meilleure position respective (Isight, 2009). Les travaux présentés par Parsopoulos et Vrahatis (2002) démontrent la capacité de cette dernière méthode à résoudre des cas d'optimisation à simple et multi objectifs. Il sera ainsi intéressant de comparer cette méthode à la précédente (ASA), appliquée à la conception d'un disque de turbine axial.

Les 3 algorithmes précédents seront finalement comparés à une dernière méthode disponible dans le logiciel Isight® nommée « Pointer ». Celle-ci est en fait une combinaison de 4 algorithmes qui sont appliqués automatiquement à tour de rôle selon leur efficacité respective. Les performances de Pointer ont été évaluées grâce au test standard de référence,

développé par Sandgren (1977), démontrant que la méthode automatique est souvent équivalente ou plus performante que toutes autres méthodes disponibles sur Isight®, mais nécessite en moyenne 2 fois plus de temps (Van der Velden et Koch, 2010). Toutes ces méthodes d'optimisation seront appliquées à des cas semblables au chapitre 3 de ce mémoire afin de les comparer.

## **CHAPITRE 2**

### **DÉVELOPPEMENT DE LA PLATEFORME DE CONCEPTION ET D'ANALYSES**

#### **2.1 Introduction**

Le développement du nouvel outil de conception et d'analyses pour la structure rotative est nécessaire afin d'intégrer cette discipline à la plateforme globale PMDO. Les présents travaux portent sur le déploiement du premier module d'intégration pour les disques de turbine axiale. L'objectif est de développer et valider une architecture pour l'outil ainsi que de mettre au point une séquence d'analyse par éléments finis automatisée. La plateforme devra assurer une interopérabilité entre chacune des tâches et des logiciels de conception et permettre l'exécution de celles-ci à partir d'une interface unique.

##### **2.1.1 Système actuel**

Il existe actuellement 2 outils supportant la conception préliminaire des disques chez P&WC. Ces outils sont en fait des logiciels qui ont été développés pour permettre aux ingénieurs de concevoir des disques de façon rapide et efficace en automatisant et intégrant différentes étapes de conception.

Le premier logiciel permet la conception de disques symétriques grâce à un groupe de paramètres géométriques et offre une visualisation du rotor, sans aucun lien à un programme CAO. Il permet ensuite d'exécuter des analyses 1D et 2D sur la géométrie définie pour obtenir les contraintes mécaniques à l'alésage et la vitesse d'éclatement des disques. Celles-ci sont réalisées par un code d'éléments finis existant chez P&WC.

Le second outil permet de réaliser des disques symétriques et asymétriques en utilisant un plus grand nombre de paramètres géométriques, toujours sans faire de lien à un programme CAO. Il permet aussi de réaliser des analyses 1D pour les contraintes mécaniques et la

vitesse d'éclatement. Il n'est cependant pas lié à un programme d'analyse 2D. De ce fait, il est nécessaire d'utiliser un logiciel par éléments finis externe à l'outil. Afin de réaliser ces analyses de façon plus efficace, des scripts (nommés macros) ont été créés et permettent d'automatiser certaines étapes. Ceux-ci doivent cependant être gérés manuellement par l'utilisateur et ne sont pas intégrés au logiciel.

### **2.1.2 Exigences de l'outil**

Le futur outil de conception préliminaire doit permettre d'effectuer les tâches nécessaires au design de disques à partir d'une plateforme unique. Celui-ci passe par deux éléments principaux, soit la géométrie et les analyses.

La géométrie du disque préliminaire possède un modèle défini par la Figure 2.1, où sont présentées les dimensions. Avec les outils précédents, cette géométrie était générée par des codes internes, sans faire appel aux logiciels commerciaux. Puisque les étapes suivantes de conception nécessitent que la géométrie soit disponible dans un logiciel CAO, il est plus pratique et sécuritaire que l'outil utilise également ce logiciel CAO comme support à la géométrie du disque.

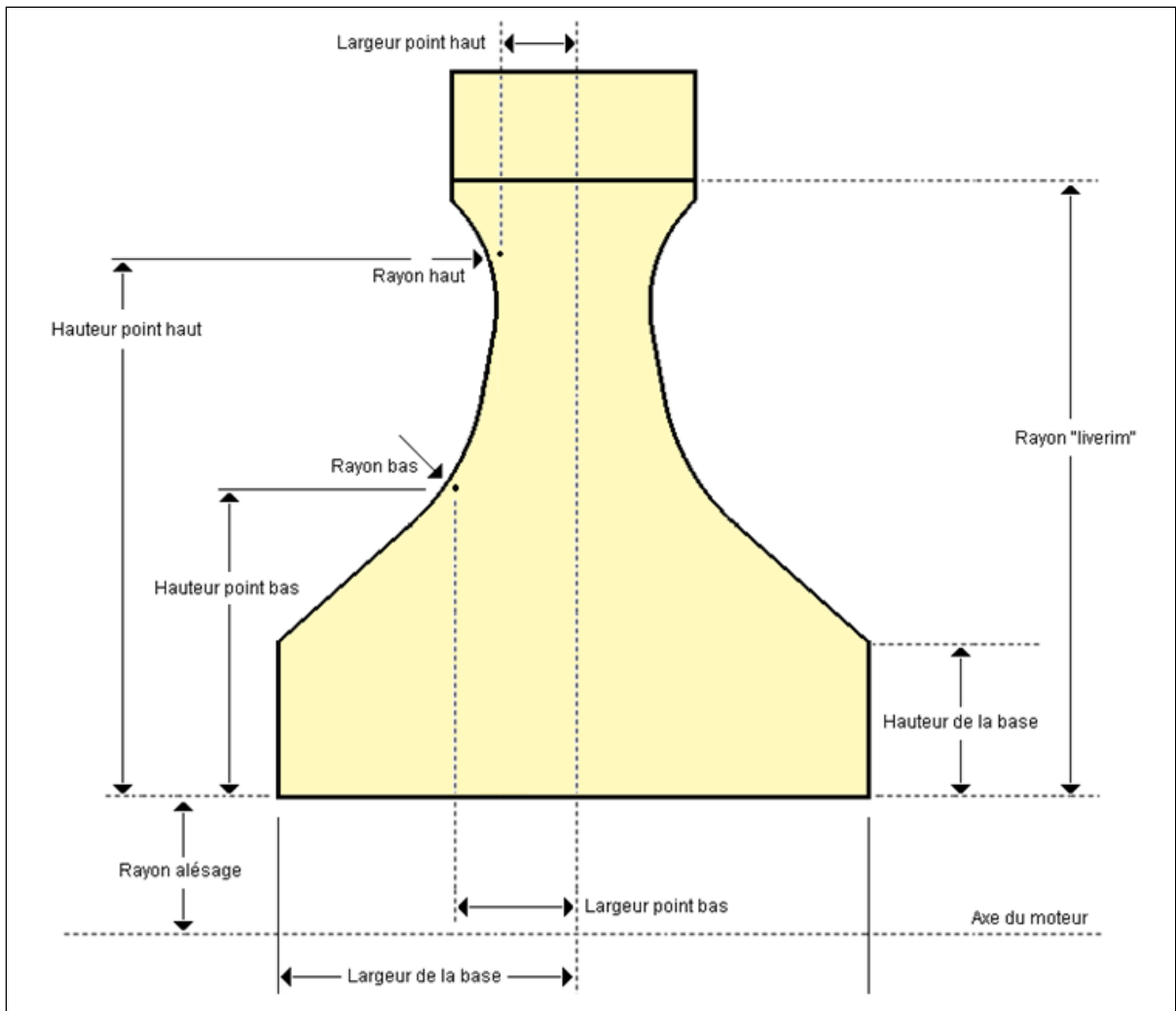


Figure 2.1 Paramétrage du disque

La flexibilité de la géométrie des disques est aussi importante, en allouant des géométries symétriques et asymétriques ainsi que l'option de paramètres additionnels pour les côtés. Les paramètres géométriques ainsi que le disque doivent être visibles à partir de l'interface graphique.

L'outil devra également permettre de lier des arbres (nommés « *stub shaft* » et « *flange* ») au disque afin d'augmenter la précision des résultats. Ceux-ci peuvent être situés entre l'alésage et le haut des côtés et doivent s'adapter à tout type de disque.

Les analyses du disque devront être automatisées et gérées à partir de l'interface de l'outil. Trois analyses distinctes sont nécessaires, soit un calcul analytique 1D et deux analyses par éléments finis, pour les contraintes et la vitesse d'éclatement. En plus des analyses, certains paramètres devront être fournis à l'utilisateur, telle la valeur de la tirée des ailettes et le poids total de la pièce. Toutes ces exigences sont présentées à la prochaine section.

## **2.2 Développement de l'architecture d'intégration**

L'intégration des logiciels est une étape clé lors de la mise au point du nouvel outil de conception. Il s'agit d'une différence importante entre ce nouvel outil, nommé Rotor Designer (RD), et les précédents. Les outils actuels réalisent toutes les étapes de conception dans un seul programme, fait sur mesure. Le nouvel outil cherche plutôt à lier des logiciels commerciaux spécialisés, ce qui réduit l'effort nécessaire à sa création et à sa maintenance.

Un programme CAE est utilisé comme base pour la future plateforme. Il permet, entre autres, l'exécution et la coordination des analyses, la gestion des données et la création d'interface graphique pour l'utilisateur (« Graphical User Interface » - GUI). L'exemple présenté à la section 1.2.3 montre la capacité du programme à contrôler un processus semblable à celui de l'outil Rotor Designer.

La Figure 2.2 présente l'architecture globale de l'outil, qui est ensuite définie dans les sections 2.2.1 et 2.2.2. Celle-ci est contrôlée par un programme CAE tel que présenté à la section 1.2.3.



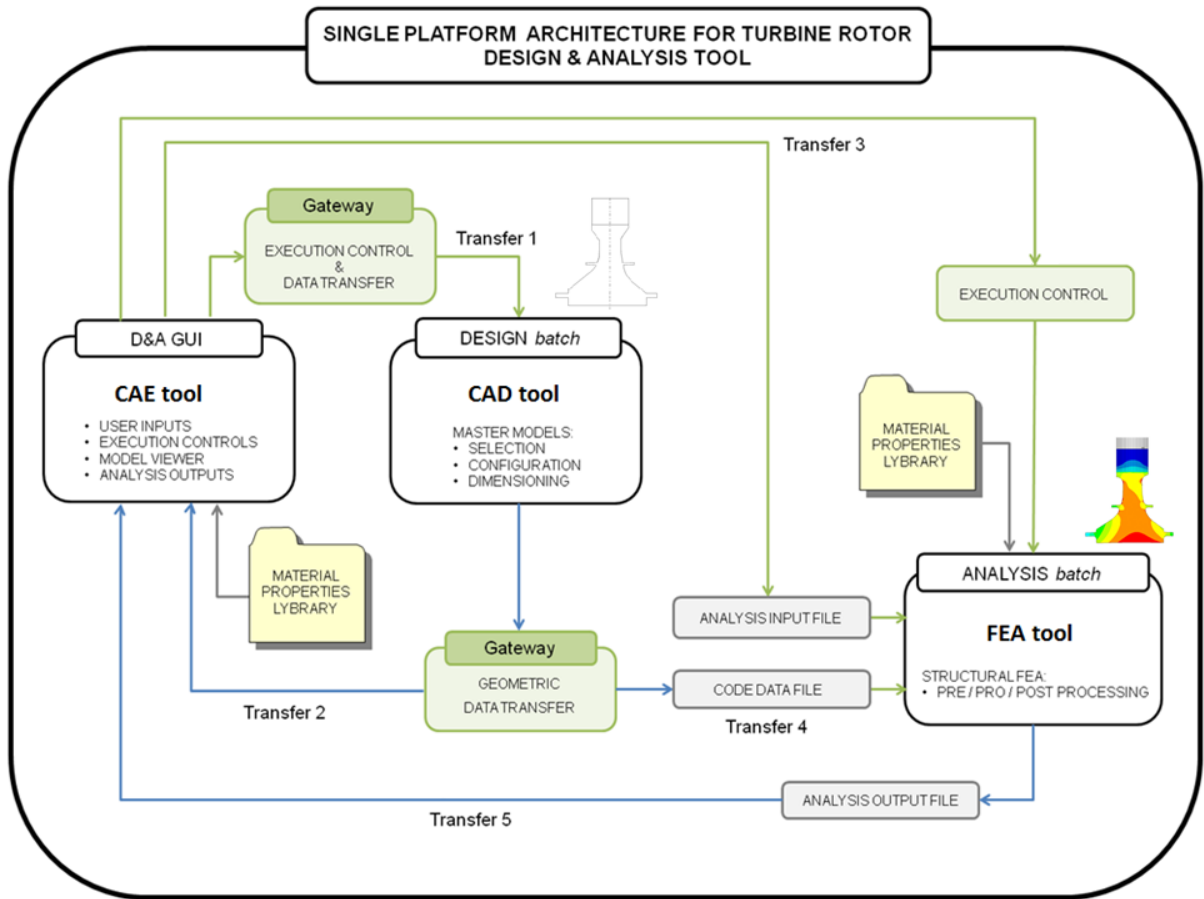


Figure 2.2 Architecture de l'outil

### 2.2.1 Première partie (calculs 1D)

Tel que mentionné à la section 2.1.3, la géométrie doit être maintenue sur le logiciel CAO. Les avantages principaux sont la conservation d'un seul modèle pour toutes les étapes de conception et l'utilisation du logiciel commercial pour le calcul de propriétés géométriques. Puisque la géométrie est maintenue sur un logiciel externe, un lien direct et rapide doit exister avec l'interface de l'outil. La section 1.2.3 discute d'un API, allouant un lien bidirectionnel et continu entre l'environnement de l'outil et le logiciel CAO. Il permet le transfert de paramètres et de propriétés géométriques d'un logiciel à l'autre, ce qui est nécessaire pour la conception géométrique et l'analyse 1D de l'outil.

Ce premier lien d'interopérabilité est présenté à la Figure 2.2. Les éléments transférés sont illustrés au Tableau 2.1:

Tableau 2.1 Transfert lors de l'analyse 1D

<b>Transfert 1 : CAE vers CAD</b>	<b>Transfert 2 : CAD vers CAE</b>
Paramètres géométriques de la Figure 2.1	Géométrie (visualisation)
Configuration	Propriétés (aire, inertie, centre de masse)

Le premier transfert envoie les paramètres de l'interface jusqu'au modèle paramétrique. Celui-ci est ensuite généré et retourné à l'utilisateur. Les propriétés de la géométrie sont utilisées pour calculer les contraintes mécaniques approximatives (calcul analytique 1D) et la vitesse d'éclatement du disque, tel que montré à la section 1.1.3.2. Les résultats peuvent ensuite être présentés à l'utilisateur sur la même interface. Ces étapes sont toutes réalisées en traitement par lot (« *batch* »), qui signifie que l'utilisateur n'a pas d'accès au modèle CAO et ne voit aucune de ces étapes réalisées automatiquement.

### 2.2.2 Deuxième partie (analyses 2D)

L'intégration des analyses par éléments finis doit être réalisée afin de permettre à l'outil d'effectuer ces tâches à partir de l'interface graphique. Un premier lien nécessaire est celui entre le modèle CAO et l'outil d'analyse pour le transfert de la géométrie. Il existe différentes options pour importer un modèle CAO dans un programme d'analyse, mais elles ne permettent généralement pas de conserver l'identification des composantes du disque, nécessaire aux futures analyses (voir section 2.3.2). Un nouvel outil est donc utilisé. Il s'agit en fait d'une seconde fonctionnalité de l'API du modèle CAO, qui permet de transférer le modèle géométrique au programme d'analyse par l'entremise d'un code d'instructions définissant la géométrie et l'identification des composantes, aussi illustré à la Figure 2.2.

Des paramètres d'analyse (type, nombre d'éléments, matériau, etc.) doivent également être envoyés de l'interface jusqu'au module d'analyse. Celui-ci se fait de façon plus traditionnelle, soit par l'écriture d'un fichier texte qui est lu lors de l'exécution de l'analyse. Le rapatriement des résultats vers l'interface graphique se fait de la même façon, soit par un fichier de résultats. Tous les fichiers sont encadrés en gris sur la Figure 2.2.

Lors d'une analyse 2D par éléments finis, les transferts 1 et 2 du Tableau 2.1 doivent toujours être réalisés. S'ajoute ensuite les 3 transferts discutés dans cette section qui sont présentés au Tableau 2.2.

Tableau 2.2 Transfert lors de l'analyse 2D

<b>Transfert 3 : CAE vers FEA</b>	<b>Transfert 4 : CAD vers FEA</b>	<b>Transfert 5 : FEA vers CAE</b>
Propriétés d'analyse	Géométrie	Résultats d'analyses
Matériau	Identification des composantes	Figures des analyses

L'architecture globale du nouvel outil est ainsi complétée. Les propriétés des matériaux sont lues directement par les logiciels CAE et FEA à partir de fichiers sources sécurisés.

## **2.3 Fonctions de l'outil**

### **2.3.1 Modèle géométrique**

Le modèle géométrique du disque, disponible à la Figure 2.1, est réalisé sur une esquisse du logiciel CAO. Afin qu'il puisse être contrôlé de la plateforme, chacune des dimensions doit être liée à un paramètre ajouté à l'arbre de construction du modèle. Ces paramètres peuvent ainsi être modifiés et remplacés par ceux de l'interface de l'outil. Une surface doit également être créée entre l'alésage et le « live rim » afin d'en extraire les propriétés requises pour les calculs mécaniques 1D tel le centre de masse, l'aire et l'inertie.

L'outil de conception RD doit aussi offrir l'ajout d'arbres, nommés appendices. Ces appendices permettent d'obtenir l'effet mécanique approximatif sur les rotors que les appendices réels possèdent lorsque leur conception est plus avancée. Chaque appendice est défini par 4 paramètres, soit sa hauteur, sa largeur, son épaisseur et un angle par rapport à l'axe moteur. Puisqu'il s'agit d'une vue de coupe, les appendices sont en fait des cylindres liés au disque. La Figure 2.3 présente le paramétrage d'un appendice:

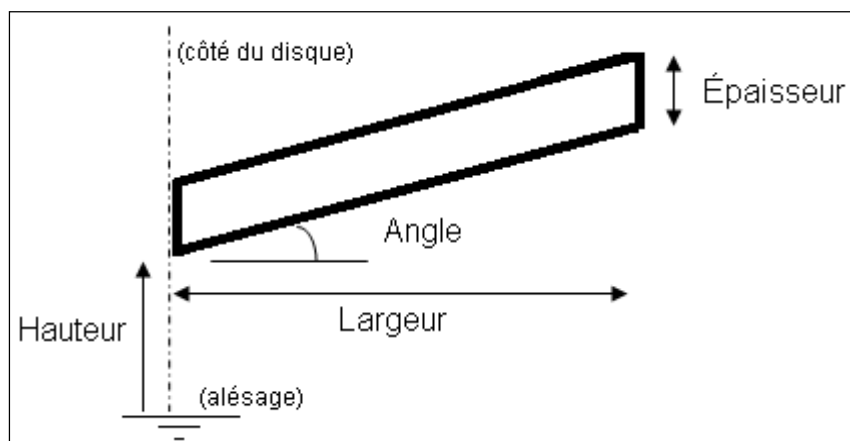


Figure 2.3 Paramétrage des appendices

Quatre arbres de ce type sont ajoutés aux disques, soit 2 par côté. Ils sont tous créés sur une esquisse différente, ce qui permet de les activer et de les désactiver par un paramètre booléen. Il est ainsi possible d'ajouter jusqu'à 4 appendices sur un disque à partir de l'interface de l'outil de conception. La Figure 2.4 montre un disque ayant 3 appendices.

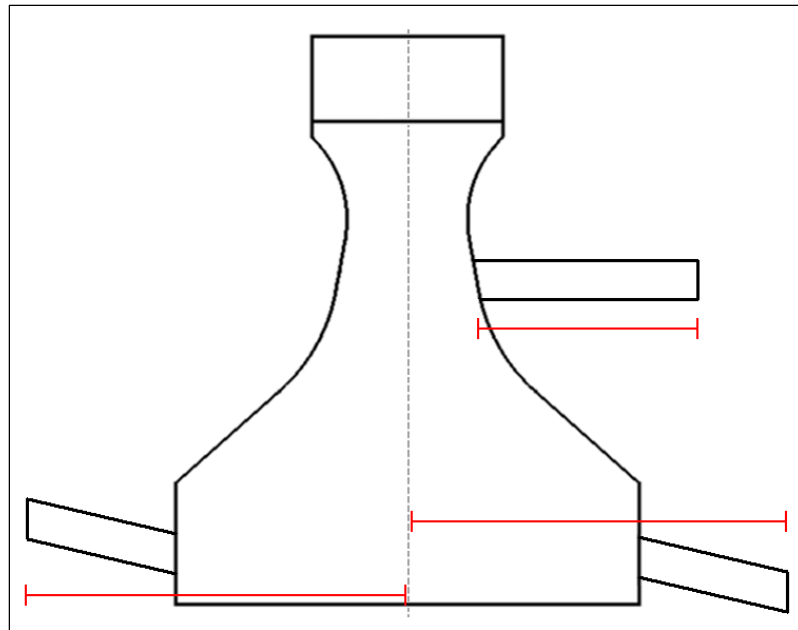


Figure 2.4 Disque avec appendices

Les appendices inférieurs possèdent une distinction au niveau de leur largeur. Celles-ci sont plutôt basées sur l'axe central du disque plutôt que sur les côtes, tel que présenté précédemment. Des rayons sont ensuite ajoutés aux intersections des appendices et du disque. Ceux-ci sont appliqués lors des analyses de la section 2.3.2. De plus, puisque les appendices sont dans le même modèle CAO que le disque, elles sont aussi visibles à partir de l'interface graphique de l'outil, un requis important.

Finalement, pour permettre d'automatiser les analyses, l'identification des sections du disque doit être réalisée sur le modèle. Les points, les lignes et autres sections importantes sont ainsi identifiés et reconnaissables dans le logiciel FEA. La section suivante de l'analyse présente cette identification.

### 2.3.2 Analyses automatisées

Les analyses par éléments finis sont utilisées comme référence principale lors de la conception préliminaire des disques. Elles permettent d'obtenir des valeurs de contraintes mécaniques très précises qui guident le concepteur dans son design. Afin d'être gérées à partir de l'interface unique, les analyses de l'outil doivent être totalement automatisées et dirigées par l'outil CAE.

Les travaux sont divisés en 2 sections, soit : **Le prétraitement**, qui comprend l'importation du modèle, la combinaison des appendices, la construction du maillage, l'application des températures et des conditions limites et **le traitement et post-traitement**, qui incluent l'analyse mécanique, la lecture des résultats et de la convergence et la génération de figures techniques.

#### 2.3.2.1 Prétraitement de l'analyse

Tel que montré par l'architecture de la section 2.2, le module d'analyse possède 2 entrées initiales, soit un code qui représente la géométrie et les composantes et un fichier d'instructions pour l'analyse provenant de l'interface de l'outil. L'architecture du prétraitement est représentée à la Figure 2.5. Chaque étape représente une fonction, sous forme de macros, c'est-à-dire un fichier de codes pouvant exécuter des opérations spécifiques de façon automatisée.

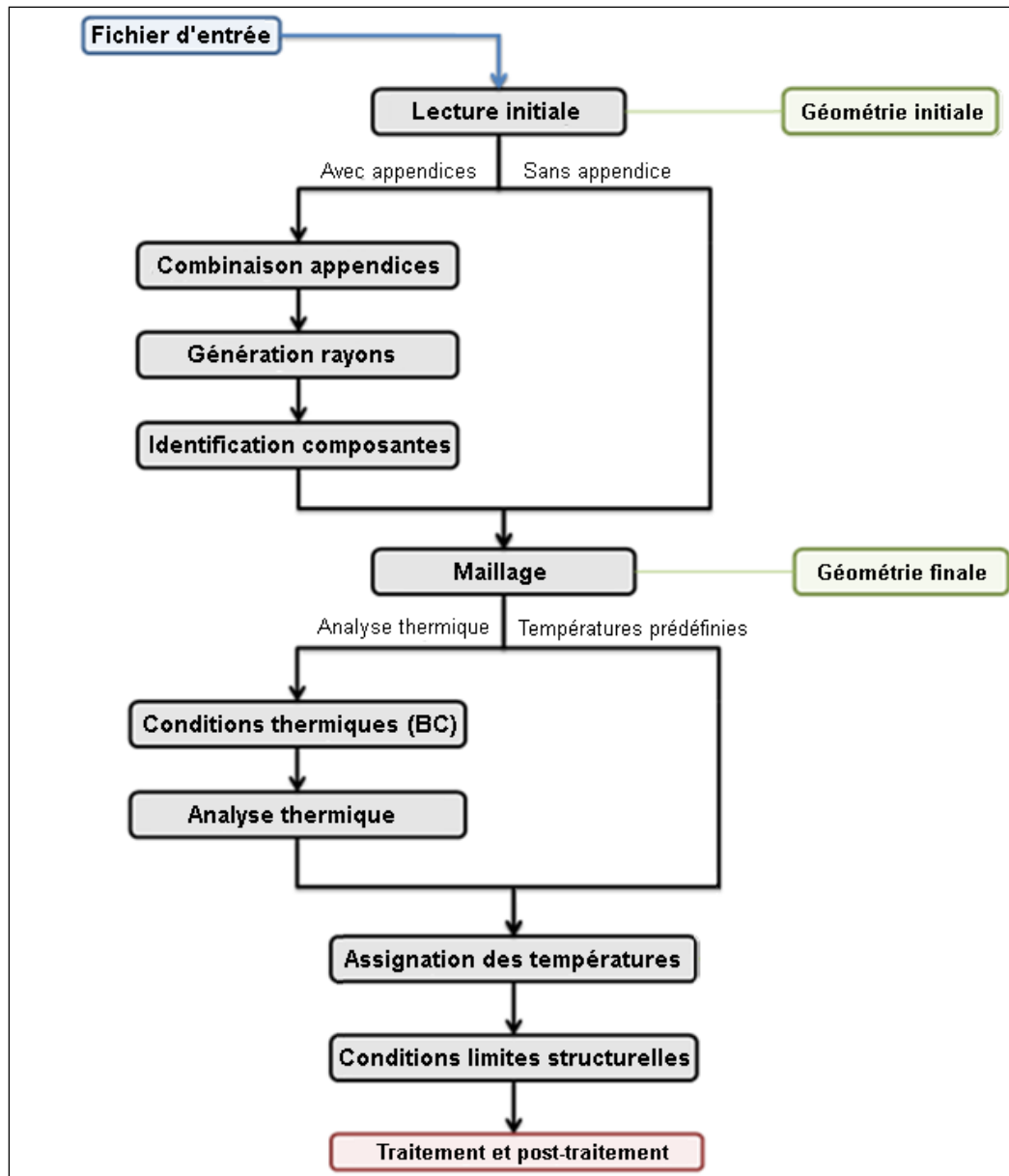


Figure 2.5 Architecture du prétraitement de l'analyse

## Géométrie

La première étape, une fois la géométrie et les données lues, est la vérification des appendices. Puisque ceux-ci sont identifiés, la macro peut vérifier leur présence. Dans le cas où le disque ne possède pas d'appendice, la géométrie initiale ne nécessite aucune

modification et est prête pour l'étape du maillage. Au contraire, s'il existe un ou plusieurs appendices, elles doivent être combinées par les 3 macros présentées.

La combinaison des surfaces permet de lier la surface de chaque appendice à celle du disque, ce qui coupe les segments les séparant et crée une surface unique tel que montré au centre de la Figure 2.6. Les points d'intersection doivent être enregistrés afin d'exécuter la seconde macro qui applique les rayons. Celle-ci utilise ces points références ainsi que les tailles de rayons reçus de l'interface graphique pour générer des rayons tangents aux segments initiaux.

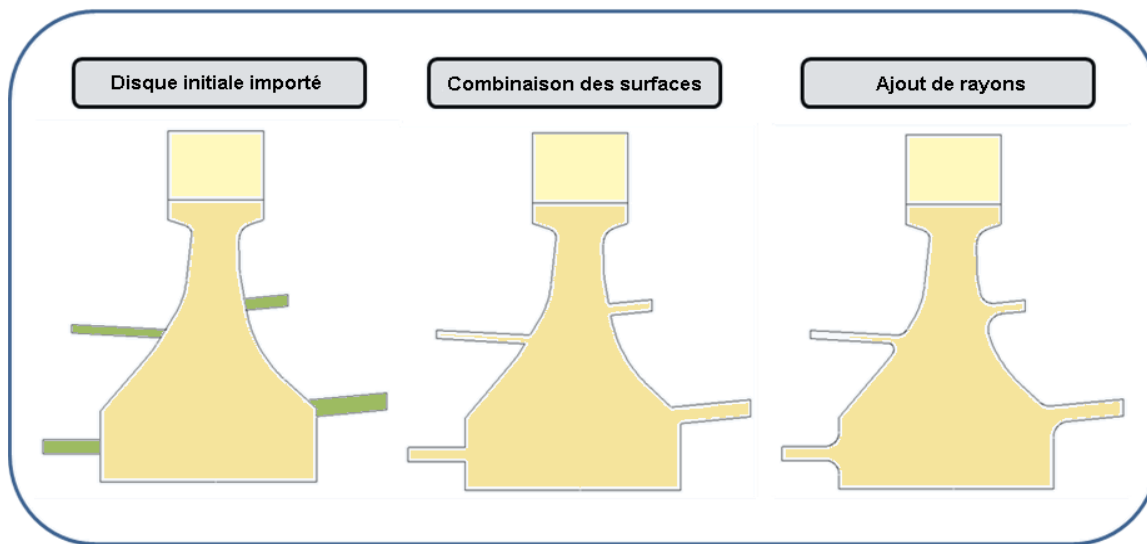


Figure 2.6 Liaison des appendices et du disque lors d'analyses

La dernière macro (identification composantes) divise en composantes distinctes les côtés du disque qui sont au-delà et en dessous de chaque appendice. Il s'agit en fait de connaître chacune des sections pour permettre l'application de conditions différentes d'analyse (température, pression) selon l'emplacement. La Figure 2.7 présente ces sections, nommées web1.1, web1.2 et web1.3 pour le côté gauche. Les autres composantes sont aussi identifiées.



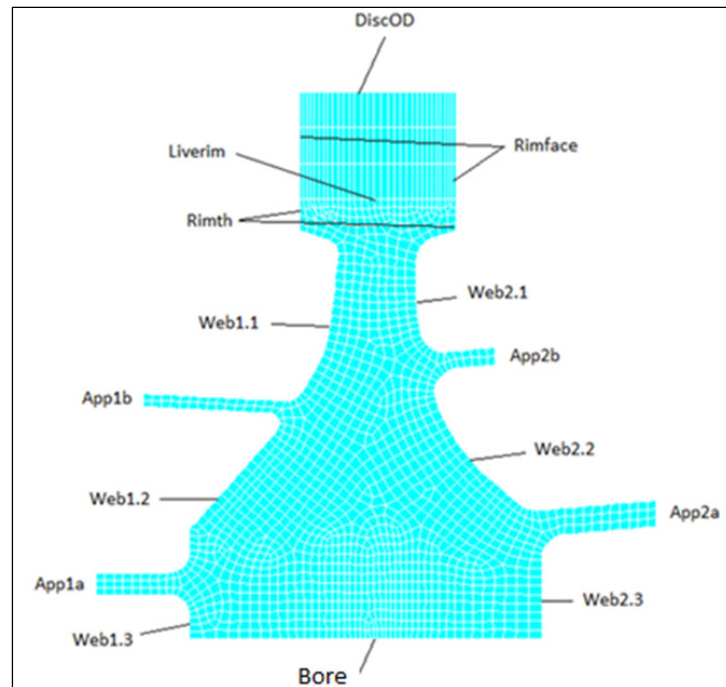


Figure 2.7 Sections du disque

Lorsque ces étapes sont terminées, la géométrie peut être maillée. Tel que présenté à la section 1.1.4, deux types d'éléments sont utilisés. La surface d'attache (section supérieure) fait appel à des éléments plans structuraux alors que le moyeu du disque est représenté par des éléments axisymétriques. Pour générer un maillage de bonne densité et convergent, quelques règles ont été mises au point :

- Les rayons possèdent un nombre élevé de nœuds basé sur leur longueur et l'angle d'ouverture
- La densité du maillage est doublée près de l'alésage
- La densité des nœuds est plus faible pour l'attache, car sa précision est de moindre importance.

L'erreur de discrétisation du maillage est évaluée pour les contraintes et déformations maximales obtenues lors du post-traitement de l'analyse. Celle-ci permet de valider la qualité du maillage, en se basant sur des critères limites développés préalablement par l'entreprise.

## Température

La dernière étape de prétraitement est l'assignation des températures d'analyse. Deux approches sont disponibles, soit l'exécution d'une analyse thermique et l'application de températures prédéterminées. L'outil actuel utilise des températures prédéterminées provenant de tables de données offrant 3 distributions distinctes, tel que présenté à la Figure 2.8. Des analyses thermiques en régime permanent et transitoire seront implémentées dans un futur module d'analyse thermique qui s'annexera au RD.

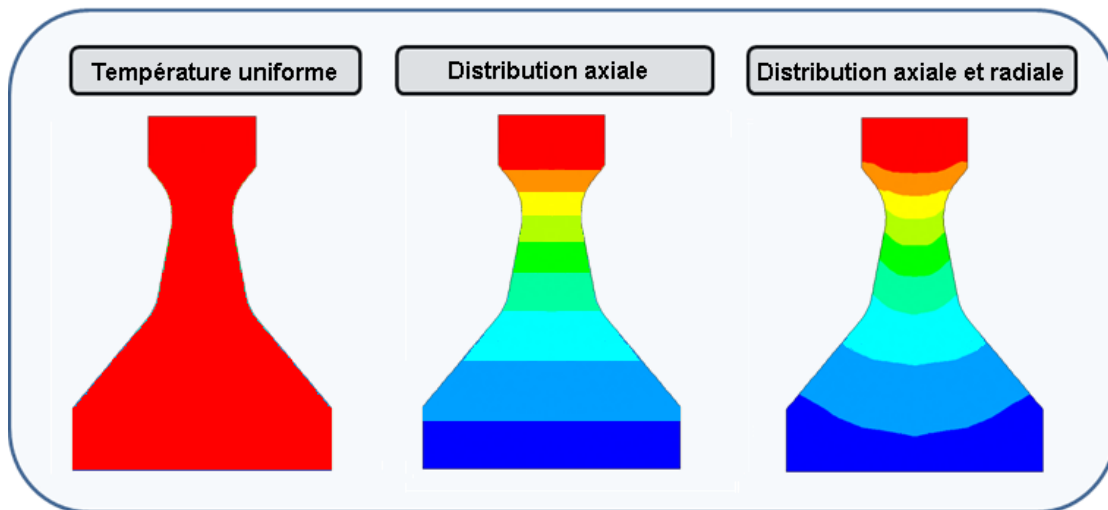


Figure 2.8 Distribution de température

Les distributions de température avec gradient 1D (axial seulement) ou 2D (axial et radial) sont appliquées par l'entremise de tables de référence. Ces tables possèdent les températures à différente position du disque, ce qui permet d'interpoler la température de chaque nœud, selon leur position axiale et radiale. De plus, les tables possèdent des repères relatifs, allant de 0 à 100%, où 0% représente le bas du disque et 100% le haut. Il est ainsi possible de les utiliser pour des disques de tailles variées.

La distribution de température 2D se base sur une table de données de température pour le moyeu et pour l'attache du disque. Tel que mentionné précédemment, chaque donnée

représente la température à un point précis du disque, à partir duquel la distribution de température complète est interpolée. Afin de simplifier la création de la table, une macro additionnelle a été développée. Celle-ci permet, à partir d'un disque ayant une distribution de température quelconque, de générer automatiquement la table qui peut ensuite être appliquée à tout autre disque. La Figure 2.9 présente une distribution de température aléatoire et la table correspondante.

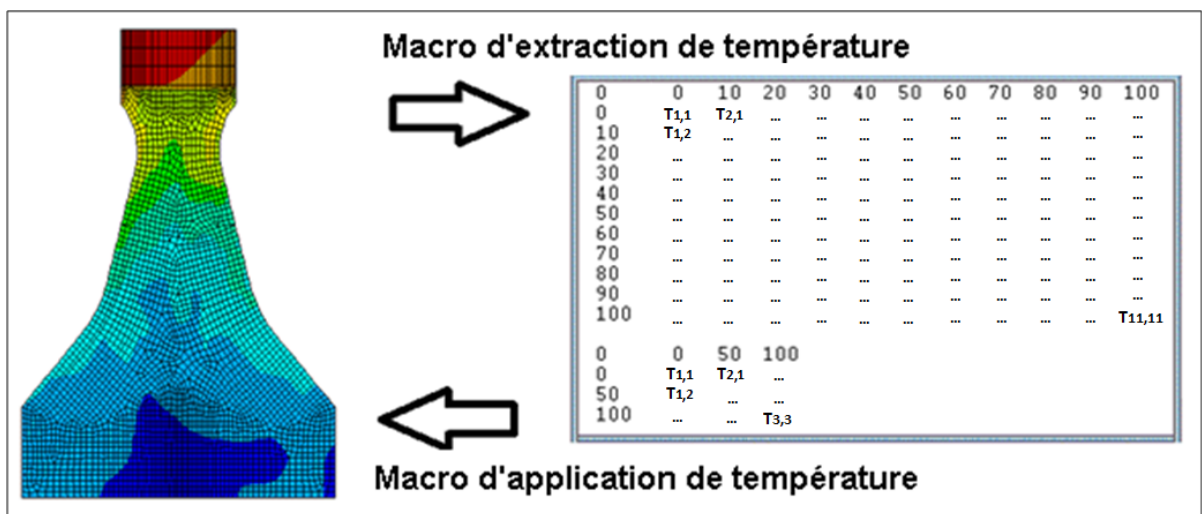


Figure 2.9 Distribution axiale et radiale de la température dans un disque

La distribution de température désirée est sélectionnée par l'utilisateur à partir de l'interface de l'outil. Lorsque la distribution 1D ou 2D est choisie, le fichier contenant la table référence doit être sélectionné.

### 2.3.2.2 Traitement et post-traitement de l'analyse

Deux analyses distinctes sont disponibles à partir de l'outil de conception des disques, soit une analyse de type statique à vitesse N pour l'obtention des contraintes maximales et une analyse itérative pour déterminer la vitesse d'éclatement. L'architecture qui permet d'automatiser le processus est présentée à la Figure 2.10 :

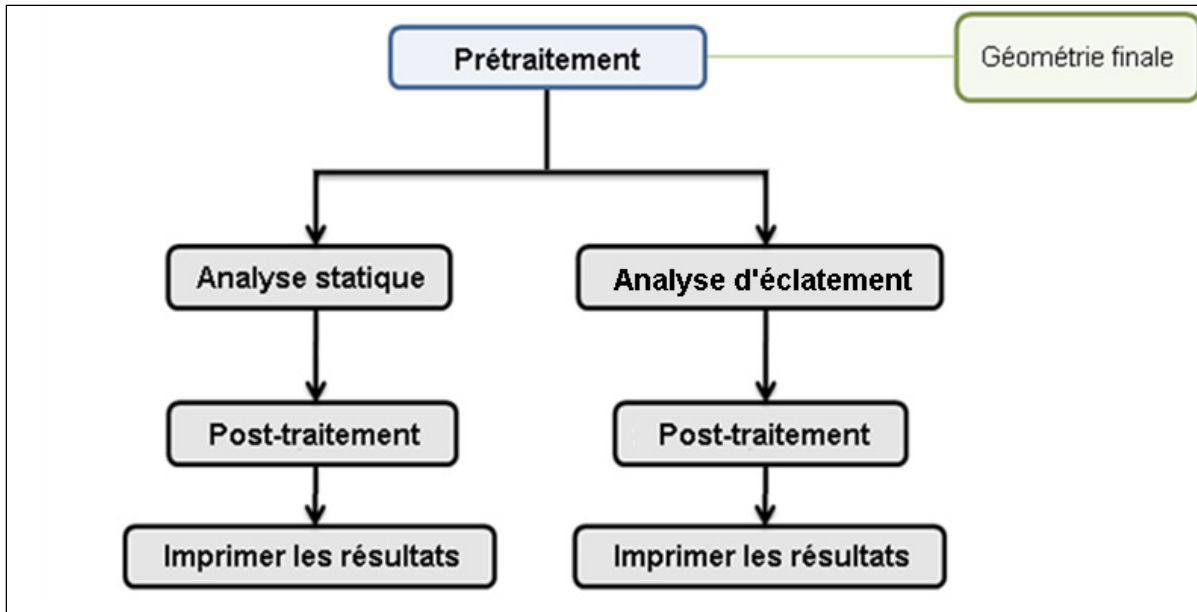


Figure 2.10 Architecture du post-traitement de l'analyse

Les analyses appliquent des éléments de masse au disque afin de simuler l'effet des ailettes. Celles-ci sont déterminées par l'équation mécanique suivante en utilisant la force de tirée réelle des ailettes :

$$\text{Masse d'un élément} = \frac{F_t * N_a}{\omega^2 * CM * n_e} \quad (2.1)$$

Où :

$F_t$	Force de tirée d'une ailette
$N_a$	Nombre totale d'ailettes
$\omega$	Vitesse angulaire
$CM$	Centre de masse des ailettes (direction radiale)
$n_e$	Nombre d'éléments ajoutés

La vitesse de rotation est ensuite appliquée au disque et aux unités de masse pour compléter l'analyse. Les propriétés du Tableau 2.3 sont obtenues à partir de ces analyses par éléments finis.

Tableau 2.3 Propriétés mécaniques obtenues lors des analyses

Propriété mécanique	Analyse de type statique	Analyse d'éclatement
Le poids total du disque et des appendices	x	x
Les contraintes maximales à l'alésage	x	
La contrainte maximale sur le côté du disque	x	
La vitesse d'éclatement		x

Tel que présenté à la Figure 2.10, il existe une analyse de vitesse d'éclatement qui détermine la vitesse d'éclatement du disque. Celle-ci a été développée précédemment chez P&WC et est intégrée à l'outil de conception. Les détails de cette analyse ne sont pas abordés dans ce mémoire.

La dernière étape, soit le post-traitement, est également totalement automatisée et retourne les informations pertinentes à l'interface (contraintes, déformations, vitesse d'éclatement), en plus de générer des images représentant les contraintes et déformations qui sont fournies à l'utilisateur par l'entremise de l'interface.

### 2.3.3 Outil de conception du disque RD

L'objectif de l'outil est de permettre la conception et l'analyse des disques à partir d'un logiciel à interface unique, présentée à la Figure 2.11. Elle se divise en 3 sections, soit la conception géométrique (gauche), la visualisation du modèle (centre) et les analyses de propriétés mécaniques (droite). La première section possède les paramètres géométriques et certains paramètres généraux du rotor. La seconde section montre le modèle du disque et des appendices tel qu'ils le sont dans le logiciel CAO. La dernière gère l'exécution et les résultats des analyses automatisées qui sont présentées aux sections précédentes.

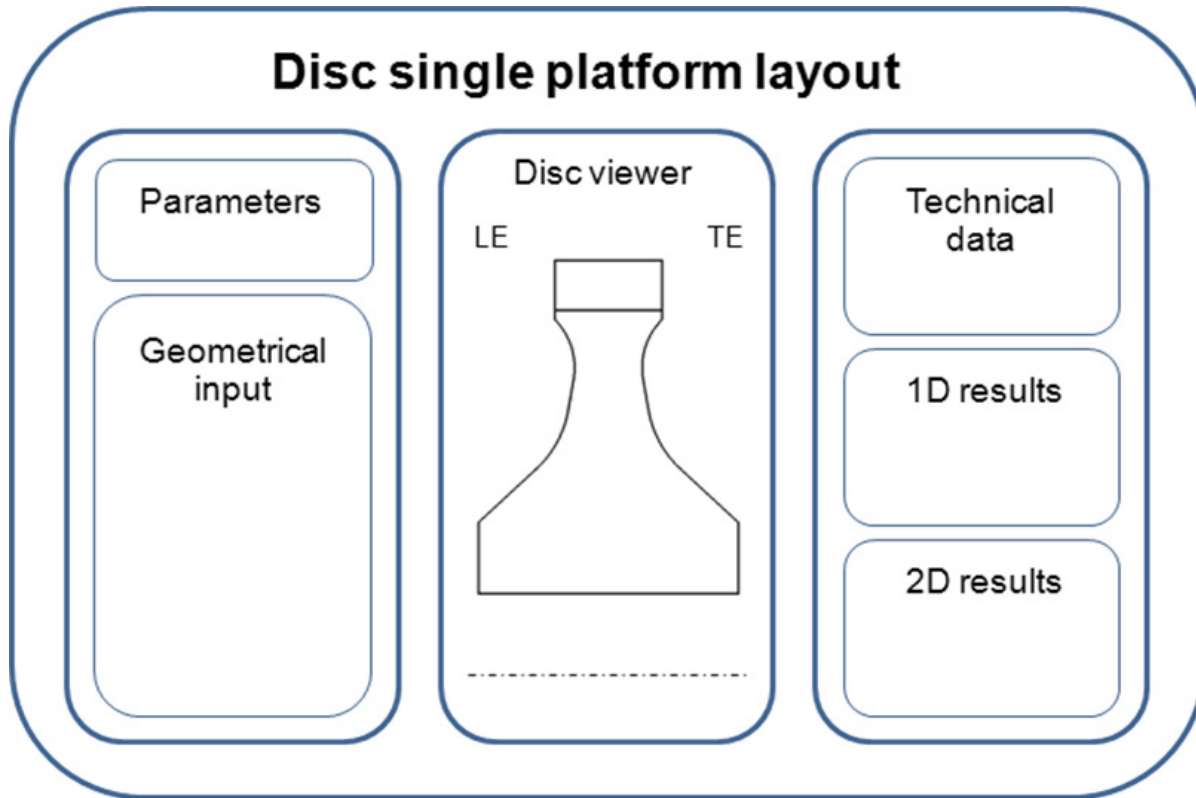


Figure 2.11 Interface de l'outil RD

Les avantages qu'offre un tel outil pour les futurs designs de pièces sont grands :

- ✓ Assurance qualité (QA) lors de la conception et des analyses
- ✓ Réduction de la durée de développement
- ✓ Augmentation de la précision
- ✓ Implémentation efficace de l'outil

L'assurance qualité est principalement renforcée par la réduction des manipulations et du transfert de données manuel requis ainsi que par les analyses automatisées prédéfinies. Le logiciel possède des opérations préétablies, qui préviennent les erreurs pouvant être commises.

Le second avantage de l'outil est au niveau de la réduction de la durée de développement. En plus d'assurer la qualité, les opérations automatisées, qui sont réalisées à plusieurs reprises

lors de la conception, permettent d'accélérer les analyses tel que montré au Tableau 2.4. Elles diminuent le temps accordé aux tâches non liées à la conception (ouverture/fermeture logiciels, transfert de données, etc.) et permet d'utiliser la grande majorité des ressources pour le D&A du disque. L'architecture automatisée permet également l'optimisation des disques pour en réduire la durée de développement, qui est présentée au chapitre 3 du mémoire.

Tableau 2.4 Délais d'exécution des analyses 2D

<b>Analyse (2D)</b>	<b>Délais d'exécution du nouvel outil</b>
De type statique	Réduction de 40%
Vitesse d'éclatement	Réduction de 30%

La précision des analyses 1D se voit également améliorée par l'intégration du programme CAO au nouvel outil. En effet, les propriétés géométriques, nécessaires aux calculs 1D, provenant du logiciel commercial sont plus précises que celles des anciens outils, qui utilisent un code simplifié pour les approximer.

Un autre avantage intéressant est celui de l'implémentation. L'utilisation des logiciels commerciaux pour effectuer les tâches de conception et d'analyses a permis de diminuer et simplifier la taille du code par la suppression de plusieurs centaines de lignes de calcul. Il est ainsi plus simple d'ajouter ou de modifier des sections lorsque nécessaire. L'architecture développée peut aussi être appliquée à toutes les composantes du rotor par des modifications mineures.

L'utilisation d'outils externes possède également certains désavantages, comme la diminution de la flexibilité et du contrôle sur ceux-ci, ainsi que la dépendance à des programmes commerciaux, qui peuvent toujours cesser d'exister, d'évoluer ou d'être supportés.

### **2.3.4 Conclusion du chapitre**

La nouvelle plateforme à interface unique s'est avérée faisable et apporte une amélioration marquée sur l'outil actuel de design et analyses (D&A). Il génère un environnement de simulation intégré capturant les capacités spécifiques de chacun des logiciels commerciaux utilisés grâce à des liens d'interopérabilité.

La réduction du délai d'exécution et des étapes manuelles, alloués par un système automatisé et sécurisé, a permis d'améliorer la qualité (calculs 1D plus précis et ajout de calculs 2D) et la vitesse de développement du disque.

Ainsi, le premier module pose un cadre de référence qui sera utilisé pour l'ensemble de l'outil RD. Les futurs travaux seront caractérisés par des capacités de simulation plus larges, un plus grand volume de données (entrée-sortie), des liens avec d'autres outils externes (tel que Isight® pour des capacités d'optimisation), du D&A de composantes multiples et multidisciplinaires. Les prochains chapitres sont basés sur l'architecture de la plateforme RD.



## **CHAPITRE 3**

### **CONCEPTION AUTOMATISÉE DU DISQUE**

#### **3.1 Introduction**

Les travaux suivants portent sur l'automatisation de la conception des disques lors de la phase préliminaire. Pour ce faire, la plateforme d'intégration développée au chapitre précédent est utilisée et liée à un module d'optimisation. L'objectif est de développer une méthode de conception efficace, permettant d'obtenir des disques performants de façon automatisée, tout en réduisant l'effort et la durée nécessaire à cette phase.

Le chapitre se divise en 2 étapes principales, soit l'optimisation du modèle paramétrique original (celui utilisé par l'outil RD) et l'optimisation de nouveaux modèles développés spécifiquement pour cette tâche. Un élément clé de l'automatisation, soit la faisabilité et la flexibilité du modèle original, est également présenté et expérimenté.

Les travaux suivants basent la performance des disques sur une série de critères prédéfinis, présentés à la section 3.2.2.1. Des analyses subséquentes plus avancées sont nécessaires pour assurer la conformité des disques générés par l'outil aux exigences de conception requises lors de cette phase.

#### **3.2 Optimisation du disque selon le modèle original**

##### **3.2.1 Faisabilité et flexibilité du disque**

L'automatisation de la conception des disques passe obligatoirement par une variation automatique du modèle original actuellement utilisé dans l'entreprise (voir Figure 2.1). Contrairement à une utilisation manuelle, les algorithmes mathématiques utilisés pour la

conception automatique n'ont aucune considération géométrique et peuvent générer des formes n'ayant aucun sens réel.

Bien que ce modèle paramétrique original permette le support à la conception préliminaire réalisé manuellement, il est important de s'assurer qu'il puisse aussi être utilisé à des fins d'optimisation. Cet aspect est abordé par les travaux de Brujic et al. (2010), qui précisent qu'il est indispensable, pour tout modèle paramétré, d'avoir de hautes probabilités d'obtenir des géométries faisables lors d'une séquence automatique d'optimisation.

Un design est considéré faisable lorsque ses paramètres lui permettent de générer une forme intègre assurant l'exécution des analyses subséquentes. Lorsqu'on parle d'un design infaisable, on se réfère plutôt à une géométrie qui ne permet pas d'être analysée dû à une incapacité de conserver les caractéristiques réelles du modèle. Un exemple de disque infaisable est illustré à la Figure 3.1. Le rayon inversé du côté droit du disque est causé par la superposition de deux points de contrôle qui doivent, par définition du modèle, posséder un espacement minimal entre eux afin de permettre l'application d'un rayon. Comme cet espacement n'est pas présent, le modèle original ne peut conserver son intégrité.

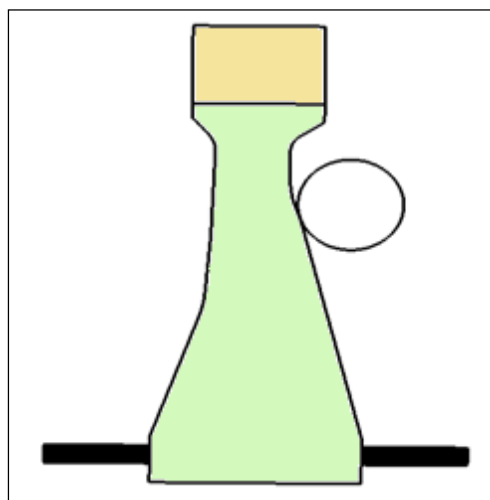


Figure 3.1 Géométrie de disque infaisable

L'obtention du disque précédent peut normalement être évitée en utilisant des limites supérieures et inférieures réalistes pour chacun des paramètres utilisés. Cependant, il est parfois nécessaire d'augmenter ces limites afin de permettre au système d'optimisation d'explorer un espace de conception plus large, tout en conservant son intégrité géométrique.

### 3.2.1.1 Méthodologie

Afin d'améliorer la qualité du paramétrage du point de vue de l'optimisation, il faut être capable de quantifier la faisabilité et la flexibilité des modèles. Cela permettra d'évaluer le modèle original et ceux détenant les modifications apportées pour déterminer si ces modifications permettent d'améliorer la faisabilité et la flexibilité, tel que nécessaire.

**La faisabilité** fait référence à la fraction de disques faisables par rapport au nombre total d'essais. Elle est calculée grâce à l'équation 3.1 :

$$Faisabilité [\%] = \frac{\text{Nombre de disques générés avec succès}}{\text{Nombre d'essai total}} \times 100 \quad (3.1)$$

Les essais sont sélectionnés de façon aléatoire par la méthode Latin Hypercube, qui permet de générer 100 designs de disques potentiels dispersés dans l'espace de conception.

**La flexibilité** quantifie la variation moyenne des paramètres de design. Pour ce faire, la variation de chaque paramètre est additionnée et divisée par le nombre total de paramètres, comme le montre l'équation 3.2 :

$$Flexibilité = \frac{\sum(\text{variation de chaque paramètre})}{\text{Nombre de paramètres de design}} \quad (3.2)$$

Par exemple, une variation de 10 du positionnement radial du point de contrôle inférieur au côté du disque équivaut à un intervalle allant de 15 à 25 [% de la hauteur totale].

Le plan d'expérience et les itérations sont réalisés à l'aide du logiciel Isight de simulia® et utilise l'architecture 1D de l'outil de conception RD développé au chapitre 2. La Figure 3.2 illustre les étapes de ce processus qui passe par 3 étapes principales, soit le choix des paramètres, la mise à jour du modèle CAO et la vérification de l'intégrité de la géométrie résultante.

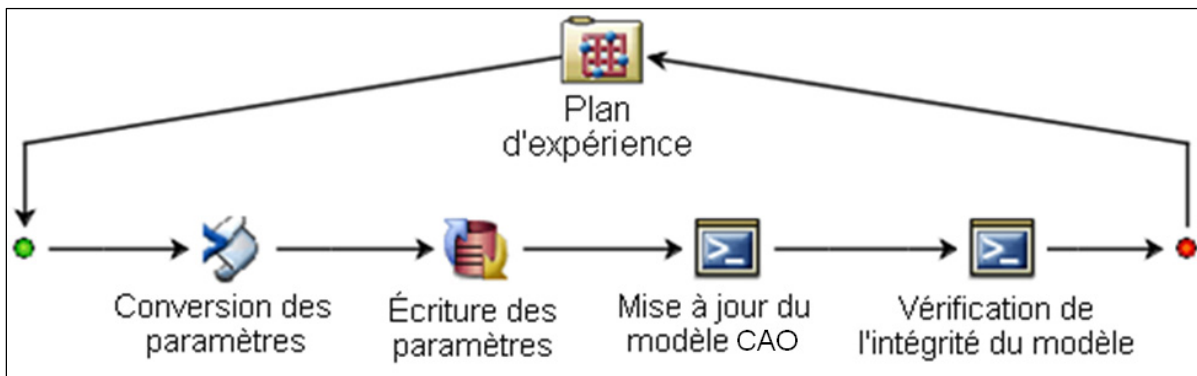


Figure 3.2 Processus d'évaluation de la faisabilité

### 3.2.1.2 Variation du modèle original détenant les paramètres initiaux

Comme illustré au chapitre 2, le modèle de disque original est construit de façon relative, c'est-à-dire que les distances définissant les côtés du disque sont basées sur d'autres dimensions globales telles la largeur et la hauteur totale du disque. Ce paramétrage permet de modifier les dimensions globales du disque tout en conservant une géométrie faisable et proportionnelle, mais il n'aide en rien la faisabilité des côtés du disque, qui est beaucoup plus susceptible de faire défaut lors de l'automatisation. De plus, ces valeurs globales demeurent généralement fixes lors des séquences d'optimisation, car elles sont sélectionnées en amont par l'analyse aérodynamique. C'est donc aux côtés du disque que la faisabilité peut être problématique, soit par l'emplacement des points de contrôle ou par la taille des rayons. L'expérimentation de la faisabilité versus flexibilité du modèle original de P&WC est donc concentrée sur les côtés.

Tel que montré à la section 2.1.3, chaque côté du disque est défini par 2 points de contrôle, ayant chacun 2 degrés de liberté (ddl), ainsi que de 2 rayons. Les premiers essais sont réalisés en variant les points de contrôle uniquement. Les rayons sont, pour leur part, fixés en 2 séquences, soit :

- Séquence faibles rayons : de 0.1 à 1.0 pouce, de haut en bas
- Séquence rayons élevés : de 0.5 à 2.0 pouces, de haut en bas

La Figure 3.3 montre le dimensionnement des points (à gauche) et des rayons (à droite).

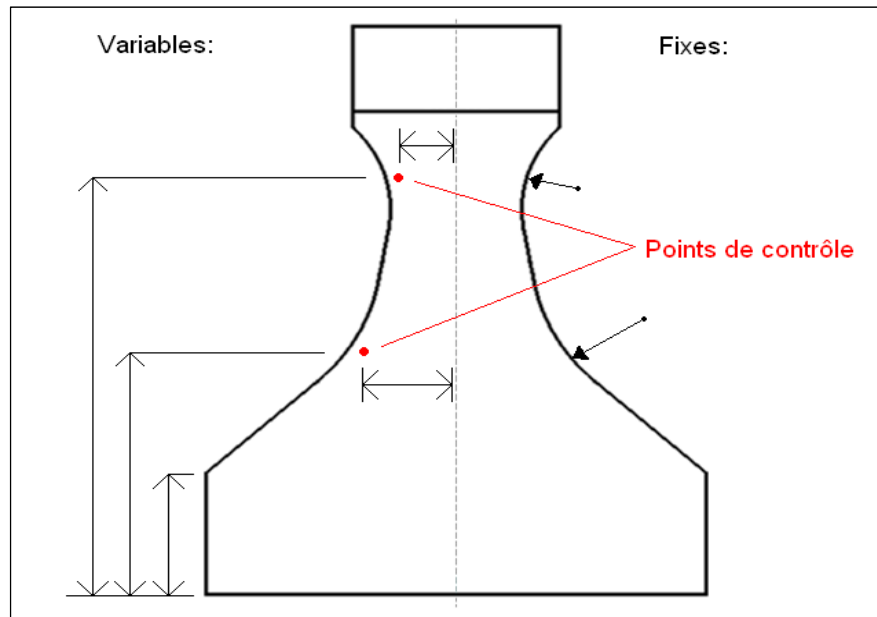


Figure 3.3 Dimensionnement des côtés du disque

Les résultats de 8 séquences sont compilés dans les Tableau 3.1 et 3.2. La flexibilité et la faisabilité géométrique sont définies à la section 3.1.1.1.

Tableau 3.1 Faisabilité du disque avec de faibles rayons

Flexibilité [variation moyenne]	Faisabilité [%]
10.00	100
20.00	92
29.16	61
38.34	28

Tableau 3.2 Faisabilité du disque avec des rayons élevés

Flexibilité [variation moyenne]	Faisabilité [%]
10.00	82
16.66	55
25.00	28
31.67	19

De façon générale, une faisabilité de 80% et plus est satisfaisante pour des séquences automatisées. Pour l'essai avec faibles rayons, les résultats montrent une bonne faisabilité du modèle pour une flexibilité allant jusqu'à 20. Celle-ci chute ensuite rapidement lorsque la flexibilité est augmentée. Un taux de 28% de faisabilité est obtenu lorsque la variation approche 40, ce qui beaucoup trop faible pour les futures séquences d'optimisation. Les essais détenant les grands rayons sont encore plus problématiques. Une faible flexibilité de 16.7 du disque résulte par une faisabilité de 55%, ce qui est très bas. Au-delà d'une variation de 20, le modèle ne peut simplement pas être utilisé efficacement dû au taux de faisabilité minime.

Deux éléments compromettent l'intégrité du modèle. Le premier est le positionnement des points de contrôle, qui risquent de se chevaucher lorsque la variation des paramètres est trop grande, et qui causent la défaillance du modèle. Le second est au niveau des rayons, qui sont parfois trop élevés pour les 2 segments qu'ils unissent, ce qui se résulte également en une impasse géométrique. Ces 2 éléments sont traités dans les sections suivantes.

### 3.2.1.3 Modification du paramétrage

Cette section démontre deux modifications requises du paramétrage pour permettre l'utilisation du modèle lors de séquences d'automatisation. Il s'agit en fait de modifications de références de mesures, laissant ainsi le modèle original de l'entreprise intact.

#### Point de contrôle des côtés du disque

Afin d'assurer un écart minimum entre chacun des points de contrôle, une modification au niveau des références des dimensions radiales est effectuée. Celle-ci permet de contrôler la distance entre les points plutôt que leur hauteur respective qui se fait indépendamment d'un point à l'autre. Cette méthode assure qu'aucun point ne se chevauche, ce qui tend à augmenter la faisabilité sans compromettre la flexibilité du modèle. Le Figure 3.4 illustre les deux méthodes de dimensionnement :

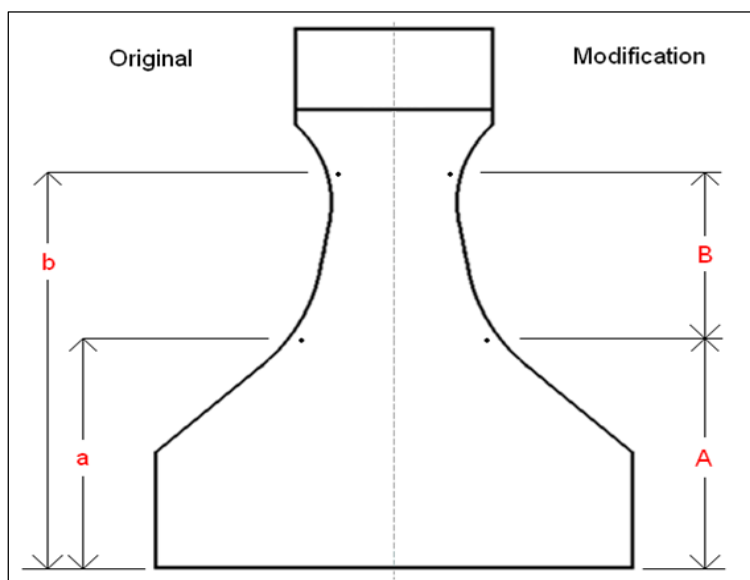


Figure 3.4 Modification du dimensionnement des côtés du disque

Les paramètres du modèle de disque original ne sont pas modifiées, les valeurs des dimensions  $a$  et  $b$  doivent ainsi être calculées à partir de relations directes suivantes :

$$\begin{aligned} \text{Dimension } a &= A \quad [\text{po}] \\ \text{Dimension } b &= A + B \quad [\text{po}] \end{aligned} \quad (3.3)$$

Les intervalles de variabilité sont également calculés à l'aide des relations précédentes, ce qui permet de réaliser les mêmes essais que la section 3.2.1.2 et ainsi comparer les deux options. La Figure 3.5 montre les courbes de faisabilité et flexibilité moyenne pour les 2 cas discutés. Ces essais sont réalisés avec la séquence de rayons faibles (section 3.2.1.2).

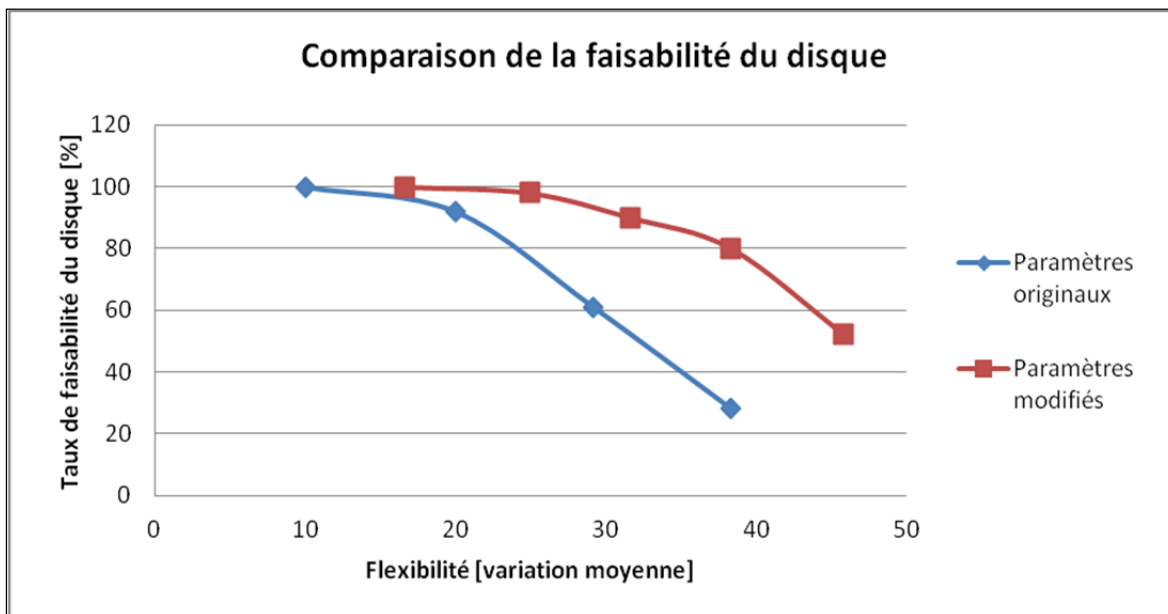


Figure 3.5 Comparaison de la faisabilité du disque

L'amélioration de la faisabilité est démontrée par les courbes précédentes. Par exemple, pour une flexibilité de 30, les modèles faisables passent de 61% originalement à 90%. La modification est d'autant plus bénéfique lorsque les variations sont grandes, ce qui était à prévoir sachant que c'est dans ces cas précis que les points de contrôle se chevauchent. Bien que ces résultats soient intéressants, l'utilisation de grands rayons demeure problématique et est abordée à la section suivante.



### Rayons des côtés du disque

L'utilisation de grands rayons est généralement nécessaire afin de bien distribuer les contraintes latérales le long du disque. Il est donc important de permettre au système d'optimisation d'augmenter la valeur de ceux-ci, lorsque nécessaire, pour aspirer à l'obtention d'un disque réellement optimal. L'obstacle principal des rayons est que leurs valeurs dépendent beaucoup du positionnement des points de contrôle du disque, pouvant aller d'environ 0.1 à 10 pouces. Ainsi, la valeur des rayons devrait être relative à chaque cas, plutôt qu'absolu, pour se calculer de la façon suivante :

$$\text{Rayon [po]} = \text{Coefficient [fraction]} \times \text{Rayon géométrique maximal [po]} \quad (3.4)$$

Afin d'appliquer la règle précédente, la valeur maximale allouée pour chacun des rayons doit être déterminée. La méthode géométrique illustrée à la Figure 3.6 le permet en utilisant l'intersection des projections normales aux segments initiaux et la projection du point central (3) suivant la direction moyenne des segments initiaux. Dans ce cas, la distance de 0.48042 pouce représente le rayon maximal pouvant être appliqué aux segments droits initiaux.

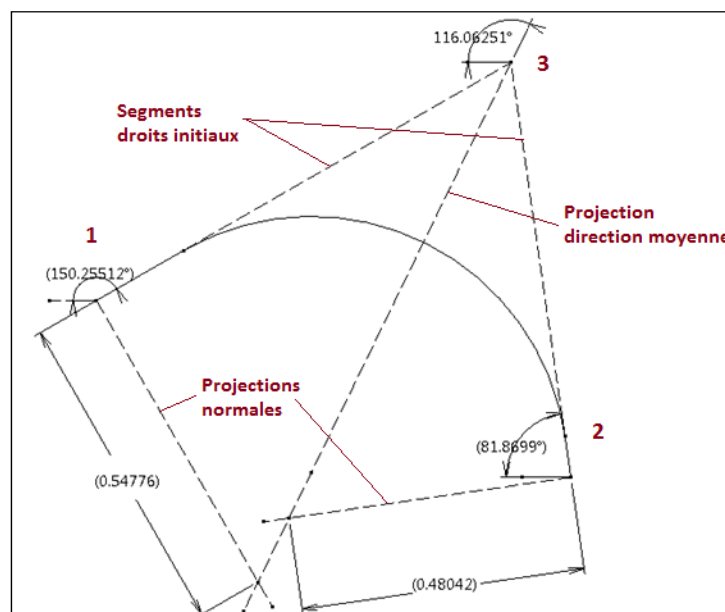


Figure 3.6 Calcul du rayon maximal alloué

Il est ensuite possible de sélectionner et de varier les rayons en fraction, variant entre 0 à 1. Une fraction de 1 (100%) n'est généralement pas utilisée car celle-ci fait complètement disparaître un segment droit initial, requis pour la fabrication du disque.

Avec l'ajout de cette dernière modification, il est certain que les rayons du modèle ne pourront jamais dépasser leur limite respective, ce qui aura une grande influence sur la faisabilité. Les mêmes essais que précédemment sont réalisés et comparés au cas détenant de grands rayons. La Figure 3.7 illustre la faisabilité de ces 2 cas en fonction de la flexibilité moyenne. La modification des points de contrôle (section 3.2.1.3) est conservée pour ces essais.

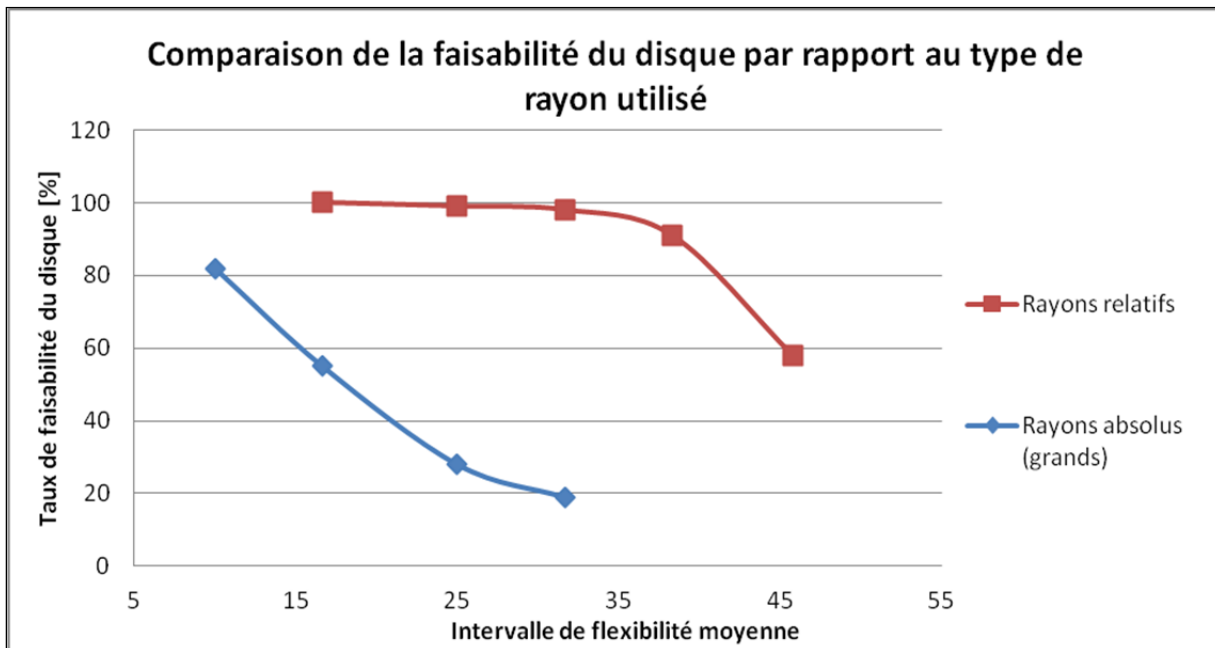


Figure 3.7 Comparaison de la faisabilité du disque

Le taux de faisabilité du modèle modifié demeure pratiquement parfait jusqu'à l'intervalle de flexibilité de 30. Celui du modèle original détenant les grands rayons est beaucoup plus faible, chutant même sous les 20% pour une flexibilité de 32. Le très bas taux de ce dernier s'explique par le fait qu'un seul rayon irréalisable suffit pour empêcher la génération globale

du modèle, et il n'est pas rare d'avoir des rayons maximaux assez faibles. Ces résultats montrent la capacité de la méthode de rayons relatifs à appliquer de grands rayons tout en conservant une très grande faisabilité, élément essentiel pour diminuer les contraintes mécaniques lors de la conception.

#### **3.2.1.4 Conclusion de la faisabilité du disque**

Les travaux précédents montrent la possibilité d'utiliser le modèle original de disque dans des séquences de conception automatisée. Les changements apportés aux dimensions permettent d'obtenir un haut taux de faisabilité de 91% pour une flexibilité de 38, et ce, en conservant le modèle original de P&WC. L'utilisation de ce modèle permettra de simplifier l'instauration de l'optimisation dans le processus actuel de développement.

Le concept de faisabilité et flexibilité est essentiel au fonctionnement de l'optimisation géométrique. Des travaux similaires d'évaluation et d'amélioration de la faisabilité devront être réalisés pour les autres composantes de la structure rotative telle l'attache et le couvert de rétention (voir Figure 0.2).

#### **3.2.2 Optimisation du disque**

La prochaine section du mémoire porte sur l'optimisation des disques de turbine axiale. Tel que présenté à la section 3.2.1, il est possible d'utiliser le modèle original pour les séquences de conception automatisée. Les résultats ont démontré la possibilité de faire varier le modèle tout en conservant un haut pourcentage de faisabilité. Les travaux de cette section vont tirer profit de ces résultats afin de permettre l'optimisation complète du disque dans une séquence unique, c'est-à-dire la variation de tous les paramètres du modèle dans la même séquence.

Comme mentionné au premier chapitre, les algorithmes et la configuration (contraintes et objectifs) sont les éléments les plus influents lors de l'optimisation. Les présents travaux ont

donc utilisé 4 différents algorithmes et 4 différentes configurations qui seront expérimentés pour chacun des essais réalisés. Il sera ainsi possible de connaître leurs effets sur la performance des résultats et proposer des approches optimales, selon les objectifs requis.

Deux disques distincts, provenant de moteurs de type turbosoufflante, serviront de références pour ces essais. La Figure 3.8 présente le profil et la position de ces disques :

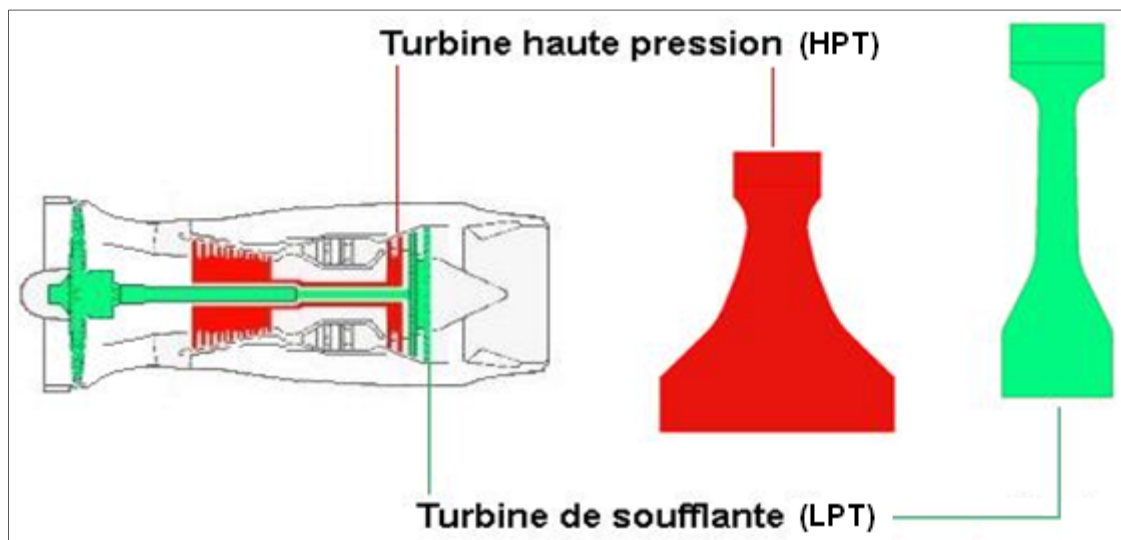


Figure 3.8 Disques références

Le premier est un disque de turbine haute pression (HPT), ayant un profil plus bas et plus imposant, et le second, un disque de turbine de soufflante basse pression (LPT) étant plus long et élancé. L'objectif est de s'assurer de la capacité du processus de réaliser tout type de disque.

### 3.2.2.1 Méthodologie

L'architecture utilisée pour les séquences d'optimisation se divise en 3 étapes principales, soit le prétraitement, l'analyse et le post-traitement. Le prétraitement inclut la conversion des paramètres présentés à la section 3.2.1.3 ainsi que l'écriture de ceux-ci. L'analyse est

exécutée par la section 2D de l’outil RD du second chapitre, qui inclut la mise à jour du modèle CAO, le transfert de la géométrie et l’analyse structurelle dans le logiciel FEA et l’extraction des résultats pertinents. Enfin, le post-traitement permet de classer et d’organiser ces résultats. La Figure 3.9 présente le schéma d’optimisation basé sur le logiciel Isight® :

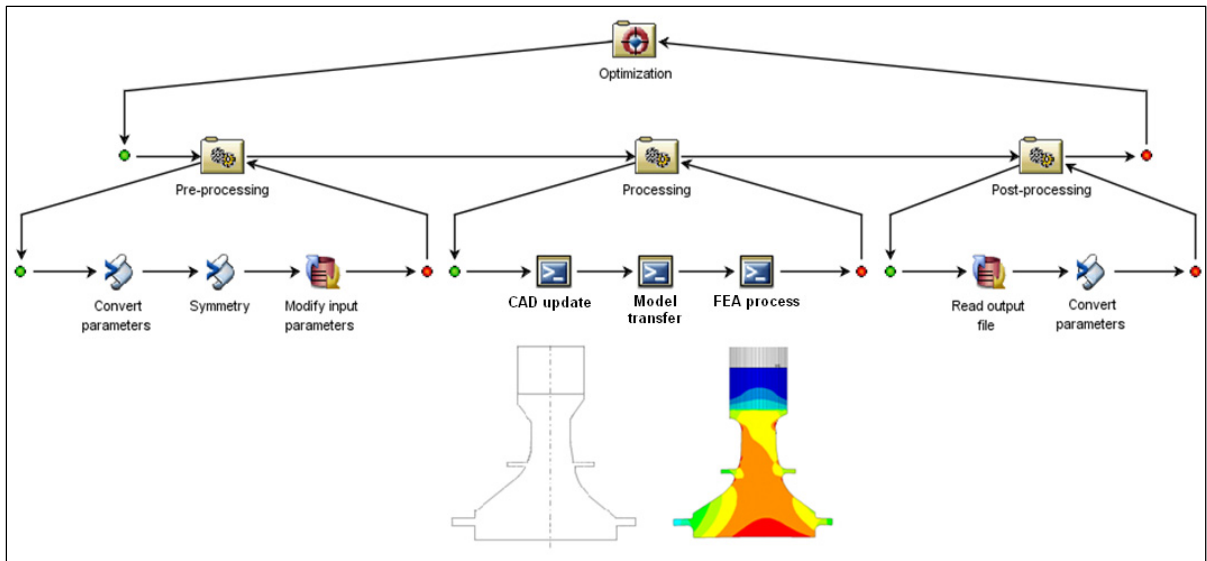


Figure 3.9 Schéma d'optimisation

Le module d’optimisation contient tous les paramètres, variables, contraintes et objectifs nécessaires. Il reste donc à définir les critères d’expérimentation et variables utilisées lors de l’expérimentation.

### Critères

La comparaison des disques sera basée sur deux éléments principaux, soit la performance mécanique de la pièce résultante et la durée du processus de conception. La performance mécanique des disques sera évaluée de façon quantitative en se basant sur les points suivants :

- Le volume total du disque (poids) [Vol]
- Deux contraintes maximales à l'alésage [ $S_{a1}$ ] et [ $S_{a2}$ ]
- La contrainte maximale sur le côté du disque [ $S_c$ ]
- La vitesse rotationnelle maximale (vitesse d'éclatement) [ $V_{max}$ ]

L'importance relative de chacun de ces points peut être différente selon le type de disque utilisé. L'objectif ou les objectifs d'optimisation utilisés pour chaque séquence serviront de critères pour évaluer la performance des résultats dans la section 3.2.2.4. L'expérience de P&WC sera également mise à profit à cet égard afin de s'assurer d'une bonne évaluation des pièces.

Chaque essai est réalisé avec un total de 2000 itérations. Ce grand nombre d'itérations assure une bonne stabilité des résultats et se complète en moins d'une demi-journée (moins de 8 heures). Les essais détenant beaucoup plus d'itérations n'améliorent que très légèrement les résultats.

### **Disque initial et flexibilité**

Le design initial ainsi que la flexibilité du disque demeurent inchangés tout au long des expérimentations. Cela est important afin de démontrer que la méthodologie de conception automatisée peut s'appliquer à toute situation, même si aucun disque de référence n'est disponible. De plus, la bonne flexibilité du modèle permet d'appliquer une grande plage de variabilité aux paramètres de conception, celle-ci est donc conservée pour tous les essais, peu importe le disque recherché.

Les 2 disques initiaux utilisés pour les séquences d'optimisation ne sont pas performants, ce qui n'est pas étonnant puisque ceux-ci ont été sélectionnés de façon aléatoire. Le Tableau 3.3 montre les caractéristiques de ces disques, relativement aux disques de références de P&WC.

Tableau 3.3 Propriétés des disques initiaux

Type de disque initial	Disque initial	
	Haute pression	Basse pression
Contrainte maximale de côtés [ksi]	+ 31.13%	+ 6.71 %
Contrainte à l'alésage #1 [ksi]	+ 8.15 %	+ 5.51 %
Contrainte à l'alésage #2 [ksi]	+ 9.82 %	+ 5.54 %
Valeur maximale à l'éclatement [RPM]	- 7.539 %	- 0.560 %
Volume du disque [po <sup>3</sup> ]	- 26.38 %	+ 11.55 %

Les contraintes sont très élevées, allant de 5 à 31% supérieur aux disques de références. L'objectif est de démontrer la capacité du système à concevoir un disque performant à partir d'un design initial quelconque.

Les sections 3.2.2.2 et 3.2.2.3 présentent les algorithmes et configurations d'optimisation qui seront expérimentés pour la conception des disques de turbine. Le plan d'expérience comporte ainsi un total de 32 essais combinant :

- 4 algorithmes d'optimisation
- 4 configurations (objectifs, contraintes)
- 2 disques références de P&WC.

### 3.2.2.2 Méthodes d'optimisation

Les méthodes d'optimisation qui sont appliquées à la conception du disque ont été choisies pour représenter une grande variété d'algorithmes existants. Il est ainsi possible de comparer les performances de plusieurs catégories d'algorithmes d'optimisation en lien avec les besoins bien précis des disques de turbines axiales. Le Tableau 3.4 résume les quatre méthodes expérimentées.

Tableau 3.4 Algorithmes d'optimisation

Méthode		Principe de recherche
NLPQL	Non-Linear Programming by Quadratic Lagrangian	À base de gradient
ASA	Adaptive simulated annealing	Exploratoire
MOPS	Multi-Objective Particle Swarm	Stochastique
Pointer	Pointer automatic optimizer	Combinaison de 4 méthodes

La méthode automatique nommée « Pointer » disponible sur le logiciel Isight® est en fait un regroupement de 4 méthodes différentes détenant des forces et des faiblesses distinctes selon le type de problème (Isight, 2009).

### 3.2.2.3 Configuration des séquences d'optimisation

Au niveau des objectifs d'optimisation, 4 séquences, prédéterminées à partir des critères de conception de P&WC, ont été appliquées à chacun des disques pour chaque méthode. Puisque les objectifs diffèrent d'une séquence à l'autre, les disques résultants seront sans doute très différents. Le Tableau 3.5 présente les 4 configurations expérimentées :

Tableau 3.5 Objectifs et contraintes d'optimisation

#	Objectif(s)	Contrainte(s)
1	Minimiser la somme des contraintes à l'alésage $S_{a1}$ et au côté $S_c$ . (1 objectif)	Limite supérieure du volume du disque initial. (1 contrainte)
2	Minimiser les contraintes à l'alésage $S_{a1}$ et $S_{a2}$ et du côté $S_c$ . (3 objectifs)	Limite supérieure du volume du disque initial. (1 contrainte)
3	Minimiser la contrainte à l'alésage $S_{a2}$ . (1 objectif)	Limite supérieure du volume et des contraintes à l'alésage $S_{a1}$ et du côté $S_c$ . (3 contraintes)
4	Minimiser le volume du disque. (1 objectif)	Limite supérieure des contraintes à l'alésage $S_{a1}$ et $S_{a2}$ et du côté $S_c$ . (3 contraintes)



### 3.2.2.4 Résultats et interprétation

#### Séquence d'optimisation #1 :

##### Appliquée au disque de turbine haute pression

Les premiers essais ont été réalisés à l'aide de la méthode NLPQL. Pour celle-ci, le pas de variation initiale de recherche est sélectionné. Afin de déterminer son effet, 5 valeurs distinctes sont choisies, allant de 10 à 50%. Les résultats sont présentés à la Figure 3.10 en termes de différence entre l'objectif de l'optimisation et celle du disque référence de P&WC. Un résultat négatif équivaut à l'amélioration de l'objectif, puisqu'on cherche à le minimiser.

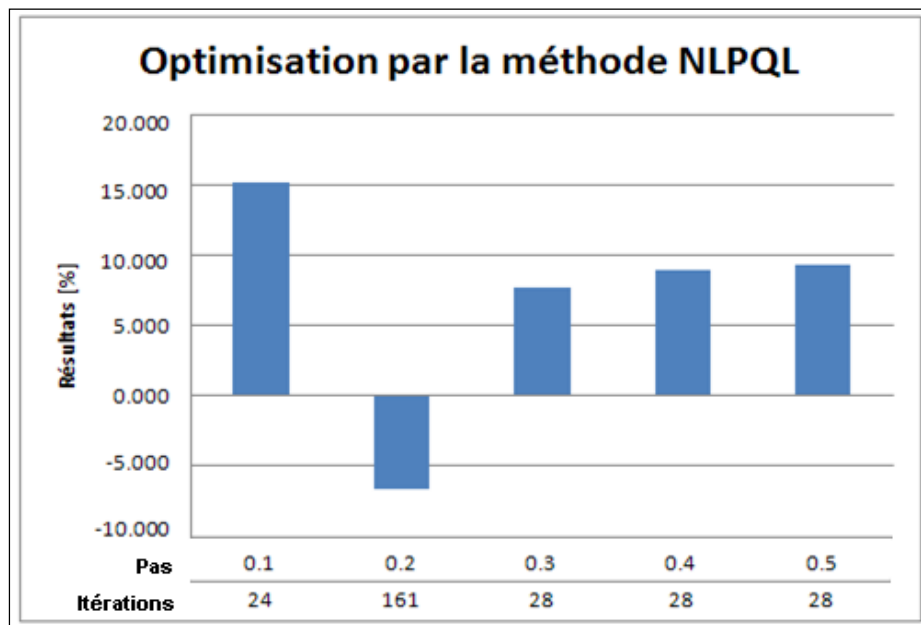


Figure 3.10 Résultats de l'optimisation NLPQL

Quatre des 5 essais exécutés se sont terminés en moins de 30 itérations, ce qui est très peu pour un modèle ayant 12 paramètres variables. L'atteinte d'un point où le gradient est positif dans toutes directions, qui amène à l'abandon de la recherche, explique ces séquences très courtes. Au mieux, l'objectif d'optimisation est diminué (amélioré) de 7.73% par rapport à la référence.

Une séquence a cependant réussi à améliorer l'objectif de façon intéressante. Celle-ci, ayant un pas initial de 0.2, a achevé 161 itérations pour abaisser l'objectif de 6.61%. L'évolution du disque le long de cette séquence n'a pas atteint de minimum local trop rapidement, ce qui a permis l'obtention d'un design plus intéressant. L'écart entre ces 5 exécutions est grand. La valeur du pas initial a une influence non négligeable sur les résultats, ce qui montre une grande faiblesse d'une méthode à base de gradient. De plus, la configuration optimale varie d'un cas à l'autre, elle ne peut donc pas être fixée ou prédéterminée.

Les 3 autres méthodes ont été exécutées à l'aide de 2000 itérations. Elles ont toutes amélioré l'objectif d'optimisation par une marge intéressante. Le Tableau 3.6 présente les résultats des séquences pour toutes les méthodes.

Tableau 3.6 Résultats d'optimisation de la séquence 1 appliquée au disque HPT

<b>Méthodes</b>	<b>Nombre d'itérations</b>	<b>Faisabilité</b>	<b>Résultats (objectif)</b>
NLPQL (meilleur cas)	161	100.0%	-6.61 %
ASA	2000	92.5%	-9.02 %
MOPS	2000	52.6%	-7.19 %
Pointer	2000	96.5%	-9.32 %
MOPS	500	79.1%	-7.13 %
Pointer	200	99.5%	-7.18 %

La méthode ASA, malgré son type exploratoire, a conservé un bon taux de faisabilité de 92.5% et amélioré l'objectif de 9.02%. Tout le contraire pour la troisième méthode, qui n'a obtenu que 52.6% de faisabilité et une amélioration de 7.19%. De plus, une très faible proportion des 2000 itérations a amélioré l'objectif, laissant un grand nombre de designs derrière la référence. La dernière méthode testée, Pointer, a obtenu les meilleurs résultats pour la faisabilité et l'objectif, soit 96.5% pour un objectif amélioré de 9.32%.

Deux essais additionnels ont été réalisés. D'abord, une courte séquence de 200 itérations par la méthode Pointer a réussi à diminuer l'objectif de 7.18%, soit la même diminution que la

méthode MOPS l'avait fait en 10 fois plus de temps. Le second essai, réalisé par la méthode MOPS et 500 itérations, résulte par une amélioration de 7.13%, soit approximativement la même qu'avait obtenue la même méthode avec 2000 itérations.

C'est donc la méthode Pointer, combinée à 2000 itérations, qui a obtenu la plus grande amélioration. Le disque résultant possède des contraintes à l'alésage  $S_{a1}$  et de côté  $S_c$  de -5.24% et -14.32% respectivement, pour un objectif total de -9.32%. L'analyse structurelle montre cependant que la distribution de contraintes à l'alésage est moins uniforme que ne l'est la référence, et que la contrainte  $S_{a2}$  maximale, qui ne faisait pas partie des critères d'optimisation, est supérieure de 2.67%. La Figure 3.11 superpose les 2 disques :

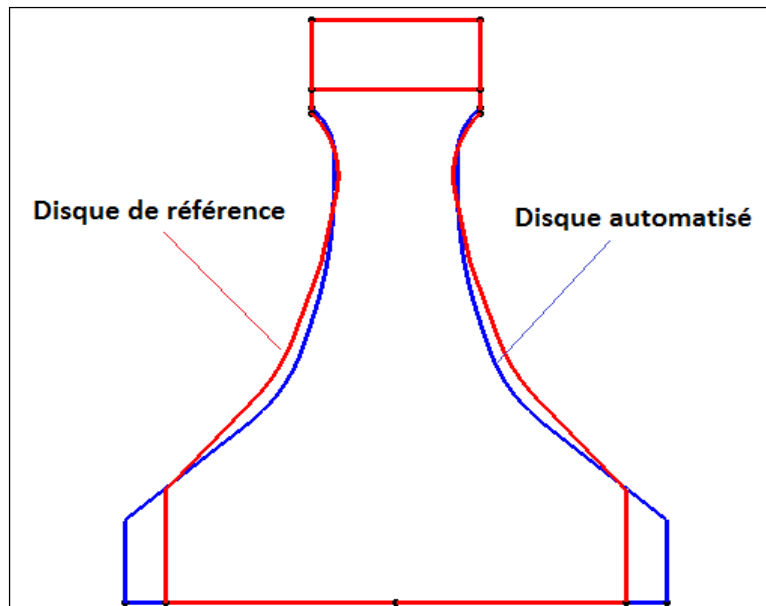


Figure 3.11 Superposition de deux disques HPT

Bien qu'il possède le même volume (poids) total, le disque automatisé est plus large que l'original. Cela s'explique, en outre, par le fait que la contrainte à l'alésage  $S_{a2}$  ne fasse pas parti de la séquence, et que celle-ci nécessite une largeur moindre. Le disque automatisé est ainsi moins performant que l'original du à sa largeur et à sa contrainte  $S_{a2}$  élevée, ce qui démontre que l'objectif utilisé ne représente pas correctement la qualité d'un disque de type

haute pression, car celui-ci avait été amélioré. Pour atténuer ce décalage, la seconde séquence d'optimisation inclut la contrainte  $S_{a2}$  à ses objectifs.

Appliquée au disque de turbine basse pression

Les mêmes essais de la méthode NLPQL sont réalisés pour le disque de turbine basse pression, soit la variation du pas initiale de 10 à 50% des valeurs initiales. Tel que constaté précédemment, le pas initial a une influence importante sur la qualité des résultats. Le meilleur cas, provenant de l'essai de 50%, donne une somme des contraintes à l'alésage  $S_{a1}$  et de côté  $S_c$  de 1% inférieur au disque référence, alors que les 4 autres n'obtiennent, en moyenne, qu'un objectif de 9.1% supérieur.

Comme pour le disque de type haute pression, les 3 autres méthodes ont permis d'améliorer l'objectif de façon significative. Les objectifs résultants de ces essais sont compilés dans le Tableau 3.7.

Tableau 3.7 Résultats d'optimisation de la séquence 1 appliquée au disque LPT

Méthodes	Nombre d'itérations	Faisabilité	Résultats (objectif)
NLPQL (meilleur cas)	38	86.8%	-1.02 %
ASA	2000	86.1%	-8.71 %
MOPS	2000	49.6%	-7.29 %
Pointer	2000	91.3%	-7.13 %

Cette fois, c'est la méthode ASA qui a réalisé le meilleur design, avec une amélioration de 8.71% sur l'original. Cette amélioration provient principalement de la contrainte à l'alésage (11%) et non à celle du côté (3%), ce qui peut compromettre l'équilibre entre ces deux contraintes. C'est-à-dire que les contraintes aux côtés du disque sont très élevées par rapport à celles de l'alésage. L'utilisation d'une contrainte d'optimisation additionnelle (voir équation 3.5) permet de réduire ce problème. Afin de bien comprendre le phénomène, 3 disques sont présentés à la Figure 3.12, soit l'original, le disque optimal, et un autre design généré par la séquence ASA qui n'a pas obtenu un objectif aussi élevé que l'optimal.

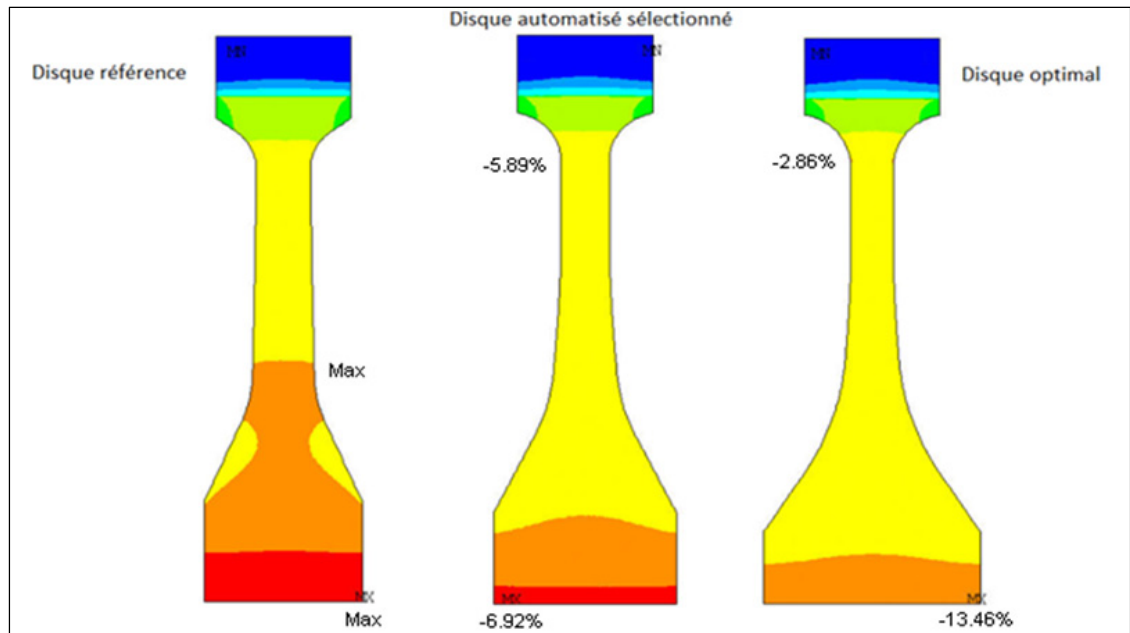


Figure 3.12 Contraintes mécaniques de 3 disques LPT

D'abord, il est possible de constater que les disques automatisés possèdent des centres de masse (CM) radiale plus bas que celui référence. C'est en fait ce qui leur permet d'amincir les côtés tout en réduisant les contraintes. L'allègement de la partie supérieure du disque diminue également les contraintes à l'alésage, avant même d'y apporter quelque modification. Combiné à l'élargissement de la base, cela explique la diminution des contraintes à l'alésage de près de 7% et 13% pour le disque sélectionné et l'optimal respectivement. Le grand avantage du disque sélectionné est au niveau de l'équilibre. Celui-ci diminue les contraintes maximales de façon uniforme, ce qui conserve la marge de sécurité nécessaire entre l'éclatement à l'alésage et aux côtés. La vitesse d'éclatement de ce disque est supérieure de 1.3% par rapport à la référence.

Les 2 disques optimisés possèdent ainsi des contraintes maximales inférieures, des vitesses d'éclatement supérieures et des masses équivalentes à la référence, ce qui démonte le fort potentiel de l'automatisation du design. Les défauts de l'objectif de la séquence 1 se trouvent

au niveau de l'équilibre de contraintes (LPT) et de la contrainte à l'alésage non contrôlé (HPT). Les séquences 2 et 3 apportent des solutions à ces problèmes.

### Séquence d'optimisation 2 :

#### Appliquée au disque de turbine haute pression

La séquence 2 ajoute la contrainte à l'alésage  $S_{a2}$  à ses objectifs afin de rectifier la faiblesse de la première séquence et améliorer la justesse entre l'objectif et la performance réelle des disques.

Les premiers essais font appel à la méthode NLPQL. Comme précédemment, ceux-ci atteignent un minimum local très rapidement, ne pouvant faire mieux qu'une somme des 3 objectifs de 5.4% supérieure à la référence. Il semble évident que cette méthode ne peut être utilisée efficacement dans la conception des disques.

Les trois autres méthodes, ASA, MOPS et Pointer ont, de leur côté, abaissé l'objectif par rapport à l'original. Cette diminution s'est cependant fait par des marges plus basses que précédemment, soit de 3.61, 1.34 et 4.57% respectivement. Les objectifs et la faisabilité des essais sont présentés au Tableau 3.8 :

Tableau 3.8 Résultats d'optimisation de la séquence 2 appliquée au disque HPT

Méthodes	Nombre d'itérations	Faisabilité	Résultats (objectif)
NLPQL	37	89.2%	+ 5.38 %
ASA	2000	94.5%	- 3.61 %
MOPS	2000	33.7%	-1.34 %
Pointer	2000	97.8%	-4.57 %

En analysant les 2 meilleurs disques, il est possible de constater qu'ils sont très distincts. D'abord, le disque résultant de la méthode ASA possède des contraintes aux côtés équivalents et à l'alésage légèrement inférieur par rapport à la référence. De plus, le disque

résultant possède pratiquement la même géométrie que la référence, n'étant pas plus large comme l'était le disque de la première séquence d'optimisation. Il s'agit donc d'un très bon disque possédant également le même poids et la même vitesse d'éclatement que l'original.

Le second disque obtenu par la méthode Pointer n'a pas le même succès. La valeur de la contrainte à l'alésage  $S_{a2}$  (celle ajoutée à la séquence 2) est demeurée inchangée et l'amélioration s'est principalement fait par la diminution des contraintes aux côtés du disque, la même problématique que pour la première séquence, où l'équilibre n'est pas conservé. Ce disque ne pourrait donc pas être utilisé.

Appliquée au disque de turbine basse pression

La méthode NLPQL n'a su atteindre une qualité de disque acceptable, ne faisant que diminuer le volume afin de respecter la contrainte maximale de poids sans réduire aucun des 3 objectifs. Le faible nombre d'itérations  $y$  est pour beaucoup. Le Tableau 3.9 présente les résultats obtenus par les 4 algorithmes d'optimisation :

Tableau 3.9 Résultats d'optimisation de la séquence 2 appliquée au disque LPT

Méthodes	Nombre d'itérations	Faisabilité	Résultats (objectif)
NLPQL	28	96.4%	+ 9.36 %
ASA	2000	83.3%	- 9.31 %
MOPS	2000	23.4%	- 1.80 %
Pointer	2000	94.2%	- 6.66 %

La méthode ASA a permis d'obtenir le meilleur objectif en le réduisant de 9.31%. La géométrie résultante détient la même tendance que celles de la Figure 3.12, soit la diminution du centre de masse radial. Les faibles contraintes et la vitesse d'éclatement de +3% témoignent des bonnes performances du disque. La Figure 3.13 superpose la nouvelle géométrie à celle référence.

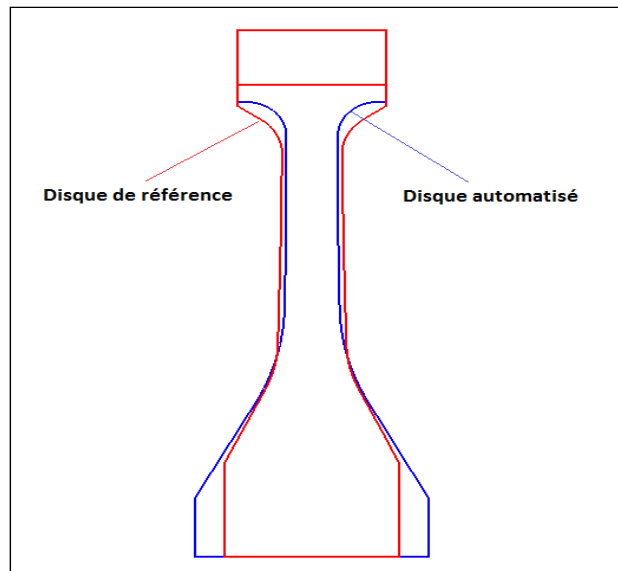


Figure 3.13 Superposition de deux disques LPT

La matière extraite du haut ainsi que l'élargissement de la base du disque automatisé sont notables. Au point de vue de l'intégration du moteur, l'élargissement d'un disque de turbine basse pression ne cause pas de problème puisqu'il n'est pas ou très peu contraint par d'autres composantes.

La seconde séquence d'optimisation, ajoutant la contrainte à l'alésage  $S_{a2}$  aux objectifs, a permis d'améliorer légèrement le design des disques basse pression et haute pression par rapport à la séquence 1. Il n'assure cependant pas que la contrainte  $S_{a2}$  soit diminuée (HPT), ce qui n'a toujours pas permis d'amélioration notable de design par rapport à la référence pour les disques de type haute pression. La troisième séquence applique donc plus d'importance à cette contrainte dans le but d'améliorer ces disques.

### Séquence d'optimisation 3 :

#### Appliquée au disque de turbine haute pression

Lorsque les objectifs d'une séquence d'optimisation ne sont pas atteints, la priorité est mise sur ceux-ci par des fonctions de pénalités sur les contraintes. En fait, l'écart entre la valeur du



paramètre et sa limite enfreinte est multiplié par un facteur qui assure que l'algorithme aura avantage à réduire cet écart plutôt que d'améliorer un objectif. Cet élément est très important pour la troisième séquence, car elle possède 3 contraintes majeures : le poids, la contrainte de côté et celle à l'alésage ( $S_{a1}$ ). Ce n'est qu'une fois ces contraintes respectées que l'algorithme d'optimisation cherche réellement à diminuer la contrainte mécanique  $S_{a2}$ , l'objectif principal de la séquence.

La première méthode expérimentée, NLPQL, n'a pas permis d'obtenir un design respectant les 3 contraintes d'optimisation, ce qui en fait une méthode non applicable pour la séquence. Les 3 autres méthodes expérimentées ont, de leur côté, atteint ces contraintes en plus de réduire l'objectif sous la valeur de référence, comme illustré au Tableau 3.10 :

Tableau 3.10 Résultats d'optimisation de la séquence 3 appliquée au disque HPT

Méthodes	Nombre d'itérations	Faisabilité	Résultats (objectif)
NLPQL	52	94.2%	Aucun design
ASA	2000	76.3%	- 1.85 %
MOPS	2000	66.6%	- 1.90 %
Pointer	2000	93.0%	-3.17%
MOPS	5000	50.0%	- 1.69 %
Pointer	500	92.7%	-2.90%

Pour ces essais, la méthode *Pointer* a obtenu les meilleurs résultats. Les deux essais effectués, ayant 500 et 2000 itérations, ont abaissé l'objectif de 2.90% et 3.17% respectivement, soit 1.3% de moins que toute autre méthode. Le disque optimal s'apparente à l'original de P&WC, et possède une vitesse d'éclatement de 0.73% supérieur. La Figure 3.14 présente le disque optimal provenant de la méthode *Pointer* et le disque de référence de type haute pression.

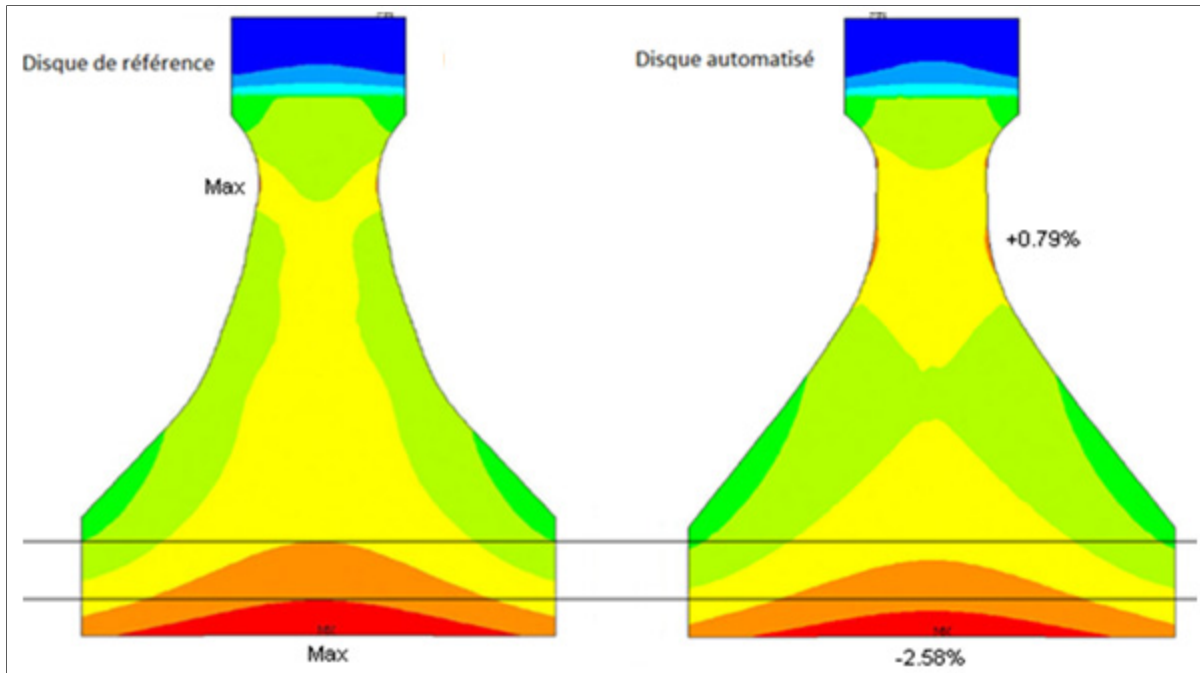


Figure 3.14 Comparaison de disque de type haute pression

Le disque automatisé est très semblable à la référence. Il possède des contraintes  $S_{a1}$  et  $S_{a2}$  inférieures à l'alésage, soit -2.58% et -3.17% respectivement. Cette diminution de l'effort mécanique à l'alésage est rendue possible, entre autre, par une légère réduction du CM, ainsi qu'une réduction du poids de 0.6%. Ce nouveau design possède toutefois des contraintes aux côtés légèrement supérieures (+0.79%), situées à la mi-hauteur du disque. En termes de vitesse d'éclatement, le disque automatisé atteint 0.73% au-delà de l'original. La troisième séquence est donc bénéfique pour un disque de type haute pression.

#### Appliquée au disque de turbine basse pression

La difficulté à respecter les contraintes d'optimisation de la séquence 3 est très clairement montrée par les résultats suivants. Deux des quatre méthodes n'ont pas atteint les contraintes minimales, n'améliorant donc pas le design. Les méthodes NLPQL et Pointer ont toutes deux obtenu des disques trop lourds, preuve que la contrainte du volume maximal est assez serrée par rapport aux contraintes mécaniques exigées. Les objectifs des 4 algorithmes sont présentés au Tableau 3.11 :

Tableau 3.11 Résultats d'optimisation de la séquence 3 appliquée au disque LPT

Méthodes	Nombre d'itérations	Faisabilité	Résultats (objectif)
NLPQL	28	89.3%	Aucun design
ASA	2000	87.8%	- 5.38 %
MOPS	2000	53.0%	- 7.22 %
Pointer	2000	86.8%	Aucun design

Les 2 autres méthodes, soit ASA et MOPS, ont atteint les limites imposées tout en réduisant l'objectif de 5.4 et 7.2%, respectivement. Bien que les disques finaux soient supérieurs à la référence, ils demeurent moins performants que ceux développés précédemment à l'aide des séquences d'optimisation 1 et 2. Cela s'explique par le fait que, pour ces disques optimisés, la contrainte qui limite la performance n'est pas celle à l'alésage, mais bien celle des côtés.

Une solution possible pour conserver l'équilibre du disque est de lier la réduction des contraintes mécaniques de l'alésage avec celle des côtés. Pour ce faire, une contrainte d'optimisation supplémentaire est ajoutée, soit :

$$S_c (\text{côté}) < S_{a2} (\text{alésage}) * \text{ratio maximal} \quad (3.5)$$

Celle-ci assure un ratio limite entre ces contraintes. Ce ratio est propre au type de disque utilisé et doit être choisi afin de respecter les normes de conception entre l'éclatement à l'alésage et aux côtés. L'essai de la séquence 3 est ainsi modifié par l'ajout de cette contrainte et exécuté avec la méthode ASA (2000 itérations).

Tableau 3.12 Propriétés du disque résultant

	Disque optimisé
$S_{a2}$ (alésage)	- 6.42 %
$S_{a1}$ (alésage)	- 7.14 %
$S_c$ (côtés)	- 3.52 %
Volume	- 0.70 %
Vitesse d'éclatement	+ 1.32 %

L'analyse du disque résultant montre que l'éclatement se fait toujours à l'alésage et que la contrainte additionnelle a permis de conserver un équilibre acceptable entre les contraintes. Malgré cette amélioration, les séquences 1 et 2 demeurent supérieures pour ces types de disques.

#### **Séquence d'optimisation 4 :**

##### Appliquée au disque de turbine haute pression

La dernière séquence d'optimisation cherche à diminuer le volume (poids) des disques tout en conservant les contraintes mécaniques de référence aux côtés et à l'alésage.

Les résultats de 3 des 4 méthodes sont intéressants, soit une réduction de 9.52%, 7.92% et 6.25% pour ASA, MOPS et Pointer respectivement pour 2000 itérations, tel que présenté au Tableau 3.13.

Tableau 3.13 Résultats d'optimisation de la séquence 4 appliquée au disque HPT

<b>Méthodes</b>	<b>Nombre d'itérations</b>	<b>Faisabilité</b>	<b>Résultats (objectif)</b>
NLPQL	90	100%	Aucun design
ASA	2000	79.9%	- 9.52 %
MOPS	2000	45.1%	-7.92 %
Pointer	2000	96.0%	- 6.25 %
ASA	7500	77.7%	-11.05 %

Ces nouveaux designs possèdent ainsi des masses inférieures à la référence tout en conservant les mêmes contraintes. Il faut cependant rappeler que la conservation des contraintes assure la vie en fatigue de ces pièces, mais pas la vitesse d'éclatement. En fait, pour des disques ayant des contraintes équivalentes, le plus gros possède une vitesse d'éclatement supérieure.

Un long essai de 7500 itérations a également permis de repousser la diminution de masse à 11%. Celui-ci a été réalisé dans le but de connaître la diminution de masse maximale pouvant être atteinte. Comme mentionné ci-dessus, la diminution de la masse mène généralement à une réduction de la vitesse d'éclatement. Le disque optimal de -11% réduit ainsi de 1.19% sa vitesse d'éclatement sur la référence.

Dans le cas où la vitesse d'éclatement ne peut être abaissée (réglementation de certification), un second disque a été sélectionné dans les résultats détenant une contrainte principale à l'alésage et un volume légèrement plus bas que l'original. Une fois analysé, celui-ci s'avère être très performant. La Tableau 3.14 présente les résultats des deux designs précédents, relativement à l'original :

Tableau 3.14 Propriétés des disques optimisés

<b>Disque</b>	<b>Automatisé 1</b>	<b>Automatisé 2</b>
S <sub>a2</sub> (alésage)	- 2.25 %	-0.01 %
S <sub>a1</sub> (alésage)	- 6.25 %	- 2.30 %
S <sub>c</sub> (côtés)	+ 0.28%	+ 1.09 %
Volume	- 3.52 %	- 11.05 %
Vitesse d'éclatement	+ 0.57 %	- 1.19 %

Le choix du disque final est donc variable selon les besoins spécifiques. La géométrie change également selon ces besoins, comme le démontre la Figure 3.15, soit le premier disque sélectionné pour sa vitesse d'éclatement élevée (-3.5% du volume référence) et le second pour son poids très faible et sa conservation de contraintes (-11.1%) :

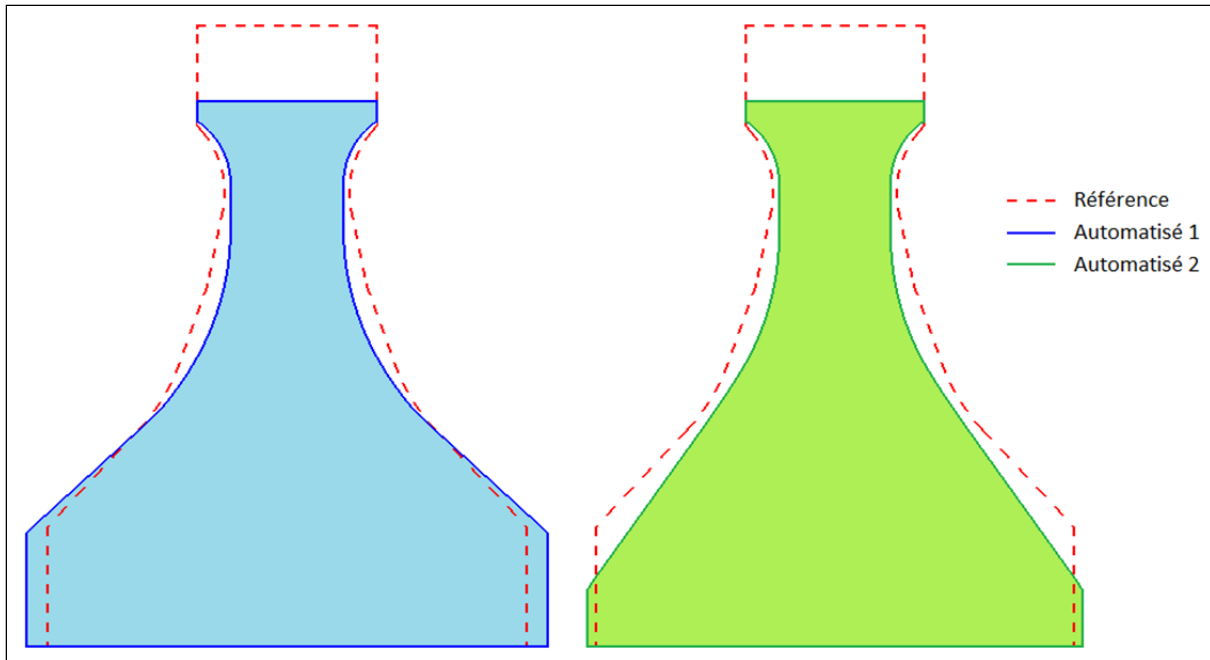


Figure 3.15 Disques automatisés de type HPT

Les géométries montrent que le disque automatisé 1, sélectionné manuellement parmi les résultats, possède une base plus volumineuse. Celle-ci permet de réduire la déformation totale du disque et ainsi augmenter sa vitesse d'éclatement. Le second, de son côté, a réduit la base du disque tout en conservant les contraintes mécaniques. La déformation du disque s'en voit ainsi augmentée, ce qui diminue sa vitesse d'éclatement.

#### Appliquée au disque de turbine basse pression

La séquence 4, qui a eu du succès au niveau des disques de type haute pression, est appliquée aux disques de turbine basse pression. L'objectif demeure la diminution du poids tout en conservant les contraintes mécaniques de référence.

Les résultats sont relativement semblables à ceux du disque HPT. La méthode NLPQL n'a pas réussi à améliorer l'objectif alors que les trois autres, ayant réalisé 2000 itérations chacune, l'ont fait. Le Tableau 3.15 présente la faisabilité et les résultats des 4 algorithmes :

Tableau 3.15 Résultats d'optimisation de la séquence 4 appliquée au disque LPT

<b>Méthodes</b>	<b>Nombre d'itérations</b>	<b>Faisabilité</b>	<b>Résultats (objectif)</b>
NLPQL	28	96.4%	+ 14.29 %
ASA	2000	88.9%	- 5.59 %
MOPS	2000	62.3%	- 7.68 %
Pointer	2000	90.2%	- 5.84 %

La méthode MOPS a été la plus performante en réduisant le volume du disque de 7.7%, et ce, en conservant les contraintes mécaniques. Comme discuté précédemment, l'allègement du disque entraîne généralement une réduction au niveau de la vitesse d'éclatement, diminuant celle-ci de 1.1%.

Un second disque, sélectionné manuellement parmi les résultats précédents, démontre la possibilité d'augmenter la vitesse d'éclatement du disque malgré une réduction du poids total. Le disque, détenant un volume de 3.3% inférieur à l'original, possède une vitesse d'éclatement de 0.52% supérieure. Afin de conserver la nomenclature précédente, le dernier disque est nommé « automatisé 1 » alors que le plus léger, « automatisé 2 ». Le Tableau 3.16 et la Figure 3.16 présentent les deux disques optimaux générés par la séquence 4.

Tableau 3.16 Propriétés des disques optimisés

<b>Disque</b>	<b>Automatisé 1</b>	<b>Automatisé 2</b>
S <sub>a2</sub> (alésage)	- 3.91 %	- 0.56 %
S <sub>a1</sub> (alésage)	- 5.27 %	- 1.16 %
S <sub>c</sub> (côtés)	- 2.21 %	0.00 %
Volume	- 3.35 %	- 7.68 %
Vitesse d'éclatement	+ 0.52 %	- 1.11 %

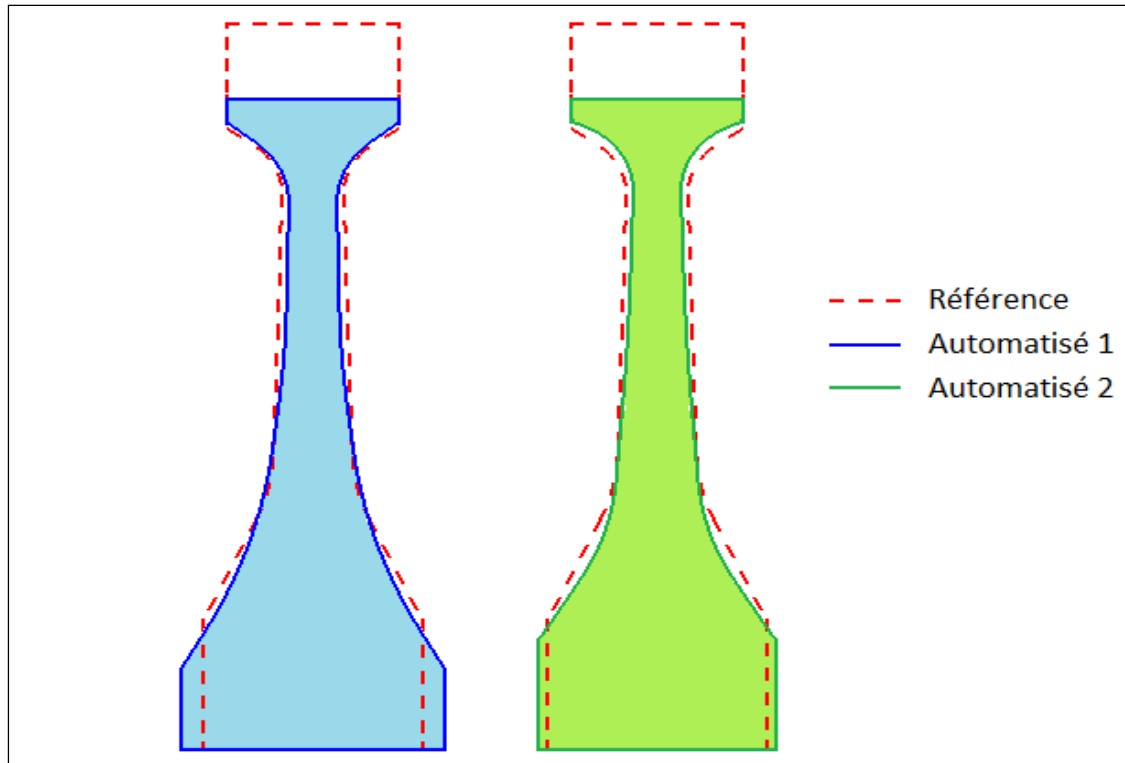


Figure 3.16 Disques automatisés de type LPT

Tel que pour leur performance, les géométries résultantes sont relativement semblables. Le disque 1 possède une largeur axiale légèrement supérieure au second, ce qui lui permet de réduire les déformations et ainsi augmenter la vitesse d'éclatement.

Le Tableau 3.17 illustre les résultats obtenus à la section 3.2.2.4. Les résultats sont compilés à partir des essais de 2000 itérations, à l'exception de la méthode NLPQL, qui a généralement exécutée beaucoup moins d'itérations. La section 3.2.2.5 compare ensuite ces cas selon les critères de conception des disques.



Tableau 3.17 Résultats d'optimisation pour les différentes configurations

<b>Configuration</b>	<b>NLPQL</b>	<b>ASA</b>	<b>MOPS</b>	<b>Pointer</b>
#1 (HPT)	-6.61%	-9.02%	-7.19%	-9.32%
#1 (LPT)	-1.02%	-8.71%	-7.29%	-7.13%
#2 (HPT)	+5.38%	-3.61%	-1.34%	-4.57%
#2 (LPT)	+9.36%	-9.31%	-1.80%	-6.66%
#3 (HPT)	Aucun design	-1.85%	-1.90%	-3.17%
#3 (LPT)	Aucun design	-5.38%	-7.22%	Aucun design
#4 (HPT)	Aucun design	-9.52%	-7.92%	-6.25%
#4 (LPT)	+14.29%	-5.59%	-7.68%	-5.84%

### 3.2.2.5 Conclusion de l'optimisation des disques originaux

Les séquences d'optimisation précédentes démontrent le potentiel de l'automatisation d'une portion importante de la conception préliminaire des disques. Chacune des 4 séquences expérimentées a permis de concevoir de bons designs, et ce, malgré les paramètres initiaux choisis aléatoirement et de basse qualité. La sélection de la séquence et de la méthode d'optimisation à utiliser doit donc se faire en fonction des critères de conception propre aux disques.

Dans le cas de disques dont la conception est limitée par leur durée de vie en fatigue, les valeurs des contraintes mécaniques maximales peuvent généralement être déterminées dès le départ. L'objectif de conception devient donc l'atteinte de ces contraintes limites, tout en diminuant le volume total de la pièce. La séquence d'optimisation 4 est ainsi très intéressante, car elle permet de fournir ces valeurs connues et réduire le poids des disques. Les résultats de ces séquences ont permis de générer les disques les plus légers dans les deux cas expérimentés (HPT et LPT) pour des contraintes mécaniques données.

Pour les disques limités par leur vitesse d'éclatement, les contraintes exactes nécessaires ne sont pas préétablies, ce qui complique l'utilisation de la séquence 4. Il est donc plus intéressant de faire appel à une des 3 premières séquences, qui requiert moins de données

initiales et cherche à diminuer les contraintes. Le disque de type haute pression a obtenu les meilleurs résultats grâce à la séquence 3, qui met l'emphase sur la contrainte  $S_{a2}$ . Alors que les séquences 1 et 2 ont été bénéfiques pour les disques de turbine basse pression.

### 3.2.2.6 Comparaison des algorithmes d'optimisation

Les algorithmes ont joué un rôle important dans l'automatisation de la conception des disques. Les résultats présentés ont montré leur grande influence sur la performance des designs finaux.

La première méthode utilisée, soit NLPQL, n'a pas su générer de disques intéressants. Le principal obstacle est l'atteinte de minimums locaux qui empêche l'algorithme de poursuivre la recherche et restreint l'espace de conception. Il en résulte un faible nombre d'itérations qui ne peut qu'améliorer légèrement les pièces initiales, sans jamais atteindre des performances globales acceptables. L'utilisation de l'algorithme ne peut donc être envisagée pour l'automatisation des disques de P&WC.

Les 3 autres algorithmes ont tous prouvé leur capacité de conception, selon certaines séquences. Des critères quantitatifs ont été créés afin d'évaluer leur performance respective :

- La position des algorithmes, où chaque séquence est classifiée, allant de 1 pour celui ayant obtenu les meilleurs résultats à 4 pour le dernier. La moyenne de tous les essais est ensuite calculée pour chaque algorithme.
- Le nombre de cas échoués, soit ceux qui n'ont pas obtenu des disques respectant les contraintes minimales d'optimisation.
- Le taux de faisabilité moyen.

Il est à noter que seuls les essais de 2000 itérations ont été considérés, à l'exception du premier algorithme. La Figure 3.17 présente les résultats des critères précédents comptabilisés pour les 4 algorithmes expérimentés :

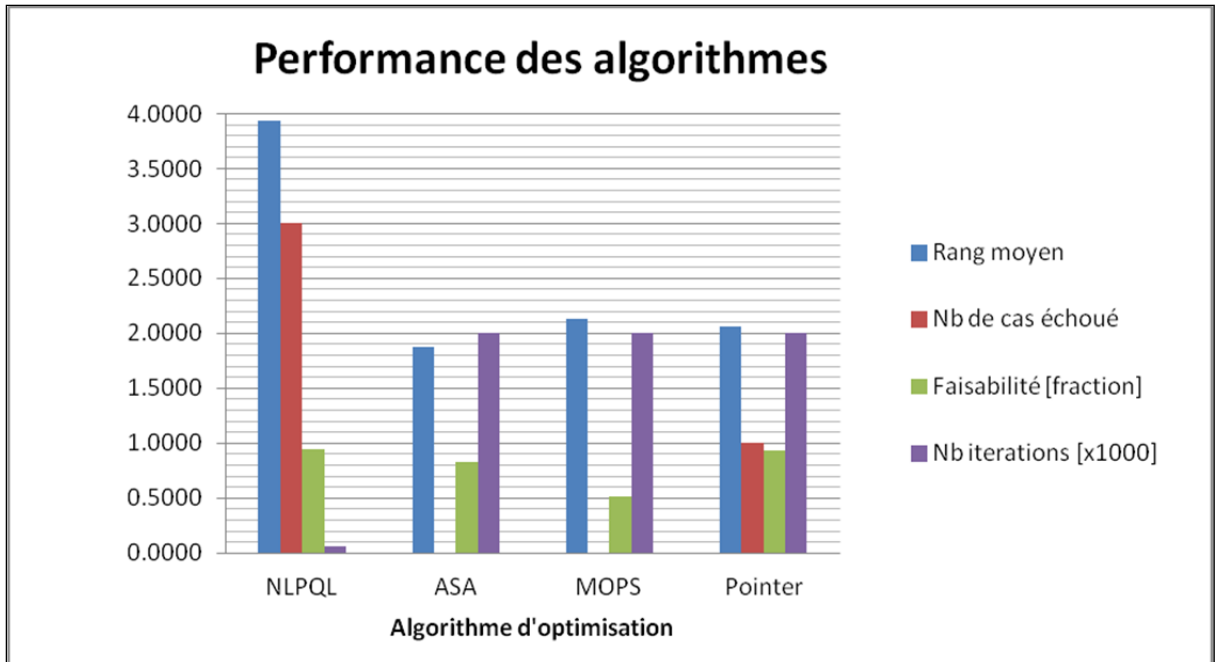


Figure 3.17 Performance des algorithmes

La méthode ASA a obtenu la meilleure position moyenne, soit 1.88. Elle a ainsi permis d'obtenir les meilleurs résultats en termes de performance, devant les méthodes MOPS et Pointer, qui ont reçu un rang respectif de 2.13 et 2.06. La méthode NLPQL a terminé avec les moins bons résultats de 3.94, mais cette dernière comparaison n'est pas représentative car le nombre moyen d'itérations a été de 58 contre 2000 pour les 3 autres algorithmes.

Les séquences d'optimisation 3 et 4 de la section 3.2.2.4 détiennent des contraintes plus serrées qui sont difficiles à atteindre. Il était donc probable, dans ces cas, qu'un algorithme ne puisse trouver de solution respectant ces contraintes d'optimisation. On parle alors d'un cas échoué. La méthode NLPQL en a obtenu 3, alors que la méthode Pointer 1. Les deux autres algorithmes, soit ASA et MOPS, ont toujours réussi à concevoir au moins un design respectant les critères de base.

Au niveau de la faisabilité moyenne, définie à la section 3.2.1.1, elle a été élevée pour 3 des 4 algorithmes, soit de 94%, 83% et 94% pour NLPQL, ASA et Pointer respectivement. Il était

à prévoir que la méthode ASA possède une faisabilité moindre due au fait qu'elle sélectionne beaucoup de points variés dans l'espace de design avant de déterminer un espace plus restreint de recherche. Cette sélection aléatoire augmente les risques d'obtenir des disques infaisables. La méthode MOPS, étant stochastique, obtient un taux beaucoup plus faible de 51%. Celui-ci lui a sans doute nu lors de séquences d'optimisation, lui donnant le dernier rang en termes de performance des 3 méthodes ayant complété 2000 itérations.

Ces résultats montrent que dans ces conditions, l'algorithme ASA est dominant, assurant une bonne dispersion des points sélectionnés dans l'espace de design ainsi qu'une solution généralement supérieure aux 3 autres testées. Celle-ci sera utilisée pour la section 3.3.

### **3.3 Développement et optimisation de nouveaux modèles paramétriques**

La prochaine section touche le développement et l'optimisation de nouveaux modèles de disques. L'objectif est de déterminer si le modèle original de l'entreprise utilisé à la section 4.2 permet d'obtenir les meilleurs résultats en le comparant à 4 nouveaux modèles paramétriques. La section 3.3.1 présente ces modèles et la section 3.3.2 les expérimentent. La fabrication des trois premiers modèles de disque utilisant des « splines » n'est pas évaluée dans ce mémoire.

#### **3.3.1 Développement des modèles**

Quatre nouveaux modèles ont été développés pour représenter les disques de turbine axiale lors de séquences d'optimisation. Les trois premiers utilisent une courbe de type « spline » comme segment latéral (côtés) et le dernier est une version modifiée du modèle original de l'entreprise. Chaque modèle possède 2 éléments fixes requis lors du design :

- Une section d'attache semblable au disque original
- Un alésage droit fixe dans le bas du disque

Les modifications sont ainsi réalisées sur les côtés du disque et sur le nombre de degrés de liberté (ddl). La Figure 3.18 présente ces 4 nouveaux modèles et leur nombre de ddl.

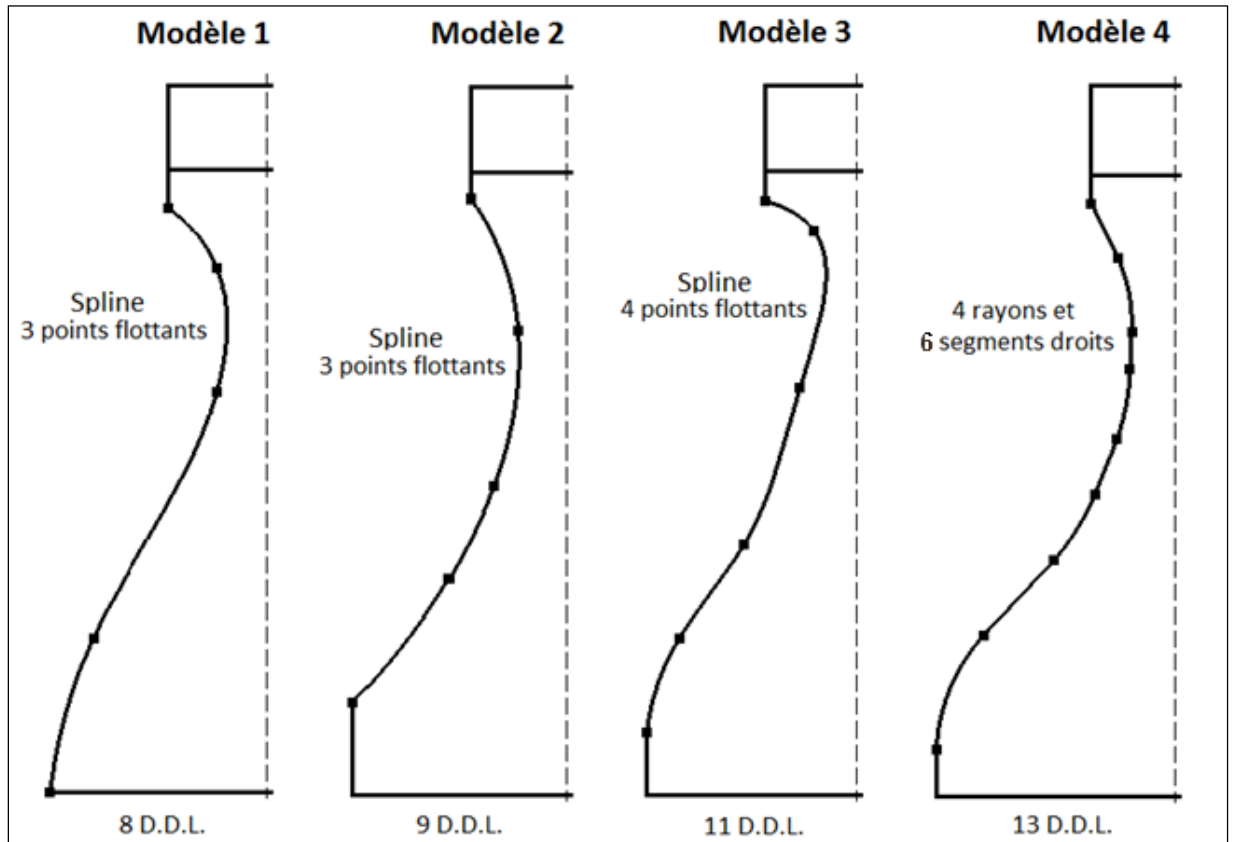


Figure 3.18 Modèles de disques

Le premier modèle utilise une courbe de type « spline » détenant 5 points de contrôle, où 3 sont flottants, soit totalement libre radialement et axialement. Le segment vertical droit du bas du disque est également enlevé par rapport à l'original, ce qui réduit le nombre de ddl total à 8. Le second modèle est le même, à l'exception du segment droit vertical à l'alésage, conservé, qui ajoute un ddl supplémentaire au premier. Le troisième modèle possède un point de contrôle flottant supplémentaire sur la courbe de côté, ce qui augmente le nombre de ddl de 2 (position axiale et radiale de ce nouveau point). Finalement, le quatrième modèle développé possède un total de 6 segments droits et 4 rayons (3 concaves et un convexe)

agencés de façon à produire de meilleurs designs. Il a été développé suite aux résultats obtenus de l'optimisation des 3 premiers modèles et est expliqué à la section 3.3.2.1.

La faisabilité et la flexibilité (voir section 3.2.1) de chacun de ces modèles peuvent difficilement être comparées, du fait que le nombre de degrés de liberté est différent, et ainsi qu'une flexibilité donnée n'est pas équivalente entre deux modèles distincts. Le choix de la flexibilité est donc propre à chacun des modèles, et a été fait afin de permettre à ceux-ci de concevoir des disques de géométries variées. L'expérimentation pour déterminer le taux de faisabilité a tout de même été faite sur chacun des modèles et est présentée au Tableau 3.18 :

Tableau 3.18 Faisabilité des modèles

<b>Modèle</b>	<b>Degrés de liberté</b>	<b>Faisabilité</b>
#1	8	92%
#2	9	72%
#3	11	60%
#4	13	55%

Sans détenir de comparaison précise, il est possible de constater qu'une augmentation du nombre de degrés de liberté entraîne une chute du taux de faisabilité.

### **3.3.2 Optimisation des modèles**

Afin de comparer les résultats aux essais de la section 3.2, la méthode ASA combinée à 2000 itérations est utilisée. Celle-ci a permis d'obtenir les meilleurs résultats globaux avec le modèle original et sera appliquée de la même façon aux quatre nouveaux modèles développés. Les objectifs et contraintes de la quatrième séquence (section 3.2.2.4) seront réutilisés ici pour les 2 types de disque, soit HPT et LPT.

### 3.3.2.1 Disque de turbine haute pression

La séquence 4 cherche à diminuer le volume du disque, tout en conservant les contraintes maximales originales aux côtés et à l'alésage. Les résultats des 4 nouveaux modèles ainsi que pour le modèle original sont donnés au Tableau 3.19 :

Tableau 3.19 Résultats d'optimisation des modèles pour un disque HPT

<b>Modèle</b>	<b>Nombre d'itérations</b>	<b>Faisabilité</b>	<b>Résultats (objectif)</b>
#1	2000	98.3	-6.39%
#2	2000	87.7	-7.61%
#3	2000	89.1	-6.07%
#4	2000	76.7	-10.20%
Original	2000	79.9	-9.52%

Les trois premiers modèles ont obtenu des résultats assez semblables, soit un objectif réduit approximativement de 7%, légèrement inférieur à la réduction du modèle original de 9.52%. En observant les géométries résultantes, il est possible de constater un élément similaire sur tous les disques générés par de courbe de type « spline », soit une section convexe dans le bas des côtés que le modèle original ne permet pas de réaliser. Puisque les « splines » sont totalement libre dans l'espace, elles peuvent tendre à cette géométrie. La Figure 3.19 illustre la géométrie obtenue, et montre également le cas du second modèle, qui a atteint ce disque malgré un design initial non convexe.

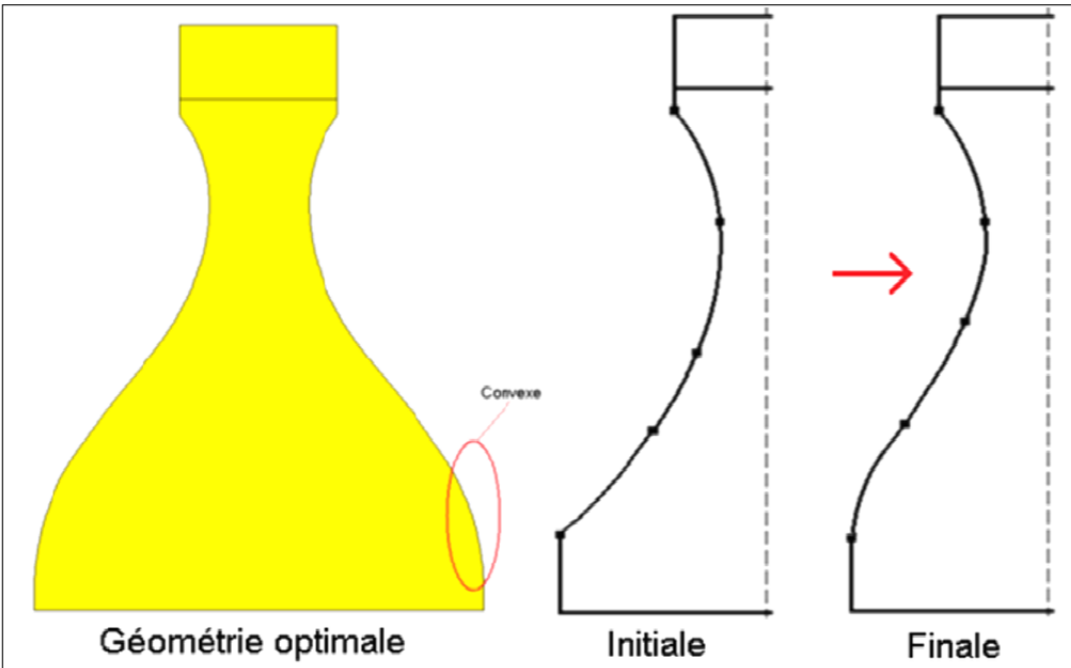


Figure 3.19 Géométrie optimale

Afin de permettre à un nouveau modèle, détenant des segments droits et des rayons pré-agencés, de générer une géométrie semblable, un rayon convexe est ajouté. Celui-ci se situe dans le bas des côtés du disque, atteignant ainsi un nombre de degrés de liberté de 13 (modèle 4).

Les résultats obtenus à partir du nouveau modèle (#4) sont excellents, surpassant même légèrement l'original avec une réduction du volume de 10.20%. Le nouveau ddl a ainsi permis une amélioration de l'objectif d'optimisation et du design. La Figure 3.20 présente le disque et l'effet du degré de liberté additionnel sur une analyse de déformation mécanique de la pièce. La matière extraite grâce à ce nouveau ddl n'était que très peu sollicitée.



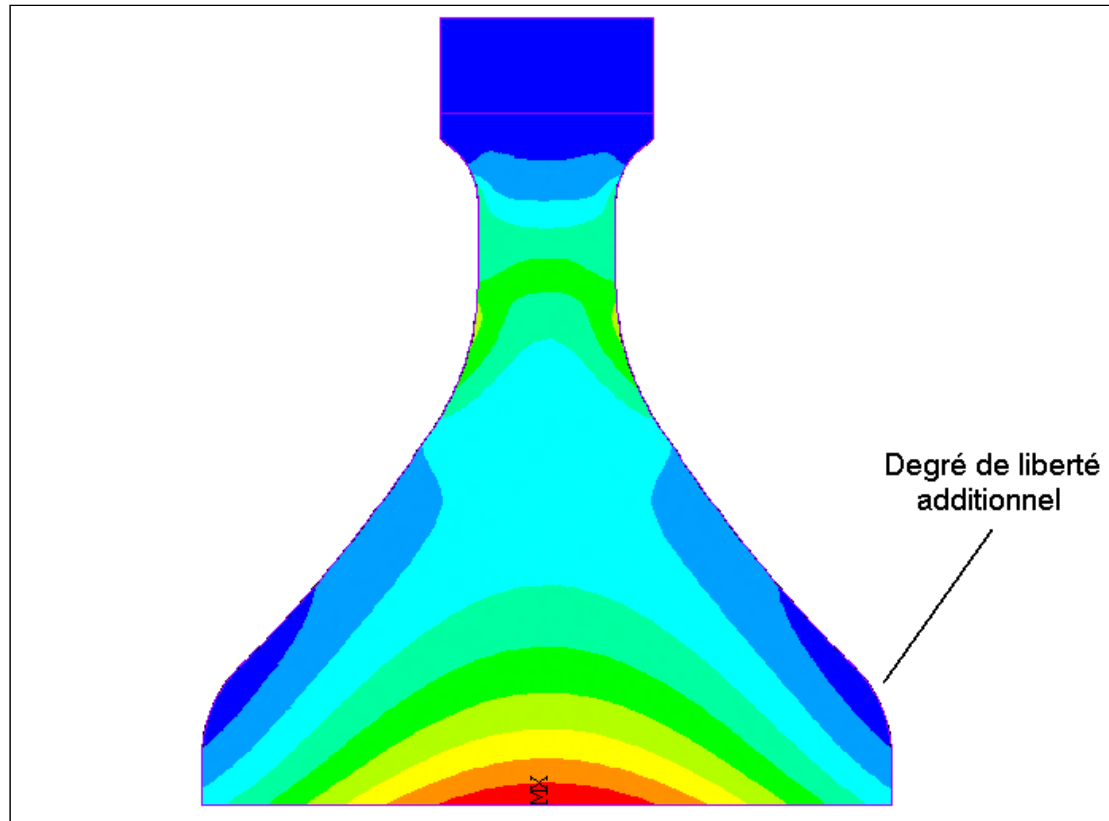


Figure 3.20 Géométrie optimisée du modèle #4

### 3.3.2.2 Disque de turbine basse pression

Les quatre nouveaux modèles sont également testés sur le modèle de disque de turbine basse pression. La séquence quatre et la méthode ASA sont conservées pour ces essais. Le Tableau 3.20 présente la faisabilité et les objectifs des différents modèles :

Tableau 3.20 Résultats d'optimisation des modèles pour un disque LPT

Modèle	Nombre d'itérations	Faisabilité	Résultats (objectif)
#1	2000	93.7	+2.98%
#2	2000	89.1	-2.49%
#3	2000	96.8	-5.90%
#4	2000	86.73	-6.11%
Original	2000	88.9	-5.59%

Pour cet essai, les 3 modèles possédant une « spline » ont donné des résultats très opposés, passant d'un objectif de +2.98% à -5.60% selon le nombre de ddl. L'influence des degrés de liberté est grande et s'explique par les géométries obtenues de la Figure 3.21.

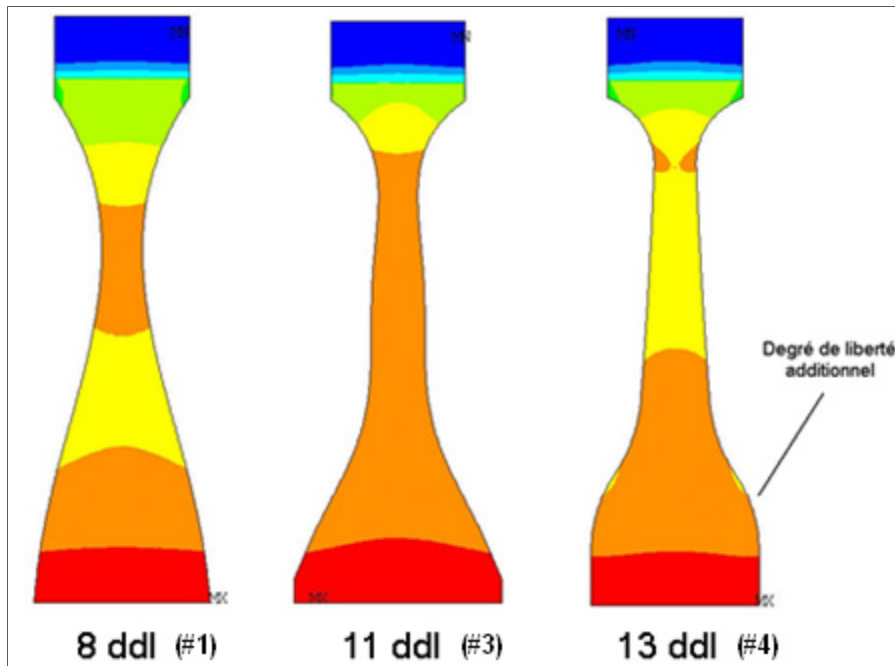


Figure 3.21 Disques automatisés à partir des nouveaux modèles

Le modèle 1 (8 ddl) atteint rapidement sa géométrie finale, mais ne peut l'améliorer par son manque de flexibilité. Il serait avantageux d'extraire de la matière au centre du disque pour l'abaisser, et c'est ce que réalise le modèle 3 qui possède 11 ddl. Celui-ci permet d'améliorer grandement la qualité du disque. Le nouveau modèle #4, qui a permis la plus grande diminution du volume, a utilisé son rayon convexe pour extraire une section moins sollicitée du disque, phénomène comparable au résultat du disque de type haute pression.

### 3.3.2.3 Optimisation rapide (200 itérations)

Les résultats obtenus de l'expérimentation des modèles montrent que l'augmentation du nombre de degrés de liberté tend à augmenter la qualité des disques lors de séquences

d'optimisation de 2000 itérations. Cependant, un grand nombre de paramètres demande généralement plus d'itérations. Un dernier essai n'utilisant que 200 itérations est réalisé, appliqué au disque HPT, pour en comparer les nouveaux modèles sous cette condition. La troisième séquence (section 3.2.2.4) est utilisée.

Les résultats obtenus, illustrés au Tableau 3.21, montrent que le modèle original de l'entreprise a permis l'atteinte du meilleur design en 200 itérations.

Tableau 3.21 Résultats d'optimisation pour un essai bref

<b>Modèle</b>	<b>Nombre d'itérations</b>	<b>Faisabilité</b>	<b>Résultats (objectif)</b>
#1	200	96.5	+0.19%
#2	200	84	-0.37%
#3	200	90.5	+2.09%
#4	200	82	-0.15%
Original	200	95.9	-0.88%

En effet, le modèle #4, qui possède plus de ddl que l'original, permet une amélioration du design lorsque le nombre d'itérations est plus élevé (près de 2000). Il demeure cependant inférieur pour des essais plus brefs comme celui de cette section car l'ajout de paramètres complexifie la séquence d'optimisation et n'améliore que très peu la flexibilité (négligeable pour un essai de 200 itérations). Il demeure donc préférable d'utiliser le modèle original dans ce cas.

Au niveau de trois premiers modèles, l'expérimentation met en évidence la difficulté d'optimiser une courbe « spline ». Le modèle #3, ayant 11 ddl, dont 4 points flottants sur la courbe, obtient le design le plus faible qui s'explique par le nombre d'itérations qui ne permet pas de bien l'ajuster. Les 2 autres modèles (8 et 9 ddl) ont atteint de meilleurs résultats, soit un objectif équivalent au design de référence. Ceux-ci demeurent toutefois inférieurs au modèle de disque original.

### 3.3.3 Conclusion du développement de nouveaux modèles

Le développement de nouveaux modèles de disque a permis de connaître l'effet du nombre de degrés de liberté sur les performances mécaniques. Pour des séquences de 2000 itérations, les disques ayant plus de ddl ont donné de meilleures performances grâce à leur plus grande flexibilité.

De plus, l'utilisation de courbes de type « spline » pour les côtés n'a pas permis d'augmenter la qualité des disques. Elles ont cependant permis la découverte d'une forme optimale (avec une section convexe) qui a mené au développement d'un nouveau modèle (#4). Celui-ci s'est avéré de grande qualité en obtenant les meilleurs résultats pour les 2 types de disque expérimentés.

## 3.4 Conclusion du chapitre

Les travaux du troisième chapitre ont démontré la capacité d'un système d'optimisation à générer des concepts de disques réels et fonctionnels, pouvant même surpasser les références dans certains cas.

Les premiers travaux réalisés sur la faisabilité et la flexibilité du modèle original du disque ont permis son utilisation directe dans les séquences d'optimisation. Il est ainsi possible d'optimiser la géométrie actuelle de P&WC, ce qui facilite l'intégration de l'optimisation à la phase de développement de l'entreprise.

L'évaluation des séquences d'optimisation a également montré l'importance des objectifs sur les résultats, qui doivent être sélectionnés en fonction des besoins du disque. Les 4 séquences expérimentées génèrent des disques distincts, qui permettent d'optimiser la vie en fatigue ou la vitesse d'éclatement des disques, selon les requis du moteur. Celles-ci, combinées à la méthode ASA, qui s'est avérée dominante, peuvent grandement diminuer le temps nécessaire à la conception préliminaire de disques tout en augmentant leur qualité.

La dernière partie concerne le développement d'un nouveau modèle paramétrique très performant. Il a permis d'améliorer les disques conçus à l'aide des séquences d'optimisation de 2000 itérations en permettant aux côtés des disques d'avoir une section convexe, qui extrait une petite quantité de matière généralement peu sollicitée.



## CHAPITRE 4

### DÉVELOPPEMENT DE CHARTES DE CONCEPTION DE DISQUES DE TURBINE

#### 4.1 Objectifs

Les travaux suivants portent sur le développement de chartes de conception permettant le design de disques de turbine axiale de type haute pression lors de la phase préliminaire. L'objectif est de produire des chartes permettant de prédire les performances des disques à partir de certains paramètres connus à l'initialisation de cette étape. Celles-ci permettront de mieux comprendre et visualiser l'espace de conception des disques de type haute pression et ainsi générer un premier design très rapidement en choisissant judicieusement les paramètres initiaux. Elles permettront également de connaître l'effet de la variation des performances requises sur les géométries finales.

#### 4.2 Paramètres principaux et méthodologie

##### 4.2.1 Évaluation des paramètres

L'influence des différents paramètres géométriques sur les performances du disque doit être déterminée afin d'identifier les plus importants. Pour ce faire, le modèle développé précédemment sur le logiciel Isight® (section 3.2.2.1) est utilisé. En modifiant le module d'optimisation pour un plan d'expérimentation, il est possible d'exécuter une série de points (différents designs) pour ensuite évaluer l'influence de ces paramètres sur les contraintes mécaniques. Ces essais sont réalisés sur un disque de turbine haute pression et de turbine basse pression.

La Figure 4.1 expose l'effet de chacun des paramètres de design du disque par rapport à la contrainte  $S_{a1}$  pour les deux types de disque utilisés.

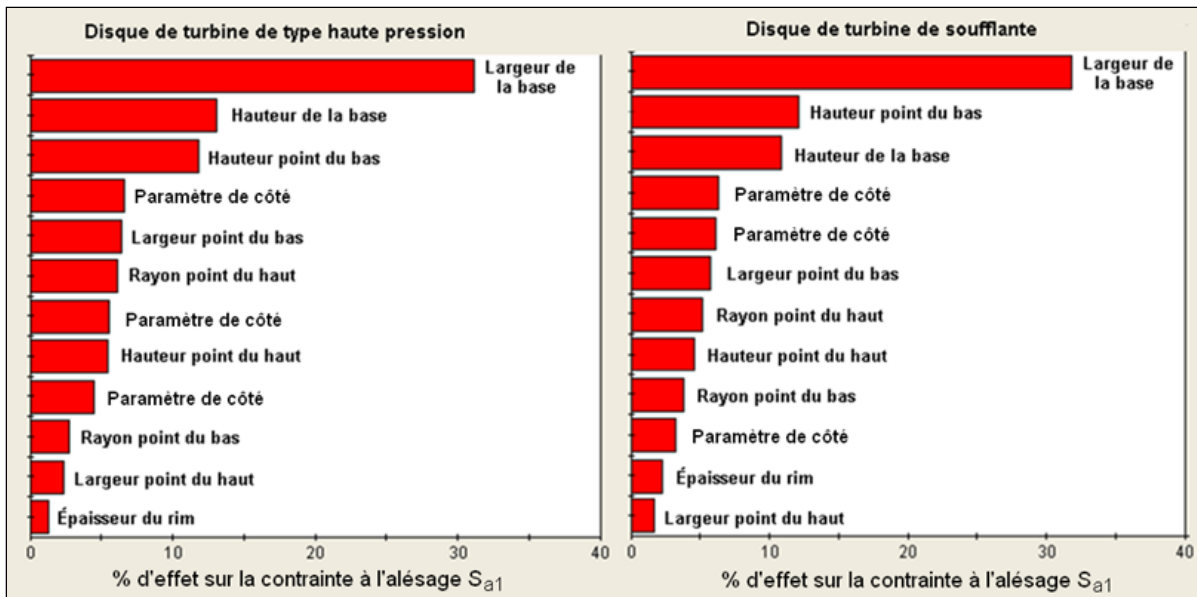


Figure 4.1 Poids relatif des paramètres du disque

On constate la grande influence que détient la largeur de la base du disque sur cette contrainte mécanique. La hauteur de la base et la hauteur du point de contrôle inférieur du côté (point du bas) sont également très influentes. L'effet des paramètres sur la contrainte  $S_{a2}$  est très semblable, confirmant l'importance de la base du disque.

Les paramètres principaux variés lors de la création des chartes seront la hauteur et la largeur de la base. Ceux-ci sont sélectionnés pour leur poids sur la performance ainsi que leur importance sur la géométrie finale du disque. De plus, il existe plusieurs combinaisons différentes de largeurs et hauteurs de base résultant par les mêmes performances mécaniques. Les chartes serviront de références pour l'obtention du disque optimal.

#### 4.2.2 Méthodologie

Puisque le disque possède plusieurs variables géométriques et d'analyses (vitesse de rotation, masse des ailettes, matériau, ...), des disques de références, provenant de moteurs de P&WC,



seront utilisés. Ceux-ci permettront d'obtenir des valeurs moyennes initiales et leur section latérale (côté) sera conservée au cours des essais.

Les références utilisées pour le développement des chartes de la section 4.3 proviennent de turbosoufflantes et turbopropulseurs. Il s'agit de 4 disques de type haute pression de dimensions variées, tel que présenté à la Figure 4.2. Leur position radiale est approximative.

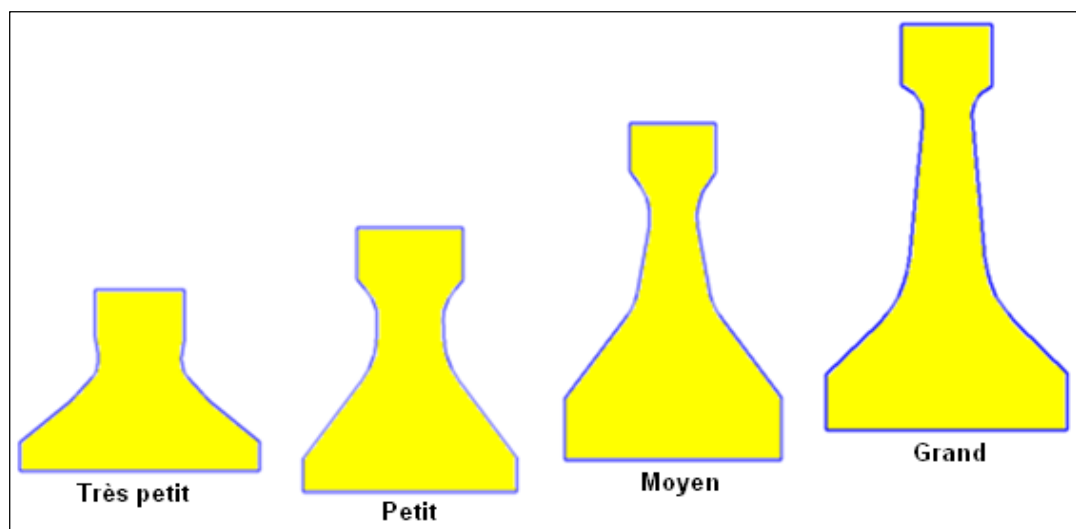


Figure 4.2 Disques références

### 4.3 Développement des chartes pour les disques de type haute pression

La Figure 4.3 présente un disque de type haute pression et identifie les 2 paramètres principaux. La largeur de la base est variée de façon absolue et constante pour chaque disque alors que la hauteur est variée de façon relative à la hauteur totale des disques. Les performances calculées pour chaque disque sont :

- Les contraintes mécaniques à l'alésage ( $S_{a1}$  et  $S_{a2}$ )
- La vitesse d'éclatement
- Le poids total

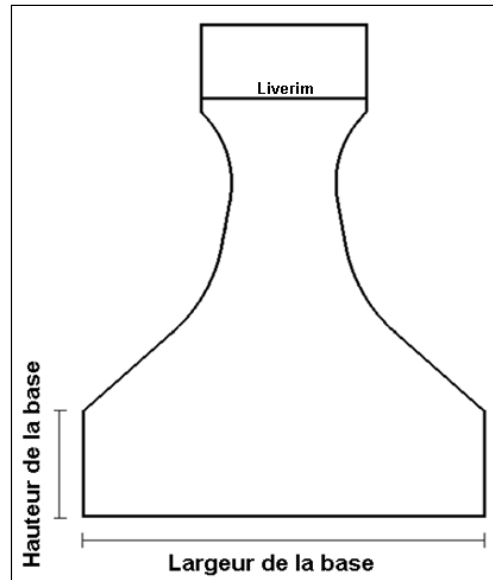


Figure 4.3 Paramètres principaux du disque

De plus, certains autres facteurs fixes seront évalués afin de considérer leur effet sur les chartes de conception. Ils sont présentés à la section 4.3.1 et incluent la valeur du rayon à l'alésage, du rayon externe, de la vitesse de rotation, de la masse des ailettes et de la largeur (axiale) de l'attache.

Il est donc possible de varier la hauteur et la largeur de la base de chaque disque, et générer des surfaces (3D) représentant l'évolution des performances mécaniques. 100 points (10x10) sont utilisés pour chaque surface. Un exemple d'évolution du poids et de la contrainte à l'alésage  $S_{a2}$  pour le second disque est montré à la Figure 4.4 :

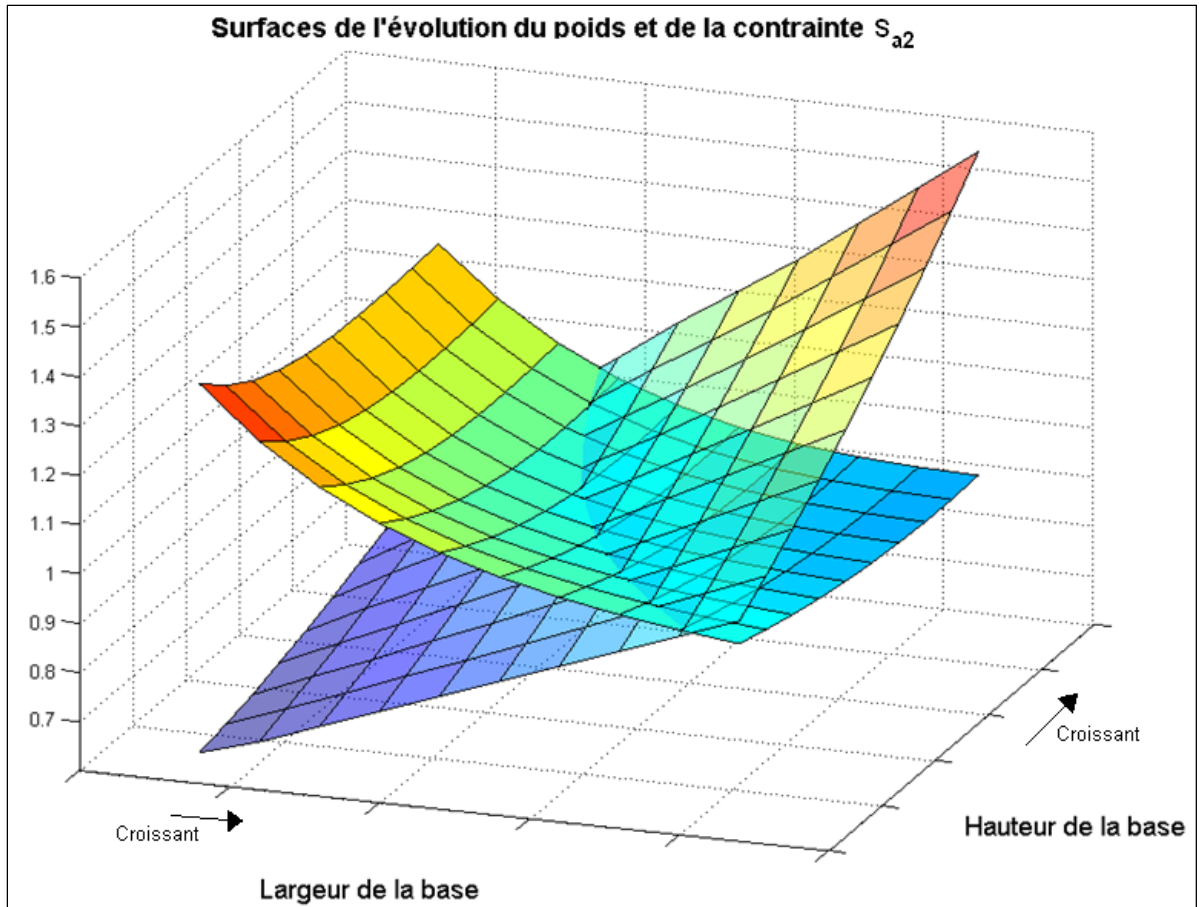


Figure 4.4 Surfaces de l'évolution du poids et de la contrainte à l'alésage  $S_{a2}$

L'échelle de poids et de contraintes est décrite en valeurs relatives, où la moyenne est assignée à 1, ce qui permet de visualiser les 2 surfaces conjointement. Ces surfaces peuvent ensuite être projetées sur un plan à l'aide d'un logiciel commercial, afin de permettre une analyse plus précise. Les surfaces sont ainsi présentées en 2D par des lignes de niveau constant, telles que montrées à la Figure 4.5.

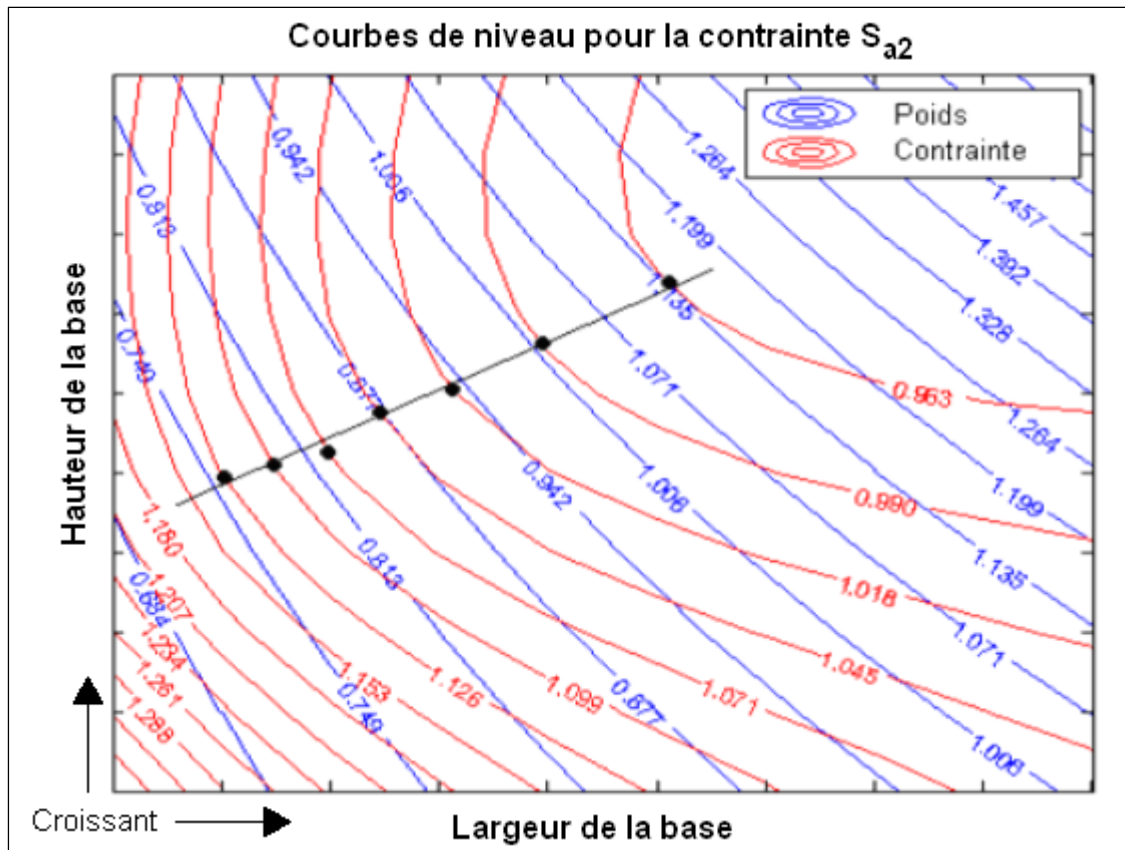


Figure 4.5 Courbe de niveau avec droite optimale

Le poids est représenté par les lignes bleues et les contraintes, par les lignes rouges. Le graphique est très intéressant car il permet de suivre l'évolution de la contrainte du disque par rapport au poids total. Il est ainsi possible, pour chaque courbe de contrainte constante, de déterminer un point ayant le poids minimal, qui représente le ratio optimal du disque. Ces points sont illustrés sur la Figure 4.5. On peut ensuite tracer une droite de corrélation qui lie chacun des points pour obtenir une droite « optimale », c'est-à-dire une droite sur laquelle chacun des points représente le meilleur rapport entre la contrainte et le poids. Cette droite permet ainsi de connaître le meilleur ratio entre la hauteur et la largeur de la base du disque pour toute valeur de contraintes à l'alésage.

La section 4.3.1 présente les droites optimales développées pour les disques de type haute pression. Plusieurs droites sont requises puisqu'elles changent en fonction de la géométrie et autres paramètres du disque.

#### 4.3.1 Génération des chartes

Le développement des droites optimales de chacun des disques précédents a permis d'établir un lien important entre celles-ci et le diamètre du bas de l'attache (live rim), identifié sur la Figure 2.1. Les courbes obtenues sont ainsi présentées aux Figures 4.6, 4.7, 4.8 et 4.9 et définies par la taille des disques (basé sur leur live rim). Chaque graphique possède 3 courbes, une première pour la vitesse d'éclatement et deux autres pour les contraintes à l'alésage. Le coefficient de régression ( $R^2$ ) moyen des droites est de 0.95.

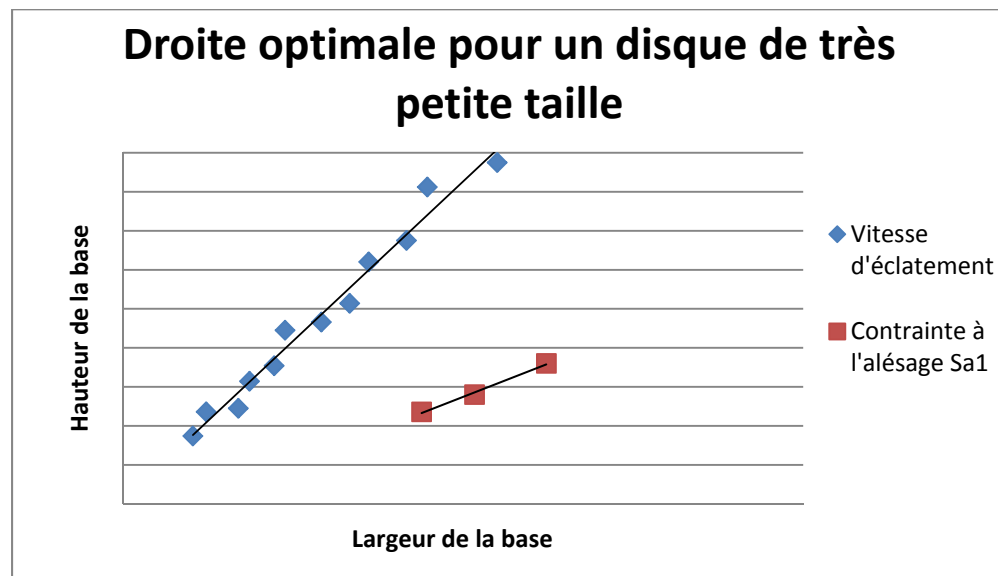


Figure 4.6 Droites optimales pour un disque de très petite taille

La Figure 4.6 illustre les courbes optimales de la vitesse d'éclatement et de la contrainte à l'alésage  $S_{a1}$ . Les 2 droites développées montrent la différence entre un disque optimisé pour la vitesse d'éclatement et pour la contrainte  $S_{a1}$ . La vitesse d'éclatement requiert des disques ayant une hauteur de base très élevée, ce qui n'est pas le cas pour la contrainte  $S_{a1}$ .

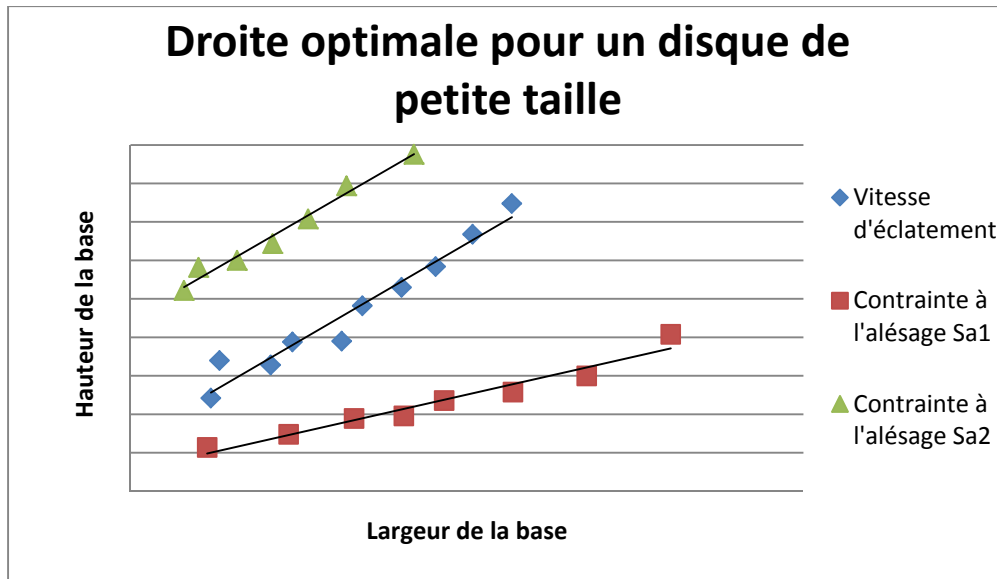


Figure 4.7 Droites optimales pour un disque de petite taille

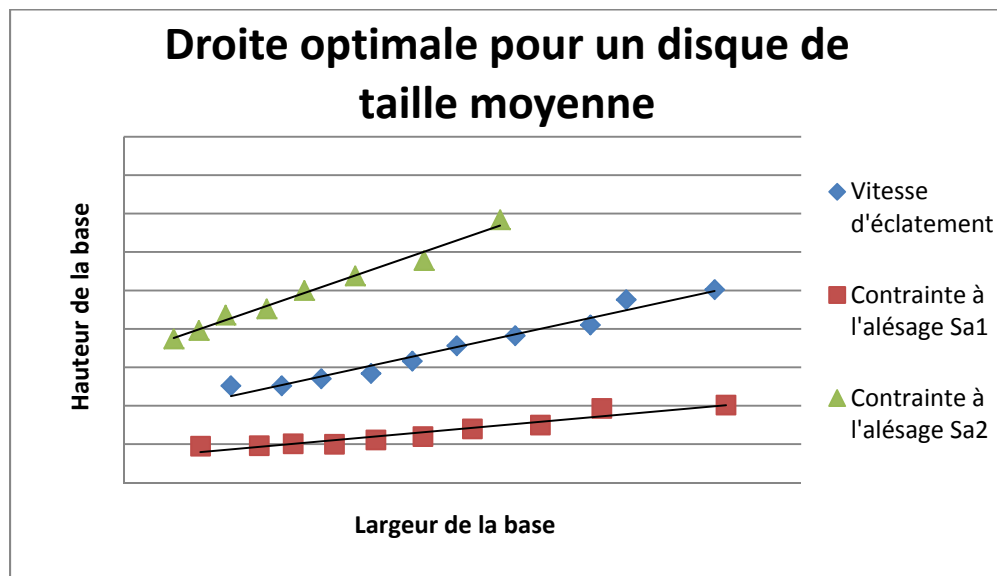


Figure 4.8 Droites optimales pour un disque de taille moyenne

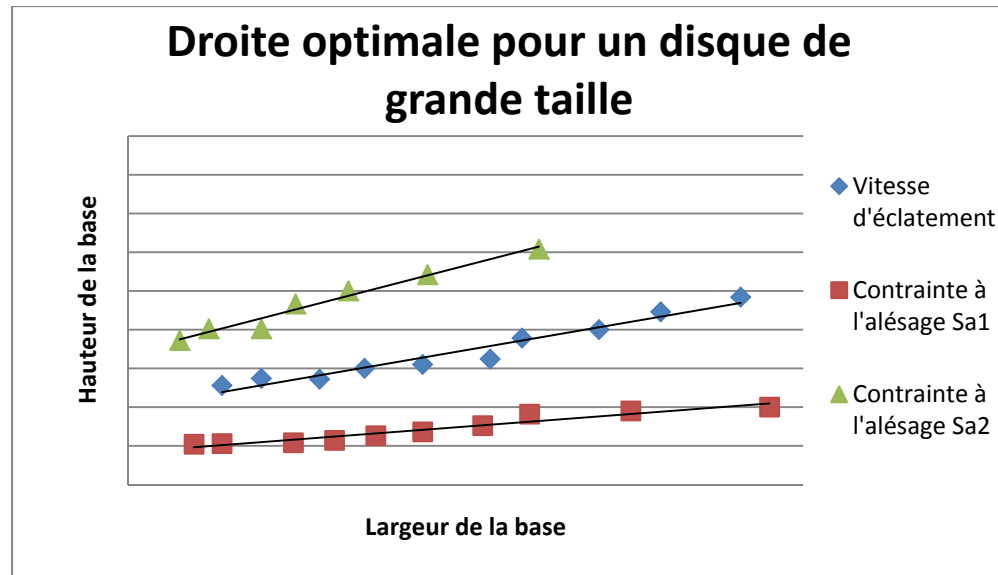


Figure 4.9 Droites optimales pour un disque de grande taille

Les figures précédentes exposent la tendance des droites optimales lors de l'augmentation de la valeur de la taille (live rim). Les courbes montrent, de façon générale, que lorsqu'un disque possède un rayon externe plus grand, il devient avantageux d'en réduire la hauteur de sa base (proportionnellement). De plus, puisque la valeur du live rim est généralement fixée et connue dès le début de la conception préliminaire du disque, il est simple de sélectionner le graphique correspondant.

Tel que mentionné précédemment, la conception d'un disque passe par 2 exigences principales, soit la vitesse d'éclatement et la durée de vie. Les figures ont montré qu'un même disque ne peut optimiser ces 2 points en même temps (par rapport au poids), et qu'un compromis peut être nécessaire. Sachant que la vie en fatigue repose en grande partie sur la contrainte à l'alésage  $S_{a1}$ , il est possible de créer un espace de conception situé entre cette droite et celle représentant la vitesse d'éclatement. La Figure 4.10 présente l'espace de conception du disque ainsi défini.

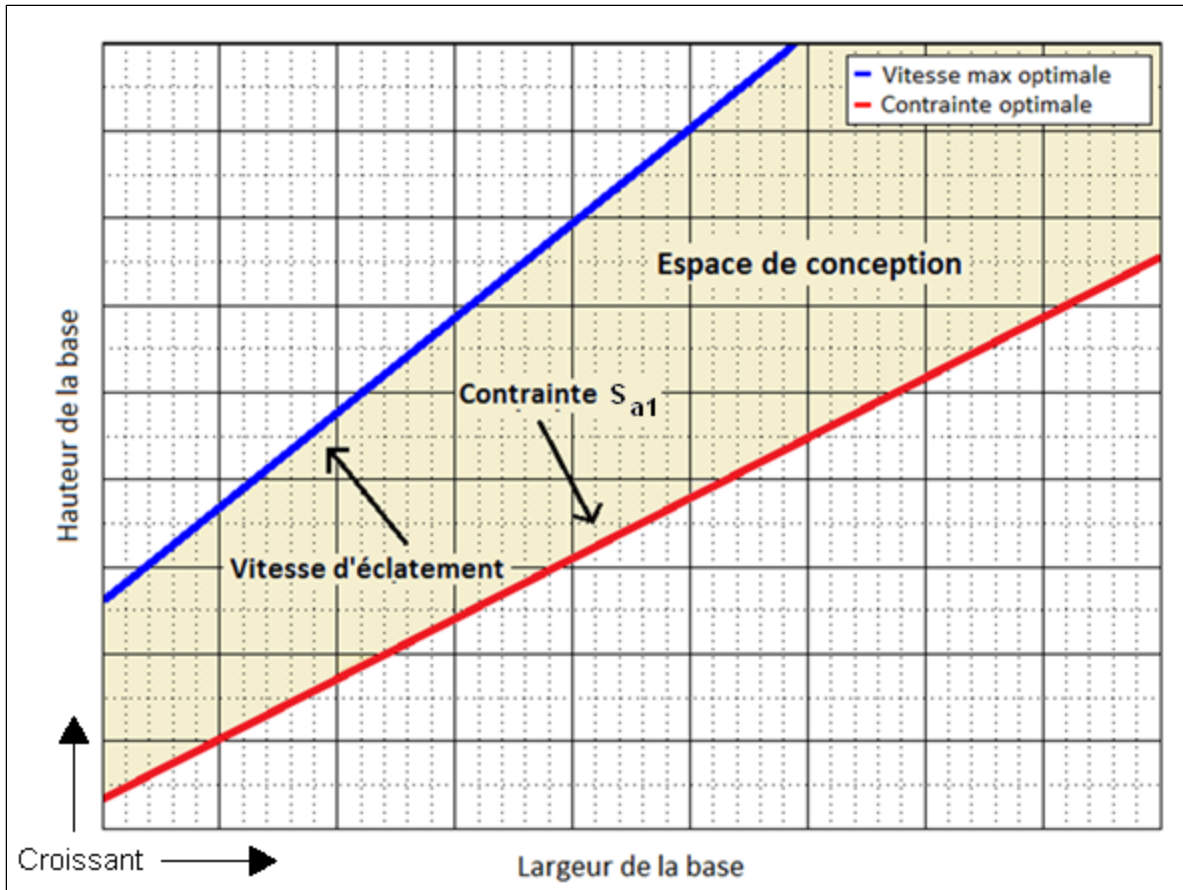


Figure 4.10 Espace de conception

D'un côté, la vitesse d'éclatement optimale, et de l'autre, la contrainte à l'alésage  $S_{a1}$ . Cet espace de conception est propre à chaque disque, basé sur la valeur du live rim, mais est aussi influencé par d'autres facteurs qui varient d'un disque à l'autre. Les prochaines sections décrivent l'influence de ces facteurs.

### 4.3.2 Impact du rayon à l'alésage

Un des paramètres les plus importants dans la conception des disques est le rayon à l'alésage, tel que présenté à la Figure 2.1. L'influence qu'il possède sur l'allure des droites optimales doit être déterminée, car des disques possédant le même live rim peuvent avoir des rayons à



l'alésage distincts. Afin de simplifier l'ajout de cette nouvelle variable aux graphiques précédents, le rayon à l'alésage est discrétisé en 2 catégories :

- Disque détenant un petit rayon à l'alésage (environ 20% du live rim)
- Disque détenant un grand rayon à l'alésage (environ 30% du live rim)

Les Figures 4.11, 4.12, 4.13, 4.14 présentent les courbes optimales évaluées pour les deux catégories de rayon à l'alésage.

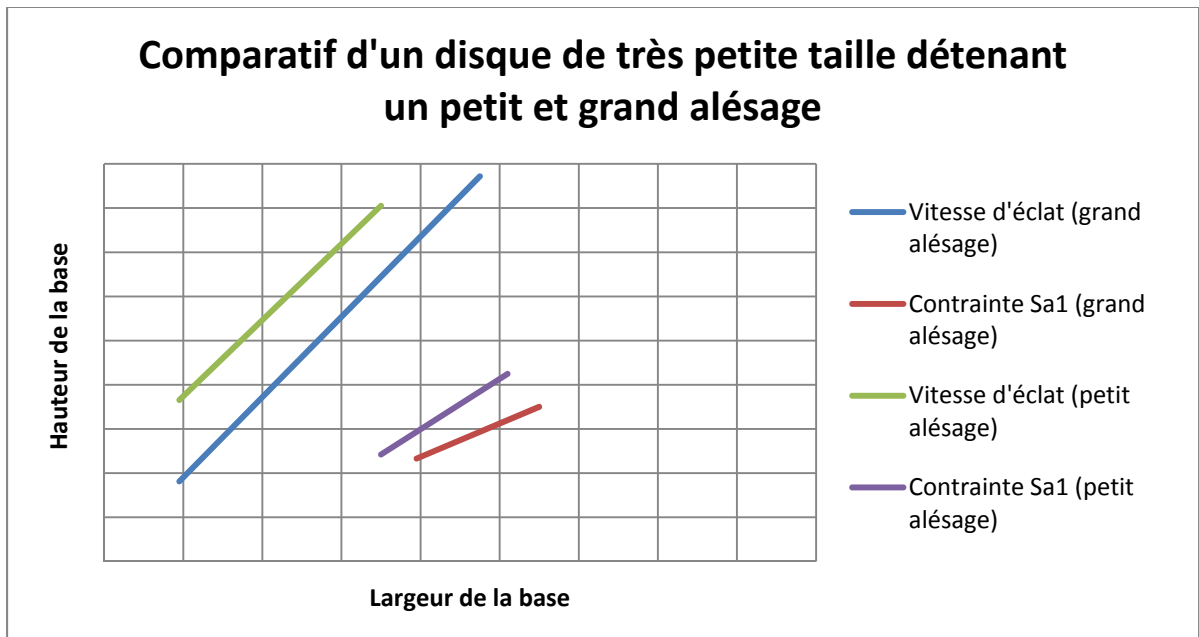


Figure 4.11 Droites optimales selon l'alésage pour un disque de très petite taille

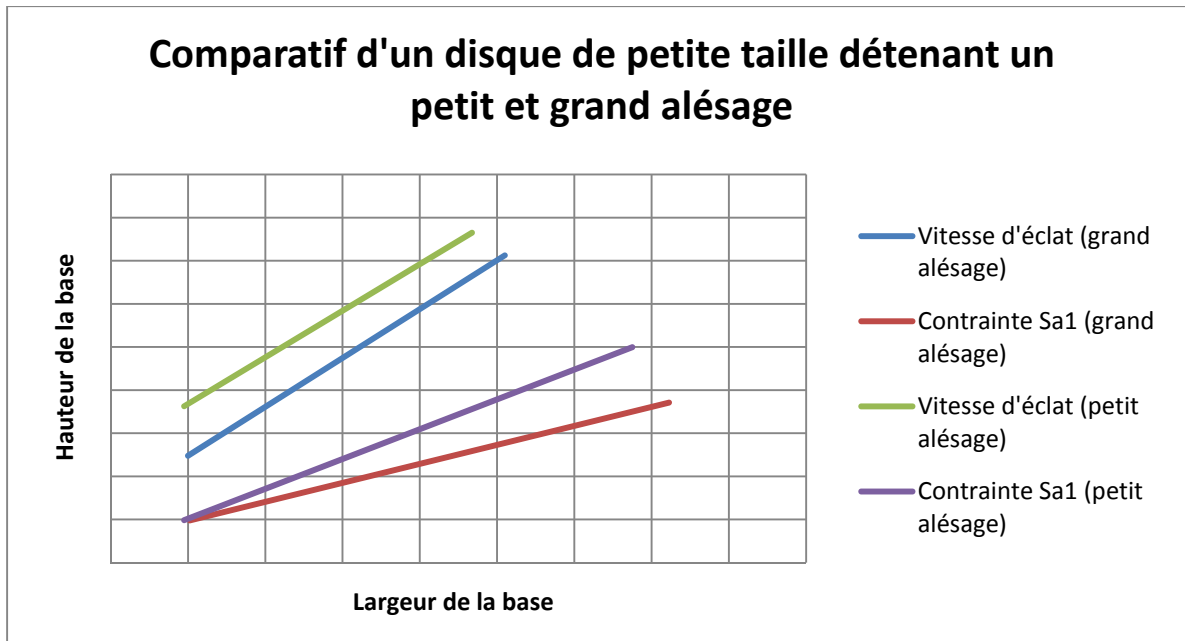


Figure 4.12 Droites optimales selon l'alésage pour un disque de petite taille

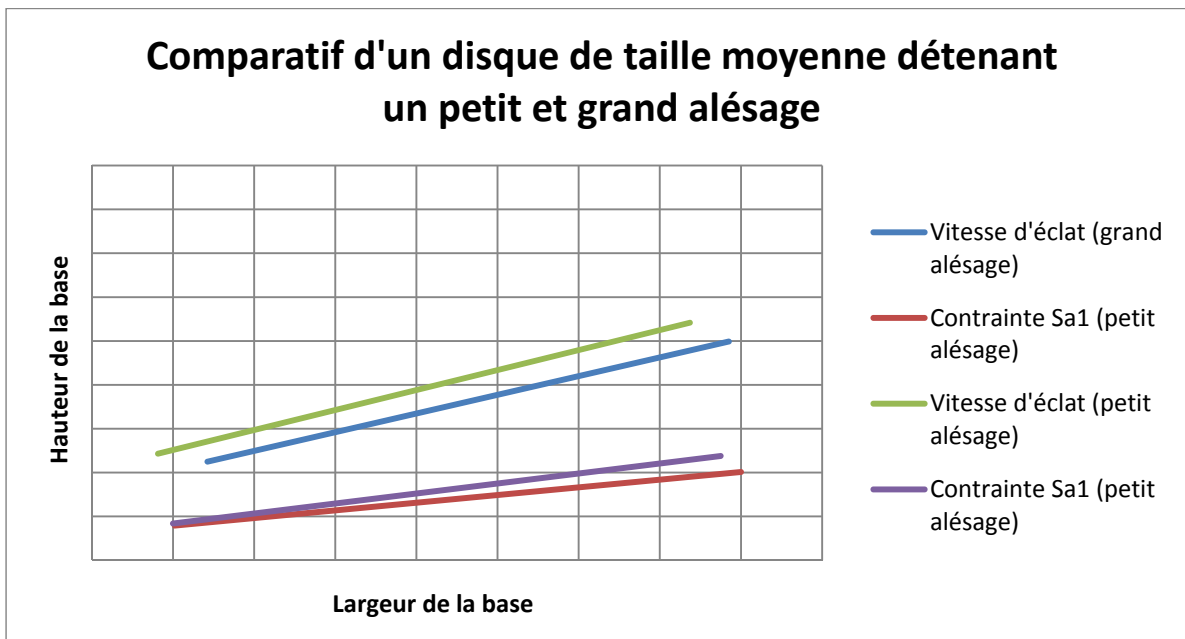


Figure 4.13 Droites optimales selon l'alésage pour un disque de taille moyenne

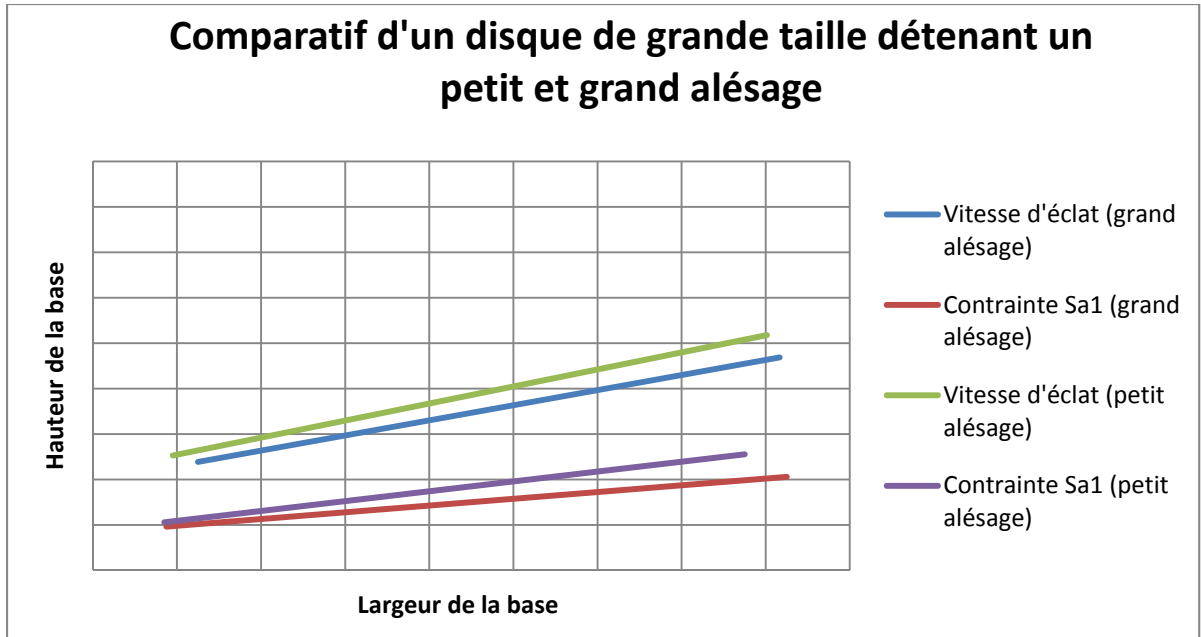


Figure 4.14 Droites optimales selon l'alésage pour un disque de grande taille

Un plus grand rayon à l'alésage nécessite une hauteur de base légèrement moindre afin d'obtenir le rapport optimal sur le poids du disque. La différence est d'autant plus importante que le live rim est petit. L'écart sur la hauteur passe de près de 8% pour un très petit disque à 3% pour un grand. Cet écart demeure constant, peu importe la largeur du disque.

Au niveau de la contrainte  $S_{a1}$ , le même effet se fait sentir, soit une diminution de la hauteur optimale, mais pas de façon constante. L'écart est plus élevé lorsque le disque est plus large, alors qu'il est pratiquement nul pour un disque plus mince, comme le montrent les 4 graphiques précédents. L'influence sur les droites de la contrainte à l'alésage  $S_{a2}$  est aussi nulle pour toute largeur. L'impact du rayon à l'alésage est ainsi prévisible et permet l'obtention des droites optimales pour toute combinaison entre celui-ci et le live rim. Les courbes de niveau originales sont présentées à l'annexe 1.

### 4.3.3 Impact de la masse des ailettes

Un autre paramètre pouvant être varié d'un disque à l'autre est la masse des ailettes. Celles-ci appliquent une force de tirée importante sur le disque, qui possède un grand impact sur les contraintes mécaniques. La présente section cherche à déterminer si celles-ci ont également un impact sur les droites optimales.

Pour cet essai, un disque de petite taille est évalué avec la masse des ailettes originales, ainsi qu'un ajout et une réduction de 20%. La Figure 4.15 présente les points optimaux des 3 cas évalués et la droite optimale résultante.

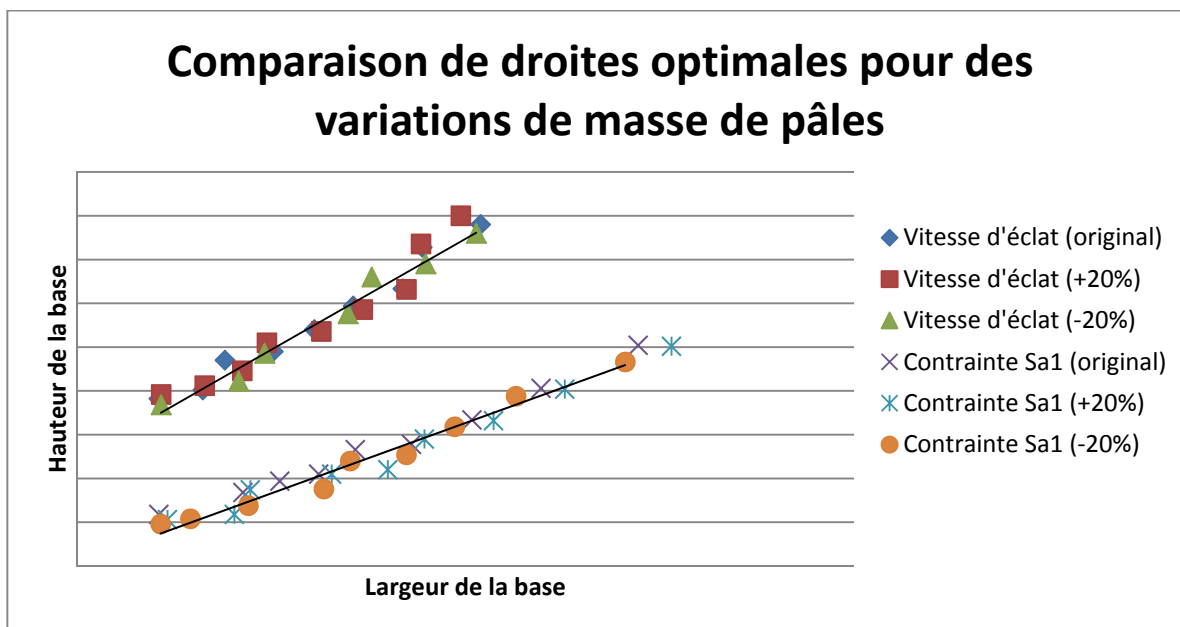


Figure 4.15 Droites optimales selon la masse des ailettes

Les points déterminés pour chaque cas sont illustrés, et suivent tous la droite de tendance générée par le cas original. Il est donc possible de conclure que l'effet de la masse des ailettes est négligeable sur l'allure des droites optimales développées et ne nécessite aucune correction en cas de disparité avec la référence utilisée.

#### 4.3.4 Impact de la largeur de l'attache

La largeur de l'attache, identifiée à la Figure 2.1 est un paramètre important pouvant être varié sur un disque. Il s'agit d'un élément commun entre le disque et l'attache, qui doit permettre aux deux composantes d'avoir une bonne intégrité mécanique. Tel que la masse, l'objectif est de déterminer l'influence que possède la largeur d'attache sur les droites optimales des disques de type haute pression. Le même disque de petite taille est utilisé pour ces essais. La Figure 4.16 présente les résultats des 3 cas expérimentés, soit l'original et deux cas ayant une épaisseur d'attache de plus ou moins 20%.

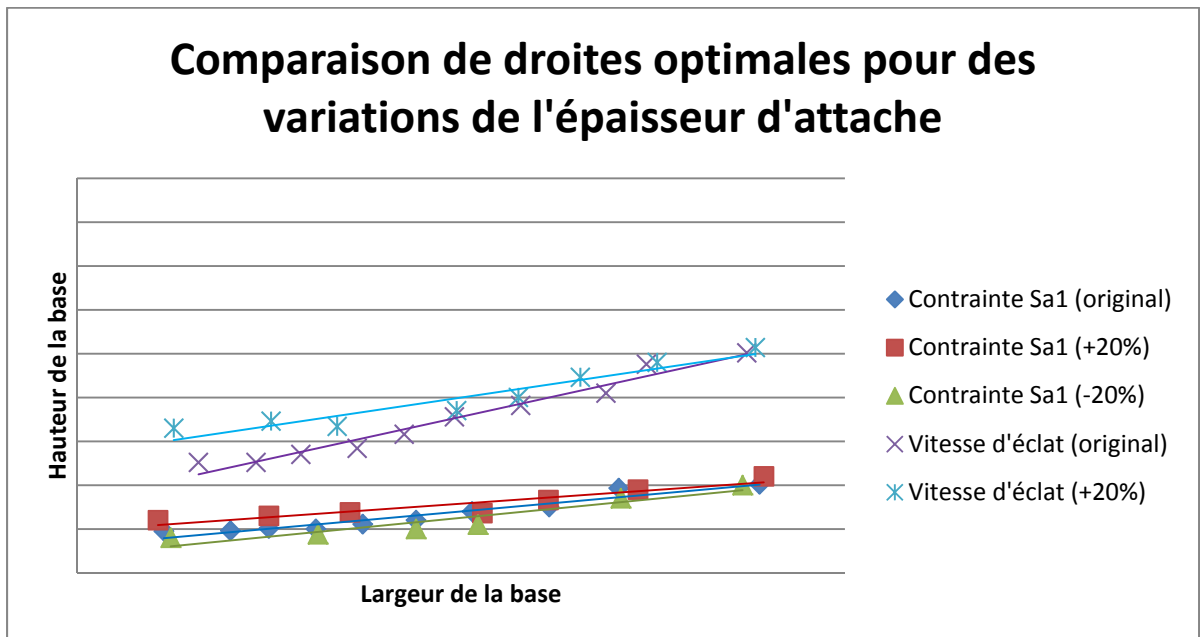


Figure 4.16 Droites optimales selon l'épaisseur de l'attache

Les résultats montrent que l'augmentation de la largeur de l'attache tend à augmenter légèrement la hauteur de la base optimale pour des disques minces. Ce phénomène s'atténue avec l'augmentation de la largeur de la base du disque. La différence de hauteur entre le cas original et une épaisseur de +20% est d'au plus 1% pour la contrainte et 5% pour la vitesse d'éclatement (tous deux avec une base de largeur minimal). La droite optimale pour la

vitesse d'éclatement du cas de moins 20% n'est pas disponible, car celle-ci ne permettait pas de conserver le critère de bris à l'alésage, ce qui faussait les données. Le même exercice a été réalisé pour les droites représentant la contrainte  $S_{a2}$ , tel que présenté à la Figure 4.17. Celle-ci permet de constater le même phénomène que pour les droites précédentes, soit un écart lorsque le disque est très mince.

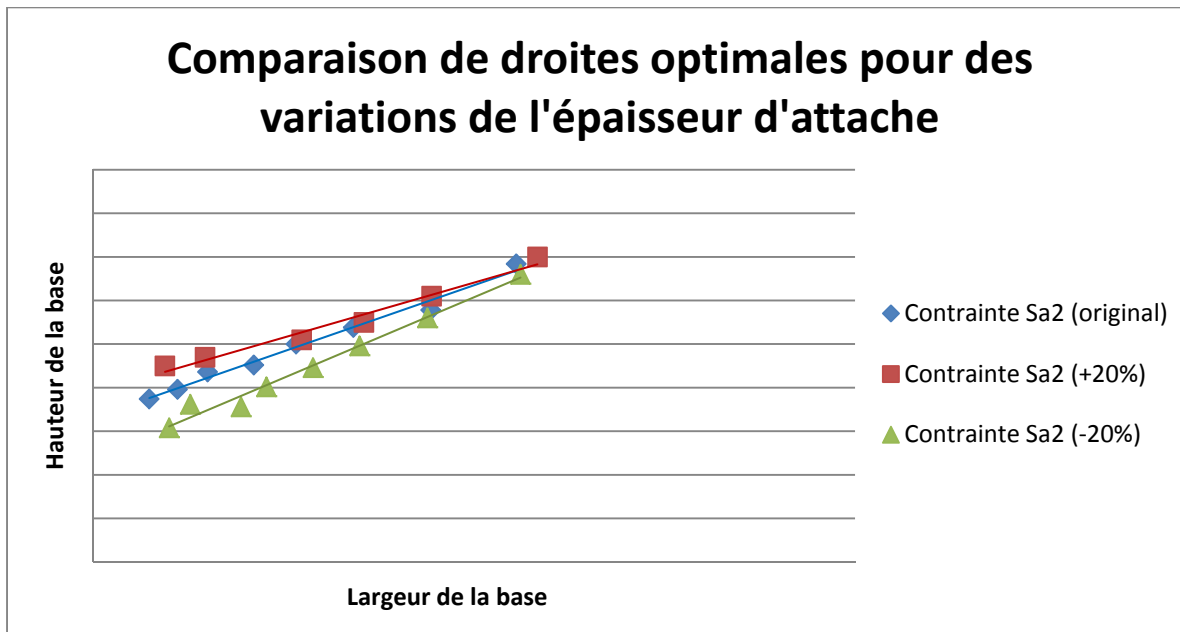


Figure 4.17 Droite optimale selon l'épaisseur d'attache

#### 4.3.5 Impact de la vitesse de rotation

Un dernier paramètre pouvant détenir un impact sur les droites est la vitesse rotationnelle des disques. L'effet de l'augmentation de la vitesse est, sans aucun doute, très grand sur la valeur des contraintes mécaniques du disque. Les équations de la section 1.1.3.1 montrent que les contraintes sont proportionnelles à la vitesse rotationnelle au carré. Ainsi, une augmentation de 20% de la vitesse augmente de près de 44% ( $1.2^2$ ) les contraintes. Les essais présentés à la Figure 4.18 représentent 3 cas expérimentés, soit l'original et deux cas ayant une vitesse de rotation de plus ou moins 20%.

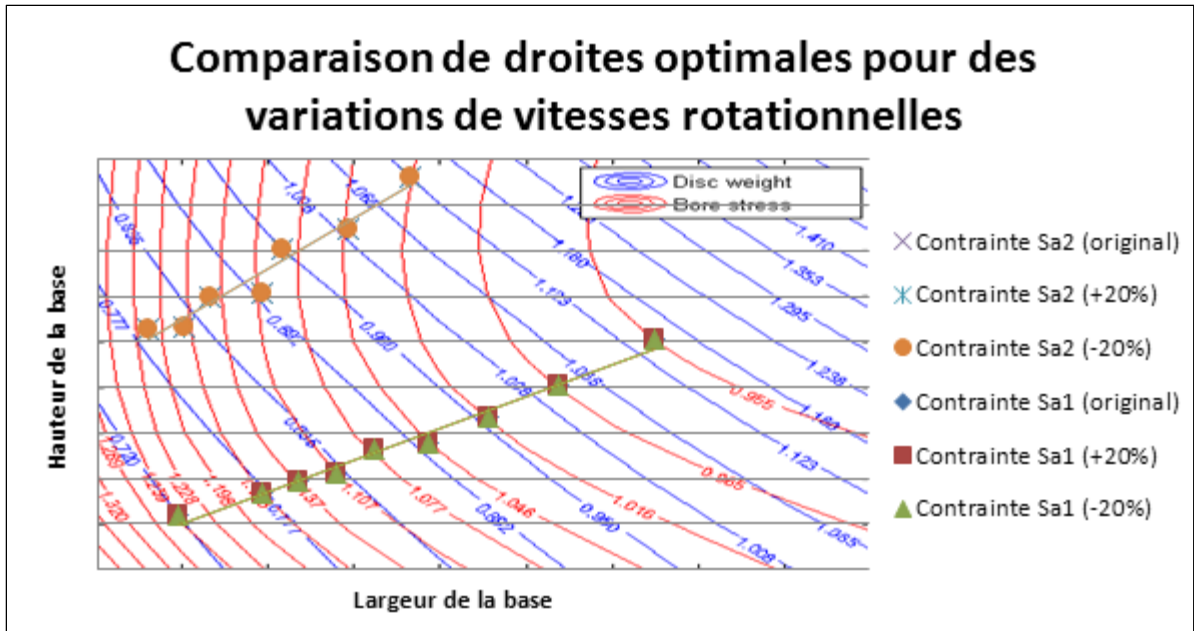


Figure 4.18 Droites optimales selon la vitesse rotationnelle

Bien que les contraintes des disques augmentent ou diminuent selon les essais, les droites optimales demeurent constantes. En fait, les courbes de niveau (aussi visible sur la Figure 4.18) ne changent pas. La vitesse rotationnelle n'a donc pas à être considérée pour l'obtention des droites optimales des disques.

#### 4.3.6 Effet de la température

La température des disques joue un rôle important sur les contraintes et les propriétés des matériaux. Lors de l'échauffement du disque, en régime transitoire, les contraintes changent et peuvent atteindre des sommets qui doivent être déterminés pour la conception. Puisque les températures transitoires dépendent du temps et de plusieurs facteurs complexes, elles ne peuvent être incluses dans les droites optimales. Il est cependant possible de considérer le gradient de température du régime permanent, soit lorsque la température du disque est stabilisée à la vitesse de croisière de l'avion. Cette distribution dépend principalement de la géométrie du disque.

La Figure 4.19 présente les distributions de température appliquées aux essais pour 3 disques d'épaisseur différente. Elles sont estimées à partir de résultats d'analyses thermiques réalisés antérieurement chez P&WC sur des disques équivalents. Les disques minces possèdent des distributions de température radiales, alors que ceux plus épais détiennent des températures variables radiales et axiales. Les températures sont appliquées à l'aide de la macro de température 2D présentée à la section 2.3.2.1 du rapport.

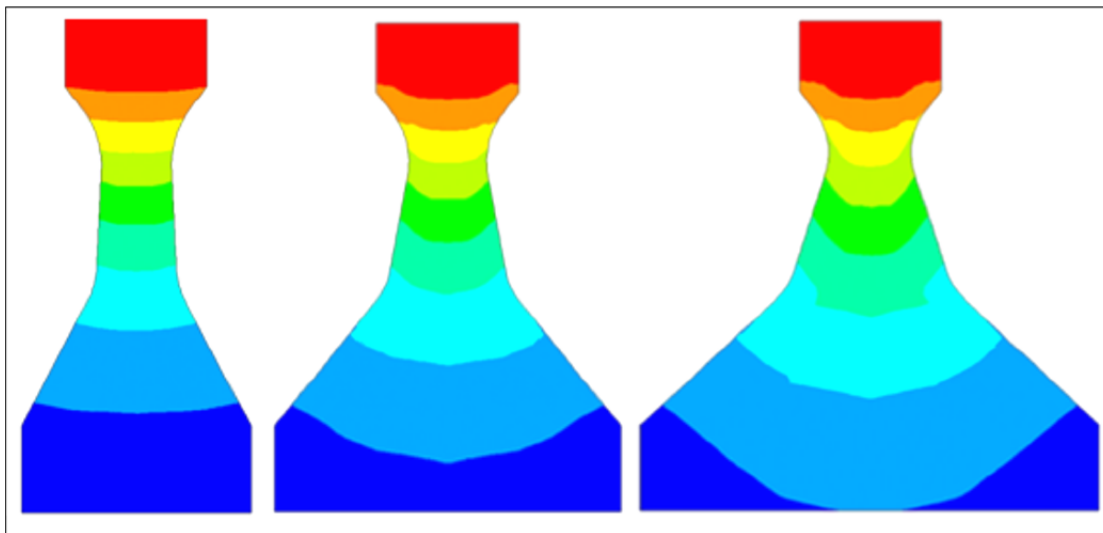


Figure 4.19 Distribution de température

L'évaluation des droites optimales pour les nouveaux disques détenant des gradients de température est réalisée. Les facteurs originaux du disque de taille moyenne sont utilisés pour ces essais. La Figure 4.20 compare les droites obtenues à partir de ces disques aux originaux.



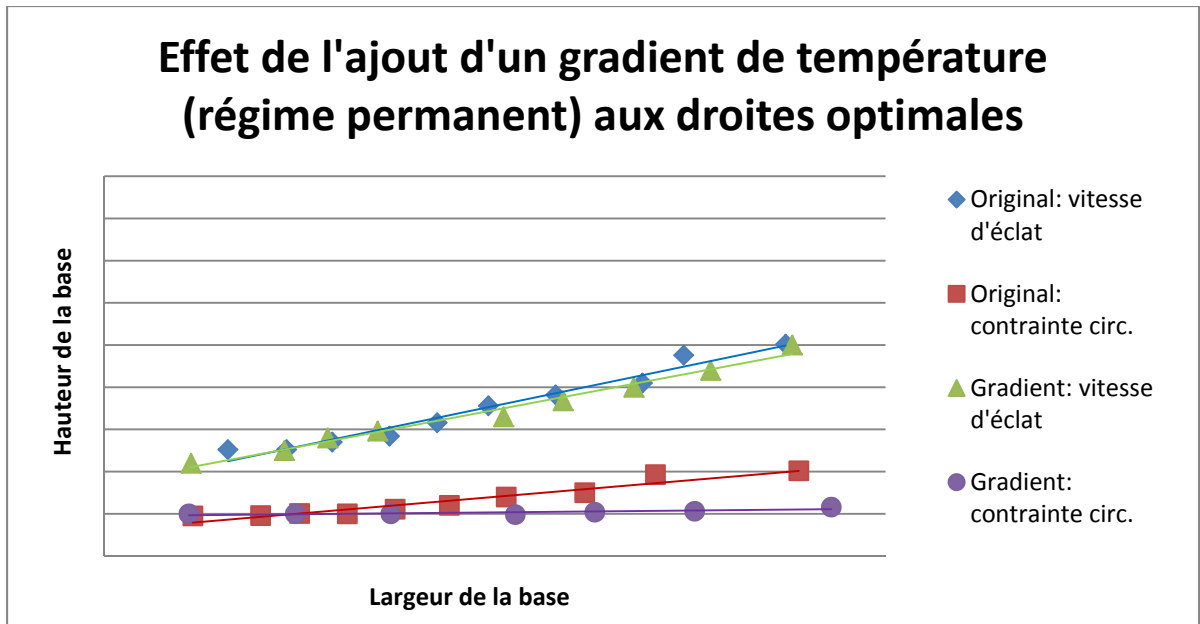


Figure 4.20 Droites optimales avec l'ajout d'un gradient de température

Les résultats montrent que l'effet du gradient radial, pour les disques minces, est négligeable, alors qu'il réduit la hauteur de la base optimale pour les disques plus larges. La variation maximale est remarquée pour les contraintes à l'alésage  $S_{a1}$  et  $S_{a2}$ , soit de -5%, lorsque le disque est très large.

Le gradient radial des disques plus minces n'a ainsi pas d'effet sur le rapport entre la hauteur et la base optimale du disque. De plus, l'écart entre les droites de la vitesse d'éclatement avec et sans gradient atteint un maximum d'environ 1%, et ce, pour toute largeur de disque.

#### 4.3.7 Évaluation des droites optimales par un cas pratique

Un disque de type haute pression a été créé afin d'évaluer les résultats obtenus précédemment. Celui-ci possède une taille qui se situe entre le petit et le moyen disque et détient un rayon à l'alésage assez grand de 28.6% du live rim. Les valeurs des autres paramètres influents sont choisies à partir de designs existants, distincts des disques de

référence utilisés. La Figure 4.21 présente les résultats optimaux (points) de ce nouveau disque, en comparaison aux droites optimales générées par le modèle.

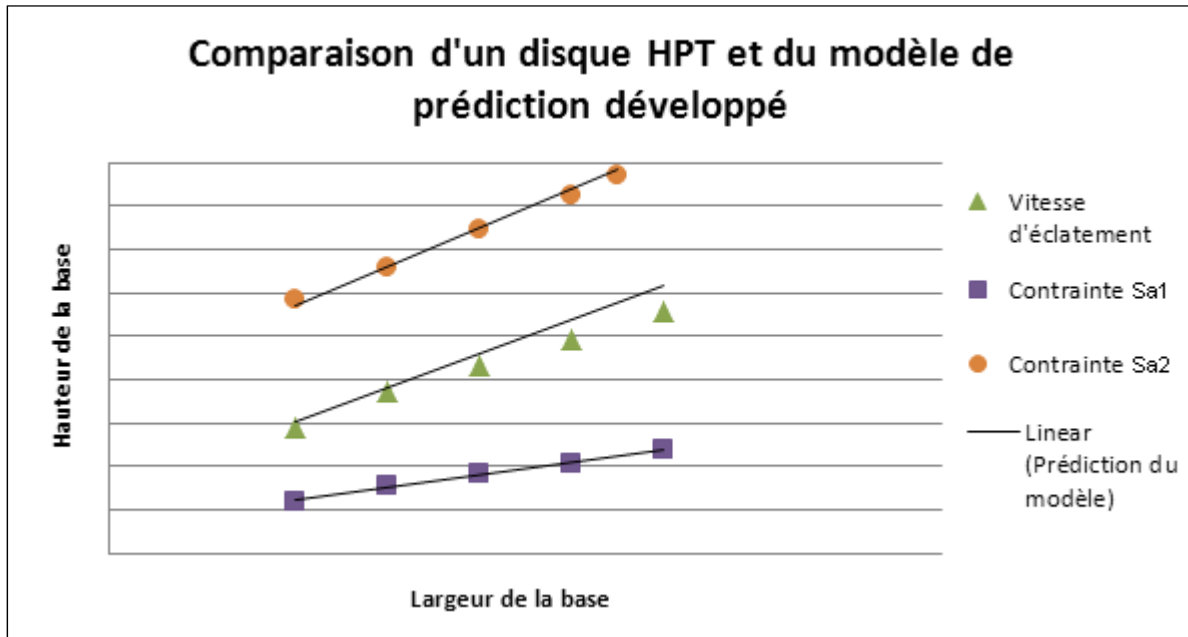


Figure 4.21 Essai de validation de droites optimales

L'écart entre les points optimaux et la prédiction demeure à moins de 1% de la hauteur totale du disque pour les contraintes à l'alésage  $S_{a1}$  et  $S_{a2}$ , ce qui est excellent. Pour la prédiction de la vitesse d'éclatement, un léger écart existe lorsque le disque est plus large. Celui-ci atteint environ 3% d'écart sur la hauteur optimal à ce point. Il s'agit tout de même d'un faible écart qui demeure acceptable sachant que les chartes ont comme objectif d'offrir une approximation initiale lors de la conception préliminaire.

Ce cas pratique confirme que les chartes offrent de bonnes prédictions globales pour les disques de type haute pression et pourront être utilisées lors de futures conceptions.

#### 4.4 Interprétations des courbes de niveau

Les courbes développées, présentées à l'annexe 1, donnent l'opportunité de visualiser l'espace de conception d'un disque, en fonction de 2 paramètres de conception les plus influents, soit la hauteur et la largeur de la base. La section suivante présente certaines fonctions additionnelles des courbes développées au chapitre 4.

##### 4.4.1 Relation entre les performances et le poids

Les courbes de niveau permettent de déterminer la sensibilité du poids quant aux performances du disque, c'est-à-dire l'augmentation du poids requise lorsque les performances doivent être améliorées. Pour ce faire, 3 points optimaux sont sélectionnés sur chacun des graphiques (courbes de niveau) des disques originaux. Ceux-ci sont ensuite comparés, en terme de poids et de performances (contraintes, vitesse d'éclatement) et comptabilisés. Les résultats de la Figure 4.22 présentent ainsi la variation de poids nécessaire à l'augmentation de 1% de la vitesse d'éclatement et de la diminution de 1% de la contrainte à l'alésage  $S_{a1}$ .

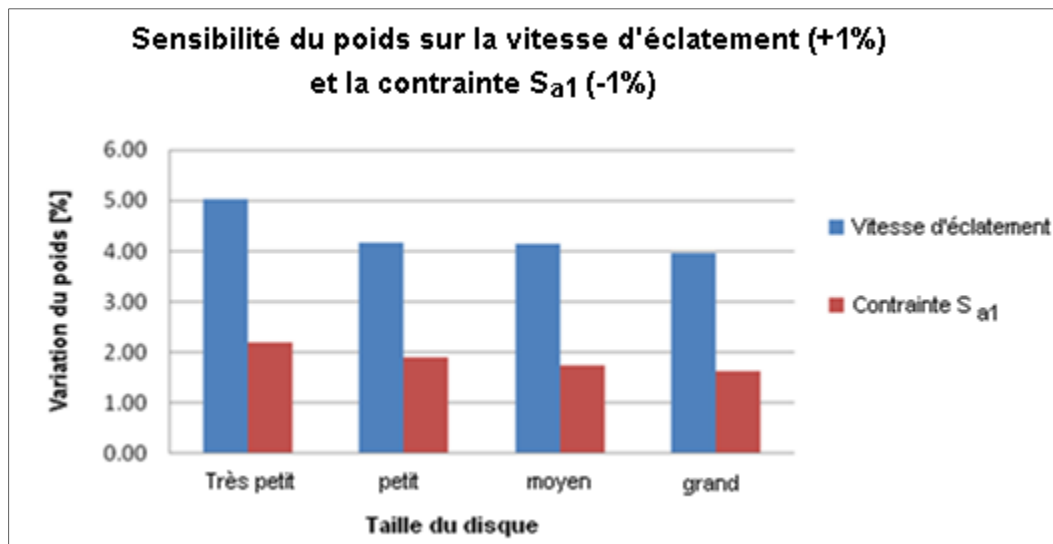


Figure 4.22 Sensibilité du poids sur les propriétés du disque

Ces résultats montrent qu'une augmentation du poids de plus de 4% est nécessaire à tous les disques pour augmenter la vitesse d'éclatement de seulement 1%. Celle-ci est même supérieure pour les plus petits disques, soit 5%. Cette différence s'explique par le fait qu'ajouter de la matière à un petit disque, qui est déjà très rempli, est plus difficile et force l'ajout de matériel à des endroits moins efficaces. Ce qui est tout aussi vrai pour la contrainte à l'alésage  $S_{a1}$ , qui demande un poids de 2.2% supérieur pour une diminution de 1%. Celle-ci est réduite à 1.6% pour le plus grand disque.

Les surfaces générées à partir du disque de petite taille confirment les données précédentes. On constate que l'évolution de la vitesse d'éclatement (Figure 4.23, à droite) est beaucoup moins grande que celle du poids, d'où le coût élevé en terme de poids pour n'améliorer que légèrement la vitesse d'éclatement. Pour le second graphique (Figure 4.23, à gauche), la contrainte diminue légèrement moins rapidement que l'augmentation du poids, d'où le rapport plus raisonnable de 2. Il faut donc ajouter près de 2% de poids pour diminuer de 1% la contrainte  $S_{a1}$ .

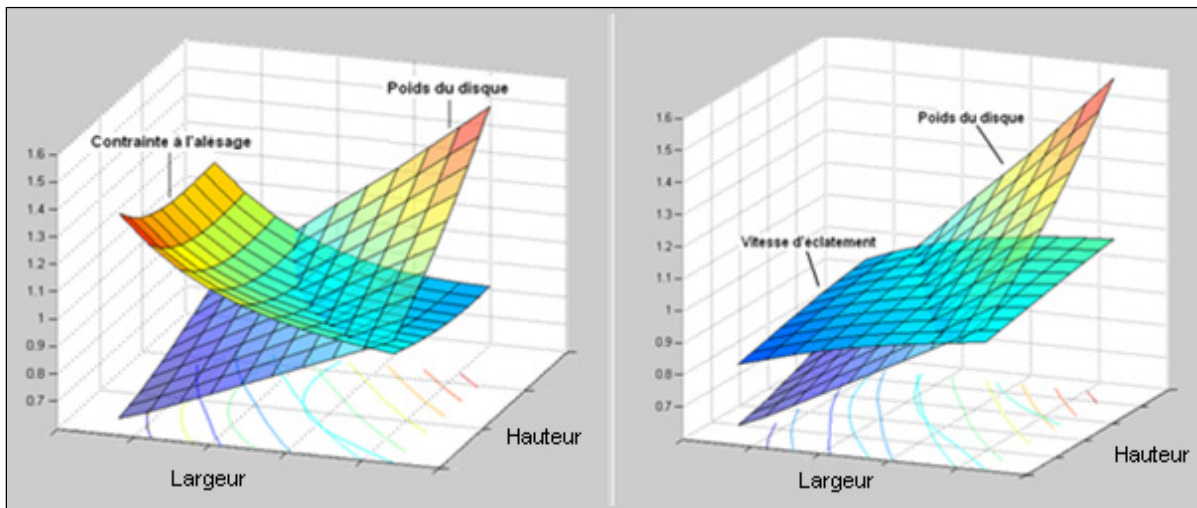


Figure 4.23 Évolution des propriétés du disque



composantes du moteur lors de la conception. À l'aide des nouvelles chartes, il est possible de rapidement connaître l'impact que possède cette limitation sur la performance. La Figure 4.25 illustre un exemple de ce type où la largeur axiale maximale pour le disque est fixée et la contrainte à l'alésage  $S_{a1}$  requise est de 100 ksi (équivalent à 1.012 sur la charte). Puisque l'espace de conception est limité, le disque nécessite une grande hauteur de base et un poids relatif de 0.995 (point A). Sans cette limitation, on réalise qu'un disque plus large offrirait la même contrainte avec un disque d'un poids de 0.887 (point B). Cette limitation a donc un coût au niveau du poids de l'ordre de 12% ( $1.012/0.887$ ).

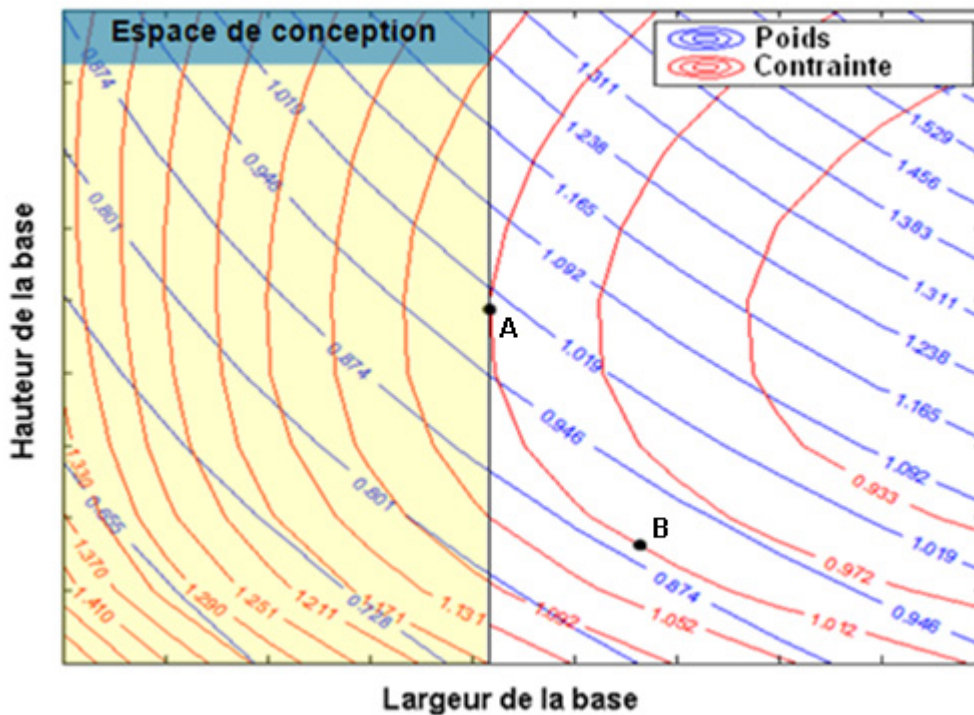


Figure 4.25 Courbes de niveau avec espace de conception

#### 4.5 Conclusion du chapitre

Le chapitre 4 a permis de mettre en lumière l'importance que possèdent la hauteur et la largeur de la base des disques, ainsi que leur influence sur les performances mécaniques.

Les chartes développées permettent aux concepteurs de mieux distinguer l'espace de design des disques de type haute pression. Elles montrent, entre autre, que différents ratios de hauteur/largeur de la base des disques résultent par de mêmes performances et qu'il existe des ratios optimaux qui devraient être utilisés. Ceux-ci forment ainsi les droites optimales.

Ces droites optimales indiquent le rapport hauteur/largeur de la base des disques qui permet d'obtenir les meilleures propriétés mécaniques en regard au poids. Elles dépendent de différents facteurs, qui ont été évalués et quantifiés dans ce chapitre. L'effet du gradient de température en régime permanent a également été évalué pour les droites. Il est ainsi possible de les générer pour une multitude de disques actuels et futurs.

Les chartes permettent également de connaître la sensibilité du poids du disque sur les performances. Par exemple, il a été démontré qu'une augmentation du poids de 4 à 5% est requise aux disques HPT pour augmenter la vitesse d'éclatement de 1%. Cet élément est très important car il permet de prendre les bonnes décisions lors de conception.





## CONCLUSION

L'objectif du projet était d'améliorer la phase de conception préliminaire des disques de turbine axiale chez P&WC en développant des outils de support au design. La durée et la précision de cette phase ont un grand impact sur le cycle de développement des moteurs.

Pour ce faire, la recherche a été divisée en 3 volets. D'abord, un nouvel outil de D&A supportant la conception des disques a été développé. Il s'agit d'augmenter l'efficacité de cette phase en regroupant et automatisant les tâches nécessaires à la conception préliminaire des disques dans une plateforme unique. La nouvelle plateforme d'intégration développée permet de lier les différents logiciels commerciaux nécessaires à la conception du disque et ainsi offrir un outil de D&A à interface unique. Elle permet de générer et visualiser la géométrie d'un disque axial et de compléter des analyses. De plus, aucune manipulation ou transfert de fichier n'est requis, ce qui diminue les chances d'erreur et les pertes de temps liées à ces activités. L'outil RD est ainsi le premier module fonctionnel d'un nouvel outil global permettant la conception de toutes les composantes du rotor chez P&WC.

La recherche s'est ensuite dirigée vers l'optimisation des disques, rendue possible grâce aux analyses automatisées développées pour l'outil RD. La première partie des travaux a permis d'obtenir un modèle de disque flexible détenant un grand taux de faisabilité, caractéristique essentielle lors de l'optimisation de forme. Il a ainsi été possible de faire varier tous les paramètres du disque dans les mêmes séquences d'optimisation. Les essais réalisés sur les deux disques de référence de P&WC (HPT et LPT) ont permis de générer des pièces performantes de façon automatique, parfois même supérieure aux originaux. De plus, les différentes combinaisons d'algorithmes et de configurations ont montré l'impact que possèdent les objectifs et contraintes d'optimisation sur les géométries finales. La méthode ASA s'est avérée plus efficace pour la conception alors que la configuration doit être sélectionnée selon les besoins spécifiques des disques.

Une séquence d'optimisation ayant comme objectif de diminuer le poids a permis des réductions de l'ordre de 10% et 7% pour les 2 disques expérimentés (HPT et LPT), tout en conservant les contraintes maximales. Ces nouveaux disques possèdent cependant des vitesses d'éclatement moindre que les originaux. Lorsque ces vitesses ne peuvent être réduites, le poids doit plutôt figurer à titre de contrainte d'optimisation et les contraintes mécaniques à titre d'objectifs. Il a ainsi été possible d'augmenter la vitesse d'éclatement des nouveaux disques tout en réduisant leur masse de plus de 3%.

Le troisième volet de la recherche a été le développement de chartes de conception permettant de visualiser les performances de disque de type haute pression. Elles ont été réalisées à partir de 4 disques de type haute pression de P&WC. Elles permettent, entre autre, de prédire le ratio optimal de la base d'un disque lors de l'initialisation du design. Il est aussi possible d'en extraire la sensibilité des performances sur le poids. Par exemple, une augmentation de la vitesse d'éclatement de 1% nécessite une masse de près de 5% supérieure. Au niveau des contraintes, une diminution de 1% requiert entre 1.5 et 2% d'augmentation de masse.

La recherche a permis de développer des outils complémentaires sur la conception préliminaire des disques qui répondent au besoin de l'industrie ainsi qu'aux objectifs de recherche fixés. Les prochains travaux devraient s'appliquer au développement de nouveaux modules pour l'outil de conception RD. Les couverts de rétention ainsi que la section de l'attache pourraient être aisément annexées au module de disque actuel pour la conception intégrée et l'optimisation. L'objectif global est d'avoir un outil de conception complet du rotor, qui pourra ensuite être intégré à la plateforme PMDO développée par la chaire de recherche CRSNG-PWC.

## ANNEXE I

### CHARTES DE CONCEPTION

Les figures suivantes présentent les courbes de niveau générées à partir des quatre disques références de P&WC (allant du disque très petit à grand, présentés dans cet ordre pour chaque cas). Elles ont permis d'obtenir les droites optimales montrées au chapitre 4 pour les cas de petit et grand rayon d'alésage. Les échelles de performances et de poids sont présentées en valeur relative, propre à chaque diagramme.

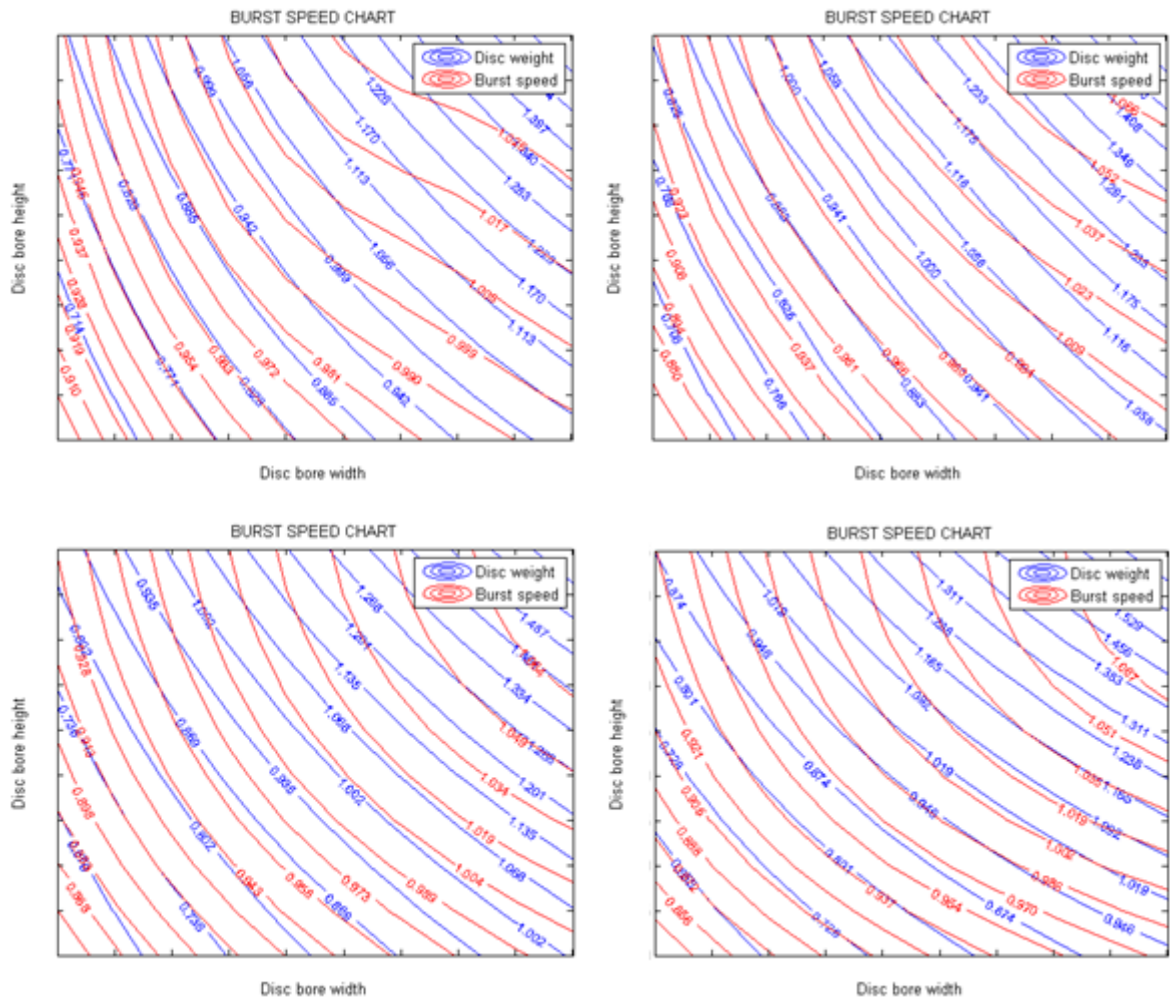


Figure-A I-1: Chartes de la vitesse d'éclatement des disques à grands alésages

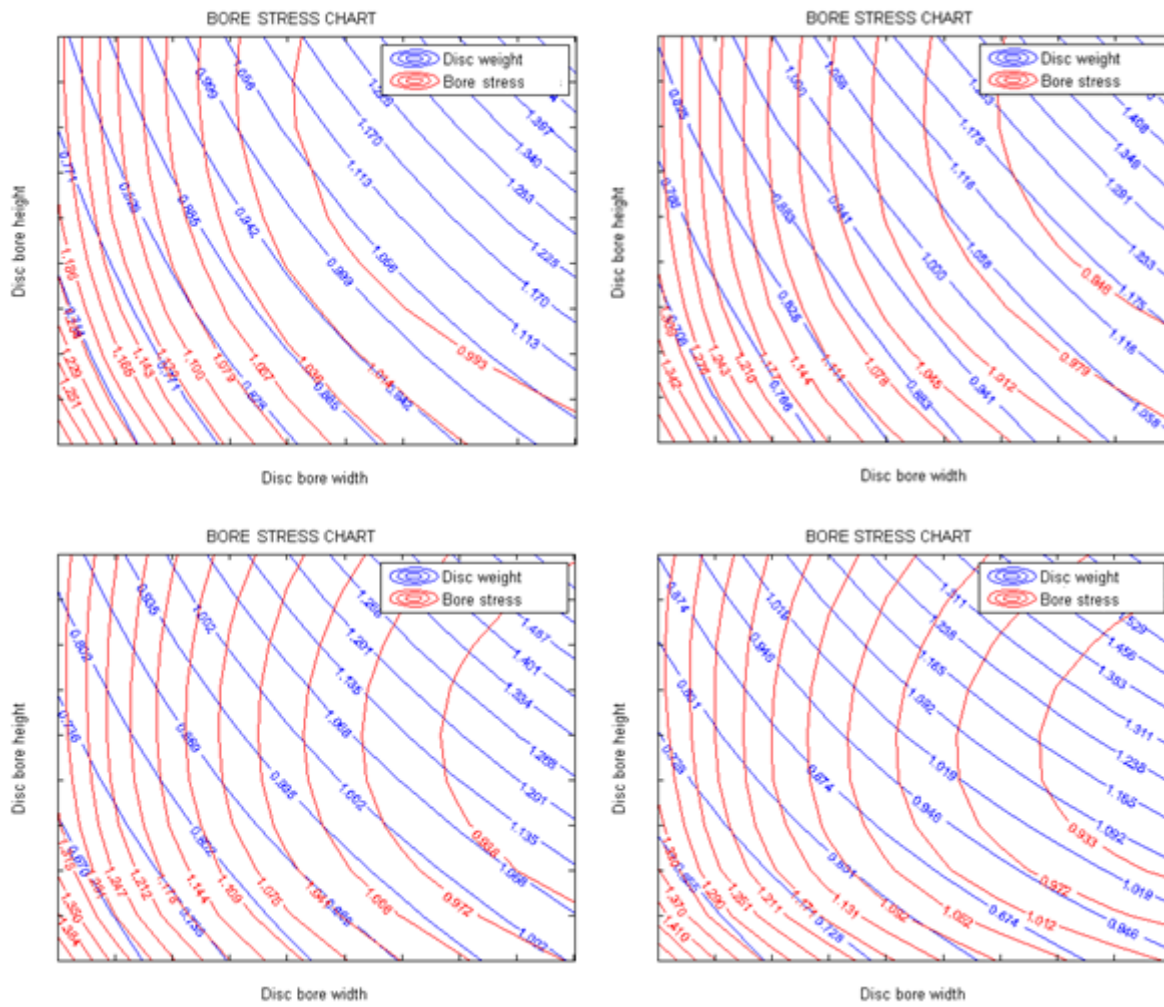


Figure-A I-2: Chartes de la contrainte à l'alésage  $S_{a1}$  des disques à grands alésages

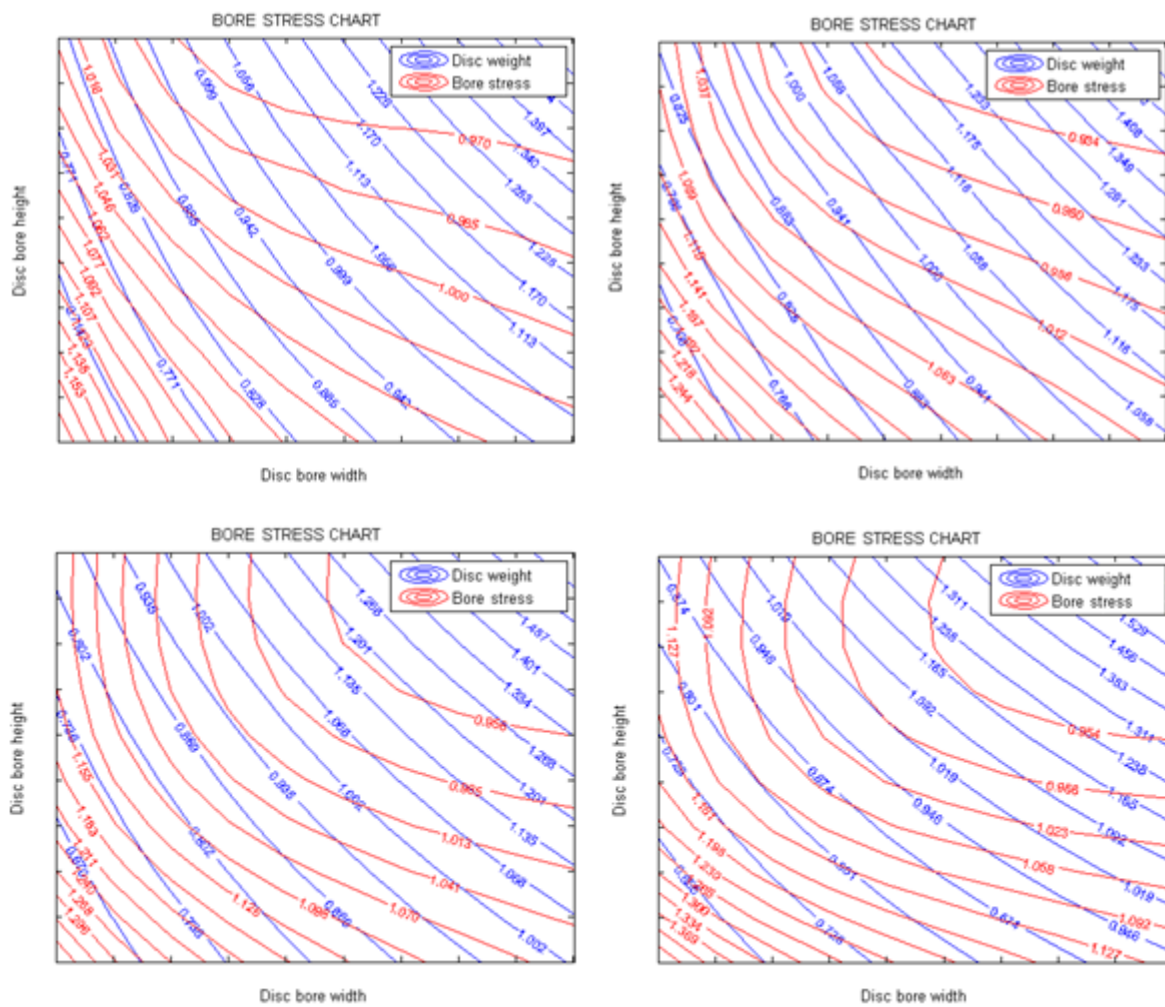


Figure-A I-3: Chartes de la contrainte à l'alésage  $S_{a2}$  des disques à grands alésages

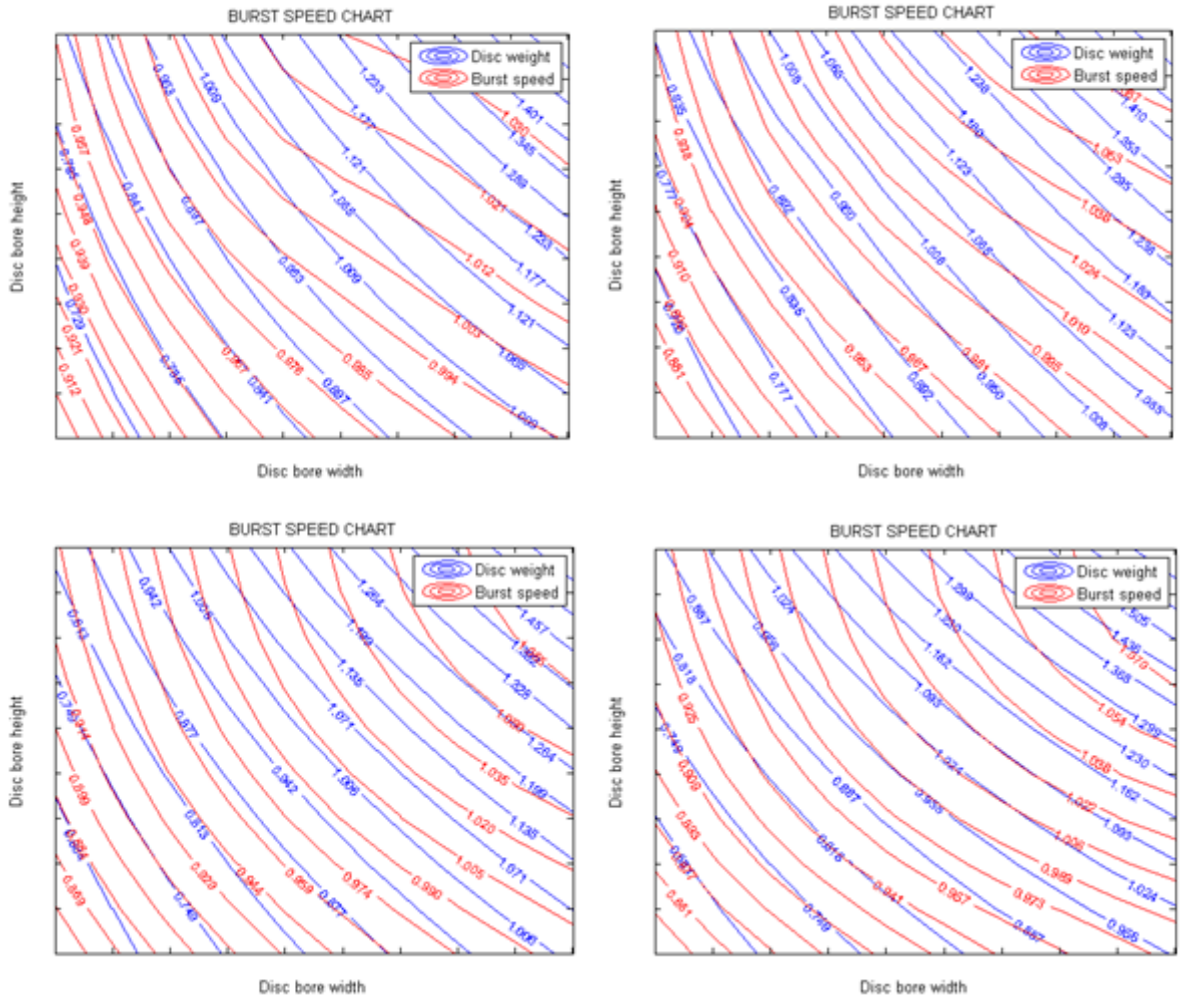


Figure-A I-4: Chartes de la vitesse d'éclatement des disques à petits alésages

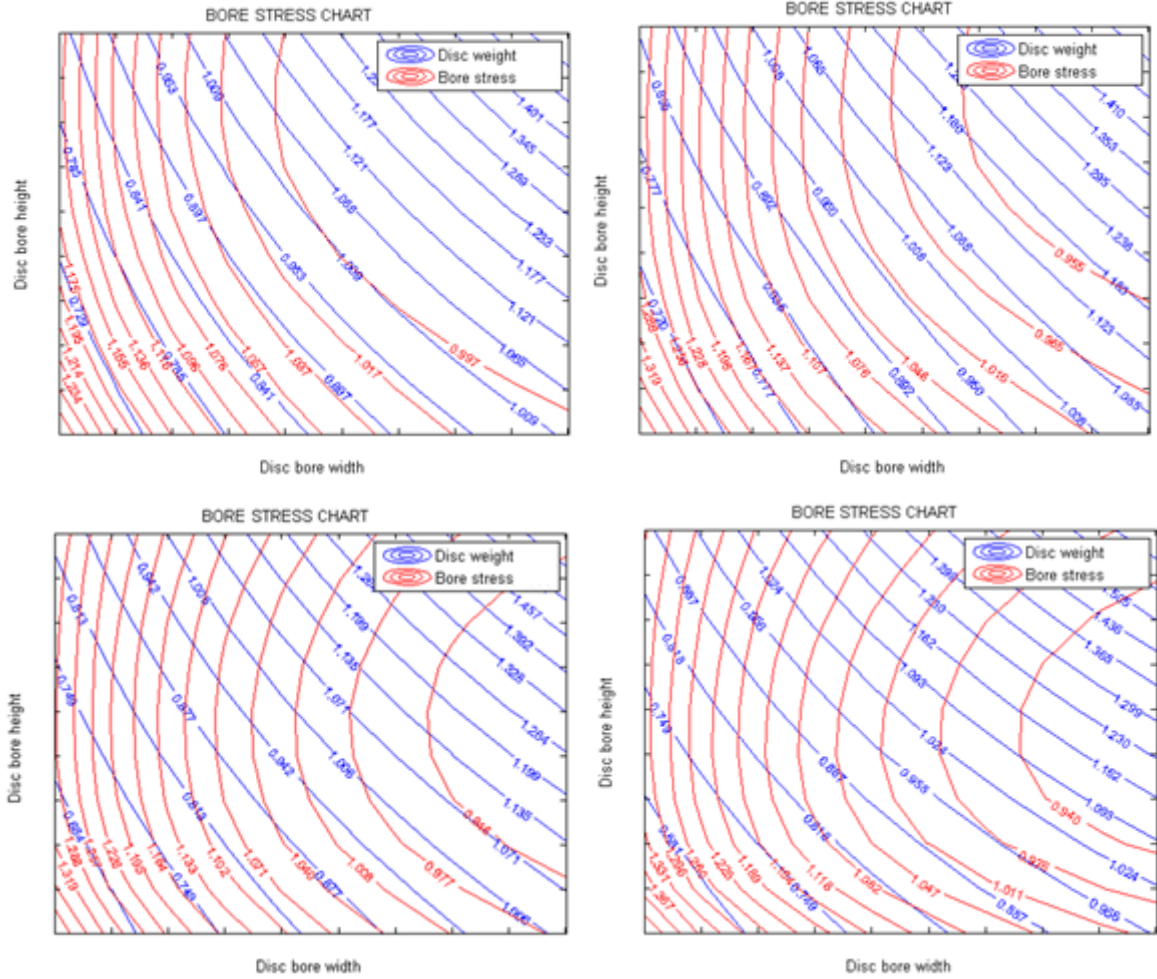


Figure-A I-5: Chartes de la contrainte à l'alésage  $S_{a1}$  des disques à petits alésages



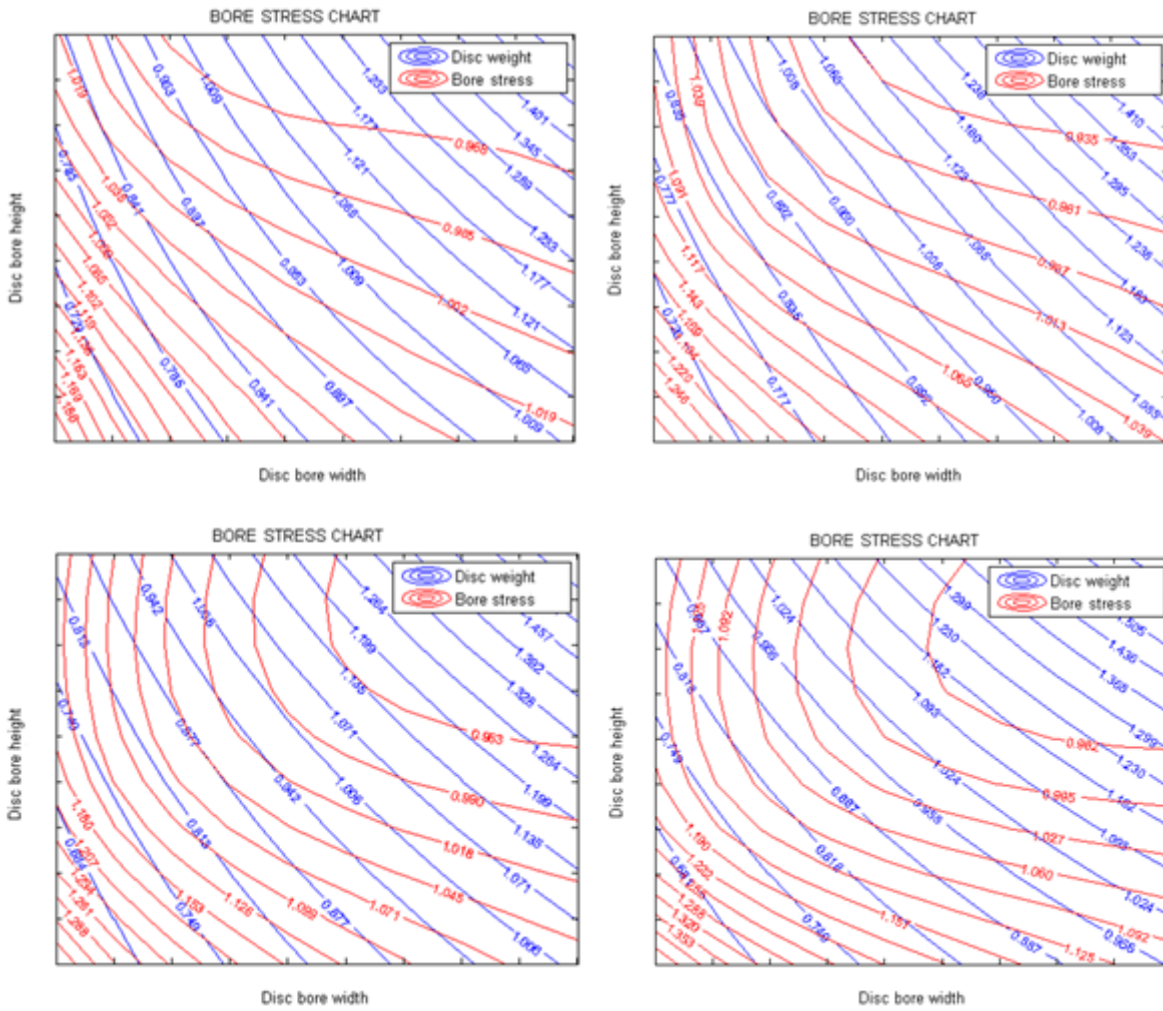


Figure-A I-6: Chartes de la contrainte à l'alésage  $S_{a2}$  des disques à petits alésages



## BIBLIOGRAPHIE

- Allaire, G., F. De Gournay, F. Jouve et A. Toader. 2005. « Structural optimization using topological and shape sensitivity via a level set method ». *Control and cybernetics*, vol. 34, n° 1, p. 59.
- Andradóttir, S. 1998. « A review of simulation optimization techniques ». In Proceedings of the 1998 Winter Simulation Conference. (Atlanta, USA) Vol. 1, p. 151-158 vol. 1. IEEE.
- ANSYS, A. 2002. « programmer' s guide. ANSYS ». *Inc. March*.
- Batz, M. 2007. *A Review of Simulation Optimization Techniques*. University of Central Florida, 5 p.
- Bendsoe, M.P., et O. Sigmund. 2004. *Topology optimization: theory, methods and applications*. Germany. Springer.
- Bennett, J., P. Fenyés, W. Haering et M. Neal. 1998. « Issues in industrial multidisciplinary optimization ». *AIAA Paper*, p. 98-4727.
- Bin, X., C. Nan et C. Huajun. 2010. « An integrated method of multi-objective optimization for complex mechanical structure ». *Advances in Engineering Software*, vol. 41, n° 2, p. 277-285.
- Brophy, F., S. Mah et J. Turcotte. 2009. « Preliminary Multi-Disciplinary Optimization (PMDO) an Example at Engine Level ». *Lecture series on strategies for optimization and automated design of gas turbine engines*, vol. AVT-167.
- Brujic, Djordje, Mihailo Ristic, Massimiliano Mattone, Paolo Maggiore et Gian Paolo De Poli. 2010. « CAD based shape optimization for gas turbine component design ». *Structural and Multidisciplinary Optimization*, vol. 41, n° 4, p. 647-659.
- Chang, K.H., et S.H. Joo. 2005. « CAD-Based Design Optimization for Vehicle Performance ». In 6<sup>th</sup> World Congress of Structural and Multidisciplinary Optimization. (Brazil, 30 May - 03 June), p. 10.
- Claus, RW, AL Evans, JK Lylte et LD Nichols. 1991. « Numerical propulsion system simulation ». *Computing Systems in Engineering*, vol. 2, n° 4, p. 357-364.

- Coello Coello, C.A., et M.S. Lechuga. 2002. « MOPSO: A proposal for multiple objective particle swarm optimization ». In *Evolutionary Computation, 2002. CEC'02. Proceedings of the 2002 Congress on*. Vol. 2, p. 1051-1056. IEEE.
- Craft, N.H. 1992. *Turbine disc burst speed study*. Pratt and Whitney Canada, 6 p.
- G.M. Dailey. 2003. « *Blade platform cooling* ». U.S. Patent 20020012589, Jan. 31, 2002
- Dominique, S. 2010. « Algorithmes intelligents d'optimisation d'un design structurel de grande envergure ». Montréal, École Polytechnique, 359 p.
- Egorov, I.N., G.V. Kretinin et I.A. Leshchenko. 2002. « How to execute robust design optimization ». In 9<sup>th</sup> AIAA/ISSMO Symposium and Exhibit on Multidisciplinary Analysis and Optimization. (4-6 September).
- Fieldsend, J.E. 2004. « Multi-objective particle swarm optimization methods ». *Department of Computer Science, University of Exeter*.
- Fourie, P.C., et A.A. Groenwold. 2002. « The particle swarm optimization algorithm in size and shape optimization ». *Structural and Multidisciplinary Optimization*, vol. 23, n° 4, p. 259-267.
- Gea, H.C., et J. Luo. 2001. « Topology optimization of structures with geometrical nonlinearities ». *Computers & Structures*, vol. 79, n° 20, p. 1977-1985.
- Haftka, R.T., et R.V. Grandhi. 1986. « Structural shape optimization—a survey ». *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 57, n° 1, p. 91-106.
- Haimes, R., et G.J. Follen. 1998. « Computational analysis programming interface ». In 6<sup>th</sup> Intl. Conf. Num. Grid Gen. in Comp. Field Sim. , p. 663-672.
- Hardee, E., K.H. Chang, J. Tu, K.K. Choi, I. Grindeanu et X. Yu. 1999. « A CAD-based design parameterization for shape optimization of elastic solids ». *Advances in Engineering Software*, vol. 30, n° 3, p. 185-199.
- Haslinger, J., et R.A.E. Mäkinen. 2003. *Introduction to shape optimization: theory, approximation, and computation*, 7. Philadelphia: Society for Industrial Mathematics.
- Ingber, L. 1993. « Simulated annealing: Practice versus theory ». *Mathematical and computer modelling*, vol. 18, n° 11, p. 29-57.
- Isight, Simulia. 2009. *Isight component guide*. North Carolina, USA: Engineous Software.

- Joas, S.D. Garcia, Sergio L. Avila et Walter P. Carpes. 2005. « Introduction to optimization methods: a brief survey of methods ». *Population English Edition*, vol. 2, n° 2, p. 1-5.
- Jones, W.T., D. Lazzara et R. Haimes. 2010. « Evolution of Geometric Sensitivity Derivatives from Computer Aided Design Models ». *AIAA/ISSMO*, p. 23.
- Keskin, A., et D. Bestle. 2006. « Application of multi-objective optimization to axial compressor preliminary design ». *Aerospace science and technology*, vol. 10, n° 7, p. 581-589.
- Lampinen, J. 2000. *Multiobjective Nonlinear Pareto-Optimization*. Lappeenranta, Finland: Lappeenranta university of technology, 30 p.
- Langer, H., T. Pühlhofer et H. Baier. 2002. « An approach for shape and topology optimization integrating CAD parametrization and evolutionary algorithms ». In. Vol. 4.
- Moustapha, Hany, Mark F Zelesky, Nicholas C Baines et David Japikse (358). 2003. *Axial and radial turbines (june 13)*, 2. Concepts NREC.
- Palli, N., S. Azarm, P. McCluskey et R. Sundararajan. 1998. « An interactive multistage  $\epsilon$ -inequality constraint method for multiple objectives decision making ». *Journal of Mechanical design*, vol. 120, n° 4, p. 678-686.
- Panchenko, V., K. Patel, S.H. Moustapha, M.J. Dowhan, S. Mah et D. Hall. 2003. *Preliminary Multi-Disciplinary Optimization in Turbomachinery Design*. DTIC Document.
- Parsopoulos, K.E., et M.N. Vrahatis. 2002. « Particle swarm optimization method in multiobjective problems ». In *Proceedings of the 2002 ACM symposium on Applied computing*. p. 603-607. ACM.
- Rao, JS (341-351). 2011. *History of Rotating Machinery Dynamics*. Chennai, India: Springer, 355 p.
- Saitou, K., K. Izui, S. Nishiwak et P.Y. Papalambros. 2005. « A survey of structural optimization in mechanical product development ». *Journal of Computing and Information Science in Engineering*, vol. 5, p. 13.
- Samareh, J.A. 1999. « A survey of shape parameterization techniques ». In *Langley International Forum on Aeroelasticity and Structural Dynamics*. (Williamsburg, VA), p. 333-344. Citeseer.

- Sandgren, E. 1977. The utility of nonlinear programming algorithms. USA: University Microfilms, 642 p.
- Saravanamuttoo, H.I.H., G.F.C. Rodgers, H. Cohen et Straznicky P.V. 2009. *Gas turbine theory. Sixth edition.* 590 p.
- Schirrer, A., C. Westermayer, M. Hemedi et M. Kozek. 2010. « A Comprehensive Robust Control Design and Optimization Methodology for Complex Flexible-Structure Systems ». In *2010 18th Mediterranean Conference on Control & Automation (MED 2010), 23-25 June 2010.* (Piscataway, NJ, USA), p. 1037-42. Coll. « 2010 18th Mediterranean Conference on Control Automation (MED 2010) »: IEEE.
- Schittkowski, K. 1986. « NLPQL: A FORTRAN subroutine solving constrained nonlinear programming problems ». *Annals of operations research*, vol. 5, n° 1, p. 485-500.
- Song, W., A. Keane, J. Rees, A. Bhaskar et S. Bagnall. 2002. « Turbine blade fir-tree root design optimisation using intelligent CAD and finite element analysis ». *Computers & Structures*, vol. 80, n° 24, p. 1853-1867.
- Townsend, JC, JA Samareh, RP Weston et WE Zorumski. 1998. « Integration of a CAD System into an MDO Framework ». *National Aeronautics and Space Administration, Langley Research Center.*
- Van der Velden, A., et P. Koch. 2010. « Isight Design Optimization Methodologies ». *ASM Handbook*, vol. 22.
- Witek, L. 2006. « Failure analysis of turbine disc of an aero engine ». *Engineering failure analysis*, vol. 13, n° 1, p. 9-17.
- Zhao, Lifeng, et Yunqing Li. 2009. « The integrated intelligent systems based on multidisciplinary design optimization for engine design ». In *2009 International Symposium on Computational Intelligence and Design, ISCID 2009, December 12, 2009 - December 14, 2009.* (Changsha, Hunan, China) Vol. 2, p. 53-56. Coll. « ISCID 2009 - 2009 International Symposium on Computational Intelligence and Design »: IEEE Computer Society.
- Zhou, M., et GIN Rozvany. 1991. « The COC algorithm, Part II: topological, geometrical and generalized shape optimization ». *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 89, n° 1, p. 309-336.