

DÉVELOPPEMENT D'UNE MÉTHODOLOGIE D'OPTIMISATION AÉRODYNAMIQUE ET MÉCANIQUE D'AUBES DE COMPRESSEURS

par O. ADAM, F. MARIN, J.A. ESSERS, J.C. GOLINVAL, O. LEONARD, C. THONON

Université de Liège – Institut de Mécanique (C3)
Rue Ernest Solvay, 21 – 4000 Liège

Résumé

Le projet décrit dans cet article a pour but de réaliser le dimensionnement des aubages d'un compresseur axial; pour ce faire, des codes de calcul aérodynamique et mécanique sont intégrés dans un processus d'optimisation globale. Le transfert de données entre les différents modules utilisés est pris en charge par un logiciel gestionnaire de tâches, sur lequel est axée la méthode.

Les codes aérodynamiques, basés sur l'approche classique quasi-tridimensionnelle, combinent une simulation d'écoulement dans le plan méridien ainsi qu'une succession d'écoulements en grilles d'aubes. Les codes mécaniques permettent une analyse à la fois statique et dynamique des aubages; on notera en outre la possibilité de leur adjoindre des calculs d'impact ou de vérification de la durée de vie.

Dans son état actuel, le code général permet d'optimiser la masse ou le rendement d'un étage de compression sur la base d'un calcul aérodynamique dans le plan méridien et d'une vérification des marges fréquentielles.

DEVELOPMENT OF AN AERODYNAMICAL AND MECHANICAL OPTIMIZATION METHODOLOGY OF COMPRESSOR BLADES

Abstract

This paper describes a research project aimed at designing axial compressor blades. This can be achieved by including aerodynamical and mechanical programs into a global optimization process. The data transfer between these different parts is performed by a task manager software which is the guideline of the method. The aerodynamical simulation codes, based on a classical quasi-three-dimensional approach, combine a meridional throughflow as well as several blade to blade flow calculations. The mechanical programs allow both static and dynamical analyses of blades. Impact computations and lifetime prediction will be taken into account in the future.

At the present time, the general program optimizes the mass or the efficiency of the compression stage by using a throughflow computation and a verification of frequency security margins.

1. OBJET DE LA RECHERCHE

Actuellement, la conception de turbomachines dans l'industrie aéronautique est souvent fondée sur une approche distincte des problèmes mécaniques et aérodynamiques; la plupart du temps, on fait d'ailleurs appel à des équipes différentes d'ingénieurs, spécialistes dans leur domaine respectif. Des projets de conception pluridisciplinaires ont cependant fait leur apparition; ceux-ci permettraient d'englober dans un même processus de conception des critères de développement aussi diamétralement opposés que la minimisation de la masse des aubes mobiles, la maximisation du rendement des machines, la vérification de critères de sécurité...

C'est dans cette optique que s'inscrit le projet de conception d'aubes de compresseurs axiaux, décrit dans cet article. L'approche proposée est novatrice en ce sens qu'elle intègre dans un même code les critères de dimensionnement aérodynamiques et mécaniques, arbitrés par un logiciel d'optimisation chargé de trouver le meilleur compromis entre les critères antagonistes. La structure du projet comprend par conséquent des simulations d'écoulements de fluides dans le compresseur étudié, des modules de calcul structural par éléments finis ainsi que l'unité d'optimisation. L'interaction entre ces différents composants est contrôlée par un logiciel gestionnaire de tâches dont le rôle est détaillé dans la suite de ce document.

Dans sa forme finale, le logiciel mis au point devrait restreindre considérablement le temps requis par la phase de conception de nouveaux moteurs, en accélérant les étapes entre le cahier des charges et le dessin final.

Le programme gestionnaire de tâches [10] sert de support informatique à la méthodologie développée. Son rôle est triple :

- 1) Faire appel aux différents modules de calcul (lanceur de tâches);
- 2) Organiser les transferts de données et résultats entre ces différents modules;
- 3) Permettre de poser et de résoudre le problème d'optimisation couplée.

Le programme gestionnaire de tâches lance un module externe en exécutant un script, c'est-à-dire un fichier contenant les commandes permettant de lancer cette tâche, et en détecte la fin. Il communique avec des programmes extérieurs grâce à un système d'interfaces qui permettent l'échange d'informations (données et/ou résultats). N'importe quel code de calcul peut donc y être connecté à condition d'écrire le pilote spécifique à ce code. Les outils dont il dispose (algorithmes d'optimisation et de calcul de sensibilités par différences finies) lui permettent de résoudre le problème d'optimisation couplée, où l'utilisateur transcrit simultanément les spécifications techniques aérodynamiques et mécaniques. Ceci suppose la définition préalable de la géométrie des aubages en termes des paramètres de forme, sur lesquels on agit pour atteindre la conception optimisée. La figure (1) résume ce processus.

2. CODES DE CALCUL AÉRODYNAMIQUE

2.1. Choix des méthodes d'analyse

Le processus ébauché ci-avant requiert des outils d'analyse aérodynamique qui ne soient pas tant précis que rapides d'exécution; l'optimisation couplée joue ici le rôle de technique d'avant-projet. Une simulation numérique purement tridimensionnelle n'est par conséquent d'ores et déjà pas envisageable; selon une pratique courante en turbomachines, elle est remplacée par une approche quasi-tridimensionnelle combinant un code de calcul dans le plan méridien à une simulation d'écoulements en grille d'aubes.

Il sera ensuite possible de compléter les résultats de ces simulations de type non visqueux par l'application d'un code de calcul des couches limites ou d'une simulation purement tridimensionnelle.

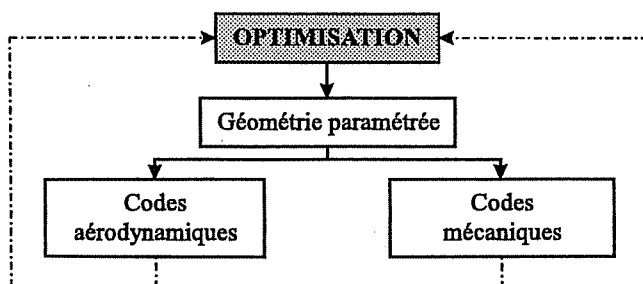


Fig. 1 - Organigramme d'optimisation

2.2. Calcul méridien

2.2.1. Equation throughflow

La simulation de l'écoulement méridien de la machine est obtenue en résolvant l'équation d'équilibre entre les forces agissant sur le fluide dans un plan contenant l'axe de la machine. Celle-ci est basée sur l'équation de conservation de la quantité de mouvement dans le plan méridien, l'équation de conservation de la masse et la relation de Gibbs. Ces relations sont combinées en tenant compte des hypothèses suivantes :

- 1) l'écoulement est supposé permanent
- 2) l'écoulement est supposé axisymétrique
- 3) les effets de viscosité sont négligés

Dans un référentiel cylindrique $r\theta x$ dont l'axe x est confondu avec l'axe de la machine, l'équation résultante est alors projetée sur la direction radiale; on y introduit une fonction courant vérifiant l'équation de continuité :

$$\frac{\partial \psi}{\partial r} = \rho r V_x \quad \frac{\partial \psi}{\partial x} = -\rho r V_r \quad (1)$$

Sur la base des grandeurs totales amont, les différentes variables sont enfin rendues adimensionnelles, ce qui donne l'équation *throughflow* :

$$\begin{aligned} (T - M_1^2 V_x^2) \frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + (T - M_1^2 V_r^2) \frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} - 2 M_1^2 V_x V_r \frac{\partial^2 \psi}{\partial x \partial r} \\ = \frac{\partial \psi}{\partial r} \left[\frac{T}{r} + \frac{\partial h^\circ}{\partial r} - T \frac{\partial s}{\partial r} - M_1^2 V_\theta \frac{\partial V_\theta}{\partial r} \right] \\ + \frac{\partial \psi}{\partial x} \left[\frac{\partial h^\circ}{\partial x} - T \frac{\partial s}{\partial x} - M_1^2 V_\theta \frac{\partial V_\theta}{\partial x} \right] \\ + (T - M_1^2 (V_x^2 + V_r^2)) \frac{\rho r}{V_x} \\ \left[\frac{1}{M_1^2} \left(\frac{\partial h^\circ}{\partial r} - \frac{T}{\gamma} \frac{\partial s}{\partial r} \right) - \frac{F_{br}}{\rho} - \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial (r V_\theta)}{\partial r} \right] \quad (2) \end{aligned}$$

Cette équation aux dérivées partielles est elliptique si le nombre de Mach méridien est inférieur à l'unité, ce qui équivaut à restreindre son champ d'application aux écoulements méridiens subsoniques. Ceci peut sembler limitatif, du fait que la plupart des compresseurs actuels sont transsoniques, c'est-à-dire que l'écoulement qui y prend place comporte des zones soniques. Cependant, il est très rare que la vitesse méridienne elle-même dépasse la vitesse du son, d'autant que ce projet de recherche est sensiblement orienté vers les compresseurs basse pression.

2.2.2. Technique de résolution

Une méthode de résolution itérative a été choisie pour résoudre l'équation (2) dans le plan méridien : il s'agit d'une méthode de surrelaxation par lignes, choisie pour ses bonnes propriétés de convergence [2], dont le principe est de balayer le domaine de calcul en traitant successivement les lignes de maillage. La résolution de l'équation *throughflow* sur le domaine prend alors la forme d'un enchaînement de systèmes tridiagonaux dont les inconnues sont les actualisations de la fonction de courant entre deux itérations.

Ce processus se base sur le champ de fonction de courant à l'itération précédente et sur un champ de vitesses tangentielles, perpendiculaires au plan méridien. Ces vitesses peuvent être déduites de la géométrie des aubes (méthode directe) ou de performances requises (méthode inverse). La méthode directe est celle utilisée pour l'optimisation couplée; le rapport de compression et le rendement sont alors des résultats et peuvent être optimisés au même titre que la masse des aubes.

2.2.3. Méthode directe

La méthode directe est basée sur la connaissance de la géométrie tridimensionnelle des aubes, qui sont décrites par un empilement de profils. Chacun de ces profils est caractérisé par sa corde, son épaisseur et les angles des tangentes à son squelette au bord d'attaque et au bord de fuite. Combinées aux conditions de l'essai, ces données permettent d'associer à tout champ de fonction courant un champ de vitesses tangentielles sur le domaine.

Cette étape du calcul n'est pas immédiate, parce qu'il n'y a pas de relation analytique entre les angles matériels, encore appelés «mécaniques», et les angles d'écoulement. Tout le problème de la méthode directe revient à déterminer les angles de déviation correspondant aux incidences observées sur le bord d'attaque des aubages. Celles-ci sont liées à l'écoulement amont; la déviation est alors influencée par le type de profil utilisé, le calage, le pas relatif de la couronne d'aubages... Le code de calcul utilise actuellement les corrélations de Howell, dérivées de la loi de Carter, selon laquelle la déviation est une fonction de la cambrure et du pas relatif des aubes [6].

La convergence du module de calcul LSOR est dès lors possible, de même que l'évaluation des objectifs d'optimisation (rapport de compression, rendement). Ces résultats sont pour l'instant suffisants pour inscrire la simulation throughflow dans le cadre de l'optimisation couplée, même si les corrélations de pertes et de déviations sont relativement basiques.

2.2.4. Applications

La méthode directe décrite ci-dessus permet de simuler les écoulements méridiens dans un compresseur comportant une ou plusieurs couronnes d'aubages; les résultats présentés ici sont relatifs au cas-test Rolls-Royce choisi pour valider la méthode d'optimisation couplée. Toutefois, il serait peu intéressant de montrer les distributions de nombre de Mach ou d'angles en différentes stations de la machine, d'autant que les mesures publiées dans le document sont, de l'aveu des auteurs eux-mêmes, sujettes à caution. La variation du rapport de compression et du rendement en fonction du débit passant par la machine est donc illustrée.

La figure (2) montre l'aptitude de la méthode directe à simuler le comportement réel du compresseur, dont le rapport de compression augmente lorsque le débit massique diminue; à noter toutefois, l'absence du phénomène de pompage à haut taux de compression, qui n'est pas encore modélisé. La chute du rendement lorsque la vitesse débitante augmente est, quant à elle, bien visible.

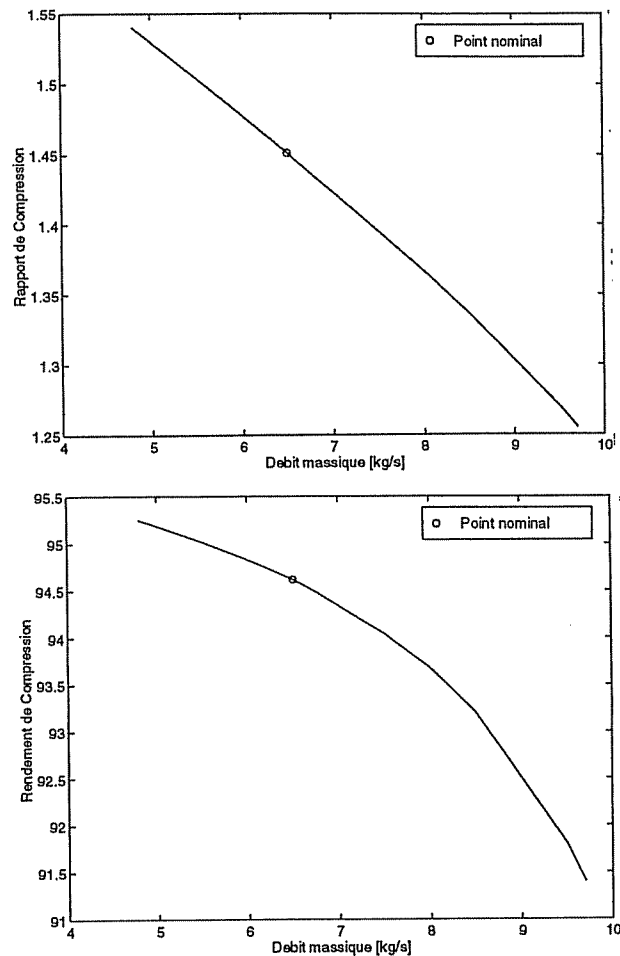


Fig. 2 – Evolution des rapport et rendement de compression

2.3. Calcul en grilles d'aubes

Le calcul en grilles d'aubes est assuré par une méthode analytique, la méthode de Martensen, dont le domaine d'application a été étendu aux écoulements compressibles et quasi-tridimensionnels [7, 11]. La jonction avec le code de calcul méridien n'a cependant pas encore été établie, ainsi que l'introduction des efforts aérodynamiques dans le module de calcul de la compensation statique; c'est pourquoi ce module n'est pas documenté.

3. CODES DE CALCUL MÉCANIQUE

Afin de poser correctement le problème d'optimisation (fonction objectif, contraintes, variables, espace de conception), la prise en compte des préoccupations industrielles est absolument nécessaire. L'enchaînement des tâches, qu'elles soient du type aérodynamique ou mécanique, correspond fidèlement à la hiérarchie des spécifications techniques du dimensionnement: les critères dimensionnants interviennent directement dans le processus d'optimisation couplée tandis que les critères secondaires, qui modifient moins radicalement le dessin de l'aube, sont vérifiés a posteriori lorsqu'un compromis optimal est déjà réalisé. Il serait d'ailleurs probablement très coûteux, voire impossible, de gérer l'ensemble des restrictions dimensionnantes et secondaires à chaque itération du processus d'optimisation.

3.1. Critères de dimensionnement principaux

Pour la conception mécanique, les critères de dimensionnement sont les *critères dynamiques* : pendant leur durée de vie, les aubes sont soumises à de nombreuses sources d'excitation vibratoire liées à la mise en rotation du moteur [9]. Il est indispensable qu'elles résistent pendant chaque phase caractéristique du vol. Les vitesses de décollage, de croisière, de red-line, de ralenti-vol, ..., sont autant de vitesses caractéristiques pour lesquelles il faut s'assurer que le contenu vibratoire des aubes ne sera pas excité. On définit alors toute une série de critères de marges de sécurité fréquentielles qu'il va falloir respecter au mieux. Ces critères correspondent aux différentes sources d'excitation à prendre en compte, avec bien entendu des règles de priorité. Une marge fréquentielle correspond à l'écart relatif entre une fréquence d'excitation f_{exc} et une fréquence propre de l'aube f_p . Le concepteur d'aube doit évidemment se prémunir contre les résonances vibratoires (coïncidences fréquentielles), mais aussi s'assurer des marges fréquentielles suffisantes pour les excitations les plus dangereuses aux régimes de vol les plus fréquents. Il faut par exemple ménager une plage suffisante de variation de la vitesse de rotation du moteur aux abords de son régime de croisière, pour éviter une éventuelle résonance vibratoire. C'est ainsi que le minimum des marges fréquentielles est fixé à 10 % (l'objectif serait 15 %) et les critères dynamiques prennent donc la forme suivante :

$$m = \frac{|f_{exc} - f_p|}{f_{exc}} \cdot 100 \geq 10 \quad (3)$$

Les principaux modes propres à surveiller pour une pale seule sont, par priorité décroissante :

- le premier mode de flexion (1F),
- le premier mode de torsion (1T),
- le deuxième mode de flexion (2F),
- le deuxième mode de torsion (2T),
- pour les aubes à faible allongement uniquement,

les deux premiers modes à bandes (1SM et 2SM pour «stripe mode» en anglais).

Les excitations à considérer sont, par priorité décroissantes :

- les premières harmoniques du régime moteur considéré : 1N, 2N, 3N, ... où N désigne la vitesse de rotation. Ceci vaut surtout pour les aubes à modes propres de basse fréquence.

- les harmoniques du régime moteur correspondant aux nombres d'aubes de l'étage et/ou des étages voisins. Ces excitations sont surtout importantes pour les aubes à haut contenu fréquentiel. La règle est la suivante :

- 1) pour les aubes statoriques, on considère le sillage des aubes mobiles du premier étage amont et du premier étage aval,

- 2) pour les aubes mobiles, on considère le sillage des aubes fixes des deux étages en amont, de l'étage en aval ainsi que le sillage correspondant au battement entre les deux étages en amont.

D'autres restrictions pourraient également intervenir selon les cas (présence de bras de carter, vol avec incidence, ...).

Au vu de ces énumérations, on se rend vite compte que le nombre de restrictions à écrire dans le problème d'optimisation devient très élevé, surtout si on les vérifie à chaque régime caractéristique. Dans un premier

temps, cela est impossible à gérer d'autant plus qu'au stade actuel du travail, le calcul analytique de sensibilités pour les codes éléments finis n'est pas encore opérationnel. Pour ces raisons, l'optimisation est réalisée avec les contraintes dynamiques liées aux marges de sécurité les plus faibles et donc susceptibles d'être violées le plus rapidement au cours du processus d'optimisation. Les autres marges de sécurité, considérées comme secondaires, sont vérifiées une fois un optimum atteint.

La recherche des fréquences naturelles de l'aube s'effectue à partir de l'équation homogène [5] :

$$[M] \{\ddot{q}\} + [K] \{q\} = \{0\} \quad (4)$$

où

$\{q\}$ est le vecteur des coordonnées généralisées ;

$[M]$ est la matrice de masse ;

$[K] = [K_S] + [K_g(\{\sigma_C\})]$ est la matrice de raideur généralisée : $[K_S]$ est la matrice de raideur structurale, et $[K_g(\{\sigma_C\})]$ est la matrice de raideur géométrique associée au champ de contraintes centrifuges. L'effet non linéaire de *raidissement centrifuge* est responsable de l'augmentation des fréquences propres de l'aube avec la vitesse de rotation. La correction $[K_g(\{\sigma_C\})]$ est calculée après résolution préalable du système statique suivant :

$$[K_S]\{q\} = \{F_C(\Omega^2)\} \quad (5)$$

où $\{F_C(\Omega^2)\}$ est le vecteur des forces centrifuges.

Les fréquences propres sont calculées à trois régimes moteur différents. Le diagramme de Campbell est alors obtenu par interpolation quadratique entre ces trois jeux de résultats.

Finalement, le programme calcule les marges de sécurité fréquentielles intervenant dans le dimensionnement des aubes mobiles aux trois vitesses caractéristiques suivantes : vitesse de croisière, vitesse de décollage et vitesse de «red line».

3.2. Critères de dimensionnement secondaires

Un ensemble de critères secondaires (flottement aéroélastique [1], compensation statique [8], survillage, calcul en survitesse, ingestion d'oiseaux, durée de vie...) modifiant moins radicalement la géométrie de la pale peut être vérifié *a posteriori*, après obtention d'un compromis optimal.

Il est à noter qu'à ce stade de la recherche, le dimensionnement secondaire n'est pas encore pris en compte ; seule une optimisation couplée considérant les critères de dimensionnement principaux est réalisée.

De plus, la grande souplesse d'utilisation des différents outils développés autorise le constructeur à choisir les critères de dimensionnement (principaux ou secondaires) selon sa convenance.

4. EXEMPLE D'APPLICATION

Au cours du processus itératif d'optimisation, un certain nombre de paramètres constitutifs du profil des aubes du rotor sont modifiés (ici, le stator ne subit aucune modification au cours des itérations). Etant donné les coûts élevés des processus d'optimisation en

terme de temps de calcul, le cas-test étudié, un ensemble rotor-stator unique, doit être simple (décrit par un petit nombre de paramètres : courbure du squelette, corde, épaisseur maximale...) tout en ne nuisant pas à la généralité des développements.

Le document dont nous disposons [4] décrit en détail l'unité rotor-stator (rotor : 41 aubes, stator : 73 aubes) d'un compresseur subsonique à étage unique :

– Les aubes du stator sont issues du système de définition anglais, lequel caractérise les profils par une loi de demi-épaisseur et une épaisseur maximale, par une loi de squelette, et par une cambrure. Dans le cas de notre essai, le stator est composé de profils 7C4, c'est-à-dire possédant une épaisseur maximale de 7 % de la corde, et une loi de demi-épaisseur de type C4 (tabulée). La loi de squelette est de plus circulaire et est fonction de la cambrure, cette dernière étant variable suivant les stations radiales.

– Les aubes du rotor, quant à elles, sont dessinées suivant des profils bidimensionnels à double arc circulaire (Double Circular Arc ou DCA). Un profil DCA se compose donc de deux arcs de cercle non concentriques pour l'extrados et l'intrados. Dans le cas présent, les bords d'attaque et de fuite sont circulaires aussi et se raccordent tangentiellement aux autres courbes.

La tâche d'optimisation est la tâche mère. Elle rapatrie les variables nécessaires au problème, calcule les sensibilités des fonctions par rapport aux paramètres et résout l'optimisation par la méthode «MDQA» [3] (Method of Diagonal Quadratic Approximation). Cette méthode réalise à chaque itération une approximation quadratique de la fonction objectif et des contraintes. Le hessien du problème n'est cependant pas estimé exactement : il est approché par une matrice diagonale, d'où le nom de la méthode. Le problème initial est donc remplacé par une suite de problèmes quadratiques convexes, faciles à résoudre. Cet algorithme a été choisi car il présente les avantages suivants :

- 1) il admet des valeurs nulles pour les variables de conception,
- 2) du fait des approximations quadratiques, la courbure des fonctions est prise en compte et l'algorithme permet de résoudre des problèmes à minimum non contraint, c'est-à-dire non situés sur une limite de l'espace de conception.

Les paramètres de conception sont les variables de forme prises indépendamment au pied et à la tête de la pale. Entre la tête et le pied, ils varient linéairement. Les 8 paramètres utilisés sont les suivants :

CHU et CTI : la corde au pied et à la tête,

RHU et RTI : le rapport de l'épaisseur maximale à la corde au pied et à la tête,

B1HU et B1TI : les angles des tangentes au squelette du profil au bord d'attaque au pied et à la tête,
B2HU et B2TI : les angles de tangentes au squelette du profil au bord de fuite au pied et à la tête.

Ces variables sont autorisées à varier dans une plage de 10 % autour de leur valeur initiale.

Une analyse dynamique de la configuration initiale du problème permet de repérer les marges de sécurité qui vont intervenir dans la boucle d'optimisation. Celle-ci tient également compte de deux restrictions de type géométrique qui limitent la variation de l'ouverture angulaire du squelette des profils de manière à se préserver d'une distorsion de maillage : les angles des tangentes au

squelette du profil au bord d'attaque et au bord de fuite doivent être liés entre eux. Deux contraintes aérodynamiques sont finalement prises en considération. Nous posons donc le problème sous la forme suivante :

minimiser la masse avec

$$10 \% \leq m_{5,5,\text{crois}}$$

$$10 \% \leq m_{6,5,\text{redli}}$$

$$28.161 \leq B1HU-B2HU \leq 34.419$$

$$13.280 \leq B1TI-B2TI \leq 16.236$$

$$1.236 \leq \pi_c \leq 1.5$$

$$94 \leq \eta \leq 100$$

Les variables $m_{5,5,\text{crois}}$, $m_{6,5,\text{redli}}$, π_c et η représentent respectivement :

– la marge de sécurité du 5^{ème} mode de vibration vis-à-vis de la 5^{ème} source d'excitation à la vitesse de croisière;

– la marge de sécurité du 6^{ème} mode de vibration vis-à-vis de la 5^{ème} source d'excitation à la vitesse de «red line»;

– le taux de compression de l'étage considéré;

– le rendement de ce dernier.

L'ensemble des marges de sécurité sera vérifié *a posteriori* pour chaque vitesse caractéristique puisque seulement deux critères sont pris en compte dans l'optimisation.

La figure (3) représente l'évolution des principaux paramètres au cours des itérations. On constate que l'optimum de la fonction objectif est atteint après trois itérations. La masse de l'aube a été réduite d'environ 25 %. Le taux de compression a pu être amélioré de presque 2 % et le rendement de 1.5 %. Les cordes et les épaisseurs maximales en pied et tête d'aube ont atteint leur borne inférieure dès la première itération. La variation des angles en pied et tête d'aube est très faible, de l'ordre de 1 à 3 %. Ceci se justifie par le fait qu'au départ, l'aube se trouve déjà dans une configuration lui conférant des performances aérodynamiques satisfaisantes.

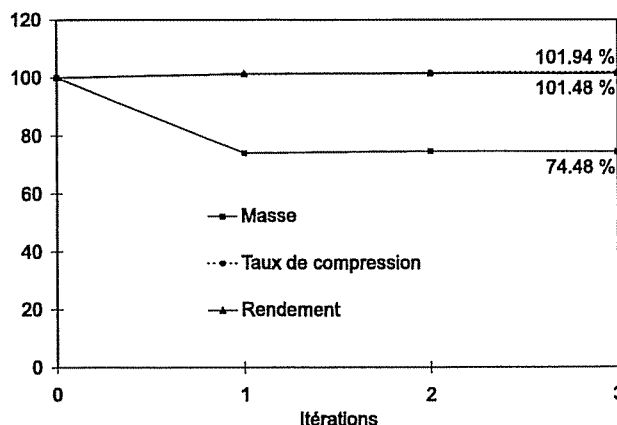


Fig. 3 – Premier essai (minimisation de la masse)

Les marges de sécurité $m_{5,5,\text{crois}}$ et $m_{6,5,\text{redli}}$ valent respectivement 17.723 % et 10.014 %. Les autres marges ont été vérifiées *a posteriori* et sont toutes au-dessus des 10 %.

Les résultats de cette première optimisation couplée permettent de montrer l'influence de la partie aérodynamique sur le dimensionnement de l'aube. La restriction sur le rendement minimal à atteindre étant

violée au départ, elle devient active en fin d'optimisation. La figure (4) illustre le changement de géométrie subi par l'aube après optimisation.

Remarque : Afin de valider les résultats obtenus lors de la première optimisation, le processus d'optimisation décrit ci-dessus a été relancé mais en modifiant la géométrie initiale de l'aube. Les angles d'inclinaison des tangentes au squelette du profil en pied et tête d'aube ont été réduits afin de diminuer la cambrure de celle-ci.

Les écarts, exprimés en pourcents, sont représentés sur la figure (5). La masse, le taux de compression et le rendement sont obtenus respectivement avec une précision de 0.6 %, 3 % et 0.2 %. Quant aux angles de pied et tête d'aube, le plus grand écart est de 11 %. Ce qui représente une différence angulaire d'environ 4 degrés.

Les résultats obtenus en partant de la géométrie modifiée sont donc très proches de ceux obtenus au premier essai. Seuls les angles des tangentes au squelette du profil sont entachés d'une erreur plus importante.

Dans le cas où la fonction objectif est le rendement de l'étage, le problème d'optimisation devient :

minimiser $1/\eta$ avec

$$10\% \leq m_{5,5,crois}$$

$$10\% \leq m_{6,5,redli}$$

$$28.161 \leq B1HU-B2HU \leq 34.419$$

$$13.280 \leq B1TI-B2TI \leq 16.236$$

$$1.33 \leq \pi_c \leq 1.5$$

$$0.006 \leq \text{masse} \leq 0.009$$

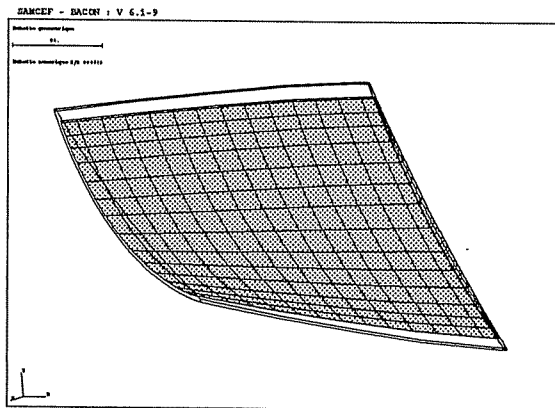


Fig. 4 - Changement de géométrie de l'aube

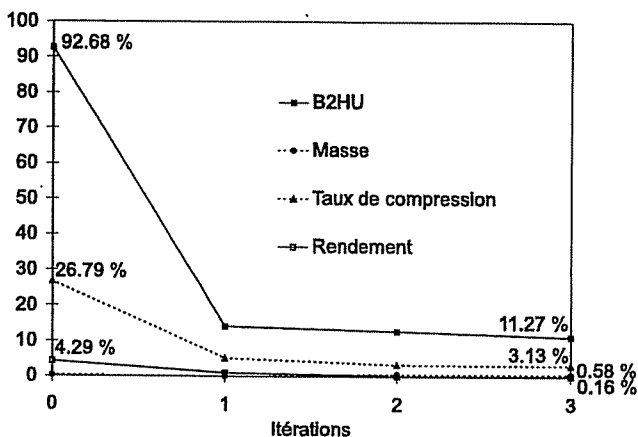


Fig. 5 - Validation du premier essai

La figure (6) résume les résultats obtenus. La masse tend vers sa valeur maximale admissible, soit une réduction de 24 %. Vis-à-vis du premier test, la masse obtenue ici est légèrement plus élevée. Cependant, on note une amélioration du taux de compression (6 %) et du rendement (2 %). Notons encore que les marges de sécurité $m_{5,5,crois}$ (16.964 %) et $m_{6,5,redli}$ (10.945 %) sont satisfaites, ainsi que celles qui n'ont pas été prises en compte dans le processus d'optimisation.

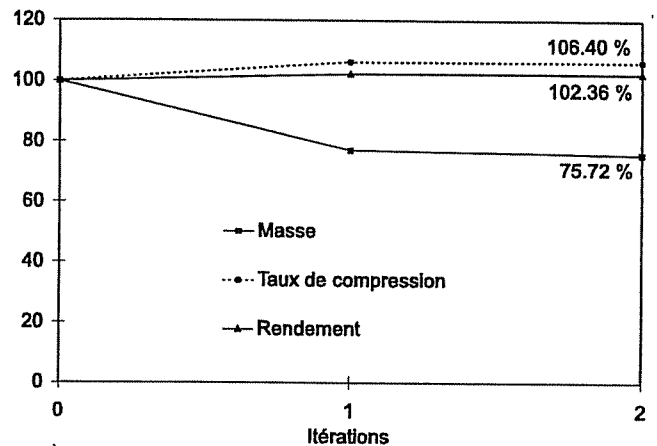


Fig. 6 - Deuxième essai (maximisation du rendement)

Ce test nous a donc permis d'accroître les performances aérodynamiques de l'étage rotor-stator tout en réduisant la masse de l'aube rotorique de façon satisfaisante.

5. CONCLUSIONS

Les résultats de ces premières optimisations couplées sont concluants; nous avons pu mettre en évidence la participation des différents outils à la réalisation d'un optimum. En effet, selon la définition du problème d'optimisation, on voit apparaître l'influence des codes aérodynamiques sur un problème qui était auparavant essentiellement mécanique.

De plus, la structure fortement modulaire du programme général permet l'intégration rapide de codes de calcul complémentaires introduits pour raffiner le modèle utilisé et tenir compte d'un nombre accru de paramètres dans la mise au point de l'optimum. C'est ainsi que nous pourrions, dans un avenir proche, organiser la liaison entre le calcul méridien et le calcul en grilles d'aubes, incorporer un calcul des couches limites à ces deux outils, réaliser la compensation statique des aubes...

REMERCIEMENTS

Le présent projet s'inscrit dans le cadre d'un programme de recherche financé par le Ministère de la Région Wallonne.

RÉFÉRENCES

- [1] AGARD, *Manuals on Aeroelasticity in Axial-Flow Turbomachines*, Unsteady Turbomachinery Aerodynamics (Vol. 1), Structural Dynamics and Aeroelasticity (Vol. 2), AGARD-AG-298, 1988.
- [2] J.A. ESSERS, *Compléments d'analyse numérique*, ULg, Faculté des Sciences Appliquées.
- [2] C. FLEURY, *Optimisation des structures*, ULg, Faculté des Sciences Appliquées.
- [3] R.B. GINDER, D. HARRIS, Test-case E/CO-3, Single subsonic compressor stage, AGARD Advisory Report No. 275, pp 214-244.
- [4] J.C. GOLINVAL, *Aspects mécaniques des turbomachines*, ULg, Faculté des Sciences Appliquées.
- [5] J.H. HORLOCK, *Axial flow compressors*, Butterworths Scientific Publications, London, 1958.
- [6] O. LEONARD, *Écoulements dans les turbomachines*, ULg, Faculté des Sciences Appliquées.
- [7] P. PRÉTOT, *Optimisation statique des aubes mobiles de turbomachine*, Mémoire présenté en vue d'obtenir le diplôme d'ingénieur C.N.A.M. en mécanique industrielle, juin 1993.
- [8] J.S. RAO, *Turbomachine blade vibration*, John Wiley & Sons, 1991.
- [9] SAMTECH, *Boss/QUATTRO v.2.1 et SAMCEF v.6.1, User's Guides*.
- [10] R.A. VAN DEN BRAEMBUSSCHE, *Calculation of compressible subsonic flow in cascades with varying blade height*, Transactions of ASME, Volume 95, Number 4, October 1973, pp 345-351.