

Sur l'utilisation d'un modèle de sillages pour le calcul du bruit d'interaction Rotor-Stator

M. Roger

Laboratoire de Mécanique des fluides et d'Acoustique de l'Ecole Centrale de Lyon

On the Use of a Wake Correlation to Predict the Noise from Rotor-Stator Interactions

Summary

The major part of the noise radiated by some compressor stages or cooling fans is associated with the impingement of the wakes of the rotor blades on the outlet guide vanes. Then the so-called rotor-stator interaction noise depends on geometrical details of the wakes, such as the local wake width and the velocity defect on the wake centre line.

These parameters are not commonly accessed by measurement, but they are necessary to compute and explain the noise. They can be inferred from the experimental literature available on the characteristics of wake decay behind a rotor, and by virtue of classical similarity laws. Moreover, the use of an a priori calculation is well-suited for a true prediction method, before the machine is manufactured. Acoustical results will then be reliable only if the wake parameters can be determined with the required degree of precision.

In this paper, the results of a complete calculation of the noise are discussed, for the case of the shrouded tail rotor of an helicopter. The sensitivity of the noise radiated by the outlet guide vanes to variations in the main parameters is examined. It is shown that, for the case of practical interest, only a rough description of the wakes is necessary to obtain good acoustical results.

Über die Anwendung eines Nachlaufmodells auf die Geräuschberechnung bei der Rotor-Stator-Wechselwirkung

Zusammenfassung

Dieser Artikel betrifft die Anwendung eines Modells zur Beschreibung des Nachlaufs eines Rotors für die Berechnung des Geräuschs von einem Stator-Diffusor.

Es wird der Einfluß verschiedener Parameter wie der charakteristischen Größe und den Abweichungen von der mittleren Nachlaufgeschwindigkeit untersucht, wobei von einer repräsentativen Referenzkonfiguration ausgegangen wird, nämlich der eines ummantelten Hubschrauber-Heckrotors. Das Modell beruht auf den Gesetzen der Nachlaufentwicklung, die der Literatur entnommen wurden.

Es wird gezeigt, daß die ungefähre Kenntnis der Nachlaufschwankungen für eine zuverlässige Vorhersage des Pegels der hauptsächlichsten Spektrallinien ausreicht, welche fast die gesamte abgestrahlte Energie enthalten. Das vorgeschlagene Modell erwies sich somit als eine sehr zuverlässige Grundlage für die Vorhersage des von der Rotor-Stator-Wechselwirkung erzeugten Geräuschs.

Sur l'utilisation d'un modèle de sillages pour le calcul du bruit d'interaction Rotor-Stator

Résumé

Cet article concerne l'opportunité de l'emploi d'un modèle de description des sillages d'un rotor pour calculer le bruit rayonné par un stator redresseur.

L'influence de différents paramètres, tels que la largeur caractéristique et le défaut de vitesse sur la ligne moyenne des sillages, est analysée, à partir d'une configuration de référence représentative d'un fenestron d'hélicoptère. Le modèle repose sur des lois d'évolution de sillages disponibles dans la littérature.

On montre qu'une connaissance approximative des sillages est suffisante pour prédire avec une bonne stabilité le niveau des premières raies du spectre de bruit, porteuses de presque toute l'énergie rayonnée. Le modèle proposé est donc tout à fait fiable d'emploi dans le cadre d'une méthode de prévision du bruit d'interaction rotor-stator.

1. Introduction

Que ce soit dans le domaine des propulseurs aéronautiques ou dans celui plus modeste des systèmes de ventilation axiaux, on se trouve souvent en présence d'étages élémentaires constitués d'un rotor et d'un stator.

Lorsqu'on s'intéresse au bruit d'origine aérodynamique d'une machine se pose alors le problème du rayonnement produit par les interactions de sillages, qui constituent une des sources de nuisance acoustique les plus délicates à modéliser en raison de la complexité des écoulements mis en jeu. Le contexte général en est le suivant: une roue fixe ou mobile (stator ou rotor) se trouve soumise au champ d'écoulement issu de la roue mobile ou fixe (rotor ou stator) qui la précède, lequel est perturbé par les sillages. Du fait de cette perturbation les pales ou les aubes situées en aval subissent des fluctuations de charge périodiques (si le défaut de vitesse des sillages peut être considéré lui-même comme périodique) et émettent un bruit de

Reçu le 25 Janvier 1993,
accepté le 27 Juillet 1993.

Michel Roger, Laboratoire de Mécanique des fluides et d'Acoustique de l'Ecole Centrale de Lyon, URA CNRS 263, 36 Avenue Guy de Collongue, BP 163, 69131 Ecully, Cedex, France.

raies de nature dipolaire, appelé bruit d'interaction de sillages rotor-stator ou stator-rotor, selon la configuration considérée. Ce bruit est dans les deux cas produit aux harmoniques de la fréquence de passage des pales du rotor [1, 2].

Les sillages sont également porteurs d'une turbulence responsable d'un bruit à spectre continu. Mais ce bruit se situe très en dessous du bruit de raies, tout du moins dans le cadre des applications envisagées ici [2]. Nous ne le prenons donc pas en compte dans ce qui suit, bien que certains modèles paramétriques permettent de traiter à la fois les deux contributions [4].

Dans ce contexte une difficulté majeure s'oppose à l'acousticien désireux de prévoir le bruit produit: il a besoin d'une connaissance suffisante de la structure et de l'évolution des sillages pour remonter aux harmoniques de charge qu'ils induisent sur les profils de pales ou d'aubes fixes, et en déduire enfin le bruit. De tels renseignements sont d'un accès difficile.

On peut espérer les déduire de mesures lorsque la machine étudiée sur le plan acoustique a déjà été réalisée. Mais à ce titre on peut remarquer que la mesure de sillages derrière un rotor nécessite une instrumentation tournante particulièrement coûteuse [5]; bien souvent elle représente un investissement impossible. Par ailleurs cette approche n'est pas envisageable si l'on désire avoir une idée du bruit d'interaction de sillages d'une machine avant sa conception.

La seule voie de recherche possible consiste donc à se tourner vers l'emploi de modèles d'évolution de sillages. De tels modèles sont disponibles à l'heure actuelle, grâce justement à l'abondance des investigations expérimentales rapportées dans la littérature, qui dès les années soixante-dix intéressaient les grilles d'aubes [6] et qui depuis ont été étendues aux rotors [5]. Le fait que des mesures de sillages effectuées sur une installation puissent s'appliquer à une autre découle des propriétés de similitude d'un sillage, connues depuis longtemps sur le plan théorique. Un seul grief peut leur être opposé: dans le cas des sillages d'un rotor, les mesures disponibles et les lois de similitude s'appliquent bien dans la partie moyenne du canal de la machine; mais on ne dispose que de très peu de renseignements sur les comportements réels en pied ou en tête de pale [7], qui font intervenir des phénomènes tels que décollements, tourbillons marginaux dus aux jeux en bout de pales, écoulements secondaires, etc.

Pour toutes ces raisons nous présentons ici une étude paramétrique du bruit rayonné par un stator redresseur dans la configuration de l'interaction rotor-stator, étude théorique conduite à partir d'un modèle de sillage. Plus précisément, nous nous proposons de montrer l'incidence du degré de précision apporté à la description des sillages sur les résultats d'un calcul de bruit, dans le but d'extraire certains critères concernant la fiabilité d'un tel calcul.

La méthode employée est la suivante:

– on détermine à l'aide du modèle choisi les paramètres des sillages du rotor, en fonction de l'écoulement moyen supposé connu; ces paramètres sont essentiellement l'amplitude et la largeur du défaut de vitesse et leur évolution en fonction de la distance au bord de fuite des pales.

– on en déduit les fluctuations de charge sur les aubes du stator grâce à des théories classiques de l'aérodynamique instationnaire des profils. Ceci permet de définir les harmoniques de charge par transformée de Fourier.

– l'étape acoustique proprement dite est achevée par l'analogie aéroacoustique de Ffowcs Williams et Hawkins, c'est-à-dire que le bruit du stator est assimilé à celui d'un réseau de dipôles rayonnant en espace libre [17]. On néglige alors le bruit propre des écoulements et le bruit d'épaisseur (voir par exemple [2]).

Cette méthode est illustrée ici sur une configuration représentative des fenestrons d'hélicoptères.

Notations

$b(x)$	demi-largeur caractéristique du sillage à la distance x
b_1, b_2	valeurs de $b(x)$ respectivement côtés intrados et extrados des pales du rotor
B	nombre de pales du rotor
c	corde d'une pale de rotor
c_s	corde d'une aube de stator
c_0	célérité du son
C_d	coefficient de traînée d'une pale
d'	distance d'interaction rotor-stator
F_{sB}	harmonique de charge de rang sB sur une aube de stator
l_A, l_B	demi-largeurs apparentes du sillage
p_{sB}	amplitude complexe de la fluctuation de pression acoustique à la pulsation $sB\Omega$
R	rayon d'un élément d'aube du stator
R_{in}, R_{ex}	rayons en pied et en tête d'aube
U	vitesse courante dans le sillage
U_e	vitesse extérieure au sillage
U_c	défait de vitesse sur la ligne moyenne du sillage
V	nombre d'aubes du stator
$w(t)$	perturbation de vitesse perpendiculaire à une aube
w_{sB}	coefficient de Fourier de $w(t)$
x	coordonnée le long de la ligne moyenne du sillage
y	coordonnée perpendiculaire au sillage
α_j	position angulaire de la j° aube
β_2	angle de l'écoulement de sortie du rotor
Ω	vitesse angulaire du rotor
γ	angle d'inclinaison des pales du rotor
γ'	angle d'inclinaison des aubes du stator

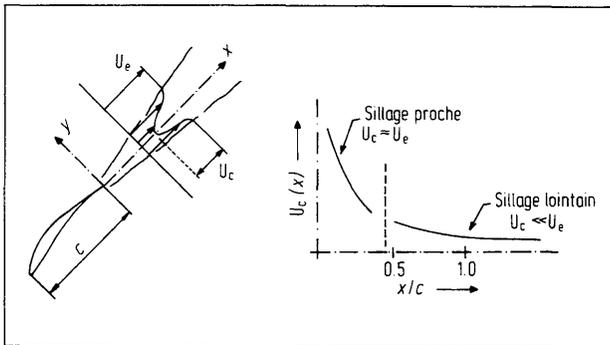


Fig. 1. Défaut de vitesse dans le sillage d'une pale en rotation. En sillage proche le défaut de vitesse au centre du sillage U_c décroît très vite; en sillage lointain la décroissance est lente.

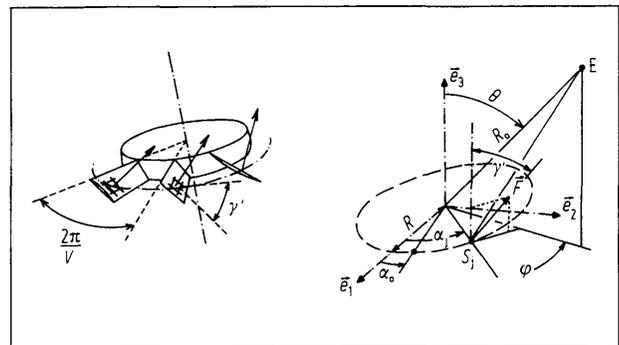


Fig. 2. Géométrie du stator. R rayon du cercle passant par les éléments d'aubes S_j , α_j position angulaire de l'élément S_j , V nombre des aubes, γ' inclinaison des aubes, E point d'écoute situé en champ lointain.

- (R_0, θ, φ) coordonnées sphériques du point d'écoute par rapport au centre du stator
- (θ_v, φ_v) angles de projection d'un diagramme de directivité

2. Description du modèle utilisé

2.1. Modélisation des sillages du rotor

A priori la forme exacte du sillage d'une pale dépend de nombreux paramètres, à savoir le coefficient de portance sous l'incidence considérée, la cambrure, etc. Mais son allure générale suit une évolution en fonction de la distance au bord de fuite conforme à certaines lois de similitude, qui se révèlent d'une utilisation simple pour un calcul de bruit.

Nous utilisons ici des lois issues d'investigations expérimentales conduites par l'équipe de Lakshminarayana et al. [5, 6]. Ainsi, si l'on désigne par x la coordonnée curviligne le long de l'axe du sillage et y la coordonnée perpendiculaire, on constate que le défaut de vitesse écrit sous forme adimensionnelle obéit à une loi gaussienne du type:

$$U_c - U = U_c(x) e^{-0.693 \left(\frac{y}{b(x)} \right)^2} \quad (1)$$

où $b(x)$ est la demi-largeur caractéristique du sillage à la distance x , $U_c(x)$ le défaut de vitesse maximal observé sur l'axe du sillage, U la vitesse courante et U_c la vitesse extérieure (Fig. 1).

L'achèvement du modèle nécessite la donnée de $b(x)$ et $U_c(x)$, sachant que b n'a pas la même valeur selon que la moitié de sillage correspondante est issue de l'intrados ou de l'extrados de la pale. En fonctionnement normal cette dissymétrie naturelle liée au chargement de la pale est relativement faible. En revanche, lorsque la pale est en décollement la dissymétrie peut être plus importante [7].

En général $b(x)$ évolue comme la racine carrée de x . Nous avons retenu pour nos calculs une formule citée par Hanson [4] et établie pour un sillage symétrique:

$$\frac{b(x)}{c} = 0.68 \sqrt{C_d \left(\frac{x}{c} + 0.15 \right)}, \quad (2)$$

où C_d est le coefficient de traînée du profil de pale.

Quant à la dissymétrie naturelle, elle a été déduite de lois de corrélations sur les pertes et les épaisseurs de couches limites au bord de fuite valables pour des grilles d'aubes (corrélations de Lieblein, voir [18]). On utilise alors pour $b(x)$ deux valeurs corrigées $b_1(x)$ et $b_2(x)$, valables de part et d'autre de la ligne moyenne du sillage (Fig. 3).

En sillage proche, pour des distances au bord de fuite inférieures au quart de la corde, la fonction $U_c(x)$ décroît

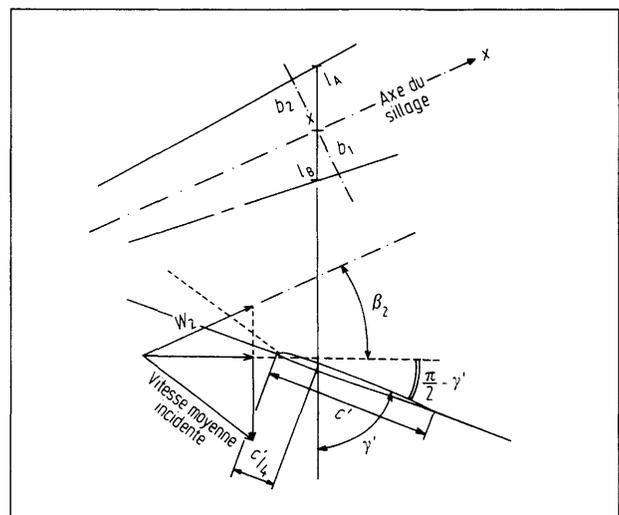


Fig. 3. Configuration de l'interaction rotor-stator. L'impact du sillage est supposé réduit au point situé au quart de la corde d'une aube.

tout d'abord rapidement. Cette évolution est déterminée en grande partie par les transports de masse radiaux résultant des accélérations complémentaires induites par la rotation. En sillage lointain, pour des distances supérieures au quart de corde, le défaut de vitesse $U_c(x)$ décroît plus lentement, conformément à la Fig. 1

$$\frac{U_c(x)}{U_c} = (C_d)^{1/4} \left[B_5 \left(\frac{x}{c} - \frac{x_0}{c} \right)^{-1/2} + B_6 \left(\frac{x}{c} - \frac{x_0}{c} \right)^{-1} \right]. \quad (3)$$

On peut ainsi poser en sillage proche:

$$x_0/c = -0.16, \quad B_5 = -0.361, \quad B_6 = 0.463$$

et en sillage lointain:

$$x_0/c = -0.36, \quad B_5 = 0.271, \quad B_6 = 0.$$

Lorsque l'angle d'incidence sur les pales est trop important, l'écoulement décolle et (2) devient a priori caduque. Dans ce cas, nous avons choisi de déduire l'épaisseur du sillage du coefficient de traînée, en supposant que les corrélations de pertes en grilles d'aubes demeurent utilisables. La loi d'évolution du coefficient de traînée avec l'incidence doit donc être connue.

2.2. Calcul formel du bruit rayonné en champ lointain

Le bruit rayonné par le stator est ici considéré en champ libre, abstraction faite du carénage. Cette simplification n'est pas dramatique puisque les applications envisagées au paragraphe 3 concernent un fenestron d'hélicoptère, pour lequel le carénage est très court et n'introduit qu'une perturbation localisée dans les directions d'émission proches du plan du stator [3]. Par ailleurs, un calcul de champ libre a l'avantage de mettre en évidence le comportement du stator en tant que source sonore, point crucial dans une démarche visant à minimiser le bruit aérodynamique.

Ceci étant précisé, des formulations du bruit de raies rayonné par un stator ont déjà été proposées par différents auteurs [1, 4]. Nous utilisons ici une formule déduite de [8]. Cette formule fournit l'amplitude complexe de la fluctuation de pression acoustique au point d'écoute x à la pulsation $sB\Omega$, où B est le nombre de pales du rotor et Ω sa vitesse de rotation, sous la forme:

$$P_{sB}(x) = \frac{i s B \Omega F_{sB}}{4 \pi c_0 R_0} e^{i s B \Omega \frac{R_0}{c_0}} \cdot \sum_{j=0}^{V-1} [\cos \gamma' \cos \theta - \sin \gamma' \sin \theta \sin(\alpha_j - \varphi)] \cdot e^{i s B \left\{ j \frac{2\pi}{V} - \frac{\Omega R_0}{c_0} \sin \theta \cos(\alpha_j - \varphi) \right\}} \quad (4)$$

où:

- (R_0, θ, φ) sont les coordonnées de x dans le repère centré sur le stator (le point de référence choisi correspond alors au plan passant par le quart de corde des aubes du stator);

- V est le nombre des aubes, γ' leur inclinaison et α_j leurs positions angulaires (Fig. 2);

- F_{sB} est l'harmonique de charge responsable du bruit émis sur la raie de rang s du spectre, de fréquence $sB\Omega/2\pi$; F_{sB} est le coefficient de rang sB de la décomposition en série de Fourier de la force de portance instationnaire s'exerçant sur une aube lors du passage périodique des sillages du rotor.

L'éq. (4) est écrite pour un élément d'aube. Le calcul présenté au 3 comprend une intégration le long de l'envergure, l'aube étant simplement découpée en tronçons et supposée acoustiquement compacte dans le sens de la corde.

2.3. Calcul des harmoniques de charge

Un calcul effectif du bruit grâce à l'éq. (4) nécessite la détermination des harmoniques de charge F_{sB} , et donc des perturbations de vitesse agissant sur une aube perpendiculairement à la corde. On peut déduire ces dernières de (1), compte tenu d'une simple projection. L'inclinaison des sillages par rapport aux aubes entraîne de ce fait une dissymétrie supplémentaire, qui s'ajoute à la dissymétrie naturelle.

En première approximation on peut finalement considérer que la fluctuation de vitesse sur une aube de stator lors d'un passage de sillage reste décrite par le modèle du § 2.1., avec deux demi-largeurs caractéristiques différentes définies par les formules:

$$l_A = \frac{b_2(x)}{\cos \beta_2 - \frac{db}{dx} \sin \beta_2}, \quad l_B = \frac{b_1(x)}{\cos \beta_2 + \frac{db}{dx} \sin \beta_2}$$

où les notations sont cette fois celles de la Fig. 3.

L'approximation est surtout valable en sillage lointain, où l'amplitude du défaut de vitesse ne décroît que lentement avec la distance au bord de fuite. Nous verrons au paragraphe suivant qu'elle est tout à fait justifiée dans le cas d'un fenestron d'hélicoptère.

Finalement, la fluctuation induite sur une aube lors du passage d'un nombre arbitraire de sillages s'exprime comme une fonction périodique du temps:

$$w(t) = U_c \sum_{n=-\infty}^{\infty} f_s(t - nT) = \sum_{s=-\infty}^{\infty} w_{sB} e^{-i s B \Omega t},$$

$$T = \frac{2\pi}{B\Omega}.$$

Elle est écrite ici pour le point de l'aube situé au quart de corde, ce qui correspond au centre d'application des efforts aérodynamiques instationnaires. Chaque composante de Fourier w_{sB} représente une rafale, qui induit sur l'aube un harmonique de charge F_{sB} . Pour un sillage gaussien, le calcul des w_{sB} est immédiat et résumé en annexe A.

Le calcul des F_{SB} proprement dit résulte ensuite de l'application de théories classiques du profil mince, non détaillées ici: pour les basses fréquences, on utilise la fonction de Sears compressible [9] et pour les hautes fréquences la solution de Amiet [10]. Il s'agit de théories bidimensionnelles, dans lesquelles seules les perturbations normales au profil de l'aube sont prises en compte. Le passage des sillages est donc décrit par des fluctuations de l'angle d'incidence sur les aubes du stator.

3. Etude paramétrique – Application au fenestron d'hélicoptère

Le bruit de raies rayonné par un fenestron d'hélicoptère provient de deux mécanismes d'émission principaux: une interaction potentielle avec l'arbre de transmission, pour laquelle le bruit est émis par le rotor, et le bruit d'interaction de sillages du stator [2]. Nous considérons ici l'influence des paramètres du sillage sur la structure spectrale du bruit émis par le second mécanisme, tel qu'il peut être prédit par le calcul.

L'interaction de sillages n'est d'ailleurs pas le seul mécanisme d'émission par le stator. Il existe aussi un bruit d'interaction potentielle dû au passage de la distorsion de l'écoulement autour des pales, définie indépendamment des sillages. Cependant, en raison des calages généralement utilisés sur un fenestron, l'interaction de sillages s'effectue toujours en sillage lointain, car la distance entre le bord de fuite des pales du rotor et le bord d'attaque des aubes du stator est toujours supérieure à une demi-corde. Aubes et pales étant réalisées à partir de profils minces, il est peu probable qu'à de telles distances l'interaction potentielle soit significative [11]. Une étude paramétrique à partir du modèle défini dans le paragraphe 2 suffit et revêt donc tout son intérêt. Elle a été conduite ici sur la configuration de l'annexe B.

3.1. Considérations sur la directivité

Préalablement à toute étude paramétrique, nous avons voulu examiner la directivité du bruit rayonné par le stator. Les résultats sont résumés sur la Fig. 4, et concernent le niveau global ainsi que les niveaux des trois premières raies, de loin les plus énergétiques. On peut voir se manifester deux comportements essentiels, qui sont la conséquence de ce que le bruit résulte d'une interférence [3]:

- le diagramme de rayonnement présente une extinction systématique dans les directions proches de l'axe de la machine;
- il a par ailleurs une structure lobée, d'autant plus complexe que la fréquence augmente.

On constate aussi que la directivité n'est pas périodique de période $2\pi/10$ selon l'azimut. En effet le stator

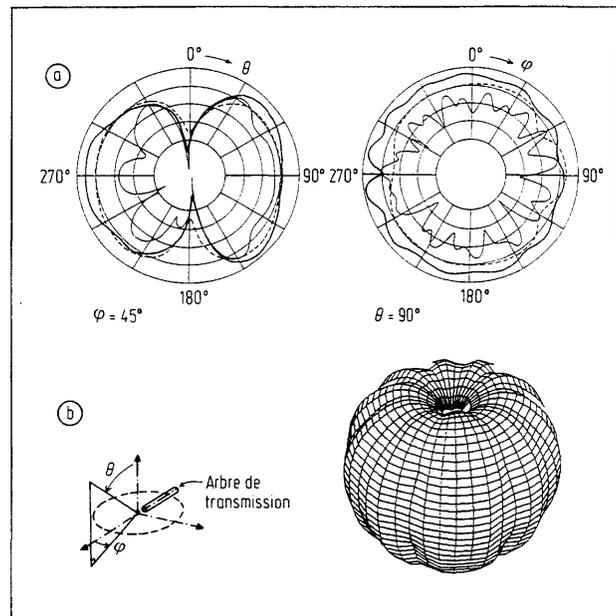


Fig. 4. Diagrammes de directivité du niveau global et des premières raies. a) Directivité dans les plans principaux des raies de rangs --- 1, ——— 2, — · — 3. b) Directivité dans l'espace pour le niveau global, sous les angles d'observation $\theta_v = 45^\circ$, $\varphi_v = 45^\circ$.

comporte bien dix aubes, mais espacées de $2\pi/11$, le onzième espace étant occupé par l'arbre de transmission.

En vertu de ces observations, les tests qui suivent ont été reconduits en trois points d'écoute distincts, situés hors de la zone d'extinction du bruit.

3.2. Erreurs d'estimation des paramètres du sillage

L'applicabilité d'un modèle dépend de sa sensibilité vis-à-vis de la précision des données d'entrée. Nous avons donc étudié l'influence d'erreurs sur l'estimation des principaux paramètres que sont le taux de dissymétrie et la largeur caractéristique. L'influence du défaut de vitesse proprement dit est claire et immédiate, puisque le bruit évolue comme le carré de son amplitude, et ce de façon égale sur toutes les fréquences (ce fait découle directement des théories de l'aérodynamique instationnaire. A titre indicatif, une augmentation du défaut de vitesse de 25% est responsable d'une remontée générale du spectre d'environ 2 dB).

La Fig. 5 montre tout d'abord les résultats de deux calculs du bruit du stator, effectués en prenant ou ne prenant pas en compte la dissymétrie des sillages, mais pour une largeur caractéristique constante.

Le calcul concerne l'enveloppe des spectres de raies, obtenus sans pondération.

On constate que négliger la dissymétrie des sillages affecte très peu les niveaux des premières raies, situées à des fréquences inférieures à 4000 Hz environ (c'est à dire

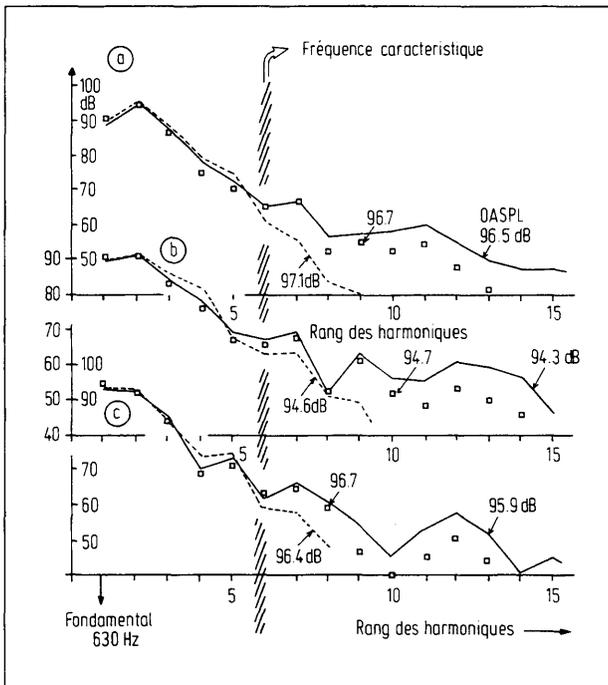


Fig. 5. Enveloppe du spectre de raies rayonné par le stator. — sillages normaux (configuration de référence), - - - sillages symétriques, □□□ augmentation de largeur de 25%. Angles d'écoute: a) $\theta = 45^\circ$, $\varphi = 45^\circ$, b) $\theta = 90^\circ$, $\varphi = 45^\circ$, c) $\theta = 45^\circ$, $\varphi = 78^\circ$.

jusqu'à la raie de rang 6), et ce dans le sens d'une légère surestimation. Au-delà de 4000 Hz, faire une hypothèse de symétrie entraîne une forte sous-estimation. Mais dans le cas de notre exemple, les raies en hautes fréquences correspondent à une énergie faible et n'ont qu'une importance didactique (le niveau global n'est plus élevé que de 0.5 dB lorsque l'on supprime la dissymétrie, ce qui est dû à la légère surestimation des basses fréquences). Sur une autre configuration, la contribution des hautes fréquences ne serait pas forcément à négliger, surtout si l'on garde à l'esprit le fait qu'avec les pondérations habituelles les fréquences de l'ordre de 4 kHz ont un poids certain dans l'évaluation des indices de bruit.

A titre indicatif nous avons mentionné également sur la Fig. 5 les résultats relatifs à une surestimation de la largeur caractéristique par rapport au sillage de référence. Une augmentation de 25% de la largeur affecte alors seulement la partie du spectre située en hautes fréquences. Jusqu'à environ 4000 Hz, l'enveloppe du spectre est peu affectée, alors qu'au-delà, et ce d'autant plus que la fréquence augmente, la surestimation de la largeur entraîne une sous-estimation du bruit. En d'autres termes, l'enveloppe des raies décroît plus vite, ce qui provient du fait que le rapport entre la largeur des sillages et l'espacement entre deux sillages $2bB/2\pi R$ augmente, rendant l'impact des sillages moins concentré dans le temps.

Ces constatations permettent de hiérarchiser selon leur influence les différents paramètres du calcul. Ainsi, dans notre cas, la valeur du défaut de vitesse dans le sillage est le facteur déterminant; mais le taux de dissymétrie b_2/b_1 et la largeur effective n'ont en revanche une influence que sur les hautes fréquences, et pratiquement pas sur le niveau global.

Il semble par ailleurs que le spectre de raies du bruit de sillages du stator puisse être séparé en deux domaines:

- Une plage de basses fréquences où la valeur du défaut de vitesse est d'une importance capitale, mais sa forme exacte sans influence; cette plage s'étend de 0 à 4000 Hz.
- Une plage de hautes fréquences, au-delà de 4000 Hz, où toute variation, notamment de la forme du défaut de vitesse, est très sensible.

Cette sensibilité peut s'expliquer simplement. Le passage régulier des sillages du rotor sur une aube de stator représente une suite de sollicitations périodiques plus ou moins impulsives, dont l'effet dépend de trois grandeurs principales: la période de passage des sillages, le temps de passage d'un sillage et l'amplitude du défaut de vitesse. Ainsi, le passage d'un sillage induit une fluctuation de fréquence caractéristique $\Omega R/2b$, typiquement de l'ordre de 4000 Hz dans notre exemple. Cette fréquence est bien supérieure au fondamental du bruit émis qui, lui, est à la fréquence de passage des pales du rotor $B\Omega/2\pi$, à savoir 630 Hz.

On peut donc admettre les comportements suivants:

- Pour les fréquences inférieures à $\Omega R/2b$ l'information déterminante réside dans la périodicité du passage des sillages et dans l'amplitude de l'impact correspondant sur le stator U_c . Dans cette gamme de fréquences, le calcul est peu sensible à la forme exacte du défaut de vitesse. Par conséquent, même une connaissance sommaire du sillage suffit pour une évaluation correcte du bruit.
- Pour les fréquences supérieures, l'information déterminante est cette fois contenue dans la forme précise du défaut de vitesse. La largeur tout comme le taux de dissymétrie sont alors plus importants que la valeur du défaut de vitesse lui-même.

3.3. Influence de la distance rotor-stator

La raison d'être essentielle d'un modèle de calcul du bruit de stator est de permettre, au niveau de la conception d'une machine, la recherche d'une configuration de bruit minimal. A ce titre, l'étude d'une variation de la distance rotor-stator est d'un intérêt primordial. Nous avons donc effectué des essais en diminuant puis augmentant la distance rotor-stator, par rapport à la configuration de référence ayant servi aux calculs précédents et définie en annexe B.

Les Fig. 6 et 7 illustrent alors la diminution de bruit à laquelle on s'attend lorsqu'on éloigne le stator du rotor. Cette diminution provient à la fois de l'atténuation du défaut de vitesse U_c et de l'épaississement des sillages, qui

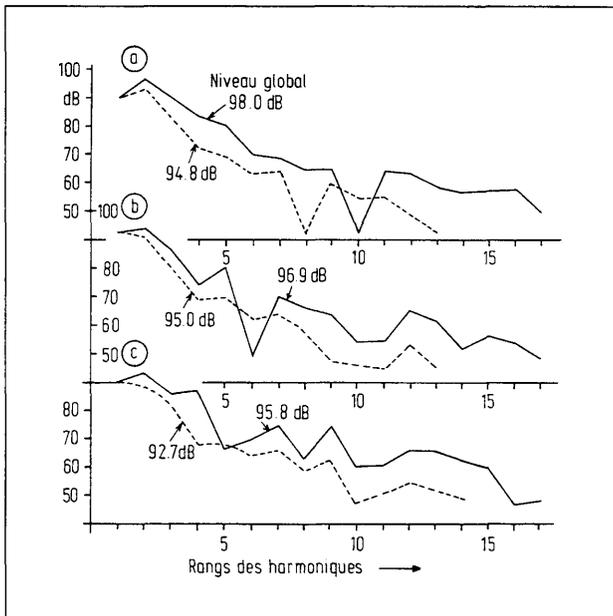


Fig. 6. Influence de l'espacement rotor-stator sur l'enveloppe du spectre de raies. Espacement de pied en tête d'aube: — 4 à 5 cm; - - - 10 à 11 cm. Angles d'écoute: a) $\theta = 45^\circ$, $\varphi = 45^\circ$, b) $\theta = 45^\circ$, $\varphi = 78^\circ$, c) $\theta = 90^\circ$, $\theta = 45^\circ$.

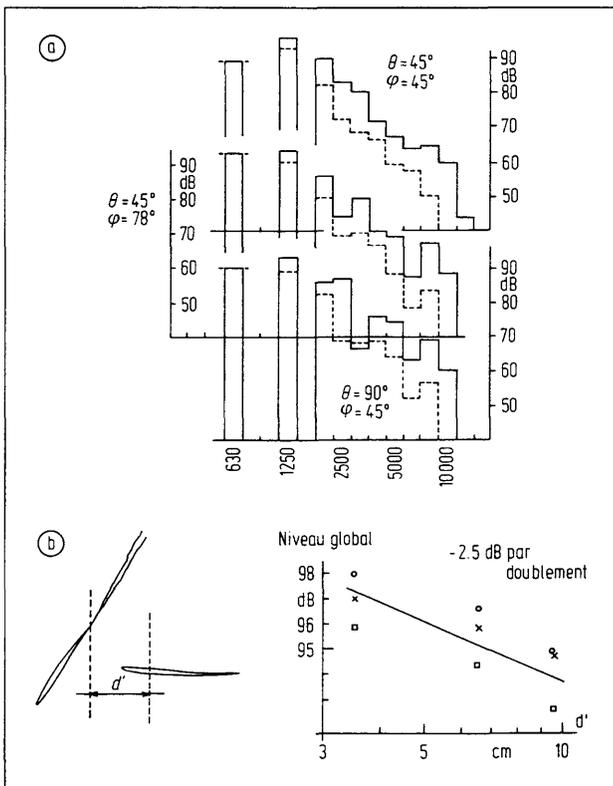


Fig. 7. Influence de l'espacement rotor-stator d . a) Analyse par tiers d'octaves des résultats de la Fig. 6. b) Evolution du niveau global (angles d'écoute définis Fig. 6).

diminuent leur impact sur les aubes. Pour ces raisons, la réduction de bruit est plus spectaculaire en hautes fréquences qu'en basses fréquences (Fig. 6). Quel que soit le point d'écoute choisi, on peut d'ailleurs remarquer que le niveau de la première raie ne varie pratiquement pas; la réduction du niveau global vient surtout de l'atténuation de la deuxième raie.

Le gain de bruit entre les configurations extrêmes est ainsi de l'ordre de 3 dB (Fig. 7).

Sur une machine réelle, il est inconcevable d'augmenter à volonté la distance rotor-stator, pour des raisons évidentes d'encombrement tout d'abord, et ensuite pour éviter d'affecter les performances de la machine. De plus, en sillage lointain, l'atténuation du sillage est très progressive. Augmenter dans ces conditions la distance d'interaction n'offre que peu d'intérêt. Essayer de réduire le bruit d'une machine en reculant un stator redresseur n'a donc de sens que si l'interaction se situait, sinon en sillage proche, tout du moins là où la variation de U_c avec la distance est encore assez rapide.

Compte tenu de tous ces arguments, nos résultats laissent néanmoins prévoir qu'il est possible de gagner simplement 3 dB sur le bruit du stator en l'éloignant suffisamment du rotor, ce qui peut souvent se faire à peu de frais.

Parallèlement aux essais effectués, on peut proposer un critère suffisant de relative discrétion dans l'interaction de sillages rotor-stator, à savoir que la distance entre le bord de fuite des pales et le bord d'attaque des aubes doit être supérieure à une corde du rotor. Ce critère est d'autant plus souhaitable lors de la conception que pour des séparations trop faibles les interactions potentielles entre rotor et stator peuvent se manifester.

Il est également possible de comparer les résultats des calculs avec les investigations d'autres auteurs, tant théoriques qu'expérimentales. Ainsi Lowson [12] prévoit une réduction de 2 dB du niveau du fondamental par doublement de la distance rotor-stator, lorsque l'interaction se situe en sillage suffisamment lointain. Par ailleurs Smith et House [13] proposent une loi qui laisse espérer une réduction générale de 6 dB par doublement. Après étude expérimentale, Woodward et Glaser [14] concluent plutôt à la validité de cette dernière loi, bien que leurs résultats aillent parfois au delà.

Il semble donc que l'effet de la distance rotor-stator soit assez variable et dépende fortement de la raie du spectre que l'on considère, ainsi que du type de machine étudié (sans parler du fait que l'interaction peut se produire en sillage proche ou lointain).

Les comportements illustrés sur la Fig. 7 montrent une diminution d'environ 2.5 dB par doublement de la distance d'interaction, définie entre le bord de fuite des pales et le quart de corde des aubes. Un tel résultat ne contredit pas les tendances précédentes. Par suite le modèle proposé nous semble tout à fait valide et apte à être intégré à un programme de prévision du bruit.

4. Conclusion

Nous avons montré par cette étude qu'un modèle de calcul du bruit d'interaction de sillages rayonné par un stator redresseur, s'appuyant sur une modélisation simple des sillages, constitue un outil efficace dans la conception de machines axiales silencieuses. Nous avons pu dégager les caractères essentiels de l'émission acoustique par le stator.

Le spectre de raies du bruit rayonné peut ainsi être scindé en deux plages de fréquences séparées par une fréquence caractéristique, égale à $\Omega R/2b$, où $2b$ représente la largeur des sillages et ΩR leur vitesse de balayage au rayon R considéré.

— En dessous de la fréquence caractéristique, le bruit est déterminé surtout par la valeur du défaut de vitesse et la périodicité du passage des pales. En d'autres termes, le stator reçoit le passage des sillages comme une série d'impacts et ne réagit qu'à leur amplitude et leur espacement. La largeur et la forme exactes des impacts n'ont que peu d'influence.

— Au-dessus de la fréquence caractéristique, on peut dire que le stator réagit avant tout à la forme exacte du défaut de vitesse des sillages. Les paramètres les plus déterminants du calcul sont cette fois la largeur et la dissymétrie. Une erreur d'estimation de ces paramètres est dans cette gamme de fréquences catastrophique, puisqu'elle se traduit par des erreurs sur les niveaux de raies de l'ordre de 20 dB ou plus. Mais à ces fréquences les raies sont porteuses de beaucoup moins d'énergie qu'aux basses fréquences.

Le degré de précision nécessaire dans la description des sillages pour une évaluation correcte du bruit dépend finalement de la position de la fréquence caractéristique dans le domaine audible.

— Si elle est assez basse pour que les fréquences supérieures soient déterminantes en vertu des normes utilisées dans le calcul des indices de bruit, il est nécessaire d'évaluer correctement à la fois la largeur et la forme du défaut de vitesse dans le sillage. Etant donnée la difficulté d'accès de ces grandeurs dans un cas réel, le calcul est alors forcément indicatif et ne peut prétendre à une fiabilité complète.

— Si elle est suffisamment élevée, ce qui est le cas dans l'exemple traité ici, une description sommaire des sillages suffit, puisqu'aux fréquences déterminantes les détails n'ont que peu d'influence. Autrement dit un calcul de bruit de stator est alors tout à fait représentatif et fiable.

Remerciements

Nous remercions la société Eurocopter-France et la société Metraflu pour le soutien qu'elles ont voulu apporter à cette étude.

Annexe A – Calcul des coefficients de Fourier du défaut de vitesse moyenne

Le défaut de vitesse ressenti par une aube de stator, perpendiculairement à la corde, est modélisable par une fonction du temps du même type que celle qui représente le profil du sillage perpendiculairement à son axe. On considère ici une courbe gaussienne dont la largeur caractéristique prend les valeurs τ_1 et τ_2 de part et d'autre du sillage. Une telle fonction s'écrit à l'aide de la fonction de Heavyside H :

$$w(t) = U_c \sum_{n=-\infty}^{\infty} \{ f_{\tau_1}(t - nT) H(t - nT) + f_{\tau_2}(t - nT) H(nT - t) \}.$$

T est la période de passage des sillages, égale à $2\pi/B\Omega$. $w(t)$ étant périodique de période T , elle admet une décomposition en série de Fourier de la forme:

$$w(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} w_{kB} e^{ikB\Omega t}$$

avec

$$w_{kB} = \frac{1}{T} \int_0^T w(t) e^{ikB\Omega t} dt = \frac{U_c}{T} \left\{ \int_0^{\tau_1} f_{\tau_1}(t) e^{ikB\Omega t} dt + \int_0^{\tau_2} f_{\tau_2}(t) e^{-ikB\Omega t} dt \right\}.$$

Dans le cas où $f_{\tau_i}(t)$ est une gaussienne, les intégrales précédentes peuvent être exprimées facilement à partir des tables de la référence [15]. Il vient:

$$w_{kB} = \frac{B^2 \Omega U_c}{8\pi} \sqrt{\frac{\pi}{\chi}} \left[\tau_1 e^{-\frac{k^2 B^4 \Omega^2 \tau_1^2}{4\chi}} + \tau_2 e^{-\frac{k^2 B^4 \Omega^2 \tau_2^2}{4\chi}} \right] + i \frac{k B^3 \Omega^2 U_c}{4\pi} \left[\tau_1^2 e^{-\frac{k^2 B^4 \Omega^2 \tau_1^2}{4\chi}} {}_1F_1\left(\frac{1}{2}, \frac{3}{2}, \frac{k^2 B^4 \Omega^2 \tau_1^2}{4\pi\chi}\right) - \tau_2^2 e^{-\frac{k^2 B^4 \Omega^2 \tau_2^2}{4\chi}} {}_1F_1\left(\frac{1}{2}, \frac{3}{2}, \frac{k^2 B^4 \Omega^2 \tau_2^2}{4\pi\chi}\right) \right] \quad (\chi = 0,693)$$

où ${}_1F_1$ est la fonction hypergéométrique dégénérée de première espèce.

La partie imaginaire des coefficients w_{kB} est une conséquence directe de la dissymétrie. On constate qu'elle est d'autant plus importante que la fréquence augmente. Si l'on introduit la représentation intégrale suivante pour la fonction ${}_1F_1$ [16]:

$$\frac{\Gamma(1/2)}{\Gamma(3/2)} {}_1F_1\left(\frac{1}{2}, \frac{3}{2}, x\right) = \int_0^1 \frac{e^{xt}}{\sqrt{t}} dt = 2 \int_0^1 e^{u^2 x} du$$

il vient en effet:

$$I_m(w_{kB}) = 2 \frac{k B^3 \Omega^2 U_c}{4\pi} \frac{\Gamma(3/2)}{\Gamma(1/2)} \left\{ \tau_1^2 \int_0^1 e^{(u^2-1)\frac{k^2 B^4 \Omega^2 \tau_1^2}{4\chi}} du - \tau_2^2 \int_0^1 e^{(u^2-1)\frac{k^2 B^4 \Omega^2 \tau_2^2}{4\chi}} du \right\}.$$

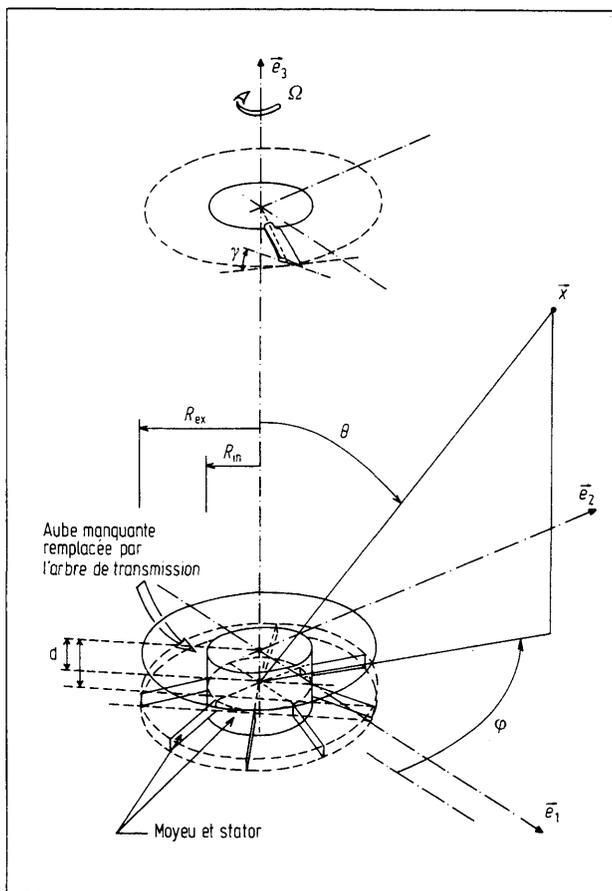


Fig. 8. Géométrie du stator et système de coordonnées pour le calcul du bruit en champ lointain. Le stator comporte 10 aubes espacées de $2\pi/11$; l'aube manquante sur le onzième secteur est remplacée par l'arbre de transmission, non représenté ici.

Lorsque k , qui définit le rang de l'harmonique de bruit, augmente, le facteur numérique de $\text{Im}(w_{kB})$ augmente proportionnellement et la différence traduite par l'accolade augmente également. On peut donc s'attendre à ce que l'effet de la dissymétrie soit d'autant plus marqué que la fréquence augmente et ce, dans le sens d'une augmentation du module de w_{kB} (ce que corrobore le calcul exact décrit en 3.2). Il est également d'autant plus marqué que le taux de dissymétrie augmente.

Si l'on supprime la dissymétrie, w_{kB} est réel et a pour expression:

$$w_{kB}|_{\text{sym.}} = \frac{\tau}{2\pi} \sqrt{\frac{\pi}{\chi}} e^{-\frac{k^2 B^4 \Omega^2 \tau^2}{4\chi}}$$

Annexe B – Définition du système rotor-stator

La géométrie du système rotor-stator utilisé comme configuration de référence lors des calculs, ainsi que le système de coordonnées associé, sont définis sur la Fig. 8.

Les données sont les suivantes:

Nombre de pales $B = 9$,
vitesse de rotation $\Omega/2\pi = 70$ tr/s,
corde rotor 7 cm
corde stator 8 cm
inclinaison rotor $\gamma = 37^\circ$,
inclinaison stator $\gamma' = 85^\circ$,
distance rotor-stator $d = 7$ à 8 cm de pied en tête d'aube,
distance d'écoute $R_0 = 3$ m,
 $R_{in} = 0,2$ m,
 $R_{ex} = 0,45$ m.

Bibliographie

- [1] Lawson, M. V., Theoretical analysis of compressor noise. *J. Acoust. Soc. Amer.* **47** [1970], 371–385.
- [2] Fournier, F., Mise au point d'une méthode de calcul adaptée au bruit des fenestrons d'hélicoptères. Thèse de docteur ingénieur. Ecole Centrale de Lyon, 1988.
- [3] Roger, M., Fournier, F., An analysis of in-fin tail rotor noise. Paper n° 40, 12th European Rotorcraft Forum. Garmisch-Partenkirchen (Germany), 1986.
- [4] Hanson, D. B., Unified analysis of fan stator noise. *J. Acoust. Soc. Amer.* **54** [1973], 1571–1591.
- [5] Reynolds, B., Lakshminarayana, B., Ravindranath, A., Characteristics of the near wake of a compressor of a fan rotor blade. *AIAA Journal* **17** [1959], 959–967.
- [6] Raj, R., Lakshminarayana, B., Characteristics of the wake behind a cascade of airfoils. *J. Fluid Mech.* **61** [1973], 707–730.
- [7] Davino, R. M., Lakshminarayana, B., Characteristics of mean velocity in the tip region of turbomachinery rotor exit. *AIAA Journal* **20** [1982], 528–535.
- [8] Fournier, F., Roger, M., Prédiction du bruit d'interaction de sillages dans les machines tournantes. Application au fenestron d'hélicoptère. CRAS tome 308 série II [1989], 831–834.
- [9] Kemp, N. H., Homicz, G., Approximate unsteady thin airfoil theory for subsonic flow. *AIAA Journal* **14** [1976], 1083–1089.
- [10] Amiet, R. K., Acoustic radiation from an airfoil in a turbulent stream. *J. Sound Vib.* **41** [1975], 407–420.
- [11] Gallus, H. E., Gollius, H., Lambertz, J., The influence of blade number ratio and blade row spacing on axial flow compressor stator blade dynamic load and stage sound pressure level. *J. Eng. Power* **104** [1982], 633–641.
- [12] Lawson, M. V., Reduction of compressor noise radiation. *J. Acoust. Soc. Amer.* **43** [1968], 37–50.
- [13] Smith, M. J. T., House, M. E., Internally generated noise for gas turbine engines. Measurement and prediction. *J. Eng. Power* **89** [1967], 177–190.
- [14] Woodward, R. P., Glaser F. W., Effects of blade-vane ratio and rotor-stator spacing on fan noise with forward velocity. AIAA 7th conference. Palo Alto, California, USA, 1981.
- [15] Gradshteyn, I. S., Ryzhik, I. M., Tables of integrals, series and products. Academic Press 1980, New-York.
- [16] Abramowicz, M., Stegun, I. A., Handbook of mathematical functions. Dover Pub. 1970, New-York.
- [17] Ffowcs Williams, J. E., Hawkings, D. L., Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion. *Phil. Trans. Royal Soc. A* **264** [1969], 321–342.
- [18] Lieblein, S., Loss and stall analysis Compressor cascades. *Trans. ASME, J. Basic Eng.* [1959], 387–400.