



HAL
open science

Aéroacoustique et aérodynamique instationnaire, numérique et expérimentale des ventilateurs centrifuges à action

Mohand Younsi

► **To cite this version:**

Mohand Younsi. Aéroacoustique et aérodynamique instationnaire, numérique et expérimentale des ventilateurs centrifuges à action. Sciences de l'ingénieur [physics]. Arts et Métiers ParisTech, 2007. Français. NNT : 2007ENAM0027 . pastel-00003220

HAL Id: pastel-00003220

<https://pastel.hal.science/pastel-00003220>

Submitted on 20 Dec 2007

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



Ecole doctorale n° 432 : Sciences des Métiers de l'Ingénieur

THÈSE

pour obtenir le grade de

Docteur

de

l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers

Spécialité "Mécanique"

*présentée et soutenue publiquement
par*

Mohand YOUNSI

le 16 novembre 2007

**AEROACOUSTIQUE ET AERODYNAMIQUE INSTATIONNAIRE,
NUMERIQUE ET EXPERIMENTALE DES VENTILATEURS
CENTRIFUGES A ACTION**

Directeur de thèse : Farid BAKIR

Co-encadrement de la thèse : Robert REY

Jury :

| | |
|--|-----------------------|
| M. Georges Descombes , Professeur, CNAM PARIS | Président, rapporteur |
| M. Carlos Santolaria Morros , Professeur, Université d'Oviedo | Rapporteur |
| M. Jean Louis Kueny , Professeur, INPGrenoble | Rapporteur |
| M. Serge Lewy , Directeur de recherche, ONERA | Examineur |
| M. Stéphane Moreau , Docteur, Manager R&D, VALEO..... | Examineur |
| M. Smaine Kouidri , Professeur, LIMSI, PARIS VI..... | Examineur |
| M. Robert Rey , Professeur, LEMFI, ENSAM PARIS | Examineur |
| M. Farid Bakir , Professeur, LEMFI, ENSAM PARIS..... | Examineur |

Laboratoire d'Energétique et de Mécanique des Fluides Interne
ENSAM, CER de Paris

A MES PARENTS, A MA FAMILLE...

REMERCIEMENTS

Je tiens à exprimer mes remerciements et ma gratitude à Monsieur Farid Bakir, Professeur des universités, pour son enthousiasme, son implication presque quotidienne et sa grande disponibilité. Il m'a apporté une compréhension plus approfondie des divers aspects du sujet. Je lui présente les témoignages de ma sincère reconnaissance.

Je remercie également Monsieur Robert Rey, Professeur des universités et Directeur du LEMFI, pour m'avoir accueilli au sein de son laboratoire mais également pour son aide et la grande confiance qu'il m'a accordée. Ses connaissances scientifiques et sa capacité à les partager m'ont été très bénéfiques lors de la réalisation de ce travail.

Je tiens à exprimer également toute ma reconnaissance à Monsieur Smaine Koudri, Professeur des universités à Paris VI, pour son aide précieuse à la compréhension de divers sujets scientifiques.

Mes remerciements s'adressent également à Monsieur Ricardo Noguera, Maître de Conférences à l'ENSAM pour m'avoir accueilli le premier jour où je me suis présenté à l'ENSAM.

Mes remerciements sont aussi destinés particulièrement à Messieurs Thabet Belamri et Florian Menter Docteurs - Ingénieurs chez ANSYS-Canada et ANSYS-Allemagne respectivement pour leur collaboration scientifique.

Mes vifs remerciements vont à l'ensemble des membres du LEMFI, et en particulier Djaafer Fedala avec qui j'ai partagé beaucoup de choses à l'intérieur et à l'extérieur du LEMFI.

Je tiens à remercier vivement Sofiane Khelladi, Maître de Conférences à l'ENSAM pour son aide, sa gentillesse, et sa disponibilité.

J'ai eu beaucoup de plaisir à travailler à côté de Gérald Kergourlay, Jeremy Hurault, Rafael Campos et Marc Joulín, et je tiens à les remercier vivement pour leur soutien.

Je remercie aussi le personnel de l'IRCAM de Paris pour m'avoir permis d'utiliser leur chambre anéchoïque.

M. YOUNSI

AEROACOUSTIQUE ET AERODYNAMIQUE INSTATIONNAIRE, NUMERIQUE ET EXPERIMENTALE DES VENTILATEURS CENTRIFUGES A ACTION

RESUME: Les ventilateurs centrifuges à action dits « à cage d'écureuil » sont largement utilisés dans diverses applications. Ces machines sont caractérisées par des écoulements complexes fortement décollés et présentent des rendements aérodynamiques assez médiocres. Cette thèse concerne la prédiction numérique, la mise en œuvre et l'analyse expérimentale du comportement aérodynamique instationnaire et aéroacoustique des ventilateurs centrifuges à action. Les travaux réalisés ont consisté en la simulation numérique des écoulements internes fortement tridimensionnels observés dans ces ventilateurs. Ces simulations numériques de type URANS effectuées sur différents débits de fonctionnement ont été validées expérimentalement. La validation expérimentale a concerné les grandeurs globales de l'écoulement (performances aérodynamiques), les grandeurs locales (fluctuations de pression pariétale) et les grandeurs acoustiques obtenues en champ libre et lointain. D'autre part, les essais expérimentaux ont contribué à valider une récente modélisation de la turbulence basée sur l'approche SAS.

Outre la validation des modèles numériques utilisés dans les simulations, l'étude expérimentale couplée à d'autres calculs numériques, appliqués à plusieurs prototypes de ventilateurs, a permis de contribuer à l'optimisation des performances aérodynamiques et aéroacoustiques de ce type de machine. Ainsi, d'une géométrie à une autre, l'influence d'un certain nombre de paramètres géométriques constructifs a été évaluée.

Mots-clés: *Aéroacoustique, Aérodynamique instationnaire, CFD, Métrologie instationnaire, Ventilateur centrifuge.*

NUMERICAL AND EXPERIMENTAL UNSTEADY FLOW AND AEROACOUSTIC BEHAVIOR OF FORWARD CENTRIFUGAL FANS

ABSTRACT: Forward centrifugal fans are widely used in several applications. These fans are characterized by highly detached complex flows and a weak aerodynamic efficiency. This thesis concerns the numerical prediction and the implementation of an experimental analysis of the unsteady flow and the aeroacoustic behavior of forward centrifugal fans. This work consists of numerical simulation of the internal unsteady flow in these fans. The numerical simulations based on the URANS approach have been carried out on different flow rates and have been validated experimentally. The experimental validation concerned the overall variables of the flow (overall performances), the local variables (wall pressure fluctuations) and the acoustic variables obtained at free and far field. On the other hand, the experimental investigations contributed to validate a recent turbulence modeling based on the SAS approach.

In addition to the numerical models validation, which are used in the CFD simulations, the experimental analysis coupled with other numerical calculations have been applied on various prototypes of centrifugal fans in order to optimize the aerodynamic and aeroacoustic performances of these fans. Thus, the influence of the design parameters has been evaluated.

Keywords: *Aeroacoustics, Centrifugal fan, CFD, Unsteady flow, Unsteady measurements.*

TABLE DES MATIERES

| | |
|---|----|
| INTRODUCTION | 1 |
| CHAPITRE I – Aérodynamique et Aéroacoustique des Ventilateurs Centrifuges à Action | |
| 1. Introduction..... | 6 |
| 2. Dimensionnement des ventilateurs centrifuges à action..... | 10 |
| 2. 1. Paramètres géométriques | 10 |
| 2. 2. Triangles des vitesses..... | 11 |
| 3. Modélisation CFD des écoulements dans les turbomachines..... | 16 |
| 4. Forme générale des équations fondamentales..... | 24 |
| 4. 1. L'équation de continuité..... | 24 |
| 4. 2. L'équation de quantité de mouvement..... | 24 |
| 5. Résolution des équations gouvernantes..... | 25 |
| 5. 1. Méthodes de résolution découplée | 26 |
| 5. 2. Méthode de résolution couplée..... | 27 |
| 5. 3. Linéarisation implicite des équations..... | 28 |
| 5. 4. Discrétisation des équations..... | 28 |
| 5. 5. Forme linéarisée des équations discrètes | 29 |
| 5. 6. La sous relaxation..... | 29 |
| 5. 7. Discrétisation temporelle des équations gouvernantes..... | 29 |
| 6. Discrétisation des domaines de calcul – le maillage | 30 |
| 6. 1. Type de maillage..... | 31 |
| 6. 2. Résumé sur le choix d'une grille de maillage..... | 33 |
| 6. 3. Le maillage non-conforme..... | 34 |
| 7. Les conditions aux limites..... | 35 |
| 7. 1. Condition de pression à l'entrée « Pressure Inlet » | 35 |
| 7. 2. Condition de vitesse à l'entrée « Velocity Inlet » | 35 |
| 7. 3. Condition de débit massique à l'entrée « Mass Flow Inlet » | 35 |
| 7. 4. Condition de pression à la sortie « Pressure Outlet » | 36 |
| 7. 5. Condition de paroi « Wall » | 36 |
| 7. 6. Condition de périodicité..... | 36 |
| 8. Modélisation des zones en mouvement relatif..... | 37 |
| 8. 1. Approche mono-référentiel | 38 |
| 8. 2. Approche multi référentiels..... | 38 |
| 8. 3. Approche à maillage glissant (Sliding mesh model) | 41 |
| 9. Turbulence..... | 42 |
| 9. 1. Modélisation de la turbulence..... | 42 |
| 9. 2. Approche RANS et LES | 42 |
| 9. 3. Couplage des approches RANS – LES : l'approche DES..... | 43 |
| 9. 4. Moyenne de Reynolds..... | 44 |
| 9. 5. L'hypothèse de Boussinesq..... | 44 |
| 9. 6. Les modèles de turbulence..... | 45 |
| 9. 7. La simulation des grandes échelles LES..... | 46 |
| 9. 8. Modélisation SAS (Scale Adaptive Simulation)..... | 47 |
| 9. 9. Calcul en proche paroi..... | 48 |
| 10. Aéroacoustique et modèles de prédiction du bruit d'origine aérodynamique | 50 |
| 10. 1. Méthode directe..... | 50 |
| 10. 2. Méthode hybride..... | 50 |

| | |
|--|-----|
| 10. 3. Modèle de Ffowcs Williams et Hawkings..... | 50 |
| 10. 4. Modèle de Lowson..... | 52 |
| 11. Analyse des signaux instationnaires..... | 54 |
| 11. 1. Analyse de Fourier – FFT..... | 54 |
| 11. 2. Fenêtrage des données..... | 54 |
| 11. 3. Fonctions de fenêtrage | 54 |
| 12. Synthèse..... | 55 |
| CHAPITRE II – Procédure Numérique Adoptée | |
| 1. Introduction..... | 57 |
| 2. Modélisation numérique de l'écoulement interne dans un ventilateur centrifuge à action..... | 57 |
| 2. 1. Présentation du ventilateur VA160..... | 57 |
| 2. 2. Numérisation CAO du ventilateur VA160..... | 58 |
| 2. 3. Génération des volumes fluides..... | 58 |
| 2. 4. Génération du maillage..... | 59 |
| 2. 5. Qualité du maillage..... | 62 |
| 2. 6. Calcul numérique et paramètres de la simulation..... | 67 |
| 3. Analyse globale de la morphologie de l'écoulement | 74 |
| 4. Synthèse..... | 84 |
| CHAPITRE III – Moyens Expérimentaux Développés | |
| 1. Introduction..... | 86 |
| 2. Mesures globales..... | 86 |
| 2. 1. Vue générale du banc d'essai | 86 |
| 2. 2. Prototypage du ventilateur..... | 87 |
| 2. 3. Mesure des performances globales fournies par le ventilateur..... | 88 |
| 3. Mesure des fluctuations de pression..... | 90 |
| 3. 1. Définition des microphones..... | 90 |
| 3. 2. Principe de fonctionnement..... | 90 |
| 3. 3. Critères de choix des microphones..... | 92 |
| 3. 4. Type de microphones..... | 92 |
| 3. 5. Mesure des fluctuations de pression sur la paroi de la volute..... | 94 |
| 3. 6. Montage du microphone de pression sur la surface de la volute..... | 96 |
| 4. Mesures acoustiques..... | 98 |
| 4. 1. Caractéristiques du microphone utilisé..... | 98 |
| 4. 2. Mesure des pressions acoustiques en chambre anéchoïque..... | 100 |
| 5. Synthèse..... | 101 |
| CHAPITRE IV – Confrontation des Résultats Numériques avec les Résultats Expérimentaux | |
| 1. Introduction..... | 103 |
| 2. Performances globales : Résultats, analyse et interprétations..... | 103 |
| 3. Fluctuations de pression : Résultats, analyse et interprétations..... | 106 |
| 4. Pressions acoustiques : Résultats, analyse et interprétations | 117 |
| 5. Modélisation « SAS »..... | 120 |
| 5. 1. Résumé et introduction..... | 120 |
| 5. 2. Modélisation numérique..... | 120 |
| 5. 3. Résultats..... | 123 |
| 6. Synthèse..... | 127 |

| | |
|--|------------|
| CHAPITRE V - Influence de Quelques Paramètres Géométriques Constructifs | |
| 1. Introduction..... | 129 |
| 2. Quelques actions optimisantes..... | 129 |
| 2. 1. Influence de la distance radiale entre la roue et le bec de volute..... | 129 |
| 2. 2. Influence de l'augmentation du rayon de courbure du bec..... | 130 |
| 2. 3. Influence de la forme aérodynamique des pales..... | 130 |
| 2. 4. Influence de l'espacement irrégulier des pales..... | 131 |
| 3. Paramètres étudiés..... | 133 |
| 3. 1. Action sur la répartition des pales – VA160D..... | 133 |
| 3. 2. Action sur le diamètre à la périphérie – VA150..... | 134 |
| 3. 3. Action sur le nombre de pales – VA160E..... | 135 |
| 3. 4. Prototypage et mise en œuvre expérimentale..... | 136 |
| 4. Résultats, analyse et interprétations..... | 138 |
| 4. 1. Performances globales | 138 |
| 4. 2. Analyse des fluctuations de pression..... | 141 |
| 4. 3. Comportement aéroacoustique | 143 |
| 5. Synthèse..... | 145 |
| | |
| CONCLUSION ET PERSPECTIVES..... | 146 |
| | |
| ANNEXE A..... | 149 |
| ANNEXE B..... | 150 |
| | |
| REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES..... | 153 |

LISTE DES FIGURES

| | |
|--|----|
| Fig. I-1. Domaines d'application..... | 6 |
| Fig. I-2. Ventilateur destiné à une application automobile..... | 7 |
| Fig. I-3. a)- Roue de pompe centrifuge..... | 8 |
| b)- Roue de ventilateur centrifuge..... | 8 |
| Fig. I-4. Roue hélico-centrifuge (nsq=113)..... | 9 |
| Fig. I-5. Roue axiale (nsq=220)..... | 9 |
| Fig. I-6. Paramètres géométriques de la roue..... | 10 |
| Fig. I-7. Paramètres géométriques de la volute..... | 10 |
| Fig. I-8. Triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie de la pale d'un ventilateur centrifuge à action..... | 11 |
| Fig. I-9. Allure des caractéristiques globales..... | 15 |
| Fig. I-10. Exemples de maillage 2D et 3D..... | 16 |
| Fig. I-11. Discrétisation des domaines de calcul..... | 17 |
| Fig. I-12. Comparaison des résultats numériques avec les données expérimentales : Coefficient de pression en fonction du débit..... | 17 |
| Fig. I-13. Géométrie, maillage, conditions aux limites et morphologie de l'écoulement... .. | 18 |
| Fig. I-14. Modélisation 2D de l'écoulement interne d'un ventilateur centrifuge (maillage et champ de vorticité)..... | 19 |
| Fig. I-15. Validation expérimentale des performances..... | 20 |
| Fig. I-16. Identification des sources de bruit..... | 20 |
| Fig. I-17. Géométrie 3D et maillage d'un ventilateur centrifuge industriel..... | 20 |
| Fig. I-18. Fluctuations de pression pariétale sur un ventilateur centrifuge industriel..... | 21 |
| Fig. I-19. Géométrie et maillage d'un ventilateur centrifuge à action..... | 22 |
| Fig. I-20. Champ de vorticité sur le plan médian d'un ventilateur centrifuge (a) et spectres acoustiques (b)..... | 22 |
| Fig. I-21. Vue d'ensemble de la méthode de résolution découplée..... | 26 |
| Fig. I-22. Vue d'ensemble de la méthode de résolution couplée..... | 30 |
| Fig. I-23. Résolution du maillage..... | 31 |
| Fig. I-24. Exemple de maillage structuré et non structuré autour d'un profil..... | 31 |
| Fig. I-25. Principe des interfaces non-conforme..... | 32 |
| Fig. I-26. Principe de la condition de périodicité..... | 32 |
| Fig. I-27. Utilisation de la périodicité dans la modélisation de l'écoulement interne dans un ventilateur centrifuge à action à roue isolée..... | 37 |
| Fig. I-28. Approche mono-référentiel..... | 38 |
| Fig. I-29. Principe du modèle multi-référentiel..... | 40 |
| Fig. I-30. Les interactions instationnaires dans les turbomachines..... | 41 |
| Fig. I-31. Division de la région proche paroi..... | 48 |
| Fig. I-32. Modélisation de la couche limite..... | 49 |
| Fig. I-33. Positions relatives de la source par rapport à l'observateur..... | 35 |
| Fig. II-1. Ensemble ventilateur (volute et roue)..... | 58 |
| Fig. II-2. CAO (3D et 2D) des domaines fluides du ventilateur VA160..... | 59 |
| Fig. II-3. Influence de la résolution du maillage sur la solution..... | 60 |
| Fig. II-4. Influence de la résolution du maillage sur la différence de pression statique générée par le ventilateur..... | 61 |
| Fig. II-5. Distorsion des éléments dans la grille 3D..... | 63 |
| Fig. II-6. Distorsion des éléments dans la grille 2D..... | 64 |
| Fig. II-7. Maillage 3D des volumes fluides : Volute, pale et roue entière..... | 65 |
| Fig. II-8. Maillage 2D des volumes fluides- Détails au voisinage du bec et à la surface | |

| | |
|--|-----|
| des aubages..... | 66 |
| Fig. II-9. Phénomène de décollement – comparaison des deux modèles de turbulence: k- ϵ -Standard et k- ω -SST..... | 68 |
| Fig. II-10. Comparaison des profils de vitesses axiales avec des données expérimentales..... | 68 |
| Fig. II-11. Validation du modèle k- ω – SST..... | 68 |
| Fig. II-12. Pas de temps et maillage glissant..... | 69 |
| Fig. II-13. Evolution des résidus en fonction du nombre d'itérations..... | 70 |
| Fig. II-14. Evolution de la pression statique sur un point de la volute..... | 71 |
| Fig. II-15. Contour du Yplus autour des parois constituant la roue et la volute du Ventilateur..... | 71 |
| Fig. II-16. Points de capture des pressions fluctuantes..... | 72 |
| Fig. II-17. Fluctuations de pression et analyse spectrale correspondante..... | 73 |
| Fig. II-18. Spectre acoustique rayonné par le ventilateur centrifuge (Débit nominal, r=1m)..... | 73 |
| Fig. II-19. Champ de pression statique dans la surface médiane 3D et 2D..... | 74 |
| Fig. II-20. Champ de vitesse absolue dans le plan médian..... | 75 |
| Fig. II-21. Champ de vitesse absolue dans le plan méridien horizontal..... | 76 |
| Fig. II-22. Visualisation des recirculations au niveau du bec de volute..... | 76 |
| Fig. II-23. Distribution du champ de pression sur les pales et sur le bec de la volute..... | 77 |
| Fig. II-24. Ecoulement et recirculation dans le jeu axial..... | 78 |
| Fig. II-25. Champ de vitesse absolue en débit partiel..... | 79 |
| Fig. II-26. Effort instationnaire global appliqué sur une pale (Débit nominal)..... | 80 |
| Fig. II-28. Champ de vitesse relative et détail de l'écoulement inter aube dans la zone du bec..... | 82 |
| Fig. II-29. Organigramme de la procédure numérique adoptée..... | 83 |
| Fig. III-1. Schéma de principe du banc d'essai utilisé en aspiration..... | 86 |
| Fig. III-2. Conception et prototypage de la roue VA160 par frittage de poudre..... | 87 |
| Fig. III-3. Conception et montage du ventilateur après prototypage..... | 87 |
| Fig. III-5. Schéma de principe d'un microphone..... | 91 |
| Fig. III-6. Microphone de pression et son application..... | 93 |
| Fig. III-7. Microphone en champ libre et son application..... | 93 |
| Fig. III-8. Microphone de pression 40BH- Préamplificateur et connectique..... | 94 |
| Fig. III-9. Courbe de réponse du microphone 40BH..... | 95 |
| Fig. III-10. Courbes de correction de la sensibilité du microphone 40BH en fonction de l'angle d'incidence..... | 96 |
| Fig. III-11. Dispositif de fixation du microphone sur la surface de la volute..... | 96 |
| Fig. III-12. Schéma de principe de la chaîne de mesure des pressions pariétales..... | 97 |
| Fig. III-13. Détails de la chaîne de mesure utilisée..... | 97 |
| Fig. III-14. Microphone champ libre 40AE – Ogive..... | 98 |
| Fig. III-15. Courbe de réponse du microphone 40AE..... | 99 |
| Fig. III-16. Courbes de correction de la sensibilité du microphone 40AE en fonction de l'angle d'incidence..... | 99 |
| Fig. III-17. Mesures acoustiques en chambre anéchoïque..... | 100 |
| Fig. III-18. Schéma du dispositif de mesures acoustiques..... | 101 |
| Fig. IV-1. Performances globales du ventilateur centrifuge VA160..... | 103 |
| Fig. IV-2. Entrée radiale dans le modèle 2D, changement de direction des filets fluides dans le modèle 3D et recirculation dans le jeu axial..... | 104 |
| Fig. IV-3. Comparaison des rendements numérique et expérimental de la machine VA160 en fonction du débit volumique..... | 105 |
| Fig. IV-4. Fluctuations de pression pariétale mesurées et calculées sur le bec de volute | 107 |

| | |
|---|-----|
| au débit nominal..... | 108 |
| Fig. IV-5. Comparaison des porteuses des signaux temporels..... | 108 |
| Fig. IV-6. Fluctuations de pressions pariétales mesurées et calculées au point 7 au débit nominal..... | 109 |
| Fig. IV-7. Influence de la position du capteur par rapport à l'écoulement..... | 110 |
| Fig. IV-8. Fluctuations de pression pariétale mesurées et calculées au bec de volute à 80% du débit nominal..... | 112 |
| Fig. IV-9. Fluctuations de pressions pariétales mesurées et calculées au point 7 à 80% du débit nominal..... | 112 |
| Fig. IV-10. Fluctuations de pression pariétale mesurées et calculées au bec de volute à 120% du débit nominal..... | 113 |
| Fig. IV-11. Fluctuations de pressions pariétales mesurées et calculées au point 7 à 120% du débit nominal..... | 114 |
| Fig. IV-12. Amplitudes des fluctuations de pression calculées le long de la surface latérale de la volute à la FPP (1950 Hz, 3000rpm, $Q_v=100\%Q_n$)..... | 115 |
| Fig. IV-13. Comparaison des calculs 3D et 2D avec l'expérience (plan2)..... | 116 |
| Fig. IV-14. Spectres acoustiques mesurés et calculés (URANS/FW-H) ($Q_v=80\%Q_n$, $N=3000$ rpm, $r=1$ m)..... | 118 |
| Fig. IV-15. Spectres acoustiques mesurés et calculés (URANS/FW-H) ($Q_v=100\%Q_n$, $N=3000$ rpm, $r=1$ m)..... | 119 |
| Fig. IV-16. Spectres acoustiques mesurés et calculés (URANS/FW-H) ($Q_v=120\%Q_n$, $N=3000$ rpm, $r=1$ m)..... | 119 |
| Fig. IV-17. Maillage non structuré des domaines de calcul : roue et volute..... | 121 |
| Fig. IV-18. Maillage structuré des domaines de calcul de l'extension amont et aval et détail du maillage proche paroi..... | 121 |
| Fig. IV-19. Historique de la convergence de la valeur du rendement..... | 122 |
| Fig. IV-20. Structures de turbulence (Calcul SAS à 0.16 s)..... | 123 |
| Fig. IV-21. Champs de vitesse instantanée..... | 124 |
| Fig. IV-22. Champs de pression statique instantanée..... | 125 |
| Fig. IV-23. Comparaison des signaux fréquentiels (Modèle SAS et expérimental)..... | 126 |
| Fig. IV-24. Spectre acoustique mesuré en chambre anéchoïque et comparaison avec les valeurs aux harmoniques données par la modélisation (SAS/Lowson)..... | 127 |
| Fig. V-1. Effet des l'éloignement du bec de la périphérie de la roue sur le bruit généré... | 129 |
| Fig. V-2. Etude de l'influence de l'angle en sortie d'aubage..... | 130 |
| Fig. V-3. Influence de l'angle en sortie d'aubage sur les performances aérodynamiques et aéroacoustiques..... | 131 |
| Fig. V-4. Effet de la répartition des pales sur les performances aérodynamiques d'un ventilateur centrifuge..... | 131 |
| Fig. V-5. Effet de la répartition des pales sur le niveau de pression acoustique..... | 132 |
| Fig. V-6. Variation du pas angulaire en fonction du numéro de la pale..... | 134 |
| Fig. V-7. Géométrie de la roue du ventilateur VA160D comparée à celle de la roue VA160..... | 134 |
| Fig. V-8. Géométrie de la roue du ventilateur VA150 comparée à celle de la roue VA160..... | 135 |
| Fig. V-9. Géométrie de la roue du ventilateur VA160E comparée à celle de la roue VA160..... | 136 |
| Fig. V-10. Prototypes des machines VA160, VA160D, VA150, VA160E..... | 136 |
| Fig. V-11. Banc d'essais destiné à la PIV et à la mesure des fluctuations de pression pariétale sur le bec de volute..... | 137 |
| Fig. V-12. Schéma de principe du banc d'essai aéroacoustique ISO5801 et ISO5136... | 137 |

| | |
|--|-----|
| Fig. V-13. Influence des paramètres géométriques sur le champ de pression statique..... | 139 |
| Fig. V-14. Influence des paramètres géométriques sur le champ de vitesse..... | 140 |
| Fig. V-15. Signaux temporels et analyse spectrale correspondante – Roue VA160..... | 141 |
| Fig. V-16. Signaux temporels et analyse spectrale correspondante – Roue VA150..... | 141 |
| Fig. V-17. Signaux temporels et analyse spectrale correspondante – Roue VA160D..... | 142 |
| Fig. V-18. Signaux temporels et analyse spectrale correspondante – Roue VA160E..... | 142 |
| Fig. V-19. Spectres du niveau de pression acoustique des ventilateurs étudiés..... | 144 |
| Fig. 1. Maillage généré sur une géométrie multi-blocs appliquée sur une roue de ventilateur centrifuge à action..... | 147 |
| Fig. 2. Banc d’essai LDV-PIV..... | 148 |
| Fig. B-1. Caisson réduit – Vue côté diaphragmes..... | 150 |
| Fig. B-2. Montage des microphones de pression sur la surface de la volute..... | 151 |
| Fig. B-3. Dispositif de fixation de la roue sur le moteur électrique..... | 152 |

LISTE DES TABLEAUX

| | |
|--|-----|
| Tab. I-1. Valeurs conseillées..... | 8 |
| Tab. II-1. Paramètres géométriques du ventilateur VA160..... | 57 |
| Tab. II-2. Caractéristiques des grilles de maillage générées..... | 61 |
| Tab. II-3. Caractéristiques des grilles adoptées..... | 62 |
| Tab. II-4. Qualité du maillage en fonction du coefficient de distorsion..... | 63 |
| Tab. III-1. Caractéristiques du microphone 40BH..... | 94 |
| Tab. III-2. Caractéristiques du microphone 40AE..... | 98 |
| Tab. III-3. Caractéristiques de la chambre anéchoïque..... | 101 |
| Tab. IV-1. Comparaison du niveau de bruit à la FPP..... | 118 |
| Tab. V-1. Performances globales des ventilateurs étudiés..... | 138 |
| Tab. V-2. Valeurs du niveau de pression acoustique de la VA160..... | 143 |
| Tab. V-3. Valeurs du niveau de pression acoustique de la VA150..... | 143 |
| Tab. V-4. Valeurs du niveau de pression acoustique de la VA160D..... | 143 |
| Tab. V-5. Valeurs du niveau de pression acoustique de la VA160E..... | 143 |

NOMENCLATURE

| Symbole | Description et unité |
|------------------|--|
| a_0 | Vitesse du son en champ lointain [m/s] |
| b | Envergure de la pale [m/s] |
| C | Vitesse absolue [m/s] |
| C | Couple [N.m] |
| Cr | Vitesse radiale [m/s] |
| C_u | Vitesse tangentielle [m/s] |
| D | Diamètre du diaphragme [m] |
| F | Fréquence [Hz] |
| FPP | Fréquence de passage des pales [Hz] |
| F_x, F_y | Composantes de l'effort aérodynamique instationnaire [N] |
| F_{x0}, F_{y0} | Composantes de l'effort aérodynamique stationnaire [N] |
| g | Gravité [m/s ²] |
| G | Fonction de Green [s] |
| h | Coefficient de charge [-] |
| $H(f)$ | Fonction de Heaviside [-] |
| H_{th} | Hauteur théorique [m] |
| $H_{th\infty}$ | Hauteur théorique pour un nombre infini d'aubage [m] |
| I | Intensité du courant [A] |
| i | Numéro de la pale [-] |
| J_m | Fonction de Bessel d'ordre m |
| k | Coefficient d'amplification [-] |
| M | Nombre de Mach [-] |
| N | Vitesse de rotation [tr/min] |
| n | Nombre de répétition de motifs [-] |
| n_j | Vecteur unitaire [-] |
| nsq | Vitesse spécifique [-] |
| P' | Pression acoustique [Pa] |
| P_0 | Puissance à vide du moteur électrique [W] |
| P_a | Puissance absorbée [W] |
| $P_{aé}$ | Puissance aéraulique [W] |
| P_{ij} | Tenseur des contraintes [Pa] |
| $P_{méc}$ | Puissance mécanique [W] |
| p_{ref} | Pression de référence [Pa] |
| P_{Tth} | Pression totale théorique |
| Q_f | Débit de fuite [m ³ /s] |
| Q_v | Débit volumique [m ³ /s] |
| Q_{va} | Débit volumique d'adaptation [m ³ /s] |
| R | Rayon de la roue [m] |
| r | Distance entre la source et l'observateur [m] |
| S | Section de passage [m ²] |
| SPL | Niveau de pression acoustique [dB] |
| t | Temps relatif à l'observateur [s] |
| T_{ij} | Tenseur de Lighthill [Pa] |
| U | Vitesse d'entraînement [m/s] |
| u_i | Vitesse du fluide dans la direction x_i [m/s] |
| u_n | Vitesse du fluide dans la direction normale [m/s] |
| V | Tension [V] |
| v_i | Vitesse de la surface dans la direction x_i [m/s] |
| v_n | Vitesse de la surface dans la direction normale [m/s] |
| W | Vitesse relative [m/s] |
| x | Position de l'observateur [m] |
| z | Nombre de pales [-] |
| β | Angle à l'entrée d'aubage [rad] |
| β_{10} | Angle géométrique d'entrée d'aubage [rad] |
| δ | Angle de centrifugation [rad] |

| | |
|--------------|--|
| $\delta(f)$ | Fonction de Dirac [-] |
| Δh | Pertes aérodynamiques [m] |
| ΔP_s | Pression statique différentielle générée par le ventilateur [Pa] |
| ΔS | Taille moyenne du maillage à la périphérie de la roue [m] |
| Δt | Pas de temps [s] |
| η_a | Rendement aérodynamique [%] |
| η_v | Rendement volumétrique [%] |
| θ_i | Pas angulaire [°] |
| τ | Temps relatif à la source [s] |
| μ | Coefficient de glissement [-] |
| ρ | Masse volumique de l'air [Kg/m ³] |
| ω | Vitesse de rotation de la roue [rad/s] |
| $f=0$ | Fonction décrivant la surface de la source [-] |

| Indice | Description |
|---------------|------------------------------|
| <i>1</i> | Entrée de la roue |
| <i>2</i> | Sortie de la roue |
| <i>L</i> | Bruit de charge |
| <i>T</i> | Bruit d'épaisseur |
| <i>0</i> | Variables du fluide au repos |

INTRODUCTION

Les turbomachines occupent une place importante dans l'industrie des systèmes énergétiques. Ces systèmes concernent plusieurs domaines d'application qui sont entre autres : le pétrole, l'énergie, les industries chimique et alimentaire, les transports, la climatisation, le refroidissement de divers systèmes de production, etc.

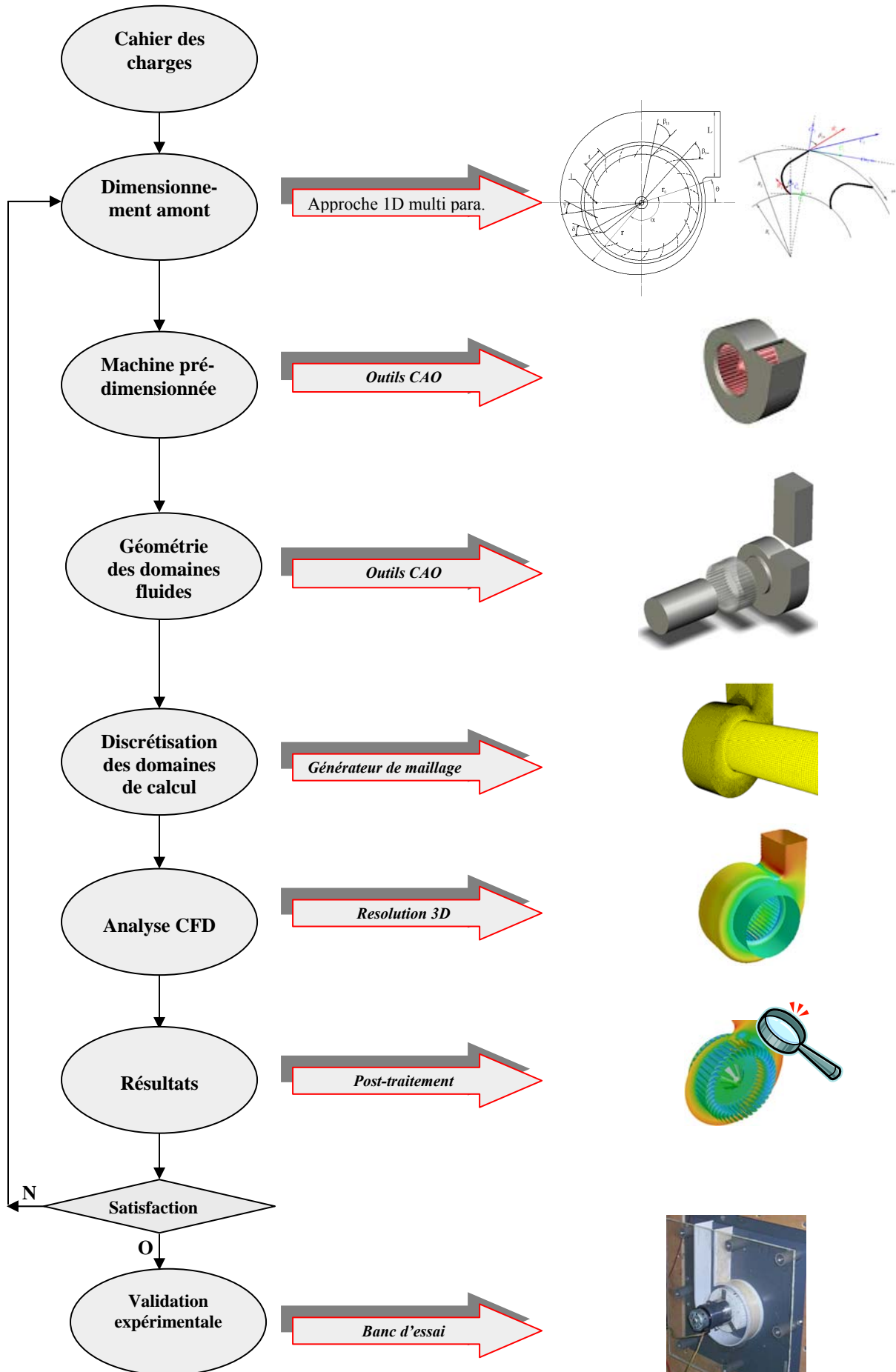
Les ventilateurs centrifuges à action dits « à cage d'écureuil » en particulier sont très largement utilisés, notamment dans les systèmes de conditionnement d'air utilisés dans l'industrie aéronautique, l'industrie automobile et dans beaucoup d'autres applications. Ces machines présentent plusieurs avantages en termes de compromis entre compacité et performances aérodynamique et aéroacoustique. Afin de mieux répondre aux exigences accrues des cahiers des charges actuels, la maîtrise du dimensionnement et l'optimisation des performances de ces machines devient de plus en plus importante.

Les méthodes de dimensionnement des machines rotodynamiques utilisant les approches dites 1D ont constitué pendant des années un outil assez puissant dans l'ingénierie de ces machines. Sans avoir recours à des moyens de calcul très puissants ni à des temps de calcul énormes, ces méthodes fournissent des résultats acceptables quant aux caractéristiques globales de la machine dimensionnée. Cependant, elles demeurent incapables de permettre une analyse fine de la morphologie de l'écoulement interne, qui s'avère indispensable pour l'étude de divers phénomènes responsables des pertes aérodynamiques, de génération de bruit ou de la cavitation, etc. Néanmoins, elles constituent un point de départ incontournable dans une démarche complète de dimensionnement d'une turbomachine. Les résultats préliminaires servent ensuite de base pour une analyse plus fine et plus détaillée de l'écoulement.

Les récents développements des systèmes informatiques ont fait apparaître une génération d'ordinateurs qui, par leur capacité et leur puissance, réduisent considérablement les temps de calcul. Ainsi, l'utilisation de la CFD (Computational Fluid Dynamics) comme moyen de prédiction et d'analyse des écoulements dans les turbomachines devient de plus en plus généralisée voire incontournable. L'objectif est d'étudier, à partir de la simulation numérique, les phénomènes complexes liés aux écoulements internes que sont, entre autres, les interactions et les instationnarités induites par le mouvement relatif des parties mobiles par rapport aux parties fixes. En outre, les simulations numériques 3D offrent la possibilité d'accéder à des grandeurs locales de l'écoulement qui sont difficilement accessibles par la mesure. Le couplage avec d'autres modèles physiques (aéroacoustique, cavitation...) est devenu désormais possible, et constitue ainsi une démarche de diagnostic assez pertinente.

La modélisation CFD des écoulements est une succession de plusieurs approches numériques interdépendantes. Le choix de ces approches dépend essentiellement de la nature de l'écoulement à simuler et des phénomènes physiques associés.

La démarche globale qui doit être suivie lors du dimensionnement d'une turbomachine peut se résumer par l'organigramme suivant :



Les travaux de recherche présentés dans ce rapport s'inscrivent dans les deux Actions Thématiques : AT1: « Analyse et Conception des Turbomachines » et AT2 : « Aéroacoustique et Ecoulements Instationnaires » qui constituent deux axes principaux des activités de recherche du LEMFI (Laboratoire d'Energétique et de Mécanique des Fluides Interne). La première Action Thématique vise à mieux analyser et modéliser les écoulements internes moyennant une combinaison étroite des approches numériques, expérimentales et théoriques. L'objectif poursuivi dans la deuxième Action Thématique consiste à modéliser les phénomènes à l'origine de la génération du bruit. Les approches utilisées sont de type hybride permettant de séparer le domaine de calcul en une partie aérodynamique et une autre acoustique.

Les travaux de cette thèse concernent plus particulièrement les ventilateurs centrifuges à action dits « à cage d'écureuil ». La complexité de l'écoulement interne continûment décollé et la méconnaissance des principaux phénomènes responsables des pertes aérodynamiques et générateurs de bruit dans ces machines constituent la principale **problématique** de cette étude. Les **moyens** mis en œuvre dans le cadre de ce projet reposent sur deux approches fondamentales à savoir :

- L'approche numérique qui consiste en l'utilisation des codes de simulation numérique des écoulements instationnaires dont le rôle est de modéliser l'écoulement fortement tridimensionnel observé dans ces ventilateurs d'une part, et d'alimenter les modèles de prédiction du bruit d'autre part.
- L'approche expérimentale dont on attend la validation des modèles physiques utilisés dans les simulations numériques, et l'étude de l'influence de certains paramètres géométriques constructifs de ces ventilateurs centrifuges particuliers.

Le présent mémoire se compose de cinq chapitres principaux:

Le premier chapitre traite de la partie théorique de l'étude. Il présente les méthodes et les outils théoriques de dimensionnement et d'analyse du comportement aérodynamique des turbomachines. Ensuite, il décrit les détails relatifs à la modélisation CFD appliquée aux turbomachines en général : depuis la génération de la géométrie, en passant par le maillage des domaines de calcul, du calcul proprement dit, jusqu'au post traitement des résultats. L'aspect prédiction du bruit de raies est traité particulièrement en décrivant la théorie de Ffowcs Williams et Hawkings (FW-H) utilisée en mode hybride suivant les résultats amont obtenus par les simulations numériques instationnaires. Dans le même ordre d'idées, un aperçu sur le modèle de Lawson est décrit vers la fin de ce chapitre. Les différentes approches sont discutées selon leurs avantages, inconvénients et restrictions.

Le second chapitre est consacré à la modélisation de l'écoulement instationnaire d'un ventilateur centrifuge à action de référence. La simulation numérique a permis d'accéder à la morphologie de l'écoulement interne, et d'en montrer ainsi la complexité. L'interaction entre la partie mobile qu'est la roue et la partie fixe qu'est la volute, est mise en évidence par le calcul des pressions fluctuantes sur les pales de la roue et sur la surface pariétale de la volute en plusieurs points stratégiques. La prédiction du bruit de raies est calculée à partir de la théorie de FW-H alimentée par les variables fluctuantes issues des calculs CFD instationnaires basés sur une modélisation URANS. Certains phénomènes observés dans les simulations numériques 3D ont pu être élucidés grâce à une comparaison avec une modélisation 2D. Compte tenu de la rapidité des calculs observée lors des simulations, cette

dernière a montré son intérêt dans le cadre du pré dimensionnement ainsi que dans celui de l'optimisation de ce type de ventilateurs.

Dans le troisième chapitre, les outils expérimentaux mis en place dans le cadre de cette étude sont présentés. Ce chapitre décrit les détails relatifs à la démarche expérimentale complète adoptée, dont l'objectif attendu est de valider les modèles physiques utilisés dans les simulations numériques. L'ensemble de la chaîne de mesure a été adapté sur un banc d'essai conçu et réalisé au LEMFI-ENSAM conformément à la norme internationale ISO5801. Les mesures concernant les pressions acoustiques en champ lointain ont été réalisées dans un environnement anéchoïque.

Le quatrième chapitre consiste à présenter les résultats obtenus moyennant les deux procédures numérique et expérimentale définies dans les chapitres II et III respectivement. La confrontation des résultats numériques avec l'expérience concerne en premier lieu les grandeurs globales de l'écoulement. En second lieu, elle sert à valider les grandeurs locales, à savoir les pressions statiques fluctuantes calculées sur la surface pariétale de la volute. Enfin, elle permet de vérifier les pressions acoustiques calculées en champs libre et lointain.

Issue d'un travail de collaboration entre le LEMFI-ENSAM et le groupe ANSYS (division Canada et division Allemagne), la dernière partie de ce chapitre est consacrée à la présentation de quelques résultats d'une modélisation de l'écoulement instationnaire moyennant le modèle SAS (Scale Adaptive Simulation).

Outre la validation des modèles numériques utilisés lors des simulations 3D, le dernier chapitre présente l'autre aspect de l'étude numérique et expérimentale qui a pour objectif de contribuer à une optimisation des performances des ventilateurs centrifuges à action. Basés sur une étude paramétrique, les travaux concernent l'analyse de l'influence de certains paramètres géométriques constructifs de ces ventilateurs sur le comportement aéraulique et aéroacoustique. Ainsi d'une géométrie prototypée à une autre, les grandeurs globales et locales sont mesurées et comparées avec celles relevées sur le ventilateur de référence.

CHAPITRE I

Aérodynamique et Aéroacoustique des Ventilateurs Centrifuges à Action.

Le but de ce chapitre est de présenter les fondements et les concepts théoriques de la simulation numérique des écoulements internes (CFD), et son application aux machines rotodynamiques en général et aux ventilateurs en particulier. Dans un premier temps, une vue générale sur les ventilateurs centrifuges à action, leur dimensionnement suivi d'une description des différentes caractéristiques et particularités des écoulements internes les concernant seront donnés. En second lieu, les techniques numériques et les modèles physiques les plus couramment utilisés en CFD seront introduits avec les différentes approches relatives à la théorie de l'aérodynamique numérique instationnaire appliquée aux turbomachines: génération de la géométrie, maillage des domaines de calcul et post traitement des résultats. Enfin, l'aspect instationnarités, interactions et prédiction du bruit de raies généré par les ventilateurs est traité en décrivant en particulier la théorie de Ffowcs Williams et Hawkings (FW-H), utilisée en mode hybride avec une alimentation amont issue des simulations numériques instationnaires basées sur les équations de Navier Stokes moyennées (approche URANS).

| Sommaire | Page |
|---|-------------|
| 1. INTRODUCTION..... | 6 |
| 2. DIMENSIONNEMENT DES VENTILATEURS CENTRIFUGES A ACTION..... | 10 |
| 3. MODELISATION CFD DES ECOULEMENTS DANS LES TURBOMACHINES..... | 16 |
| 4. FORME GENERALE DES EQUATIONS FONDAMENTALES..... | 24 |
| 5. RESOLUTION DES EQUATIONS..... | 25 |
| 6. DISCRETISATION DES DOMAINES DE CALCUL – LE MAILLAGE..... | 30 |
| 7. LES CONDITIONS AUX LIMITES..... | 35 |
| 8. MODELISATION DES ZONES EN MOUVEMENT RELATIF..... | 37 |
| 9. TURBULENCE..... | 42 |
| 10. AEROACOUSTIQUE ET MODELES DE PREDICTION DU BRUIT AERODYNAMIQUE... | 50 |
| 11. ANALYSE DES SIGNAUX INSTATIONNAIRES..... | 54 |
| 12. SYNTHESE..... | 55 |

1. INTRODUCTION

Les ventilateurs centrifuges à action dits à cage d'écureuil sont très largement utilisés dans l'industrie, notamment dans les installations de climatisation et de ventilation à usage domestique, automobile ou encore dans beaucoup d'autres applications (fig.I-1). Comparativement à d'autres solutions techniques, ce type de ventilateur à pales couchées vers l'avant présente l'avantage d'être moins encombrant et moins bruyant tout en permettant de véhiculer d'importants débits d'air.

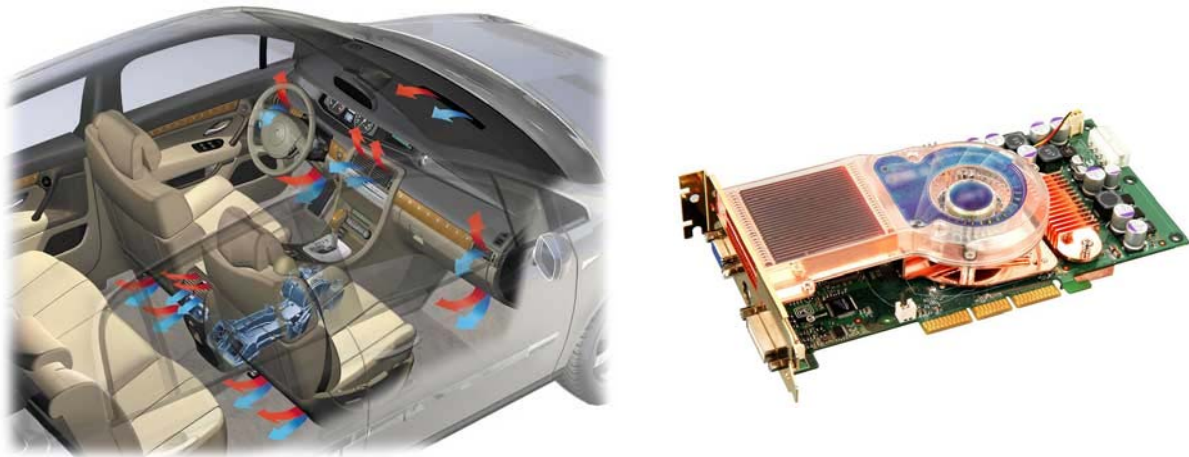


Fig.I-1. Domaines d'application

Les ventilateurs centrifuges à action sont caractérisés par une roue équipée d'un grand nombre de pales (20 à 40) de corde réduite, d'épaisseur souvent constante et de pas relatif proche de l'unité.

La largeur de passage dans la roue est importante pour favoriser un grand débit. L'aubage couché vers l'avant (à l'inverse des centrifuges classiques) est destiné à produire une forte valeur de la vitesse circumférentielle du fluide en sortie d'aubage (en principe supérieure à la vitesse d'entraînement des aubages), produisant ainsi une pression dynamique relativement élevée. Face à cette énergie cinétique importante, ces ventilateurs sont équipés d'une volute de taille réduite qui permet de récupérer l'énergie produite par la rotation de la roue et d'en convertir une partie en énergie de pression. Ces grandes valeurs de débit et d'élévation de pression sont de nature à constituer une machine fortement chargée ou encore de grande puissance spécifique. La figure I-2 montre un exemple de ventilateur centrifuge destiné à pulser de l'air conditionné dans l'habitacle d'automobile.



Fig. I-2. Ventilateur destiné à une application automobile

Le rendement aérodynamique de ces ventilateurs présente des valeurs assez faibles (généralement comprises entre 55 et 65%). La complexité de l'écoulement interne observée en fonctionnement et la non maîtrise des phénomènes responsables des pertes aérodynamiques et générateurs de bruit, constituent une réelle motivation dans le domaine de la recherche et de l'ingénierie de ces machines.

Afin de mieux analyser l'écoulement interne et de cerner les phénomènes physiques complexes associés, il est nécessaire de modéliser le fonctionnement de ces machines en utilisant la simulation numérique.

Les travaux menés sur les ventilateurs centrifuges à action sont en nombre réduit dans la littérature. Ces travaux sont généralement constitués d'études à caractère expérimental, visant à améliorer leurs performances en jouant sur les différents paramètres géométriques constructifs de ces machines. Le dimensionnement des pompes et ventilateurs centrifuges conserve encore aujourd'hui un caractère très empirique car il reste basé sur un grand nombre de règles d'origine expérimentale et statistique. Cet état de fait est cependant assez logique puisqu'en dehors des dimensions géométriques principales, un très grand nombre de paramètres (une vingtaine) de second ordre sont à choisir pour définir la géométrie complète de la roue et son environnement immédiat. Ce choix, souvent arbitraire, peut être guidé par diverses considérations telles que : homogénéité de l'écoulement, encombrement, stabilité des caractéristiques, optimisation des performances : rendement, bruit, etc.

Définitions et classification

Les turbomachines sont des machines convertissant l'énergie mécanique en élévation de pression. On peut proposer une première classification en fonction de :

- La nature du fluide : fluide compressible ou incompressible
- La forme du champ de courant et qui est caractérisé par l'introduction d'un nombre adimensionnel nommé « vitesse spécifique » ayant pour définition:

$$nsq = N \frac{\sqrt{Q_v}}{H^{3/4}} \quad (I-1)$$

On distingue en particulier :

- Les machines centrifuges à écoulement radial dans la roue : grille d'aubes annulaire dont l'arête d'entrée est parallèle ou oblique par rapport à l'axe de rotation tandis que l'arête de sortie lui est généralement parallèle (fig. I-3). Ces machines conviennent pour des débits modérés et des pressions élevées.

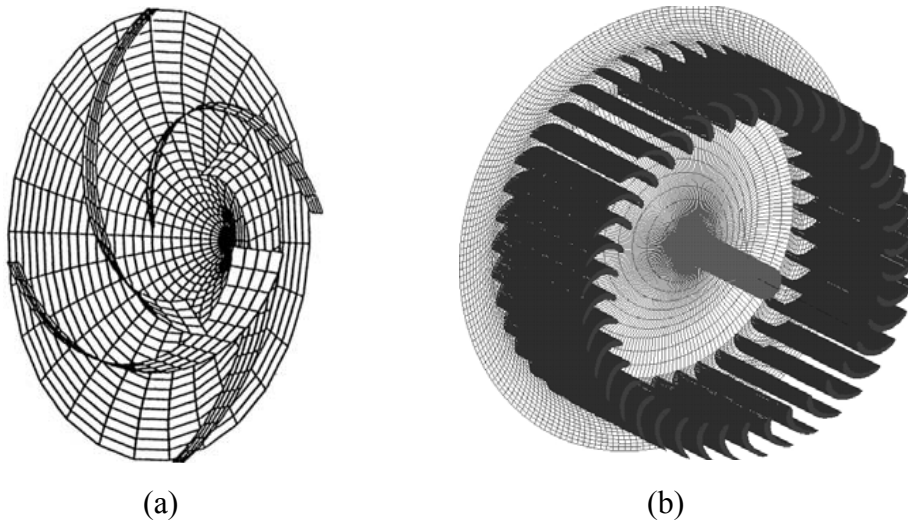


Fig. I-3. a)- Roue de pompe centrifuge (nsq=20)
b)- Roue de ventilateur centrifuge (nsq=51).

- Les machines hélico-centrifuges à écoulement oblique (fig. I-4). La roue composée d'une grille tridimensionnelle, dont les arêtes d'entrée et de sortie sont obliques par rapport à l'axe de rotation; les machines de ce genre sont pourvues d'une volute ou d'un redresseur à ailettes.

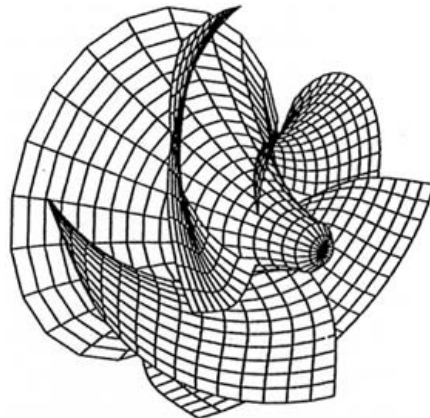


Fig. I-4. Roue hélico-centrifuge (nsq=113)

- Machines hélices ou axiales à écoulement axial dont la roue est constituée d'une grille d'aubes circulaire tournante suivie ou non d'une grille fixe appelée redresseur (fig. I-5). Elles sont destinées aux grands débits engendrés en basse pression.

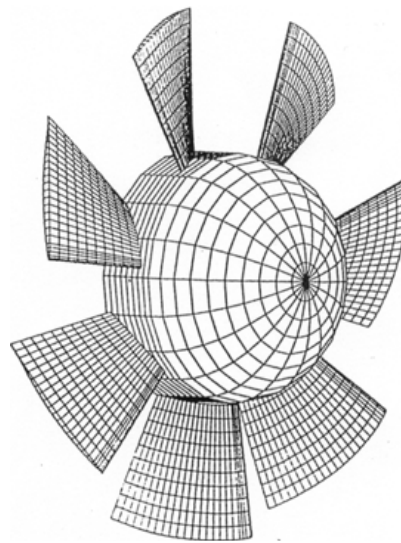


Fig. I-5. Roue axiale (nsq=220)

Les ventilateurs centrifuges à action sont des machines centrifuges, la nature du fluide est compressible, mais les écoulements peuvent être considérés comme incompressibles. Ils sont plutôt adaptés à des applications à moyen niveau de pression et à grand débit. Ils sont assez compacts par rapport à leur classe performances-bruit. Cependant, ils consomment plus d'énergie que les solutions utilisant des ventilateurs axiaux ou hélico-centrifuges.

2. DIMENSIONNEMENT DES VENTILATEURS CENTRIFUGES À ACTION

Nous présentons ici le modèle unidimensionnel simplifié utilisable au stade du pré dimensionnement et permettant une analyse approchée des caractéristiques globales pression-débit.

2. 1. Paramètres géométriques

Le nombre élevé des paramètres constructifs des ventilateurs centrifuges à action et leur influence sur le comportement aérodynamique et aéroacoustique, fait du dimensionnement et de l'optimisation de ces machines une tâche très difficile. Plusieurs études paramétriques basées sur l'expérience existent dans la littérature [1], les résultats de ces expériences montrent l'influence de certains paramètres tels que la forme et la position du bec de la volute, le diamètre de la roue, etc. Les figures I-6 et I-7 représentent les différents paramètres géométriques relatifs à la roue et à la volute respectivement [2], [3].

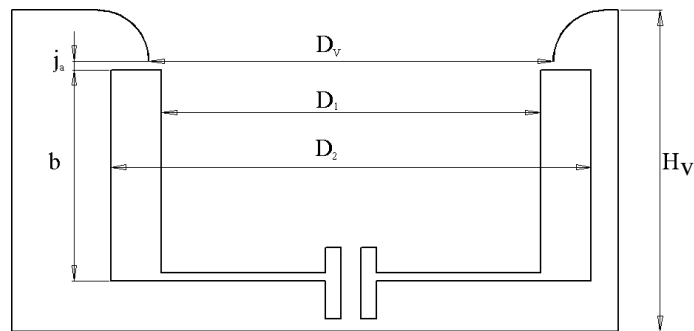


Fig. I-6. Paramètres géométriques de la roue

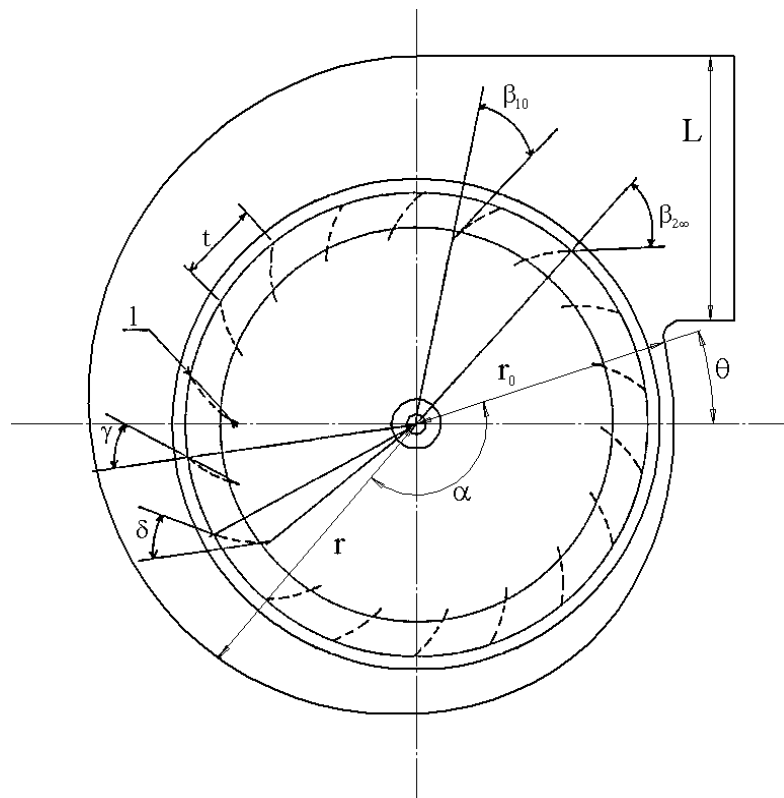


Fig. I-7. Paramètres géométriques de la volute

Le tableau (I-1) montre globalement les valeurs conseillées dans la démarche de dimensionnement d'un ventilateur centrifuge à action.

Tab. I-1. Valeurs conseillées

| Paramètre | Valeurs |
|-----------|------------------------|
| D_1/D_2 | 0,8 à 0,9 |
| b/D_2 | 0,3 à 0,7 |
| l/D_2 | 0,08 à 0,14 |
| t/l | 0,7 à 1,1 |
| γ | 24° à 30° |
| δ | 70° à 90° |
| H_v/b | 1,1 à 1,4 |
| j_R | > 0,1mm (jusqu'à 0,15) |
| θ | 60° à 90° |

2. 2. Triangles de vitesses

La figure I-8 représente les triangles de vitesses tracés à l'entrée et à la sortie de la pale d'un ventilateur centrifuge à action [4].

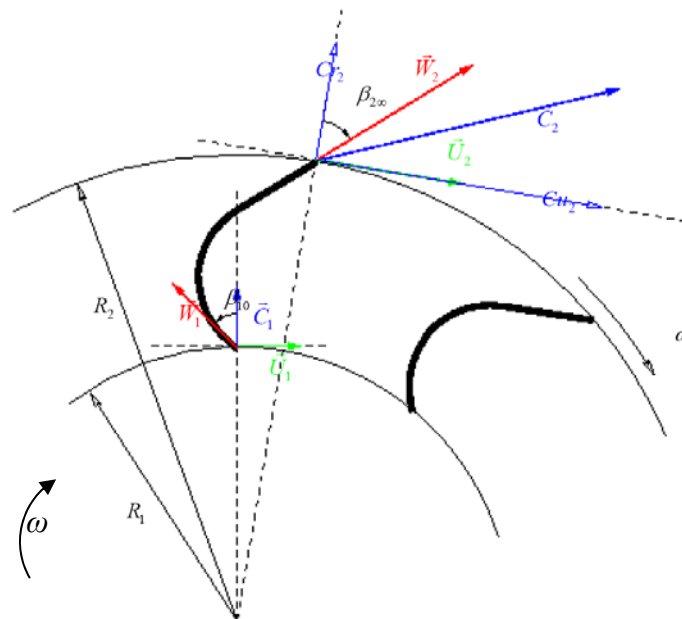


Fig. I-8- Triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie de la pale d'un ventilateur centrifuge à action

En présence d'aubages animés d'un mouvement d'entraînement, correspondant à la mise en rotation du rotor à la vitesse angulaire ω , et en vertu de la composition des vitesses (Fig.I-8), la vitesse relative \vec{W} sera issue de la relation vectorielle :

$$\vec{C} = \vec{U} + \vec{W} \quad (\text{II-1})$$

La vitesse \vec{C} correspond à la vitesse absolue de la particule fluide, la vitesse \vec{W} désigne la vitesse relative, tandis que la composante \vec{U} correspond à la vitesse d'entraînement liée à la rotation des aubages de la roue.

A partir des triangles de vitesses présentés ci-dessus et pour une épaisseur d'aubes négligeable, il découle ce qui suit :

A l'entrée de la roue

$$\vec{U}_1 \left| \begin{array}{l} 0 \\ U_1 = \omega R_1 \end{array} \right. \quad (\text{II-2})$$

$$\vec{C} \left| \begin{array}{l} Cr_1 = \frac{Q_v}{S_1} = \frac{Q_v}{2\pi R_1 b_1} \\ Cu_1 = 0 \end{array} \right. \quad (\text{II-3})$$

La direction du fluide est matérialisé par l'angle β_1 donné par :

$$\text{tg}\beta_1 = \frac{U_1}{Cr_1} = \frac{2\pi\omega R_1^2 b_1}{Q_v} \quad (\text{II-4})$$

Le débit d'adaptation est défini lorsque l'angle des particules à l'entrée β_1 est égal à l'angle géométrique d'entrée d'aubage β_{10} , sa valeur est donnée par l'expression:

$$Q_{va} = \frac{2\pi\omega.R_1^2 b_1}{\text{tg}\beta_{10}} \quad (\text{II-5})$$

A la sortie de la roue

Les triangles de vitesses de sortie ne peuvent être construits sans l'adoption d'une hypothèse simplificatrice qui consiste à supposer que le fluide sort de la roue suivant la direction imposée par la direction de sortie d'aubage. Cette hypothèse, appelée hypothèse d'Euler, n'est justifiée que dans le cas où le nombre d'aubages tend vers l'infini. Dans ces conditions, la

direction de la vitesse relative correspond à l'angle $\beta_{2\infty}$ de l'aube et cela indépendamment du débit.

La relation d'Euler s'écrit alors :

$$H_{th\infty} = \frac{U_2 Cu_{2\infty}}{g} \quad (\text{II-6})$$

$$\vec{U}_2 \left| \begin{array}{l} 0 \\ U_2 = \omega R_2 \end{array} \right. \quad (\text{II-7})$$

$$\vec{C}_2 \left| \begin{array}{l} Cr_2 = \frac{Q_v}{S_2} = \frac{Q_v}{2\pi R_2 b_2} \\ Cu_{2\infty} = U_2 + C_{r2} \cdot \text{tg}\beta_{2\infty} \end{array} \right. \quad (\text{II-8})$$

D'où on peut calculer la hauteur théorique pour un nombre infini d'aubes :

$$H_{th\infty} = \frac{\omega R_2}{g} \left(\omega R_2 + \frac{Q_v}{2\pi \cdot R_2 b_2} \text{tg}\beta_{2\infty} \right) \quad (\text{II-9})$$

Pour un nombre fini d'aubes, on introduit le coefficient de glissement défini par Pfleiderer :

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{1.2 \cdot \sin \delta}{z} \cdot \frac{1 + \cos \beta_{2\infty}}{1 - \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2}} \quad (\text{II-10})$$

Guo *et al.* [5] ont proposé d'autres formulations du coefficient de glissement en faisant intervenir diverses corrections, afin de mieux adapter ce coefficient aux différents régimes de fonctionnement.

Ils ont testé ainsi la validité de plusieurs expressions différentes en utilisant des comparaisons avec des résultats issus d'un calcul CFD 3D. Enfin, en tenant compte de l'effet de la cambrure des pales, ils sont parvenu à obtenir une formulation plus adaptée pour les ventilateurs centrifuges.

La hauteur théorique développée par le ventilateur est donnée par:

$$H_{th} = \mu.H_{th\infty} \quad (\text{II-11})$$

La pression totale théorique est donnée par la relation :

$$P_{Th} = \rho g H_{th} \quad (\text{II-12})$$

Disposant de la hauteur théorique en fonction du débit, la puissance aérodynamique fournie par le ventilateur est donnée par :

$$P_a = \rho \cdot g \cdot H_{th} \cdot Q_v \quad (\text{II-13})$$

Pertes et caractéristiques aérodynamiques

La prise en compte du coefficient de glissement permet de tracer la hauteur théorique à partir de celle obtenue en considérant un nombre infini d'aubes. L'estimation des différentes pertes liées à l'écoulement à travers la grille d'aubes permet de déduire la hauteur réelle développée par la roue. Ces pertes peuvent se résumer comme suit :

- Les pertes aérodynamiques: on distingue les pertes produites par le frottement dans la roue et la volute, les pertes liées aux changements de direction des particules fluides à l'intérieur de la machine et enfin celles liées à la désadaptation du fluide à l'entrée de la roue. Le rendement aérodynamique les caractérisant est donné par la formulation suivante:

$$\eta_a = \frac{H_{th} - \Delta h}{H_{th}} \quad (\text{II-14})$$

Δh caractérise l'ensemble des pertes aérodynamiques.

- Les pertes volumétriques: elles sont liées aux diverses fuites observées dans la machine, à savoir : les fuites à travers les dispositifs d'étanchéité mais surtout les fuites et recirculations dans les jeux de fonctionnement constitués par les jeux entre la roue et l'ouïe d'entrée, entre la roue et la partie arrière de la volute et enfin entre la périphérie de la roue et le bec de la volute. L'expression du rendement volumétrique caractérisant ces différentes pertes peut s'écrire de la façon suivante :

$$\eta_v = \frac{Q_v}{Q_v + Q_f} \quad (\text{II-15})$$

Q_f Caractérise le débit de fuite total.

Ces différentes caractéristiques sont représentées sur la figure I-9.

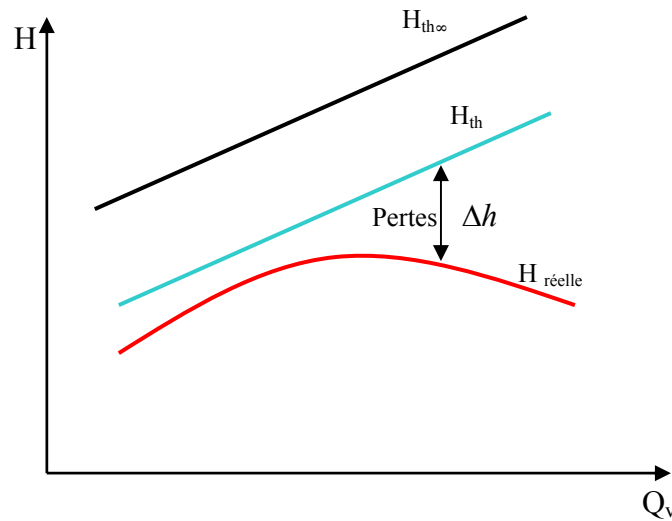


Fig. I-9. Allure des caractéristiques globales

Remarques

L'avantage majeur de la méthode de dimensionnement présentée ici, est qu'elle permet de prédire d'une façon rapide le comportement global du ventilateur, et d'en estimer les caractéristiques développées. Elle constitue une bonne approche pour la compréhension de l'influence de chaque paramètre constructif. Cependant, cette modélisation ne peut permettre d'accéder à la morphologie globale et locale de l'écoulement interne. Son utilisation se limite ainsi au pré-dimensionnement dans le cadre d'un avant-projet consistant à évaluer les grandeurs aérodynamiques globales qui caractérisent le ventilateur. Une analyse fine des phénomènes physiques liés à la complexité de l'écoulement dans ces machines nécessite l'utilisation successive de calculs 2D et 3D. Cette démarche permettra d'accéder à la fois aux grandeurs globales (pression, débit, rendement, etc.) et aux grandeurs locales (pression ou vitesse en tout point).

3. MODELISATION CFD DES ECOULEMENTS DANS LES TURBOMACHINES

La modélisation des écoulements internes dans les turbomachines, utilisant les codes de simulation numérique, a connu un véritable succès ces dernières décennies. L'apparition de grands moyens de calcul a favorisé l'émergence des codes commerciaux, utilisant la méthode des volumes finis pour la résolution des écoulements 3D, à l'instar des codes comme *Fluent*, *CFX*, *STAR CD*, etc. La complexité des géométries engendrées par les formes aérodynamiques des différents composants constituant les turbomachines (pales, volute, diffuseur, etc.), rend la modélisation numérique des écoulements très difficile. Cependant, l'avènement de nouvelles techniques de génération de maillages non structurés a permis de simplifier ce problème, et d'obtenir ainsi d'excellents résultats. Nous donnons dans ce qui suit les principales théories, techniques et approches utilisées dans le cadre de l'étude numérique basée sur l'application de la méthode des volumes finis sur des maillages structurés, ou non structurés générés sur des géométries aussi bien 2D que 3D (Fig. I-10).

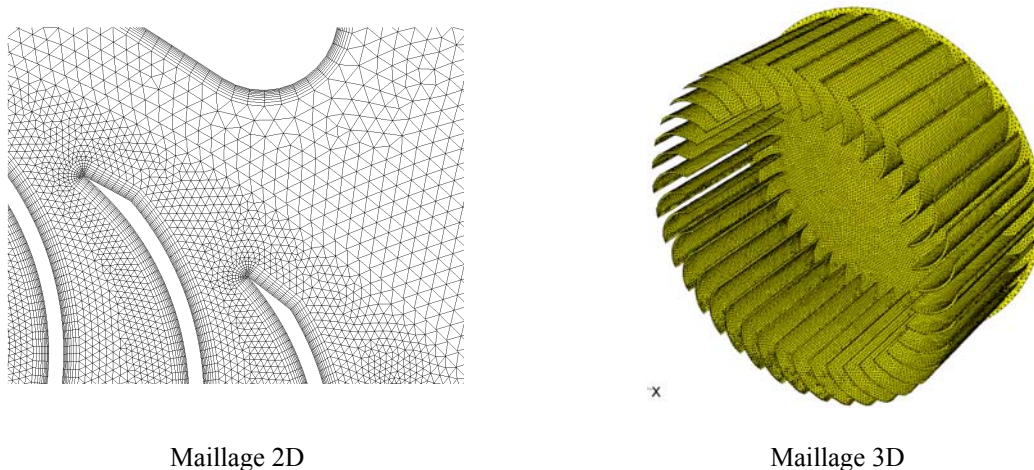


Fig. I-10. Exemples de maillage 2D et 3D

L'utilisation des équations de Navier Stokes moyennées (approche RANS) pour modéliser les écoulements internes dans les turbomachines en général et les ventilateurs centrifuges à action en particulier a intéressé plusieurs auteurs. Parmi les travaux de recherche récents effectués dans cette thématique, nous retrouvons Kind [6], qui s'est intéressé à la modélisation numérique de l'écoulement en divisant le domaine fluide du ventilateur (roue et volute) en plusieurs sous-domaines afin de résoudre séparément les équations gouvernantes dans chaque sous domaine (Fig. I-11). Cette stratégie de modélisation a été ainsi appliquée à tous les domaines de calcul qui constituent la machine : l'entrée de la machine, la grille d'aubes (la roue) et la volute.

Son étude a pour objectif l'analyse et la compréhension des phénomènes responsables des pertes aérodynamiques dans les ventilateurs centrifuges à action.

Ainsi, la modélisation numérique qu'il a adoptée a permis d'accéder aux grandeurs globales de l'écoulement.

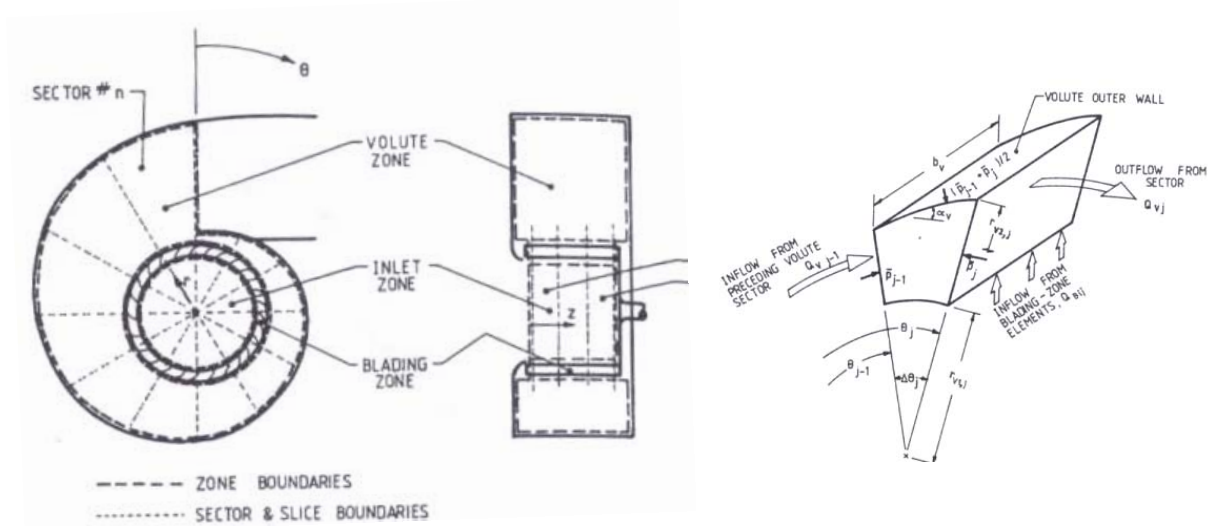


Fig. I-11. Discretisation des domaines de calcul [6]

La confrontation des résultats numériques obtenus dans le calcul de la pression totale avec des résultats expérimentaux réalisés par le même auteur a permis de valider les calculs numériques. La figure I-12 montre une comparaison entre les résultats de la prédiction numérique avec les résultats expérimentaux. Un bon accord entre ces résultats est enregistré au point nominal. Cependant, quelques écarts importants sont retrouvés aux débits partiels. L'auteur explique qu'à ces régimes de fonctionnement, il existe des retours de flux et des recirculations qui ne sont pas pris en considération dans son modèle numérique. Bien que cette méthode de calcul ne permette pas d'accéder aux valeurs locales et à la morphologie de l'écoulement interne, elle demeure néanmoins valable pour la prédiction et la compréhension de l'allure globale de l'écoulement ainsi que pour l'analyse des pertes aérodynamiques.

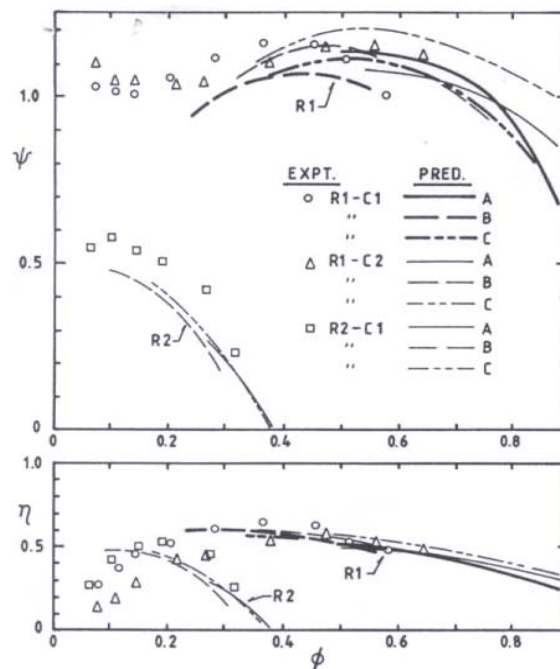


Fig. I-12. Comparaison des résultats numériques avec les données expérimentales [6]
Coefficient de pression en fonction du débit

Thakur *et al.* [7] ont utilisé deux approches numériques 3D pour analyser l'écoulement interne et prédire les performances aérodynamiques d'un ventilateur centrifuge à action. La figure I-13 montre la géométrie et le maillage de la machine étudiée ainsi que les conditions aux limites.

La première approche utilisée est basée sur la technique dite du « rotor figé ». Elle a servi à fournir une solution stationnaire de l'écoulement interne. Cette dernière est comparée ensuite à celle donnée par une seconde approche basée sur une technique qui consiste à moyennner les grandeurs de l'écoulement à la périphérie de la roue et à les injecter dans la volute via une interface. Les conclusions de ces auteurs affirment que la première approche prédit mieux l'écoulement au débit partiel. En revanche la seconde approche est meilleure à fort débit de fonctionnement.

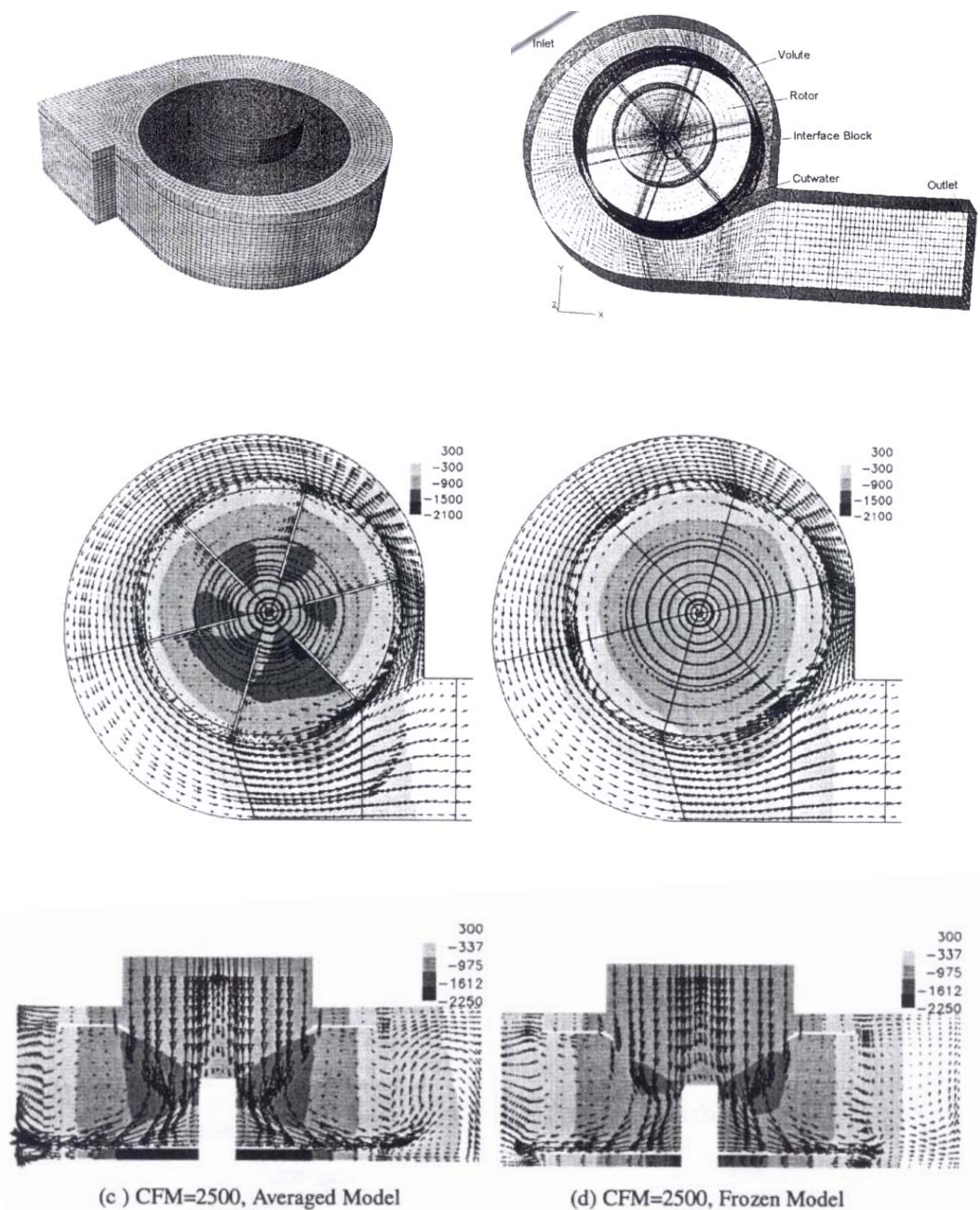


Fig. I-13- Géométrie, maillage, conditions aux limites et morphologie de l'écoulement [7]

Les résultats intéressants obtenus récemment grâce à l'utilisation des équations RANS instationnaire dans ce type de ventilateur, notamment pour le calcul des grandeurs globales et le calcul des fluctuations de pression et de vitesse en tout point de l'écoulement turbulent, a motivé les chercheurs à exploiter ces grandeurs fluctuantes pour alimenter les modèles de prédiction de bruit.

Concernant l'étude des mécanismes de génération du bruit aérodynamique dans les ventilateurs centrifuges à action, Cho et Moon [8, 9] ont utilisé les équations URANS pour modéliser l'écoulement 2D instationnaire. Cette modélisation a été couplée avec le modèle de FW-H dans le but d'effectuer une étude paramétrique de l'émission sonore (Fig. I-14). Dans leur étude, ils utilisent un modèle de turbulence à deux équations.

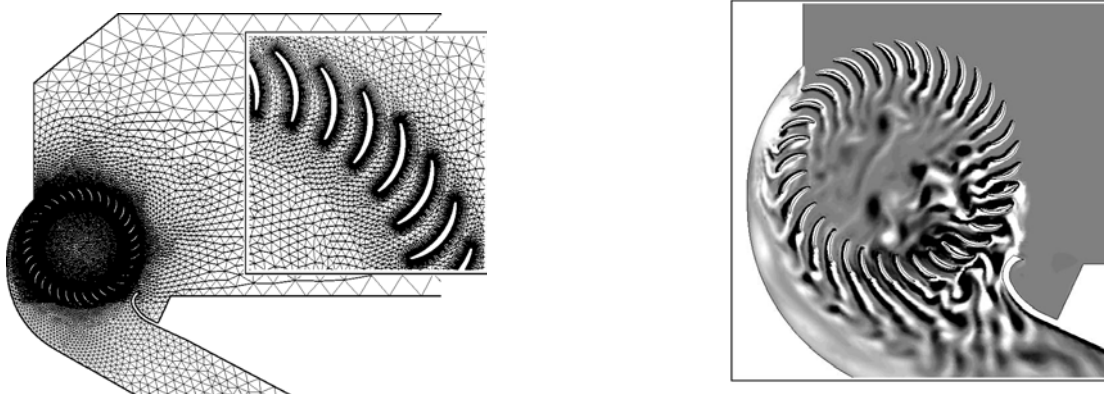


Fig. I-14- Modélisation 2D de l'écoulement interne d'un ventilateur centrifuge (maillage et champ de vorticités [8])

Cette étude consiste à montrer l'effet bénéfique des pales non équidistantes dans la génération du bruit de raie des ventilateurs centrifuges à action. L'étude a concerné trois types de roues présentant une répartition angulaire différente des pales avec une roue de référence présentant une répartition régulière. Ce travail a été associé à des investigations expérimentales dont le but est de confirmer les conclusions de l'étude, qui a abouti à la réduction du niveau de pression acoustique de 1,6 dB à la fréquence de passage des pales.

Nous montrerons dans le cinquième chapitre quelques résultats de cette étude concernant l'optimisation de ce type de machine du point de vue acoustique.

D'autre part, les calculs CFD réalisés sur différents régimes de fonctionnement ont permis d'accéder à la fois aux grandeurs globales et aux grandeurs locales instationnaires. La figure I-15 montre la courbe de performance du ventilateur de référence comparée aux données expérimentales. Les résultats de cette étude confirment les conclusions de [6] en ce qui concerne les écarts constatés dans la zone des débits partiels.

Pour ce qui est des grandeurs locales de l'écoulement turbulent instationnaire, les auteurs donnent l'évolution de la pression acoustique générée par le passage d'une pale en fonction de sa position angulaire (Fig. I-16). Ils sont parvenus ainsi à détecter les zones susceptibles de constituer des sources de génération de bruit.

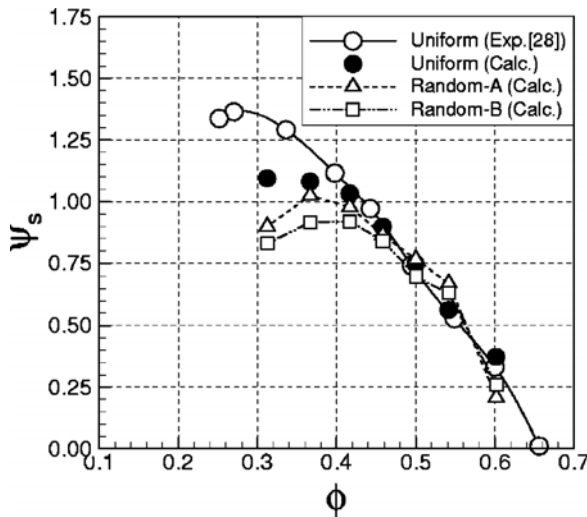


Fig. I-15- Validation expérimentale des performances [8]

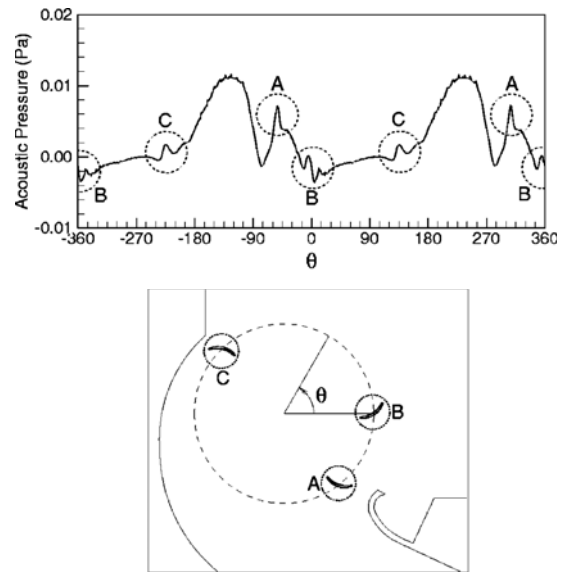


Fig. I-16- Identification des sources de bruit [8]

Les récents développements de nouvelles techniques de génération de maillage notamment non structuré, couplés à des moyens de calculs plus puissants, ont permis à beaucoup de chercheurs de s'intéresser à des modélisations 3D instationnaires des écoulements turbulents dans les turbomachines en général et dans les ventilateurs centrifuges à action en particulier. Le but est de pouvoir décrire et de prédire le plus fidèlement possible, avec prise en compte des divers effets technologiques, le comportement aérodynamique global, local et aeroacoustique de ces machines.

Dans cet objectif, Tajadura *et al.* [10] se sont intéressés à la simulation numérique 3D de l'écoulement instationnaire dans un ventilateur centrifuge industriel. La roue du ventilateur est munie de 10 pales. Dans cette étude, Les auteurs ne tiennent pas compte du jeu de fonctionnement axial de la machine. Les calculs instationnaires réalisés sur une grille de maillage non structuré (Fig. I-17) ont pour but de montrer l'évolution des fluctuations de pression pariétale le long de la surface latérale de la volute en plusieurs endroits stratégiques.

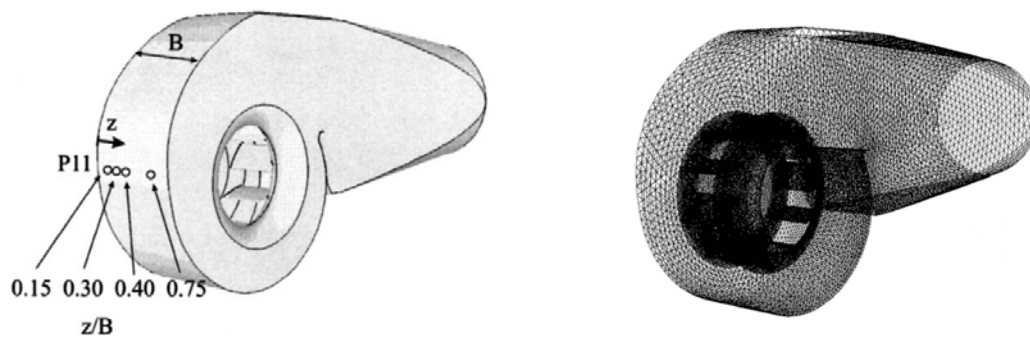


Fig. I-17- Géométrie 3D et maillage d'un ventilateur centrifuge industriel [10]

Ces fluctuations de pression calculées en champ proche ont été comparées ensuite à celles données par les mesures.

Les auteurs comparent aussi les résultats 3D avec ceux issus d'une modélisation CFD 2D à divers régimes de fonctionnement (Fig. I-18).

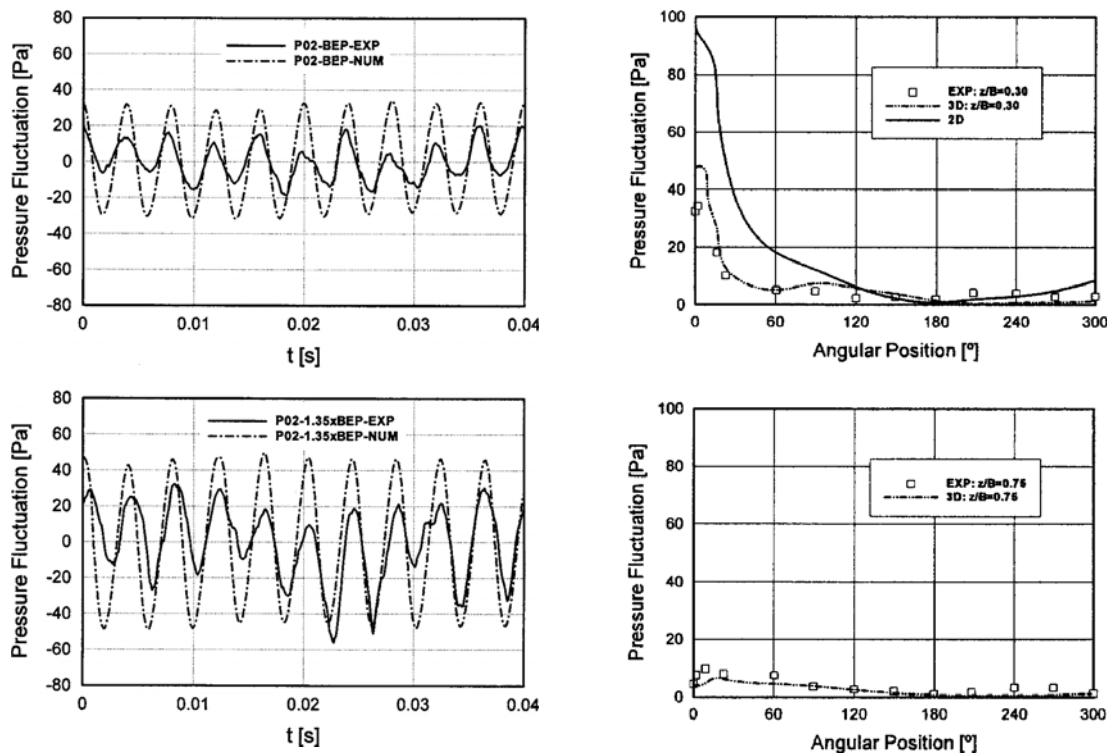


Fig. I-18- Fluctuations de pression pariétale sur un ventilateur centrifuge industriel [10]

La figure I-18 montre l'allure des signaux temporels sur lesquels le passage des pales du ventilateur est marqué par des pics. La comparaison des résultats numériques avec les mesures effectuées sur la paroi de la volute semble globalement satisfaisante. D'après les auteurs de cette étude, certains écarts constatés au niveau de chaque signal sont dus aux vibrations de la structure. L'autre partie du travail a été ainsi consacrée à l'analyse de ces vibrations et à l'étude de leur influence sur l'allure des signaux de pression instationnaire.

En utilisant des accéléromètres fixés sur la surface externe de la volute, les signaux des pressions fluctuantes ont pu être filtrés après avoir pris en considération la contribution des vibrations.

Un autre travail aussi récent réalisé par Liu *et al.* [11] s'est intéressé à la modélisation 3D de l'écoulement instationnaire dans un ventilateur centrifuge à action. L'objectif est d'alimenter le modèle de Lawson par les grandeurs fluctuantes issues des simulations numériques instationnaires pour prédire le bruit de raie généré par le ventilateur considéré. Dans cette étude, la roue du ventilateur comporte 12 pales. Le maillage généré est de type structuré au niveau de l'extension amont ainsi qu'au niveau de la volute. Face à la complexité de la géométrie de la roue, les auteurs ont opté pour un maillage non structuré de type tétraédrique. Le maillage ainsi réalisé contient environ 600000 cellules (Fig. I-19). Le comportement global de la machine a été validé expérimentalement.

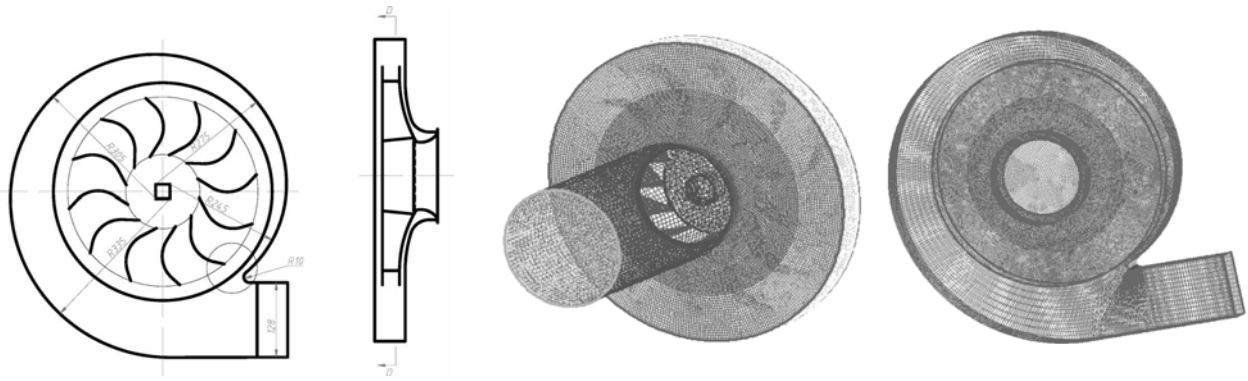


Fig. I-19- Géométrie et maillage d'un ventilateur centrifuge à action [11]

L'analyse de la morphologie de l'écoulement interne donnée par les calculs CFD, a permis de détecter et de comprendre certains mécanismes générateurs de bruit. La figure I-20 (a) montre le champ de vorticité calculé sur plan médian de la machine. Des zones de décollement sont ainsi observées au niveau du bord de fuite de chaque pale du ventilateur, ainsi que les phénomènes de sillage générés par la forte interaction entre les pales et le bec de volute.

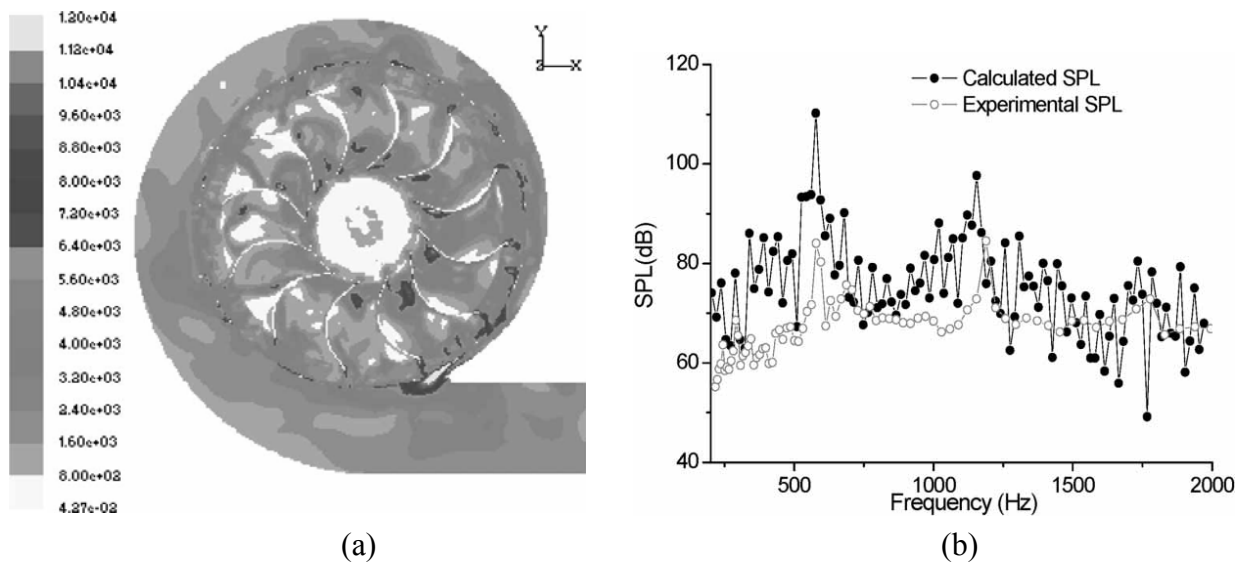


Fig. I-20- Champ de vorticité sur le plan médian d'un ventilateur centrifuge (a) et spectres acoustiques (b) : d'après [11]

Les spectres acoustiques calculés et mesurés en champ lointain ont été comparés dans la deuxième partie de l'étude. La figure I-20 (b) montre que le niveau de pression acoustique, calculé sur la base de la théorie de Lawson alimentée par les grandeurs fluctuantes fournies par la CFD, est supérieur par rapport au niveau de bruit mesuré.

La seconde partie du travail de ces auteurs est consacrée à une étude paramétrique dans le but d'améliorer les caractéristiques aéroacoustiques du ventilateur centrifuge. Ils ont ainsi comparé la configuration originale à une nouvelle configuration où le bec de volute est plus éloigné par rapport au bord d'attaque des pales tournantes. Nous reviendrons sur cette étude intéressante dans le chapitre qui concerne l'optimisation des ventilateurs centrifuges à action.

D'autres travaux récents existent dans la littérature [12, 13] et présentent diverses techniques de calcul CFD et de prédiction du bruit généré par les ventilateurs centrifuges à action, et montrent également différentes procédures d'optimisation du fonctionnement de ce type de ventilateurs.

4. FORME GENERALE DES EQUATIONS FONDAMENTALES

Le but de la CFD est de résoudre les équations de base qui régissent les écoulements : l'équation de quantité de mouvement et l'équation de continuité. Pour des écoulements impliquant des phénomènes de transfert de chaleur ou la compressibilité du fluide, une équation additionnelle de conservation de l'énergie est résolue. Des équations de transport sont également prises en considération lorsque le phénomène de turbulence est impliqué.

4. 1. L'équation de continuité

Pour un écoulement laminaire, l'équation qui exprime la conservation de la masse est donnée par la formulation suivante :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \quad (\text{IV-1})$$

Cette équation est la forme générale de l'équation de continuité et elle est valable aussi bien en écoulement incompressible qu'en écoulement compressible. Le terme S_m est un terme source qui dépend de la nature des phénomènes physiques associés à l'écoulement.

Pour un écoulement 2D axisymétrique, cette équation s'exprime dans le plan (r, x) de la façon suivante:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho v_x) + \frac{\partial}{\partial r}(\rho v_r) + \frac{\rho v_r}{r} = S_m \quad (\text{IV-2})$$

Où :

x représente la coordonnée axiale, r la coordonnée radiale, v_x la vitesse axiale et v_r la vitesse radiale.

4. 2. L'équation de quantité de mouvement

L'équation de quantité de mouvement est donnée par [14] :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\bar{\tau}}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (\text{IV-3})$$

Où :

p représente la pression statique, $\bar{\bar{\tau}}$ le tenseur des contraintes, $\rho \vec{g}$ et \vec{F} est l'ensemble des efforts extérieurs appliqués.

Le tenseur des contraintes $\bar{\bar{\tau}}$ peut être exprimé par la relation :

$$\bar{\bar{\tau}} = \mu \left[(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} I \right] \quad (\text{IV-4})$$

Où :

μ représente la viscosité moléculaire, I le tenseur unité, et le second terme de droite exprime les effets de dilatation de volume.

Pour un écoulement 2D axisymétrique l'équation de quantité de mouvement dans la direction axiale et radiale est donnée par les expressions suivantes :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho v_x) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x}(r \rho v_x v_x) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho v_r v_x) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[r \mu \left(2 \frac{\partial v_x}{\partial x} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \vec{v}) \right) \right] \\ + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \mu \left(\frac{\partial v_x}{\partial r} + \frac{\partial v_r}{\partial x} \right) \right] + F_x \end{aligned} \quad (\text{IV-5})$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(r v_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x}(r \rho v_x v_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r \rho v_r v_r) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left[r \mu \left(\frac{\partial v_r}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial r} \right) \right] \\ + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \mu \left(2 \frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \vec{v}) \right) \right] - 2 \mu \frac{v_r}{r^2} + \frac{2}{3} \frac{\mu}{r} (\nabla \cdot \vec{v}) + \rho \frac{v_z^2}{r} + F_r \end{aligned} \quad (\text{IV-6})$$

Où :

$$\nabla \cdot \vec{v} = \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_r}{r} \quad (\text{IV-7})$$

5. RESOLUTION DES EQUATIONS

La méthode des volumes finis peut être appliquée sur des éléments structurés, non structurés ou hybrides pour la résolution des équations qui régissent un écoulement 3D instationnaire. La résolution de ces équations qui dépend de la nature du problème physique traité est basée sur deux procédures de calcul ou méthodes numériques, à savoir :

- La méthode découplée
- La méthode couplée

Les deux procédures numériques reposent sur le même principe de résolution des équations de quantité de mouvement, de conservation de la masse, de l'énergie et des autres grandeurs couplées à ces équations telles que les variables liées à la turbulence ou au changement de phase :

- Discrétisation du volume de contrôle en volumes infinitésimaux
- Intégration des équations gouvernantes sur chaque volume fini dans le but d'obtenir les équations discrètes.
- Linéarisation des équations discrètes et résolution de ces dernières

Les deux procédures énumérées ci dessus utilisent la méthode des volumes finis, mais les approches utilisées par chacune d'elles, pour la linéarisation et la résolution des équations linéarisées, sont nettement différentes.

5. 1. Méthode de résolution découplée

En raison de la non-linéarité et de l'interdépendance des équations gouvernant l'écoulement, plusieurs itérations sont nécessaires avant d'atteindre la convergence. Les opérations suivantes sont effectuées à chaque itération:

- 1- Mise à jour des propriétés physiques du fluide (les calculs débutent en se basant sur des valeurs initiales)
- 2- Résolution de l'équation de quantité de mouvement
- 3- Le champ de vitesse calculé en 2 peut ne pas satisfaire à l'équation de continuité localement, on fait intervenir alors une correction de la pression afin de satisfaire à l'équation de continuité.
- 4- Résolution des équations modélisant la turbulence.
- 5- Calcul du test de convergence sur l'ensemble des équations.

Les opérations de calcul décrites ci-dessus peuvent être résumées par l'organigramme de la figure I-21:

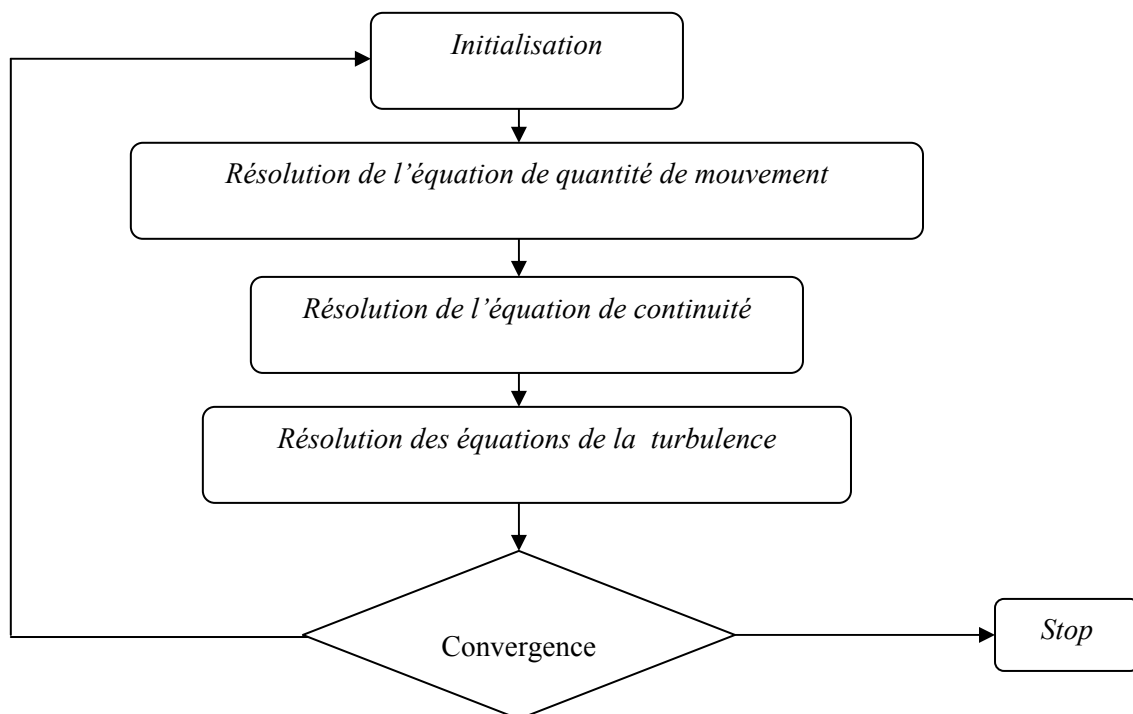


Fig. I-21. Vue d'ensemble de la méthode de résolution découplée

5. 2. Méthode de résolution couplée

Dans la méthode de résolution dite couplée, les équations de continuité, de quantité de mouvement, d'énergie et de transport sont résolues simultanément. Les autres équations aux grandeurs scalaires sont résolues d'une manière séquentielle, en utilisant la même procédure de résolution que celle décrite précédemment dans le cas de la méthode découplée.

La non linéarité des équations gouvernantes impose plusieurs itérations pour l'obtention de la convergence des calculs. Chaque itération est constituée des étapes de calcul énumérées ci-dessous :

- 1- Initialisation des propriétés physiques.
- 2- Les équations de continuité, de quantité de mouvement et de l'énergie sont résolues simultanément.
- 3- Résolution des équations de transport.
- 4- Vérification de la convergence de la solution

Ces opérations peuvent être résumées par l'organigramme de la figure I-22 :

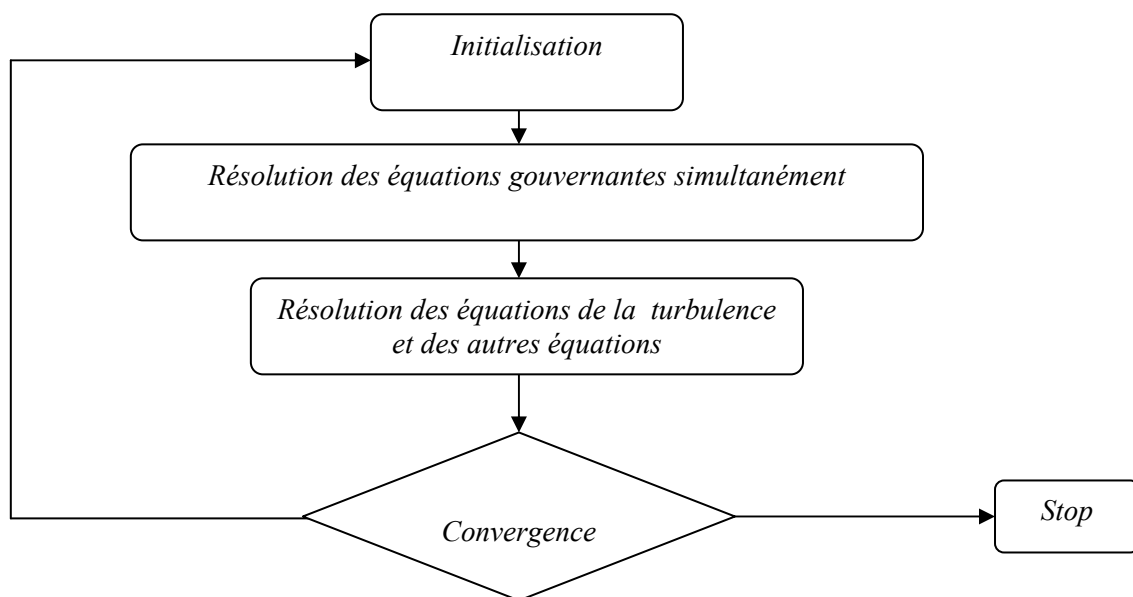


Fig.I-22. Vue d'ensemble de la méthode de résolution couplée

5. 3. Linéarisation implicite des équations

Les équations régissant l'écoulement instationnaire tridimensionnel sont des équations non linéaires. Dans la méthode de résolution découplée, les équations sont linéarisées, et un système d'équations linéaires sous une formulation implicite est alors obtenu.

La formulation implicite signifie que pour calculer une variable donnée de l'écoulement, correspondant à une maille de la grille de maillage, on utilise des corrélations qui font intervenir des variables connues et inconnues des cellules voisines. Par conséquent, les équations obtenues sont dépendantes et leur résolution doit être simultanée.

En résumé, les équations discrétisées sont linéarisées implicitement, ceci donne lieu à un système d'équations linéaires correspondant à chaque cellule du maillage. Par exemple, l'équation de quantité de mouvement exprimée sur l'axe X est linéarisée pour donner lieu à un système d'équations linéaire où l'inconnue est la vitesse u , la solution de ce système d'équations permet de mettre à jour le champ de vitesse à chaque itération.

5. 4. Discrétisation des équations

Le principe de la discrétisation en volumes finis consiste à transformer les équations gouvernantes en expressions algébriques qui seront résolues numériquement.

Pour illustrer la technique de la discrétisation en volumes finis, prenons l'équation de transport d'une quantité scalaire Φ , écrite sous forme intégrale sur un volume de contrôle V :

$$\oint \rho \vec{v} \cdot d\vec{A} = \oint \Gamma_{\phi} \nabla_{\phi} \cdot d\vec{A} + \int_V S_{\phi} dV \quad (\text{V-1})$$

Avec:

ρ : Densité

\vec{v} : Vecteur vitesse

\vec{A} : Vecteur de surface

Γ_{ϕ} : Coefficient de diffusion de la variable Φ

∇_{ϕ} : Gradient de Φ

S_{ϕ} : Production de Φ par unité de volume

L'équation précédente est appliquée à chaque maille du domaine de calcul, sa discrétisation donne lieu à une équation sous la forme suivante :

$$\sum_f^{N_{faces}} \rho_f \vec{v}_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f^{N_{faces}} \Gamma_{\phi} (\nabla \phi)_n \cdot \vec{A}_f + S_{\phi} V \quad (\text{V-2})$$

N_{faces} : Nombre de faces renfermant l'élément fini

Φ_f : Valeur de Φ à travers la face f

$\rho_f \vec{v}_f \cdot \vec{A}_f$: Débit massique traversant la face f

\vec{A}_f : Aire de la face considérée

$(\nabla_{\phi})_n$: Module de ∇_{ϕ} projeté sur la normale à la face f

V : Volume de la maille

5. 5. Forme linéarisée des équations discrètes

L'équation scalaire discrétisée (V-2) contient le terme inconnu Φ , au centre de la maille considérée, ainsi que les autres termes appartenant aux centres des autres mailles environnantes. Cette équation est non linéaire, sa linéarisation conduit à l'équation suivante :

$$a_p \phi = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (\text{V-3})$$

L'indice « nb » fait référence à la maille voisine, les a_p et a_{nb} sont les coefficients de linéarisation de Φ_{nb} et Φ_{nb} respectivement.

5. 6. La sous-relaxation

En raison de la non-linéarité des équations discrétisées, il est impératif de contrôler la variation de la quantité Φ , ceci est possible en introduisant un facteur de sous-relaxation qui limite les variations de Φ pendant chaque itération. En d'autres termes, la valeur de Φ_0 correspondant à chaque centre de maille, calculée pendant une itération donnée, dépend de sa valeur calculée durant l'itération précédente Φ_{-1} et du coefficient de sous-relaxation α , cela peut s'exprimer par la relation:

$$\Phi_0 = \Phi_{-1} + \alpha \Delta \Phi \quad (\text{V-4})$$

5. 7. Discrétisation temporelle des équations gouvernantes

Pour les écoulements instationnaires les équations qui régissent le mouvement des particules fluides doivent être discrétisées en temps et en espace.

La variation d'une quantité Φ en fonction du temps peut être exprimée de la manière suivante :

$$\frac{\partial \Phi}{\partial t} = F(\Phi) \quad (\text{V-6})$$

La discrétisation de cette équation au premier ordre donne l'expression :

$$\frac{\Phi^{n+1} - \Phi^n}{\Delta t} = F(\Phi) \quad (\text{V-7})$$

La discrétisation au second ordre donne l'expression :

$$\frac{3\Phi^{n+1} - 4\Phi^n + \Phi^{n-1}}{2\Delta t} = F(\Phi) \quad (\text{V-8})$$

Avec :

Φ : Grandeur scalaire

$n+1$: valeur de Φ à l'instant $t + \Delta t$

n : valeur de Φ à l'instant t

$n-1$: valeur de Φ à l'instant $t - \Delta t$

6. DISCRETISATION DES DOMAINES DE CALCUL – LE MAILLAGE

L'opération de maillage consiste à discrétiser les domaines de calcul. La résolution de la grille de maillage concerne plus particulièrement les zones qui présentent un fort gradient. Ainsi, une bonne résolution permet de mieux décrire les phénomènes physiques qui existent dans ces zones telles que les ondes de choc ou les phénomènes liés à la couche limite. Dans beaucoup de cas, la faible résolution du maillage dans des zones critiques du domaine de calcul affecte sérieusement la solution et modifie nettement les caractéristiques calculées de l'écoulement. Par exemple, la modélisation d'un décollement de la couche limite due à un fort gradient de pression dépend fortement de la résolution du maillage en proche paroi.

L'équation de la couche limite pour un écoulement laminaire d'une incidence nulle sur une plaque plane est donnée par [15] :

$$y_p = \sqrt{\frac{u_\infty}{\nu \cdot x}} \leq 1 \quad (\text{VI-I})$$

Où :

- y_p : Distance par rapport à la paroi
- u_∞ : Vitesse à l'infini amont
- ν : Viscosité cinématique du fluide
- x : Longueur caractéristique

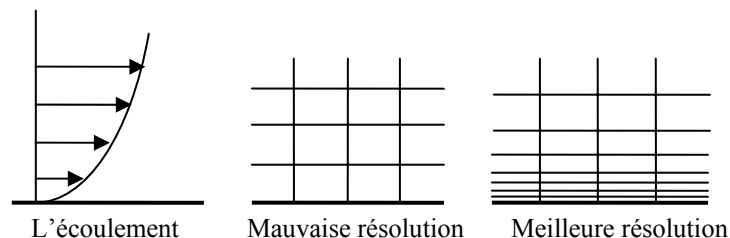


Fig. I-23. Résolution du maillage

En raison de la forte interaction qui existe entre la turbulence et les grandeurs moyennes de l'écoulement, les résultats numériques issus de la modélisation des écoulements turbulents sont plus susceptibles d'être influencés par la résolution de la grille de maillage que ceux issus de la modélisation des écoulements laminaires. En proche paroi, la résolution du maillage exigée dépend du modèle physique dit « proche paroi » utilisé.

Dans les régions à forts gradients tels que les décollements de couche limite, la grille de maillage doit être assez raffinée pour réduire les changements de variables de l'écoulement d'une cellule à une autre. Malheureusement, il est difficile, voire impossible dans certains cas de déterminer ces zones à l'avance. Sans oublier la contrainte liée au temps de calcul et aux ressources informatiques imposée par une forte résolution du maillage. La précision des calculs numériques des écoulements 3D augmente en utilisant un maillage très fin, mais le besoin en ressources informatiques pour la réalisation de ces calculs et de leur post-traitement augmente aussi. Le recours à l'adaptation du maillage au cas à traiter peut constituer une alternative intéressante pour parer à ce genre de contraintes liées à la résolution de la grille de maillage. En effet, il existe des algorithmes d'adaptation du maillage à la morphologie de

l'écoulement étudié à partir du champ d'écoulement issu d'une solution préalable. Ils permettent ainsi de réduire ou d'augmenter la résolution du maillage dans des régions spécifiques du domaine de calcul, ce qui constitue un usage plus économique des cellules de la grille de maillage.

L'erreur de troncature caractérise l'écart entre la valeur des dérivées partielles par rapport à celles données par la discrétisation. Un changement brusque de la taille de deux éléments de maillage adjacents se traduit par une grande erreur de troncature.

Le changement dans la taille des éléments d'une zone maillée à une autre, doit être graduel. La variation de taille des éléments de deux zones adjacentes ne doit pas dépasser 20% (figure I-23).

6. 1. Type de maillage

Traditionnellement le maillage des volumes fluides des turbomachines, emploie des éléments structurés pour des raisons diverses :

- La forme des canaux fluides inter aubage qui présentent dans la majorité des cas des géométries assez régulières pour permettre de construire une grille de maillage structuré.
- Les algorithmes de CFD sont développés sur la base d'approches éléments finis qui requièrent un maillage structuré.

Avec l'avènement des codes de calcul appliqués sur des maillages non structurés à l'instar de *Fluent*, le choix entre un maillage structuré, non structuré, voire hybride est devenu possible (figure I-24). Ce choix permet de réaliser ainsi des grilles de maillage adaptées à chaque configuration géométrique.

Maillage structuré (quadra/hexa)

Il est beaucoup plus facile de le générer en utilisant une géométrie multi bloc. Cette technique consiste à diviser les domaines de calcul en plusieurs compartiments de formes géométriques simplifiées et de les mailler séparément. Il présente les avantages suivants :

- Economique en nombre d'éléments, présente un nombre inférieur de mailles par rapport à un maillage non structuré équivalent.
- Réduit les risques d'erreurs numériques dues à la diffusion numérique si l'écoulement est aligné avec le maillage.

Ses inconvénients :

- Difficile à générer dans le cas d'une géométrie complexe.
- Difficile d'obtenir une bonne qualité de maillage pour certaines géométries complexes.
- Dans la majorité des cas, la division du domaine de calcul est nécessaire pour faciliter sa génération.

Maillage non structuré (tri/tétra.)

Les éléments de ce type de maillage sont générés arbitrairement sans aucune contrainte quant à leur disposition.

Ses avantages :

- Peut être généré sur une géométrie complexe tout en gardant une bonne qualité des éléments
- Les algorithmes de génération de ce type de maillage (tri/tétra) sont très automatisés d'où un gain de calcul énorme.

Ses inconvénients :

- Très gourmand en nombre de mailles comparativement au maillage structuré.
- Engendre des erreurs numériques (diffusion numérique) qui peuvent être plus importantes si l'on compare avec le maillage structuré.

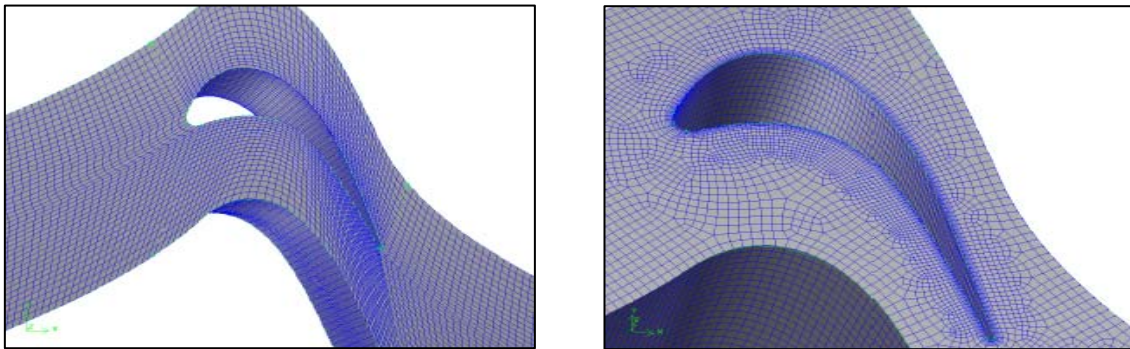


Fig. I-24. Exemple de maillage structuré et non structuré autour d'un profil

Maillage hybride

Maillage généré par un mélange d'éléments de différents types, triangulaires ou quadrilatéraux en 2D, tétraédriques, prismatiques, ou pyramidaux en 3D.

Ses avantages :

- Combine les avantages du maillage structuré et ceux du maillage non structuré en réduisant les erreurs dues à la diffusion numérique.

Ses inconvénients : ce type de maillage demeure encore difficile à générer notamment dans les endroits de liaison entre le maillage structuré et le maillage non structuré

6. 2. Résumé sur le choix d'une grille de maillage

En résumé, les éléments de maillage utilisables en CFD sont de type triangulaire, quadrilatéral (ou combinés) en 2D, et tétraédrique, hexaédrique, pyramidal (ou combinés) en 3D. Le choix entre ces différents types d'éléments de maillage dépend essentiellement de l'application à laquelle ils sont destinés. Toutefois, ce choix dépend des paramètres suivants :

Le temps de calcul

La plupart des applications de la CFD dans les turbomachines concernent des géométries très complexes. La création d'une grille de maillage structurée en multi blocs (éléments hexaédriques quadrilatéraux) pour la majorité des problèmes, peut exiger un temps de calcul

extrêmement élevé, voire rendre cette tâche impossible. La réduction du temps de calcul constitue la principale motivation pour l'utilisation des maillages non structurés employant des éléments triangulaires et tétraédriques.

Le coût des calculs

Pour une même géométrie complexe et pour un maillage équivalent, le domaine de calcul peut exiger moins d'éléments non structurés (triangulaires ou tétraédriques) que d'éléments structurés (quadrilatéral ou hexaédrique). Cela s'explique par le fait que les éléments triangulaires et tétraédriques se combinent mieux, par leurs formes géométriques, dans le maillage des géométries complexes. Dans le cas des géométries simples, c'est plutôt les éléments structurés qui sont les moins coûteux.

L'une des caractéristiques essentielles qui pourrait rendre les éléments structurés plus économiques dans certaines situations, est le fait qu'ils présentent un facteur de distorsion moins élevé. Par ailleurs, les cellules triangulaires ou tétraédriques (non structuré) risquent de présenter un coefficient de distorsion plus élevé, ce qui affecte inévitablement la précision des calculs et le processus de convergence de la solution. Toutefois, pour des géométries simples qui épousent les filets fluides à l'exemple d'un conduit long et mince, il est préférable d'utiliser des cellules quadrilatérales ou hexaédriques, ce qui permet d'avoir un maillage moins gourmand qu'en utilisant des cellules triangulaires et tétraédriques.

La diffusion numérique

L'une des sources d'erreurs dans les calculs numériques des écoulements complexes est le phénomène de diffusion numérique. Le terme « diffusion numérique » ne désigne pas un phénomène physique, mais son effet consiste à augmenter la vraie valeur du coefficient de diffusion dans les calculs numériques.

Notons ce qui suit au sujet de la diffusion numérique :

- l'effet de la diffusion numérique devient plus apparent lorsqu'elle est très grande devant la vraie diffusion.
- Tous les schémas numériques de résolution des équations gouvernantes sont affectés d'une diffusion numérique, parce que cette dernière résulte des erreurs de troncature qui sont une conséquence de l'écriture des équations gouvernantes sous une forme discrète.
- La discrétisation du second ordre permet de réduire les effets de la diffusion numérique sur la solution.
- La diffusion numérique est inversement liée à la résolution du maillage.
- La diffusion numérique est réduite au minimum lorsque les filets fluides sont alignés avec les cellules de maillage.

Au sujet de la diffusion numérique, une solution de compromis s'impose quant au choix du type de grille de maillage. En effet, l'écoulement peut ne jamais être aligné avec les cellules de la grille de maillage, sauf pour des cas simples où il est possible d'utiliser des cellules quadrilatérales ou hexaédriques, chose qui n'est pas évidente pour des géométries complexes. Cette situation peut se produire dans des cas très simples comme celui d'un écoulement dans un long conduit.

6. 3. Le maillage non conforme

Souvent dans les calculs CFD appliqués aux turbomachines, la modélisation des parties mobiles et de leur mouvement relatif par rapport aux parties fixes, et la prise en compte des différentes interactions mises en jeu, requièrent l'utilisation d'un maillage non conforme afin de calculer le flux à travers les frontières des domaines de calcul. Ainsi, les frontières des zones en mouvement relatif à d'autres sont appelées des interfaces non conformes. Cette appellation « non conforme » signifie que les nœuds de maillage de chaque interface appartenant à chaque zone ne coïncident pas. L'intersection de deux interfaces non conformes donne une zone intérieure au domaine de calcul (fig. I-25).

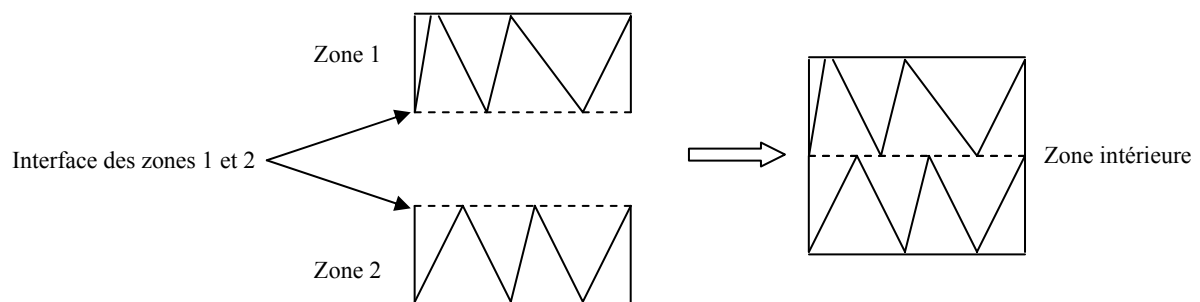


Fig. I-25- Principe des interfaces non conformes

7. LES CONDITIONS AUX LIMITES

En fonction du problème physique traité, les conditions aux limites sont différentes et leur compatibilité avec les modèles numériques associés a un impact direct sur la convergence et le réalisme des résultats des simulations numériques. Plusieurs types de conditions aux limites sont proposés en CFD.

7. 1. Condition de pression à l'entrée

Ce type de condition aux limites est employé lorsqu'on veut imposer une pression à l'entrée du volume de contrôle à étudier. Cette condition est valable aussi bien en écoulement compressible qu'en écoulement incompressible, elle est utilisable lorsqu'on connaît la pression à l'entrée et qu'on recherche la vitesse de l'écoulement correspondante. La pression totale imposée s'exprime, en écoulement incompressible, par la relation suivante:

$$P_t = P_s + \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (\text{VII-1})$$

En écoulement compressible cette expression devient :

$$P_t = P_s \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (\text{VII-2})$$

Avec : P_t : Pression totale
 P_s : Pression statique
 γ : Rapport des chaleurs spécifiques (C_p/C_v)
 M : Nombre de Mach

7. 2. Condition de vitesse à l'entrée

Cette condition aux limites sert à imposer une vitesse d'entrée au volume de contrôle. Une fois la vitesse fixée, on remonte aux autres grandeurs de l'écoulement. Cette condition aux limites est utilisable en général dans les écoulements supposés incompressibles. Pour des raisons d'instabilités numériques il est déconseillé d'appliquer la condition de vitesse à l'entrée dans le cas des écoulements compressibles.

7. 3. Condition de débit massique à l'entrée

A l'inverse de la condition de pression à l'entrée, cette condition aux limites consiste à fixer le débit de l'écoulement à l'entrée pendant que la pression totale de l'écoulement varie. Dans plusieurs applications, la condition de pression à l'entrée rend la convergence des calculs plus lente, il est conseillé dans ces cas d'appliquer la condition de débit massique à l'entrée. Pour les calculs des écoulements incompressibles, il n'est pas nécessaire d'imposer le débit massique à l'entrée. La vitesse de l'écoulement impose la valeur du débit massique du fait que la masse volumique du fluide est constante.

7. 4. Condition de pression à la sortie

Permet d'imposer une valeur de la pression statique à la sortie du volume de contrôle. La valeur de la pression statique ne peut être imposée que lorsque l'écoulement est subsonique. Le processus de convergence devient plus rapide lorsque la valeur de la pression à la sortie imposée est proche de la réalité.

7. 5. Condition de parois

Cette condition aux frontières permet de spécifier les parois du volume de contrôle. Les parois peuvent être déclarées fixes ou en mouvement relatif à l'exemple des rotors des machines rotodynamiques.

Pour des écoulements visqueux, la condition de non glissement est associée à cette condition aux limites. La contrainte de cisaillement associée à la présence des parois dans le domaine de calcul en régime d'écoulement laminaire est donnée par la relation suivante :

$$\tau_w = \mu \frac{\partial v}{\partial n} \quad (\text{VII-3})$$

7. 6. Condition de périodicité

La condition de périodicité est employée lorsque le domaine de calcul présente une répétition géométrique régulière des sous domaines fluides. La figure I-26 montre des exemples de géométries où la condition de périodicité peut être appliquée sur les domaines de calcul.

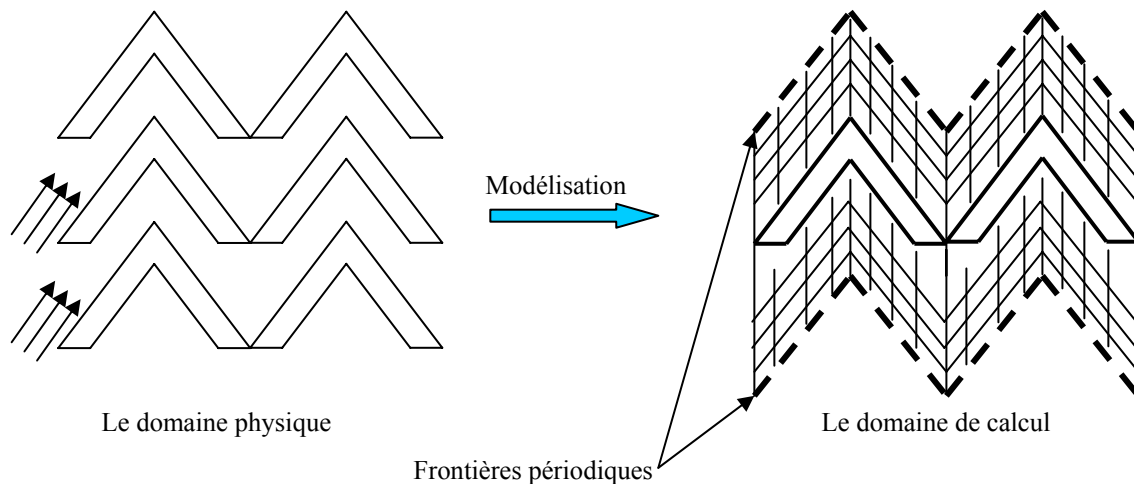


Fig. I-26- Principe de la condition de périodicité

Beaucoup de problèmes en turbomachines peuvent être traités en utilisant cette stratégie de modélisation, notamment les machines axiales telles que les ventilateurs axiaux et les inducteurs [16].

Les avantages sont nombreux dans cette approche de calcul. En effet, la division du domaine de contrôle en sous domaines périodiques permet de réduire considérablement le nombre de cellules de maillage nécessaire, et d'économiser ainsi les ressources informatiques et le temps de calcul.

Cependant, l'application de cette technique se limite à la modélisation des géométries dites circulairement périodiques ou linéairement périodiques. Dans le cas des turbomachines, certains problèmes d'écoulement ne peuvent pas utiliser la périodicité, à l'exemple d'un écoulement dans un ensemble roue – volute.

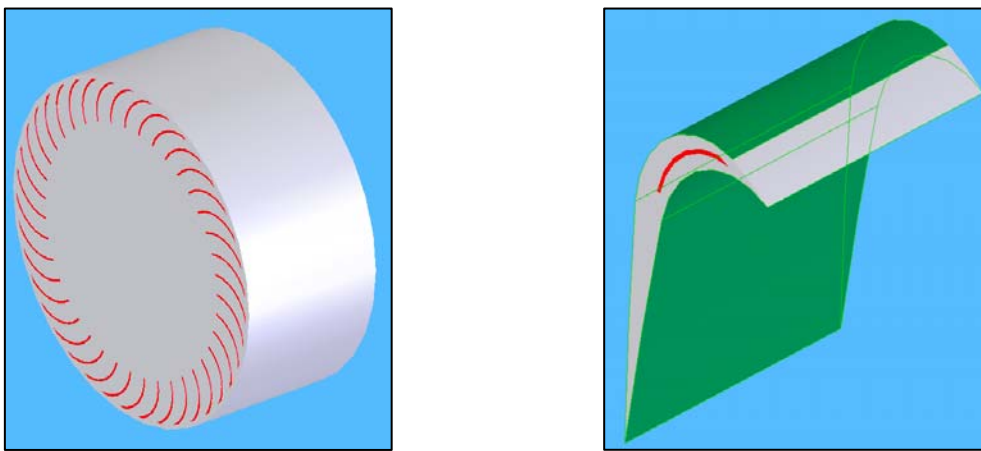


Fig.I-27- Utilisation de la périodicité dans la modélisation de l'écoulement interne dans un ventilateur centrifuge à action à roue isolée [17].

8. MODELISATION DES ZONES EN MOUVEMENT RELATIF

Plusieurs cas d'écoulement comportent des zones en mouvement relatif les unes par rapport aux autres, ce mouvement est le plus souvent un mouvement de rotation comme dans le cas des turbomachines. Le caractère instationnaire de l'écoulement et les interactions induites par ce mouvement relatif, peuvent être modélisés par une approche numérique qui tient compte du mouvement du maillage des zones mobiles (roue, virole...etc.) par rapport au maillage des zones fixes (volute, diffuseur...etc.).

Différentes approches existent en CFD pour modéliser ces phénomènes. La résolution des écoulements en repère mobile nécessite la prise en compte du mouvement des éléments de maillage. Ce mouvement est interprété comme le mouvement du repère auquel ces éléments sont liés. En fonction du type de machine à étudier, du caractère de l'écoulement associé, et des phénomènes qu'on veut étudier, on distingue trois types d'approches largement utilisées en CFD appliquée aux turbomachines :

- L'approche mono- référentiel.
- L'approche multi- référentiels.
- L'approche « maillage glissant »

8. 1. Approche mono-référentiel

Cette approche est utilisable dans les écoulements qui concernent les turbomachines axiales sans déflecteurs ou singularités sur le carter de la machine, ce qui donne un caractère axisymétrique à l'écoulement. L'avantage majeur de ce type d'écoulement est d'effectuer des divisions périodiques des volumes de contrôle, ce qui permet de gagner en mémoire et en temps de calcul.

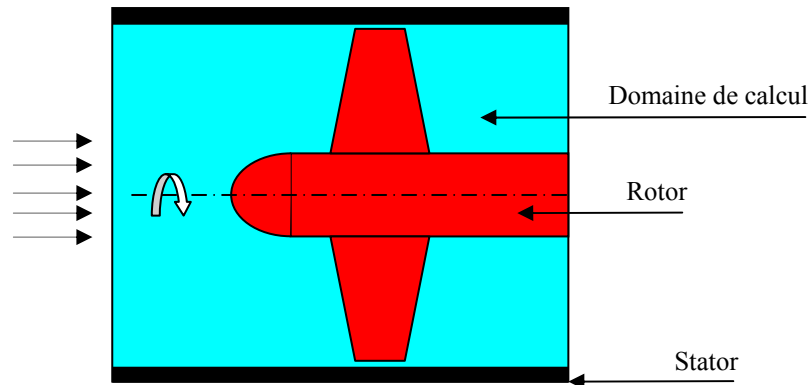


Fig. I-28- Approche mono-référentiel

L'approche mono-référentielle ne tient pas compte des interactions entre parties mobiles et parties fixes, de ce fait la solution calculée ne peut être que stationnaire. Ce modèle n'est donc pas utilisable pour modéliser les interactions rotor stator.

8. 2. Approche multi référentiels

L'approche multi-référentiels appelée communément « rotor figé » suppose que l'écoulement est stationnaire. Les effets instationnaires induits par l'interaction rotor - stator sont ainsi moyennés. Cette modélisation convient pour des écoulements qui présentent de faibles interactions entre parties fixes et parties mobiles. Elle convient également lorsqu'on souhaite une solution rapide, approximative et globale. L'approche « rotor figé » donne un résultat global moyenné à chaque instant. Les résultats des calculs stationnaires donnés par cette modélisation peuvent être utilisés comme conditions initiales pour alimenter les calculs instationnaires. Cette façon de faire permet de gagner en temps de calcul.

La formulation de ce modèle dépend de la formulation de la vitesse qui peut être exprimée en repère relatif ou absolu. La formulation en repère relatif présente l'avantage de faciliter le processus de convergence des calculs.

Expression du modèle multi référentiels

Lorsque les équations gouvernantes sont résolues dans un repère tournant, à l'accélération des particules fluides s'ajoutent d'autres termes qui apparaissent dans l'équation de quantité de mouvement. La vitesse relative est exprimée en fonction de la vitesse absolue par l'expression suivante :

$$\vec{v}_r = \vec{v} - (\vec{\Omega} \wedge \vec{r}) \quad (\text{VIII-1})$$

$\vec{\Omega}$: Vecteur de vitesse angulaire et \vec{r} sa position par rapport au repère tournant.

Le terme de gauche de l'équation de quantité de mouvement s'écrit en formulation de vitesse absolue:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla(\rho \vec{v} \vec{v}) \quad (\text{VIII-2})$$

En repère tournant :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla(\rho \vec{v}_r \vec{v}) + \rho(\vec{\Omega} \wedge \vec{v}) \quad (\text{VIII-3})$$

Cette expression s'écrit en formulation vitesse relative :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}_r) + \nabla \cdot (\rho \vec{v}_r \vec{v}_r) + \rho(2\vec{\Omega} + \vec{v}_r + \vec{\Omega} \wedge \vec{\Omega} \wedge \vec{r}) + \rho \frac{\partial \vec{\Omega}}{\partial t} \wedge \vec{r} \quad (\text{VIII-4})$$

Où $\rho(2\vec{\Omega} \wedge \vec{v}_r)$ représente le terme de Coriolis.

Enfin pour les domaines de calcul tournant, l'équation de continuité peut s'écrire en formulation de vitesse relative et absolue de la manière suivante :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}_r) = S_m \quad (\text{VIII-5})$$

Influence de la formulation (relative ou absolue) sur la solution

Il est recommandé d'utiliser la formulation de vitesse qui permet d'obtenir des valeurs de vitesse plus petites dans la majeure partie du domaine de calcul, et ce pour réduire la diffusion numérique et d'avoir ainsi une solution plus précise.

La formulation en vitesse absolue est préférée dans certaines applications où la majeure partie du domaine de calcul ne tourne pas, (par exemple un ventilateur dans une grande chambre). Par opposition, la formulation en vitesse relative est mieux adaptée dans les applications où la majeure partie du domaine de calcul tourne (par exemple, une grande roue de pompe dans un canal).

Dans le cas des turbomachines, l'expression du modèle multi-référentiel dépend de la formulation des vitesses utilisée. La formulation en vitesse relative est recommandée en raison d'une convergence plus rapide dans le cas où les domaines proches du repère tournant tournent à la même vitesse que le rotor de la machine, pendant que le reste du domaine de calcul tourne à une vitesse plus lente.

Lorsque la formulation en vitesse relative est utilisée, la vitesse de chaque sous domaine est calculée relativement au mouvement de ce sous domaine. Les vitesses obtenues et leurs gradients sont convertis et exprimés dans le repère absolu.

La position relative par rapport à l'origine du repère tournant est donnée par la relation :

$$\vec{r} = \vec{x} - \vec{x}_0 \quad (\text{VIII-6})$$

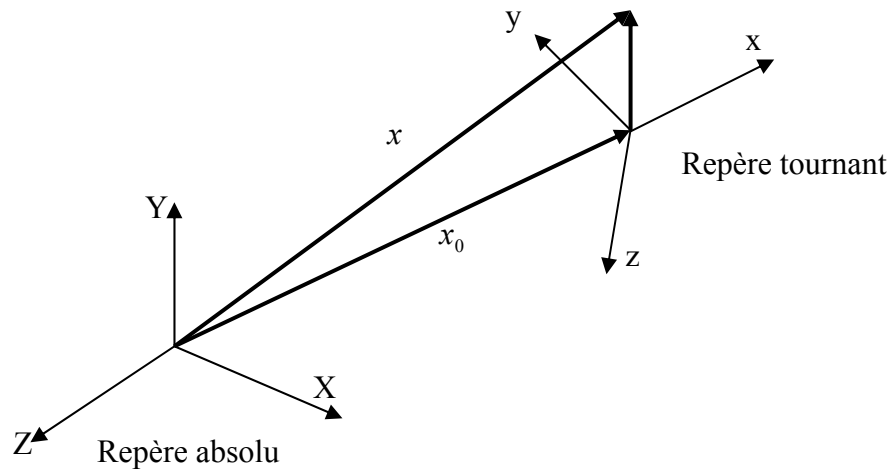


Fig. I-29- Principe du modèle multi référentiels

La vitesse absolue peut être exprimée dans le repère absolu ou fixe (X,Y,Z) par la relation suivante:

$$\vec{v} = \vec{v}_r + (\vec{\omega} \wedge \vec{r}) + \vec{v}_t \quad (\text{VIII-7})$$

Où :

\vec{v} représente la vitesse dans le repère absolu, \vec{v}_r la vitesse dans le repère tournant et \vec{v}_t est la vitesse d'entraînement.

En utilisant la définition de la vitesse absolue, le gradient de la vitesse absolue est donné par :

$$\nabla \vec{v} = \nabla \vec{v}_r + \nabla (\vec{\omega} \wedge \vec{r}) \quad (\text{VIII-8})$$

8. 3. Approche à maillage glissant

Dans la modélisation des zones en mouvement relatif, et lorsque la solution recherchée doit tenir compte des interactions entre zones mobiles (rotor par exemple) et zones fixes (stator par exemple), l'utilisation du modèle multi-référentiels est limitée. Le modèle dit « à maillage glissant » est une alternative intéressante dans le cas des écoulements instationnaires impliquant des interactions entre zones mobiles et zones fixes du domaine de calcul, à l'exemple des turbomachines.

Cette approche est plus précise que toutes les modélisations présentées précédemment, cependant elle est plus onéreuse car elle nécessite un plus grand temps de calcul.

Les problèmes physiques traités en utilisant cette approche sont le plus souvent des problèmes périodiques en temps, ce qui se traduit par le fait que la solution instationnaire se répète sous une période liée à la vitesse des zones en mouvement. Néanmoins, cette approche peut concerner d'autres phénomènes non périodiques comme la modélisation d'un croisement de deux trains dans un tunnel.

Dans le cas des turbomachines, le mouvement relatif entre les parties mobiles et les parties fixes induit des interactions variables dans le temps donc instationnaires.

Ces interactions sont généralement classées de la manière suivante :

- *Interactions potentielles* : l'écoulement instationnaire est généré par les variations spatiales des champs de vitesse de l'amont à l'aval de la machine.
- *Interaction de sillage* : l'instationnarité est générée dans ce cas par le sillage qui apparaît en parcourant une pale de l'amont à l'aval.
- *Interactions de choc* : pour les écoulements transsoniques et supersoniques, ces instationnarités sont caractérisées par l'apparition d'ondes de choc.

Les deux modèles que nous avons présentés dans les précédents passages, négligent entièrement ces interactions, et leur utilisation se limite ainsi à l'étude des écoulements dans lesquels les effets instationnaires sont négligeables.

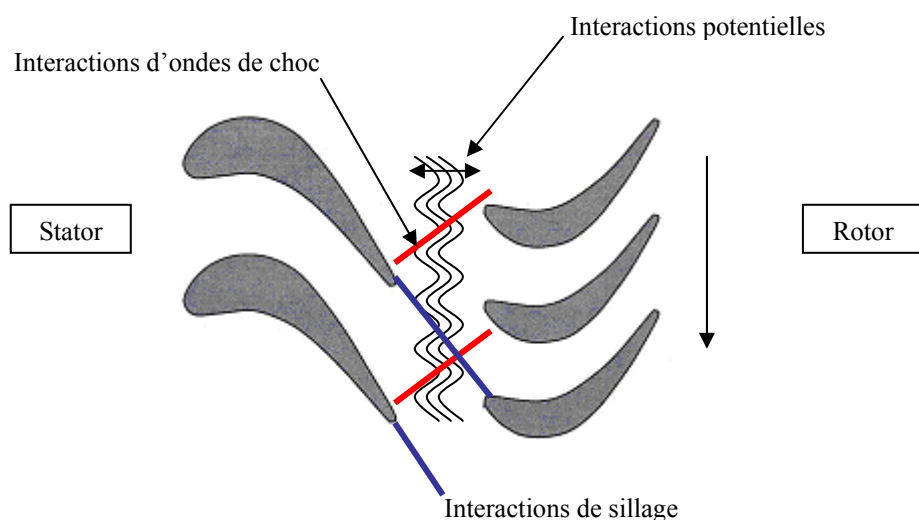


Fig.I-30- Les interactions instationnaires dans les turbomachines

9. TURBULENCE

Le phénomène de turbulence se manifeste par un champ de vitesse fluctuant. Ces fluctuations des variables de l'écoulement peuvent être d'un petit ordre de grandeur et atteindre des hautes fréquences. La résolution directe des équations régissant les écoulements turbulents est extrêmement onéreuse, compte tenu des temps de calcul et des moyens informatiques requis. Cependant, la solution instantanée (exacte) des équations gouvernantes peut être moyennée en temps, tout en éliminant les grandeurs de faible échelle de turbulence, ce qui rend la résolution des équations résultantes moins coûteuse. Néanmoins, cette modélisation fait apparaître des variables inconnues supplémentaires qui doivent être déterminées en utilisant des modèles dits de turbulence.

9. 1. Modélisation de la turbulence

Il n'y a pas de modèle de turbulence universel valable pour modéliser tous les cas d'écoulements. Le choix d'un modèle de turbulence dépend de certaines considérations telles que la physique du problème traité, le niveau de précision exigé, les ressources informatiques disponibles et le temps disponible pour effectuer la simulation.

Afin de choisir le modèle le plus approprié à chaque application donnée, il est nécessaire de comprendre les principes et les limites de chaque modèle de turbulence.

Le but de cette partie est de donner une vue d'ensemble des modèles de turbulence les plus utilisés. La difficulté et le temps de calcul liés au choix d'un modèle de turbulence sont discutés, et comme il est très difficile d'affirmer le choix d'un modèle pour une application spécifique parmi les modèles de turbulence existants, des orientations et suggestions issues de différentes expériences disponibles dans la littérature [17], sont données ci après afin d'aider l'utilisateur dans son choix.

9. 2. Approche RANS et LES

Le but de la CFD est de résoudre les équations de Navier-Stokes en régime turbulent instationnaire à des nombres de Reynolds élevés opérant dans des géométries complexes, en considérant toutes les échelles de turbulence existant dans le domaine de calcul.

Pour rendre la résolution des équations de Navier-Stokes plus simple, deux approches basées sur le principe de la simulation des écoulements turbulents ne tenant pas compte des phénomènes de turbulence de petite taille peuvent être utilisées :

- L'approche dite « RANS » de l'anglais « Reynolds Averaged Navier-Stokes » ou équations de Navier-Stokes moyennées.
- L'approche « LES » : « Large Eddy Simulation » ou simulation des grandes échelles où les équations de Navier-Stokes sont filtrées

L'application de ces deux approches (RANS / LES) sur les équations gouvernantes font apparaître des inconnues supplémentaires qu'il faut modéliser afin de fermer le système.

Avec l'avènement de moyens de calcul plus puissants, l'approche RANS constitue une alternative très intéressante dans les applications d'ingénierie. En effet, elle permet de réduire le temps nécessaire aux simulations numériques. Son utilisation comme moyen de prédiction et d'analyse des écoulements dans de nombreuses applications industrielles devient de plus en plus courante voire incontournable.

Les modèles de turbulence les plus utilisés sont :

- le modèle Spalart-Allmaras
- le modèle k- ϵ et ses variantes
- le modèle k- ω et ses variantes
- le modèle RSM

Les équations RANS peuvent être utilisées pour modéliser les écoulements instationnaires. On parle dans ce cas précis d'équations URANS (Unsteady Reynolds Averaged Navier Stokes Equations).

La LES est une autre alternative dans la simulation des écoulements turbulents instationnaires où les grandes échelles de turbulence sont calculées en utilisant les équations de Navier Stokes dites filtrées. Le principe de la LES repose sur le fait de ne modéliser que les petites structures turbulentes, ainsi l'erreur introduite par la simulation est réduite. Comme dans l'approche RANS ou URANS, la manipulation mathématique des équations de Navier Stokes conduit à l'apparition de nouvelles inconnues qu'il faut modéliser afin de fermer les équations qui régissent l'écoulement.

L'approche LES n'est pas fortement répandue dans les applications industrielles à cause de ses exigences en ressources informatiques. La simulation numérique utilisant la LES requiert des discrétisations spatio-temporelles très fines et précises.

9. 3. Couplage des approches RANS - LES : l'approche DES

L'approche DES (Detached Eddy Simulation) est basée sur une formulation modifiée du modèle de Spalart-Allmaras. Cette approche peut être considérée comme une solution alternative aux deux approches URANS/LES, dans la modélisation des écoulements turbulents à grands nombres de Reynolds.

L'approche DES combine la version URANS basée sur le modèle Spalart-Allmaras et la version filtrée, pour créer deux zones distinctes dans le domaine d'écoulement. La première zone modélisée par l'approche LES, et la seconde modélisée par l'approche URANS.

La zone modélisée par la LES est associée aux endroits de l'écoulement turbulent où règnent les grandes structures à haut Reynolds. Dans cette zone, la DES récupère la solution basée sur l'approche LES et, en proche paroi, où dominent les effets visqueux, c'est plutôt la solution obtenue par l'approche RANS qui est prise en compte.

A l'instar de la LES, l'approche DES est très gourmande en ressources informatiques et en temps de calcul.

9. 4. Moyenne de Reynolds

La moyenne de Reynolds consiste à décomposer les variables des équations instantanées en une somme d'une valeur moyenne et d'une valeur fluctuante. Pour la composante de vitesse on a :

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (\text{IX-1})$$

Où : \bar{u}_i et u'_i sont la composante moyenne et la composante fluctuante de la vitesse ($i=1,2,3$).

De même pour la pression ou toute autre variable ϕ :

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (\text{IX-2})$$

La substitution des expressions obtenues par cette forme dans les variables des équations de continuité et de quantité de mouvement conduit à l'écriture des équations de Navier-Stokes moyennées :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (\text{IX-3})$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\overline{\rho u'_i u'_j}) \quad (\text{IX-4})$$

Ces équations ont la même forme générale que les équations instantanées de Navier-Stokes. Des termes additionnels apparaissent pour représenter les effets de la turbulence. Afin de fermer l'équation (IX-4), le tenseur de contraintes de Reynolds $(-\overline{\rho u'_i u'_j})$ doit être modélisé.

9. 5. L'hypothèse de Boussinesq

L'hypothèse de Boussinesq [18] permet de relier les contraintes de Reynolds à la moyenne du gradient de vitesse :

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad (\text{IX-5})$$

L'hypothèse de Boussinesq est utilisée dans la formulation des modèles Spalart-Allmaras, k- ϵ et k- ω . L'avantage majeur qu'offre l'utilisation de cette hypothèse est la réduction considérable des coûts de calcul. Dans le cas du modèle Spalart-Allmaras, une seule équation de transport est à résoudre, en revanche dans les modèle k- ϵ et k- ω , deux équations de transport additionnelles sont à résoudre (une équation pour l'énergie cinétique turbulente k et une autre pour la taux de dissipation de la turbulence ϵ ou pour le taux de dissipation spécifique ω). μ_t est calculé en fonction de ϵ et de k.

Une autre approche basée sur le modèle RSM constitue une alternative intéressante, elle consiste à résoudre toutes les équations relatives à chaque terme du tenseur des contraintes de Reynolds. Une équation supplémentaire est ainsi à prendre en considération, ce qui signifie que la modélisation RSM fait apparaître cinq équations de transport pour les problèmes 2D et sept équations de transport supplémentaires pour les problèmes 3D.

Dans beaucoup de cas, les modèles de turbulence basés sur l'hypothèse de Boussinesq sont assez satisfaisants sans avoir recours à la modélisation RSM qui est plus onéreuse.

9. 6. Les modèles de turbulence

Ce paragraphe réunit les fondements théoriques des modèles de turbulence cités précédemment. Cependant, une description plus détaillée est allouée au modèle k- ω , lequel sera utilisé dans la présente étude.

Le modèle Spalart-Allmaras

Le modèle Spalart-Allmaras est une formulation simple à une équation. Ce modèle est surtout destiné à des applications aérospatiales, et il a donné des résultats satisfaisants concernant les calculs des couches limites soumises à de très forts gradients de pressions. Il devient de plus en plus populaire dans d'autres applications telles que les turbomachines.

Sous sa formulation originale, le modèle Spalart-Allmaras est un modèle de turbulence à bas nombre de Reynolds nécessitant la résolution complète des équations de la couche limite. Cependant, certains codes de CFD couplent ce modèle avec des fonctions de parois lorsque la résolution du maillage n'est pas suffisamment fine. En outre, ce modèle est moins sensible aux erreurs numériques que les modèles $k-\varepsilon$ et $k-\omega$.

Le modèle $k-\varepsilon$

Les modèles de turbulence les plus populaires sont les modèles dits à deux équations dont le modèle $k-\varepsilon$. Il est fréquemment utilisé dans de nombreux calculs d'ingénierie. Il est basé sur la formulation proposée par Launder et Spalding [19].

La robustesse, l'économie, et la précision dans la prédiction d'une large gamme de problèmes d'écoulements turbulents, expliquent sa popularité dans la simulation des écoulements industriels et les problèmes de transfert de chaleur. Le modèle $k-\varepsilon$ est un modèle semi empirique et les équations utilisées découlent des considérations phénoménologiques et empiriques.

Par rapport à sa formulation d'origine, le modèle a subi des améliorations pour l'adapter au mieux à certains cas d'écoulement. On retrouve ainsi la variante $k-\varepsilon$ – RNG (ReNormalisation Group) [20] et $k-\varepsilon$ modifié [21].

Le modèle $k-\omega$ standard et le modèle $k-\omega$ -SST

Le modèle $k-\omega$ est basé sur la formulation de Wilcox [22], dans laquelle il a introduit des modifications qui tiennent compte des effets liés aux bas Reynolds et à la compressibilité. Les deux variantes du modèle $k-\omega$, Standard et SST, sont des modèles semi empiriques et ils ont la même forme mathématique que les équations de transport de k et de ω . Le modèle $k-\omega$ – SST est basé sur la formulation proposée par Menter [23].

Le modèle RSM

Le modèle RSM (Reynolds Stress Mode) [24, 25, 26] est basé sur une formulation qui implique le calcul des différentes composantes du tenseur des contraintes de Reynolds, en utilisant les équations différentielles de transport. Ces composantes sont utilisées par la suite pour la fermeture de l'équation de quantité de mouvement moyennée (IX-4).

9. 7. La simulation des grandes échelles (LES)

Les écoulements turbulents sont caractérisés par des structures tourbillonnaires de différentes échelles en temps et en longueur. Les plus grandes structures sont en général comparables dans la taille à une dimension caractéristique de l'écoulement moyen. Les plus petites structures sont responsables de la dissipation de l'énergie cinétique turbulente.

Il est possible en théorie de résoudre l'écoulement en tenant compte de toutes les échelles de la turbulence, en utilisant l'approche DNS (Direct Numerical Simulation). Aucune modélisation n'est utilisée dans l'approche DNS, cependant l'application de la DNS n'est pas

répandue dans la résolution des problèmes pratiques d'ingénierie impliquant des écoulements à haut nombre de Reynolds. Le coût de la DNS nécessaire pour la résolution d'un écoulement donné est proportionnel à Re_t^3 , où Re_t représente le nombre de Reynolds turbulent. En résumé pour des nombres de Reynolds très élevés le coût de la simulation devient énorme. Dans la LES, les grandes échelles sont résolues directement, et les petites structures sont ainsi modélisées, ce qui permet de dire que l'approche LES se situe entre l'approche RANS et l'approche DNS en terme de résolution directe et de modélisation.

Equations de Navier Stokes filtrées

Les équations gouvernantes utilisées dans la modélisation LES sont filtrées, et une variable filtrée est définie par la relation suivante :

$$\bar{\phi}(X) = \int_D \phi(X') G(X, X') dX' \quad (\text{IX-19})$$

où D représente le domaine de calcul et G la fonction filtre qui détermine l'échelle des structures tourbillonnaires à résoudre.

Dans le domaine discrétisé en volumes finis cette relation devient :

$$\bar{\phi}(X) = \frac{1}{V} \int_v \phi(X') dX', X' \in v \quad (\text{IX-20})$$

où : V représente le volume de la cellule du maillage.

La fonction filtre $G(X, X')$ est définie par:

$$G(X, X') = \frac{1}{V}, X' \in v \\ = 0 \text{ Ailleurs}$$

En appliquant ce filtre aux équations de Navier-Stokes, celles-ci s'écrivent :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{u}_i) = 0 \quad (\text{IX-21})$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (\text{IX-22})$$

avec

$$\sigma_{ij} \equiv \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial \bar{u}_l}{\partial x_l} \delta_{ij} \quad (\text{IX-23})$$

et τ_{ij} le tenseur des contraintes en sous maille est donné par :

$$\tau_{ij} \equiv \overline{u_i u_j} - \rho \bar{u}_i \bar{u}_j$$

Modèles de sous maille

Le tenseur τ_{ij} obtenu après la procédure de filtrage des équations gouvernantes est une quantité inconnue. En utilisant l'hypothèse de Boussinesq [18] comme dans la modélisation RANS, la relation donnant τ_{ij} est écrite de la façon suivante :

$$\tau_{ij} - \frac{1}{3}\tau_{kk}\delta_{ij} = -2\mu_t\bar{S}_{ij} \quad (\text{IX-24})$$

Où μ_t représente la viscosité turbulente en sous-maille, et la quantité S_{ij} est donnée par :

$$\bar{S}_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial\bar{u}_j}{\partial x_i}\right) \quad (\text{IX-25})$$

Plusieurs formulations sont proposées pour modéliser la quantité μ_t :

- Le modèle de Smagorinsky-Lilly [27, 28, 29, 30]
- Le modèle de WALE (Wall Adapting Local Eddy-Viscosity)[31],
- Le modèle de l'énergie cinétique et dynamique en sous maille [32, 33]

9. 8. Modélisation SAS (Scale Adaptive Simulation)

La modélisation SAS (Scale Adaptive Simulation) est une technique de simulation numérique des écoulements instationnaires récemment développée par Menter *et al.* [34-35]. Cette technique constitue d'ores et déjà une alternative intéressante dans le domaine de la CFD. En effet, les modèles de turbulence utilisés comme fermeture des équations de Navier-Stokes moyennés s'avèrent insuffisants pour décrire fidèlement le champ de l'écoulement instationnaire, avec la prise en compte de toutes les structures tourbillonnaires existantes. En outre, l'utilisation de la LES demeure encore à nos jours onéreuse et difficile de mise en œuvre.

Le principe de la modélisation SAS est basé sur l'introduction de la longueur de mélange de Von Karman dans l'équation donnant l'échelle de turbulence. Cette technique permet ainsi d'ajuster et d'adapter une solution instationnaire URANS, pour résoudre les grandes structures tourbillonnaires dans les zones instables de l'écoulement. L'objectif est de réaliser des simulations dont les résultats sont très proches d'un calcul LES. En même temps, dans les zones stables de l'écoulement, c'est plutôt la solution URANS qui est prise en considération. Les détails d'une application de cette nouvelle technique de modélisation des écoulements turbulents instationnaires sont donnés à la fin du chapitre 4 de ce mémoire.

9. 9. Calcul en proche paroi

Les écoulements turbulents sont sensiblement influencés par la présence des parois. Dans les zones très proches des parois, les effets de viscosité réduisent les fluctuations des vitesses tangentielles. En dehors de la zone de proche paroi, la turbulence apparaît plus rapidement par la production d'énergie cinétique turbulente due au gradient de vitesse moyenne.

La modélisation des zones de proche paroi a un impact significatif sur les résultats de la simulation numérique car la présence des parois constitue la principale source de vorticités et de turbulence et les variables de l'écoulement turbulent y présentent un fort gradient. Les modèles de turbulence définis précédemment (k- ϵ , RSM, LES), demeurent valables pour le calcul des écoulements turbulents loin des parois, cependant ces modèles doivent être

adaptées aux zones situées près des parois. Les modèles Spalart-Allmaras et $k-\omega$ sont développés initialement pour être appliqués dans toute l'étendue de la couche limite à condition que la résolution du maillage soit satisfaisante.

Beaucoup d'expériences ont montré que la région proche paroi peut être divisée en trois couches. Dans la première couche appelée sous-couche visqueuse, l'écoulement est presque laminaire, la viscosité joue un rôle dominant sur l'écoulement et les phénomènes physiques associés (transferts de chaleur, etc.). Dans la zone externe appelée zone logarithmique, c'est plutôt la turbulence qui joue un rôle prépondérant. Finalement une zone intermédiaire entre la sous couche visqueuse et la zone logarithmique associe les effets de la turbulence et les effets de la viscosité est définie.

La figure I-31 illustre la subdivision de la zone de proche paroi.

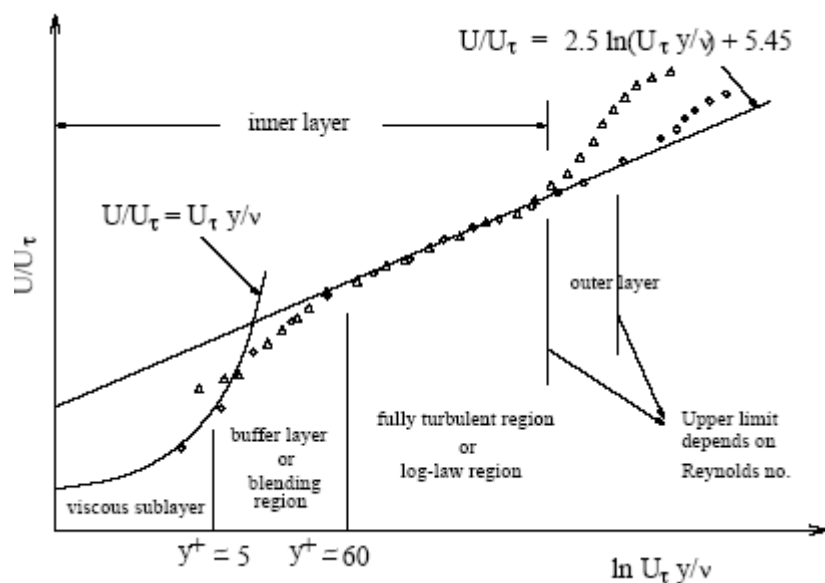


Fig. I-31- Division de la région proche paroi

Modélisation de l'écoulement en proche paroi

Il existe deux approches pour modéliser l'écoulement en proche paroi. La première approche consiste à ne pas résoudre l'écoulement dans la région de la sous couche visqueuse et d'appliquer des fonctions empiriques dites fonctions de paroi. Cependant, l'utilisation de ces fonctions exige la modification et l'adaptation des modèles de turbulence pour tenir compte de la présence des parois dans l'écoulement.

Dans la deuxième approche, les modèles de turbulence sont adaptés afin de résoudre toutes les sous-couches y compris la sous couche-visqueuse, cette approche appelée approche proche paroi nécessite un maillage très raffiné près des parois. La figure I-32 résume la différence entre ces deux approches :

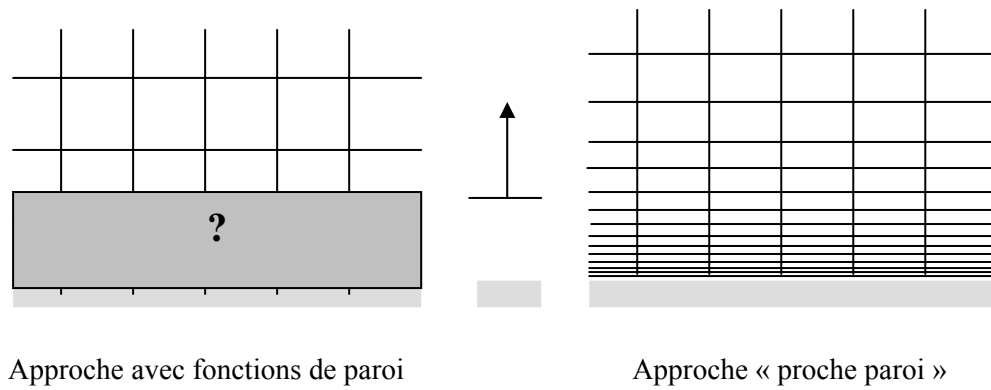


Fig.I-32- Modélisation de la couche limite

Dans la plupart des écoulements turbulents à haut Reynolds, l'approche basée sur fonctions de paroi réduit considérablement les besoins en ressources informatiques. Cette approche demeure très populaire pour sa robustesse, son économie et sa précision, et elle est largement utilisée dans beaucoup d'applications industrielles.

Cependant, cette approche est inadéquate pour la modélisation des écoulements où les effets liés aux bas Reynolds sont prépondérants et les hypothèses concernant les fonctions de paroi ne sont plus valables.

10. AEROACOUSTIQUE ET MODELES DE PREDICTION DU BRUIT D'ORIGINE AERODYNAMIQUE

L'aéroacoustique est une discipline liée intimement à la dynamique des fluides. Dans beaucoup d'applications industrielles, une grande partie du bruit est générée et propagée par et dans des écoulements. Les phénomènes liés au bruit peuvent donc être compris et analysés dans le cadre général de la dynamique des fluides. La forme des équations gouvernant les phénomènes acoustiques sont les mêmes que celles de la dynamique des écoulements.

La difficulté principale liée à la prédiction numérique du bruit est basée sur le fait que l'énergie acoustique dans un écoulement est très inférieure à celle de l'écoulement lui-même. Ces différences d'ordre de grandeur impliquent des difficultés d'ordre numérique pour le calcul du bruit. L'autre difficulté réside dans la modélisation des mécanismes et phénomènes physiques liés à l'écoulement (par ex. la turbulence) et responsables de la génération du bruit. Vu la largeur de la discipline, plusieurs approches sont proposées pour modéliser les phénomènes liés à la génération et à la propagation du bruit.

10. 1. Méthode directe

Dans cette méthode, la génération et la propagation du bruit sont directement calculées en résolvant toutes les équations gouvernantes. La prédiction du bruit exige des solutions instationnaires très précises de l'écoulement, qui tiennent compte des effets visqueux et turbulents de l'écoulement, telles que les approches DNS, URANS, DES ou LES. Ces exigences rendent la méthode directe très onéreuse et difficile de mise en œuvre parce qu'elle nécessite des solutions numériques très précises et des maillages très raffinés. Le coût informatique lié à l'utilisation de cette méthode devient prohibitif lorsque la prédiction du bruit est en champ lointain. La méthode directe est abordable dans le cas des calculs en champ proche.

10. 2. Méthode hybride

L'approche hybride basée sur l'analogie acoustique de Lighthill [36] offre une alternative intéressante pour la prédiction du bruit. Dans cette approche, l'aérodynamique est dissociée de l'acoustique. Ainsi, le champ aérodynamique instationnaire de l'écoulement est calculé en résolvant les équations basées sur les approches URANS, DES ou LES, et les variables fluctuantes obtenues sont utilisées pour prédire la propagation du bruit à l'aide des solutions intégrales dérivées des équations d'ondes. L'analogie acoustique découple la propagation du bruit de sa génération et sépare ainsi la démarche CFD du calcul acoustique.

L'approche basée sur l'équation de Ffowcs Williams et Hawkings (FW-H) [37] et sa solution intégrale adopte la forme la plus générale de l'analogie acoustique de Lighthill, et modélise les sources de bruit monopolaire, dipolaire et quadripolaire.

10. 3. Modèle de Ffowcs Williams et Hawkings (FW-H)

L'équation de Ffowcs Williams et Hawkings (FW-H) est une équation d'onde non homogène qui peut être dérivée de la manipulation mathématique des équations de continuité et de quantité de mouvement.

L'équation de FW-H [36, 37] peut s'écrire de la façon suivante :

$$\frac{1}{a_0^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \nabla^2 p' = \frac{\partial [\rho_0 v_n + \rho(u_n - v_n)] \delta(f)}{\partial t} - \frac{\partial [P_{ij} n_j + \rho u_i (u_n - v_n)] \delta(f)}{\partial x_i} + \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} [T_{ij} H(f)] \quad (\text{X-1})$$

Où :

u_i : Vitesse du fluide dans la direction x_i

u_n : Composante de la vitesse du fluide normale à la surface $f = 0$

v_i : Vitesse de la surface dans la direction x_i

v_n : Composante de la vitesse de la surface normale à la surface $f = 0$

$\delta(f)$: Fonction de Dirac

$H(f)$: Fonction de Heaviside

p' représente la pression acoustique calculé en champ lointain, $f = 0$ définit la surface d'intégration.

a_0 : Vitesse du son en champ lointain

T_{ij} Et P_{ij} : Tenseur de Lighthill et tenseur des contraintes respectivement et sont donnés par

$$T_{ij} = \rho u_i u_j + P_{ij} - a_0^2 (\rho - \rho_0) \delta_{ij} \quad (\text{X-2})$$

$$P_{ij} = p \delta_{ij} - \mu \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{2 \partial u_k}{3 \partial x_k} \delta_{ij} \right] \quad (\text{X-3})$$

La solution de l'équation de FW-H est obtenue en utilisant la fonction de Green.

La solution complète consiste en intégrales de surface et en intégrales de volume. Les intégrales de surface représentent la contribution des sources de bruit monopolaires et dipolaires. Les intégrales de volume caractérisent la contribution des sources quadripolaires qui se situent à l'extérieur des sources surfaciques.

La contribution des sources quadripolaires devient négligeable lorsque l'écoulement est subsonique et la solution de l'équation de FW-H est donnée par l'expression suivante :

$$p'(\vec{x}, t) = p'_T(\vec{x}, t) + p'_L(\vec{x}, t) \quad (\text{X-4})$$

Où :

$$4\pi p'_T(\vec{x}, t) = \int_{f=0} \left[\frac{\rho_0 (\dot{U}_n + U_{\dot{n}})}{r(1-M_r)^2} \right] dS + \int_{f=0} \left[\frac{\rho_0 U_n \{r \dot{M}_r + a_0 (M_r - M^2)\}}{r^2 (1-M_r)^3} \right] dS \quad (\text{X-5})$$

$$4\pi p'_L(\bar{x}, t) = \frac{1}{a_0} \int_{f=0} \left[\frac{\dot{L}_r}{r(1-M_r)^2} \right] dS + \int_{f=0} \left[\frac{L_r - L_M}{r^2(1-M_r)^2} \right] dS + \frac{1}{a_0} \int_{f=0} \left[\frac{L_r \{r\dot{M}_r + a_0(M_r - M^2)\}}{r^2(1-M_r)^3} \right] dS \quad (\text{X-6})$$

Avec:

$$U_i = v_i + \frac{\rho}{\rho_0} (u_i - v_i) \quad (\text{X-7})$$

$$L_i = P_{ij} \hat{n}_j + \rho u_i (u_n - v_n)$$

Le premier terme de l'équation (IX-5) représente la source de bruit d'épaisseur (monopolaire), qui est liée au volume de fluide déplacé par les surfaces en mouvement, ou en d'autres termes elle est due aux fluctuations de débit (l'indice T est relatif à Thickness) [38, 39].

Le second terme représente la source de bruit de charge (dipolaire), qui est due aux efforts aérodynamique instationnaires (fluctuants) (l'indice L est relatif à Loading). Les crochets dans les équations (IX-6) et (IX-7) indiquent que les intégrales sont calculées en temps retardé donné par l'expression:

$$\tau = t - \frac{r}{a_0} \quad (\text{X-8})$$

r et t étant la distance et le temps par rapport à l'observateur.

Les quantités, indicées, apparaissant dans les équations (IX-5) et (IX-6) représentent le produit scalaire d'un vecteur par le vecteur unitaire indiqué par l'indice associé, par exemple :

$$L_r = \vec{L} \cdot \hat{r} = L_i r_i$$

$$U_n = \vec{U} \cdot \vec{n} = U_i n_i$$

\hat{r} et \vec{n} représentent les vecteurs dans la direction radiale de propagation et normale aux surfaces respectivement.

Limitations

La solution de l'équation de FW-H utilisant la fonction de Green définie précédemment n'est adaptée qu'au rayonnement en champs libre. De ce fait, les phénomènes de diffraction et de réflexion dus à la présence des surfaces solides dans le domaine de calcul ne sont pas pris en considération.

10. 4. Modèle de Lowson

Pour de faibles vitesses de l'écoulement, la source principale de bruit est la source dipolaire. Lowson [40] démontre que le bruit généré par les faibles vitesses d'écoulement est directement lié à l'effort aérodynamique appliqué aux surfaces. Dans ce cas, le $n^{\text{ième}}$ harmonique de la pression acoustique générée par une source $S(R, \theta, t)$ contenant z pales et

tournant à une vitesse ω , calculé par rapport à un observateur $O(r_1, \varphi, \tau)$ (Fig. I-33) est donné par l'expression suivante :

$$p_m = \frac{jmZ^2\omega}{2\pi c_0 r_1} \sum_{\lambda=-\infty}^{\lambda=+\infty} (-j)^{mZ-\lambda} \left[\cos\varphi F_x(\lambda) - \left(\frac{mZ-\lambda}{mZM} \right) F_y(\lambda) \right] J_{mZ-\lambda}(mZM \sin\varphi) \quad (\text{X-10})$$

Dans cette équation, c_0 et M sont la vitesse du son et le nombre de Mach respectivement. J_m est la fonction de Bessel d'ordre m .

F_x et F_y représentent les composantes de l'effort aérodynamique instationnaire. j est le nombre complexe avec $j^2 = -1$.

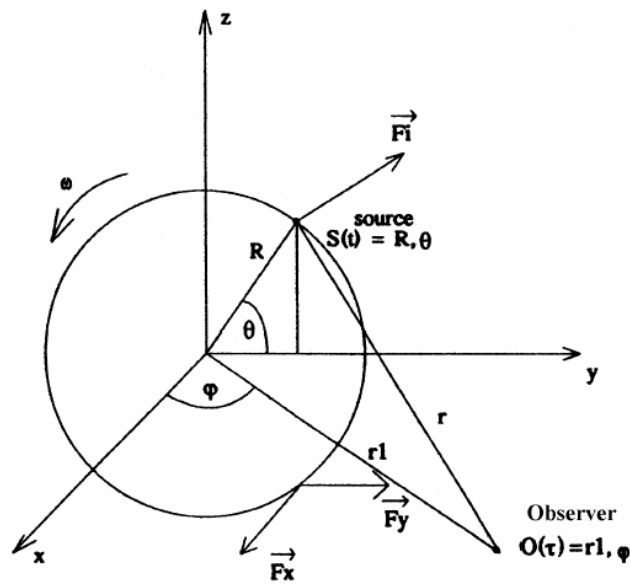


Fig. I-33- Positions relatives de la source par rapport à l'observateur

Les inconnues de l'équation (X-10) sont les deux composantes de l'effort aérodynamique instationnaire $F_x(\lambda)$ et $F_y(\lambda)$.

En se basant sur des résultats expérimentaux obtenus sur une pale d'hélicoptère donnés par Scheiman [41], Lawson a effectué une extension de son travail pour le cas des ventilateurs et propose ainsi pour des nombre de Mach inférieur à 0.45 la formulation suivante :

$$p_m = \frac{jmZ^2\omega}{2\pi c_0 r_1} \sum_{\lambda=-\infty}^{\lambda=+\infty} (-j)^{mZ-\lambda} \left[\cos\varphi F_{x0} \lambda^{-h} - \left(\frac{mZ-\lambda}{mZM} \right) F_{y0} \lambda^{-h} \right] J_{mZ-\lambda}(mZM \sin\varphi) \quad (\text{X-11})$$

Dans cette nouvelle équation les termes F_{x0} et F_{y0} représentent les composantes stationnaires de l'effort aérodynamique et h est un paramètre arbitraire appelé coefficient de charge.

11. ANALYSE DES SIGNAUX INSTATIONNAIRES

Il est souvent intéressant d'utiliser une analyse spectrale pour l'étude et l'interprétation de fréquences associées à un signal évoluant en fonction du temps. Le but de l'analyse spectrale d'un signal temporel associé à un phénomène physique est de déterminer les fréquences dans lesquelles opère ce phénomène.

Les écoulements turbulents instationnaires génèrent des fluctuations de variables physiques (pressions, vitesses, énergie cinétique turbulente...etc.), et dans le cas des turbomachines en particulier ces fluctuations sont périodiques du fait qu'elles sont associées à l'interaction entre les éléments mobiles et les éléments fixes.

11. 1. Analyse de Fourier – FFT (Fast Fourier Transform)

La transformation de Fourier d'un signal temporel $\phi(t)$ est donnée par la relation suivante [42]:

$$\phi_k = \sum_{n=0}^{N-1} \hat{\phi}_n e^{2\pi i k n / N} \quad k = 0, 1, 2, \dots, (N-1) \quad (\text{XI-1})$$

Les $\hat{\phi}_n$ représentent les coefficients de la transformée de Fourier, ils sont donnés par la relation suivante :

$$\hat{\phi}_n = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} \phi_k e^{-2\pi i k n / N} \quad n = 0, 1, 2, \dots, (N-1) \quad (\text{XI-2})$$

Les algorithmes donnant la FFT discrète d'un signal temporel nécessitent que le nombre de données instationnaires échantillonnées sur un signal temporel soit une puissance entière de 2. D'autres algorithmes existent et permettent ainsi de calculer la transformée de Fourier à partir d'une série de données dont le nombre est décomposable en produit de facteurs premiers [43].

11. 2. Fenêtrage de données

La transformée de Fourier est basée sur la périodicité d'un signal temporel $\phi(t)$. Dans certains cas, il existe des discontinuités dans le signal liées au fait que le dernier point d'une période ne coïncide pas avec le premier point de la période suivante. Une grande discontinuité se répercute sur le signal fréquentiel en faisant apparaître dans le spectre, obtenu par transformation de Fourier, des composantes à hautes fréquences qui ne sont pas liées au phénomène physique étudié. Ce genre d'erreur d'échantillonnage peut être évité en traitant le signal d'entrée préalablement avant la transformée de Fourier, en appliquant des algorithmes de fenêtrage.

11. 3. Fonctions de fenêtrage

Pour un échantillon de N points prélevés avec un intervalle de temps constant Δt :

$$\phi_k \equiv \phi(t_k), \text{ avec } t_k \equiv k\Delta t, \Delta t = 1, 2, 3, \dots, (N-1) \quad (\text{XI-3})$$

le fenêtrage consiste à multiplier les données d'entrée ϕ_j par la fonction de fenêtrage W_j :

$$\tilde{\phi}_j = \phi_j W_j \quad j = 0,1,2,3,\dots,(N-1) \quad (\text{XI-4})$$

La fonction de fenêtrage W_j prend différentes formes : nous nous contentons de citer la fonction de *Hamming*.

Fenêtrage Hamming

$$W_j = \begin{cases} 0.54 - 0.46 \cos\left(\frac{8\pi \cdot j}{N}\right) \cdot \text{pour}\left(j \leq \frac{N}{8}, j \geq \frac{7N}{8}\right) \\ 1 \cdot \text{pour}\left(\frac{N}{8} < j < \frac{7N}{8}\right) \end{cases}$$

D'autres fonctions de fenêtrage sont citées en annexe A.

12. SYNTHÈSE

Ont été abordés dans ce premier chapitre, les concepts théoriques relatifs au dimensionnement, à la modélisation des écoulements instationnaires dans les turbomachines et à la compréhension des divers phénomènes physiques qui leur sont associés.

Un rappel des méthodes de dimensionnement basées sur la modélisation des pertes à travers une grille d'aubes dont l'application est illustrée particulièrement dans le cas des ventilateurs centrifuges à action a été ainsi introduit.

Afin de permettre une analyse fine et rigoureuse des écoulements internes dans ces machines, le recours à la CFD s'est avéré nécessaire.

La fin du présent chapitre a été consacrée à la présentation des différentes théories de prédiction du bruit de raie et des techniques de traitement des signaux instationnaires.

Les prochains chapitres concrétiseront l'application de ces approches dans le cadre de l'analyse des écoulements instationnaires dans les ventilateurs centrifuges à action.

CHAPITRE II

Procédure Numérique Adoptée

L'objectif de ce chapitre est l'étude et l'analyse numérique de l'écoulement instationnaire des ventilateurs centrifuges à action dits « à cage d'écureuil », ainsi que les divers phénomènes physiques associés. Une modélisation de l'écoulement tridimensionnel turbulent utilisant l'approche basée sur les équations de Navier Stokes moyennées (URANS) est effectuée en tenant compte de l'ensemble roue - volute et de certains effets technologiques (jeu fonctionnel, ouïe d'entrée, etc.). Les simulations numériques 3D réalisées pour différents débits de fonctionnement ont permis d'accéder à la morphologie de l'écoulement interne et de montrer sa complexité : décollement, recirculations, tourbillons de divers tailles, etc. Les interactions entre les parties mobiles (roue), les parties fixes (volute) et les conduits d'entrée et de sortie sont mises en évidence par le calcul des fluctuations de pression pariétales en différents points stratégiques le long de la surface de la volute. La prédiction du bruit de raies est initiée par l'utilisation du modèle de Ffowcs Williams et Hawkins (FW-H) alimenté par les variables fluctuantes issues des différentes simulations numériques. Certains phénomènes 3D ont pu être mis en évidence grâce à une modélisation 2D. Cette dernière a montré son intérêt dans le cadre du pré-dimensionnement et de l'optimisation de ce type de ventilateur, ceci compte tenu de la rapidité observée lors des calculs.

| Sommaire | Page |
|--|-------------|
| 1. INTRODUCTION..... | 57 |
| 2. MODELISATION NUMERIQUE DE L'ECOULEMENT INTERNE DANS UN VENTILATEUR CENTRIFUGE À ACTION..... | 57 |
| 3. ANALYSE GLOBALE DE LA MORPHOLOGIE DE L'ECOULEMENT..... | 74 |
| 4. SYNTHÈSE..... | 84 |

1. INTRODUCTION

La modélisation numérique des écoulements 3D dans les turbomachines, visant à étudier leur comportement et leurs caractéristiques, se généralise de plus en plus dans l'industrie. Bien que la simulation numérique de ce type d'écoulement complexe soit onéreuse (temps de calcul et matériel informatique requis) et difficile de mise en œuvre (géométrie complexe, jeux de fonctionnement, etc.), cette démarche constitue un outil très performant pour l'analyse des écoulements internes dans les turbomachines.

2. MODELISATION NUMERIQUE DE L'ÉCOULEMENT INTERNE DANS UN VENTILATEUR CENTRIFUGE À ACTION

2. 1. Présentation du ventilateur VA160

La machine retenue comme référence dans le cadre de ce travail est un ventilateur centrifuge à action destiné à une application automobile. Dans cette application spécifique, le ventilateur fait partie d'une installation de conditionnement d'air incorporé dans les véhicules climatisés. Le ventilateur est destiné à aspirer de l'air de l'extérieur du véhicule et de le refouler dans l'habitacle via un échangeur de chaleur dans le cas de la climatisation. Un exemple de ce type de machine est donné sur la figure I-2 du chapitre I.

Le tableau suivant présente les paramètres géométriques du ventilateur VA160 servant de base à la présente étude:

Tab.II-1- Paramètre géométrique du ventilateur VA160

| Paramètres de la roue | |
|---------------------------------|-----------------------|
| <i>Description</i> | <i>Valeur</i> |
| Nombre de pales | 39 |
| Hauteur de la roue (largeur) | 70 mm |
| Longueur de la corde | 26,2 mm |
| Épaisseur des pales (constante) | 1 mm |
| Angle d'entrée d'aubage | 5° |
| Angle de sortie d'aubage | 70° |
| Loi de cambrure | Arc de cercle |
| Vitesse de rotation | 3000 tr/min |
| Diamètre intérieur | 120 mm |
| Diamètre extérieur | 160 mm |
| Paramètres de la volute | |
| <i>Description</i> | <i>Valeur</i> |
| Diamètre d'entrée | 120 mm |
| Dimensions à la sortie | 100 x 76 mm |
| Rayon du bec | 5 mm |
| Position du bec | à un rayon de 90 mm |
| Loi d'évolution | spirale logarithmique |

2. 2. Numérisation CAO du ventilateur VA160

Les paramètres donnés dans le tableau précédent ont été repris fidèlement et numérisés par la suite sous un environnement CAO. Cette géométrie (Fig. II-1) a été utilisée afin de générer les volumes fluides qui constituent les différents domaines de calcul.

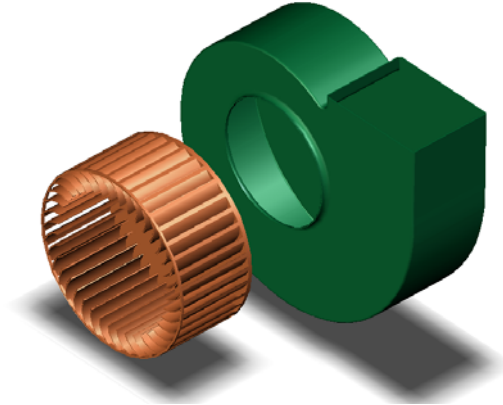


Fig. II-1- Ensemble ventilateur (volute et roue)

2. 3. Génération des volumes fluides

Cette étape permet d'obtenir les domaines qui seront utilisés pour la génération du maillage. La prise en compte de tous les éléments de la machine ne peut se faire qu'avec une modélisation 3D du ventilateur. La régularité de la forme géométrique de ce type de ventilateur dans le sens axial, incite à s'intéresser également à la modélisation 2D de l'écoulement. Ainsi, les deux configurations 3D et 2D ont été adoptées pour modéliser l'écoulement interne de la machine VA160.

Modélisation 3D

La modélisation 3D tient compte des trois jeux de fonctionnement existant entre la roue et la volute :

- Le jeu entre l'extrémité des pales et le flasque avant.
- Le jeu entre le fond de la roue et la partie dorsale de la volute.
- Le jeu entre la périphérie de la roue et le bec de la volute.

Afin de parer à l'influence des conditions aux limites sur la précision et la fiabilité de la solution numérique, deux extensions ont été ajoutées en aval et en amont du volume fluide de la volute. La surface latérale ainsi que la surface frontale de la roue constituent deux interfaces de connexion avec le domaine fluide de la volute. L'ensemble de cette configuration est présenté sur la figure II-2.

Modélisation 2D

La modélisation 2D se présente sous la forme d'une coupe transversale de la machine, où l'alimentation de la roue se fait d'une façon radiale. Dans cette configuration l'interface entre les deux volumes fluides est constituée par l'arrête à la périphérie de la roue tel que représenté sur la figure II-2.

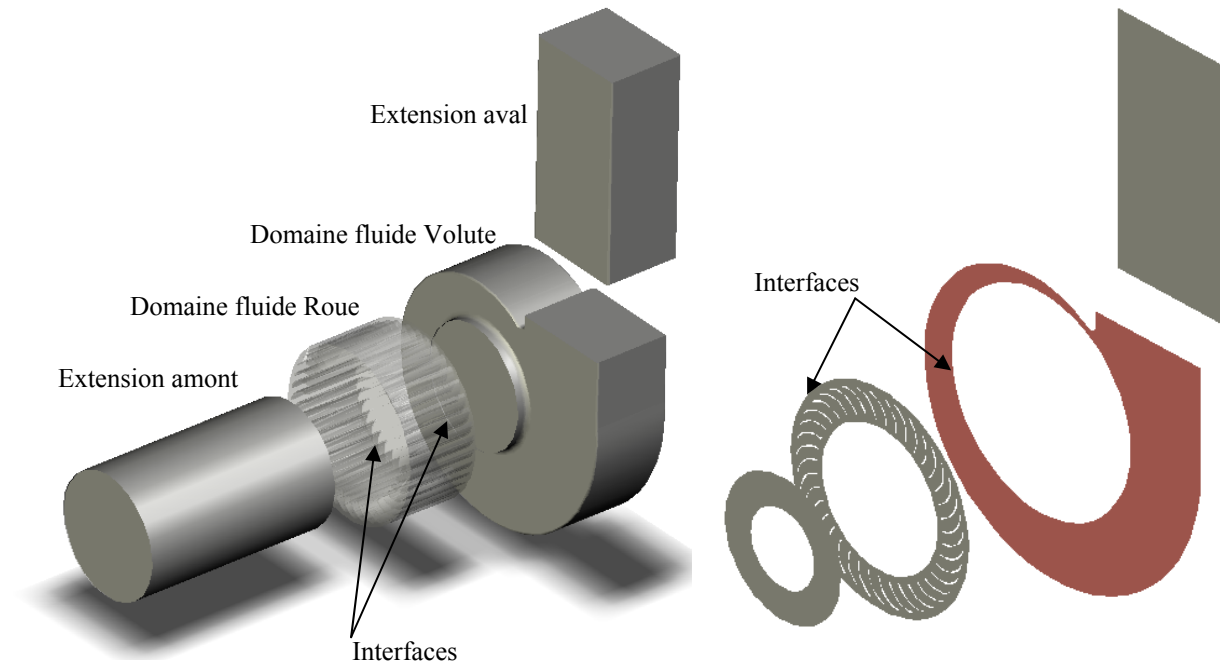


Fig. II-2- CAO (3D et 2D) des domaines fluides du ventilateur VA160

2. 4. Génération du maillage

La génération du maillage est une phase très importante dans le cadre d'une modélisation CFD, compte tenu de son influence sur la solution calculée. Pour les applications en turbomachines, la technique de génération de maillage peut être résumée par les étapes suivantes :

- La géométrie doit être préparée au préalable, avec la définition de tous les composants de la machine, moyeu, volute, stator, rotor, etc., sous forme de données numériques.
- La géométrie qui représente les différents domaines fluides est décomposée en sous domaines «maillables».
- Maillage des sous domaines fluides

La complexité de la géométrie décrivant les éléments constructifs des machines rotodynamiques (volute, pales, etc.) constitués en général de surfaces gauches, fait intervenir plusieurs techniques propres à chaque géométrie particulière.

Dans certains cas, la géométrie est obtenue grâce à l'association de deux, voire trois logiciels de CAO/DAO.

Les maillages qui peuvent être utilisés sont de type structuré ou non structuré. Pour des géométries 2D, la forme géométrique des cellules de discrétisation sont triangulaires ou quadrilatérales. Pour ce qui est des géométries 3D, des cellules de type hexaédrique, tétraédrique ou pyramidal sont utilisées. Cette variété d'éléments assure une certaine flexibilité lors de la génération du maillage et permet ainsi de choisir l'élément adéquat pour épouser au mieux la forme géométrique du problème. La combinaison des différents éléments de maillage définis précédemment permet de générer, selon leur disposition dans les volumes de calcul, soit des monoblocs, soit des multi-domaines, ou plutôt des maillages hybrides.

Procédure générale

Les géométries des domaines de calcul définis précédemment ont été utilisées pour la génération d'un maillage hybride. La génération de ce maillage est réalisée à l'aide du mailleur *Gambit 2.2* [44]. La résolution et la distribution des cellules de la grille de maillage ont été étudiées et adaptées à la morphologie de l'écoulement interne du ventilateur centrifuge. On a tenu compte de la réduction des éléments présentant une forte distorsion et du raffinement du maillage dans les zones jugées susceptibles d'être le siège d'un fort gradient des variables de l'écoulement.

Concernant la configuration 3D, des éléments structurés de type hexaédrique ont été retenus pour le maillage de l'extension amont, cette géométrie étant régulière et simple. La complexité de la géométrie de la roue et de la volute ainsi que la prise en compte des jeux de fonctionnement nous a conduits à employer des cellules tétraédriques. La zone du bec a fait l'objet d'un traitement particulier lors de la génération du maillage. Les surfaces des pales ont été maillées séparément moyennant des cellules triangulaires.

Pour ce qui est du maillage 2D, les extensions amont et aval du ventilateur ont été maillées avec des cellules quadrilatères vu leur forme assez régulière. Les deux domaines fluides relatifs à la roue et à la volute ont été maillés en utilisant des cellules triangulaires dans les contours de la couche limite.

Sensibilité de la solution à la résolution du maillage

Dans une modélisation CFD, la solution doit être indépendante de la résolution et de la qualité du maillage. Cela revient à dire que les paramètres de la solution deviennent insensibles à partir d'un certain nombre d'éléments.

Le raffinement du maillage peut aussi être réalisé en utilisant des algorithmes d'adaptation, ces codes permettent d'adapter la grille de maillage à la morphologie de l'écoulement en se basant sur un résultat préliminaire. Cette adaptation s'opère en intervenant particulièrement sur :

- Les zones à fort gradient
- les zones définissant les frontières des volumes fluides

Le but du raffinement du maillage, est d'obtenir une solution indépendante de la résolution et de la qualité du maillage (fig. II-3).

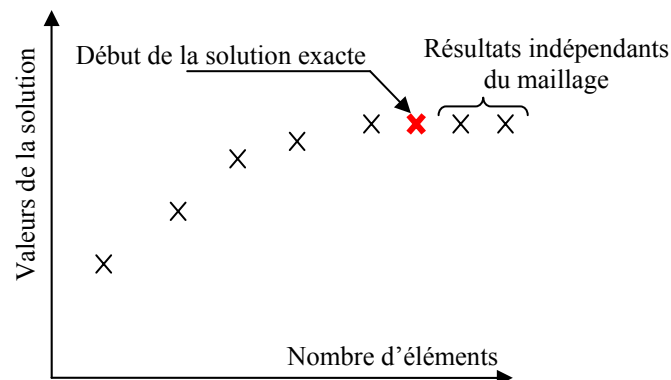


Fig. II-3. Influence de la résolution du maillage sur la solution

L'étude de la sensibilité de la solution calculée à la résolution du maillage a été effectuée. Cinq grilles de maillage de résolution différente et de qualité équivalente pour le modèle 3D, et trois grilles pour le modèle 2D ont été générées en employant la même procédure définie précédemment. La sensibilité de la solution a été étudiée par rapport à la variation de la différence de pression statique moyenne développée par le ventilateur. Le calcul utilisé durant cette étape préliminaire de l'étude numérique repose sur la résolution de l'écoulement stationnaire en utilisant la technique du rotor gelé, ce choix est justifié par la rapidité de convergence de cette méthode numérique comparativement au calcul instationnaire. Le tableau II-2 résume les caractéristiques des différentes grilles de maillage générées.

Tab. II-2- Caractéristiques des grilles de maillage générées

| Modèle 3D | | Modèle 2D | |
|-----------------|-------------------|-----------------|-------------------|
| N° de la grille | Nombre de mailles | N° de la grille | Nombre de mailles |
| 1 | 983685 | 1 | 159100 |
| 2 | 1340000 | 2 | 194200 |
| 3 | 1474000 | 3 | 224986 |
| 4 | 1723704 | | |
| 5 | 2034638 | | |

La figure II-4 montre les deux courbes représentant la variation de la pression statique développée par le ventilateur en fonction du nombre de cellules des grilles générées en 2D et en 3D.

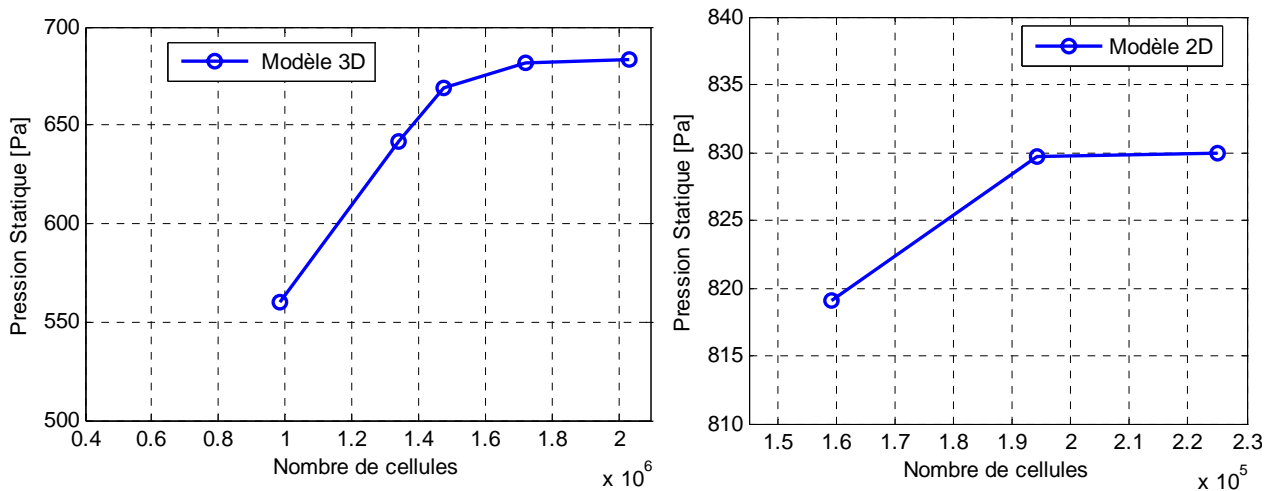


Fig. II-4- Influence de la résolution du maillage sur la différence de pression statique générée par le ventilateur

Nous pouvons constater que la solution calculée devient indépendante de la résolution du maillage à partir de $1,7 \cdot 10^6$ mailles en 3D, et à partir de 194000 mailles en 2D. Pour les calculs que nous allons présenter dans ce chapitre nous avons considéré que la grille N° 4 (3D) est suffisante pour assurer cette condition d'indépendance de la solution à la résolution du maillage. Pour les calculs 2D, nous avons opté pour la grille N°3.

Caractéristiques des grilles adoptées

Suivant la géométrie du domaine fluide considéré et de la faisabilité du maillage, un choix raisonné du type des éléments du maillage a été effectué. Le tableau II-3 donne une idée sur la répartition des différents types d'éléments structurés et non structurés dans les grilles adoptées.

Tab. II-3- Caractéristiques des grilles adoptées

| Modèle 3D | | | Modèle 2D | | |
|--------------------|---------------------------|---------------------------|--------------------|---------------------------|-------|
| Domaine | N ^{bre} cellules | Type | Domaine | N ^{bre} cellules | Type |
| Roue | 999744 | Surf. Tri. Vol. Tétra. | roue | 132104 | Tri. |
| volute | 503120 | Surf. Tri. Vol. Tétra. | volute | 61232 | Tri. |
| extension amont | 60600 | Hexa. | extension amont | 8650 | Quad. |
| extension aval | 160240 | Surf. Tri. Vol. Tétra. | extension aval | 22400 | Quad. |
| Total | 1723704 | | Total | 224386 | |

2. 5. Qualité du maillage

La qualité d'une grille de maillage joue un rôle important dans la stabilité et la précision des calculs numériques. La génération d'une très bonne qualité de maillage, est essentielle pour l'obtention d'un résultat de calcul précis et robuste. Pratiquement, il n'existe pas de règles précises pour la création d'un maillage de qualité, cependant il existe différentes techniques qui permettent d'obtenir un maillage acceptable.

Nous pouvons résumer ces règles ainsi :

- Absence de distorsion des éléments
- Assurer une bonne résolution dans les régions à fort gradient
- Assurer un bon lissage dans les zones de transition entre les parties à maillage fin et les parties à maillage grossier
- Optimiser le nombre total d'éléments (temps de calcul raisonnable)

Distorsion des éléments

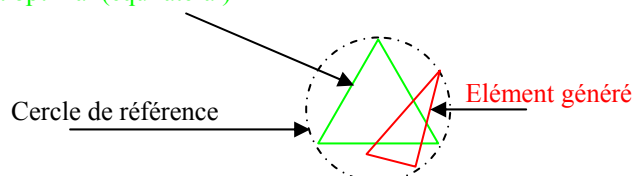
Une bonne qualité de maillage est synonyme d'absence de grandes distorsions d'éléments.

Le facteur de distorsion F_d se calcule de deux façons différentes :

- Calcul basé sur le volume équilatéral (applicable uniquement pour les éléments triangulaires ou tétraédriques) :

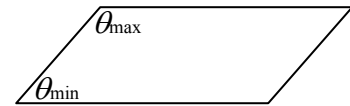
$$F_d = \frac{\text{Taille}_{\text{élémentoptimal}} - \text{Taille}_{\text{élémentgénéré}}}{\text{Taille}_{\text{élémentoptimal}}}$$

Élément optimal (équilatéral)



- Calcul basé sur la déviation angulaire

$$F_d = \max \left[\frac{\theta_{\max} - 90}{90}, \frac{90 - \theta_{\min}}{90} \right]$$



- Les grandes valeurs du facteur de distorsion induisent des erreurs de calcul et ralentissent considérablement le processus de convergence.
- Quelques distorsions peuvent être tolérées si elles sont situées dans des régions à faible gradient.

Le tableau II-4 illustre la variation de la qualité des éléments de maillage en fonction de la valeur du coefficient de distorsion F_d :

Tab. II-4- Qualité du maillage en fonction du coefficient de distorsion

| F_d | 0-0,25 | 0,25-0,50 | 0,50-0,80 | 0,80-0,95 | 0,95-0,99 | 0,99-1,00 |
|---------|-----------|-----------|------------|-----------|-------------|-----------|
| Qualité | excellent | Bon | Acceptable | Pauvre | Très pauvre | mauvais |

- La valeur maximale du facteur de distorsion tolérée pour un maillage volumique doit être inférieure à 0.90
- La valeur maximale du facteur de distorsion tolérée pour un maillage surfacique structuré ou non, hexaédrique ou tétraédrique doit être inférieure à 0.75

Qualité des grilles de maillage générées

Afin de valider la procédure adoptée pour le maillage des domaines fluides, la qualité de la grille a été contrôlée suivant le critère du taux de distorsion des éléments constituant le maillage. La variation du facteur de distorsion basé sur la déviation angulaire des éléments a ainsi été vérifiée sur tous les domaines de calcul. Les résultats de cette étude sont donnés par les histogrammes suivants :

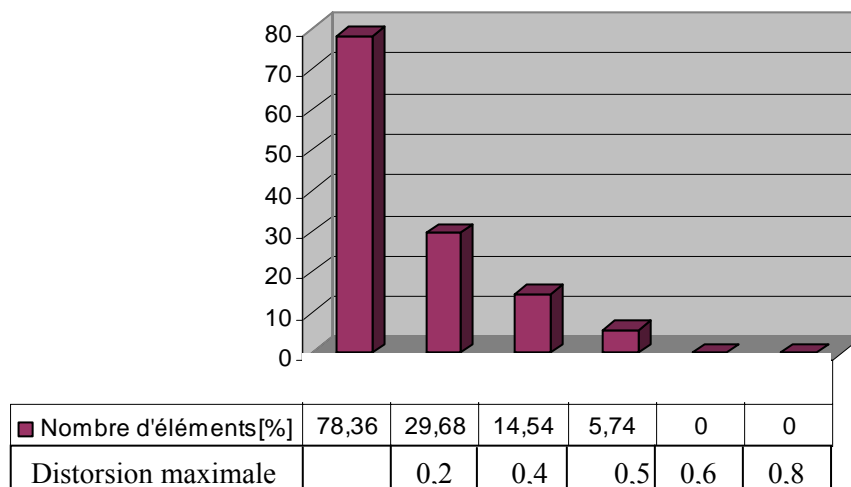


Fig. II-5- Distorsion des éléments dans la grille 3D

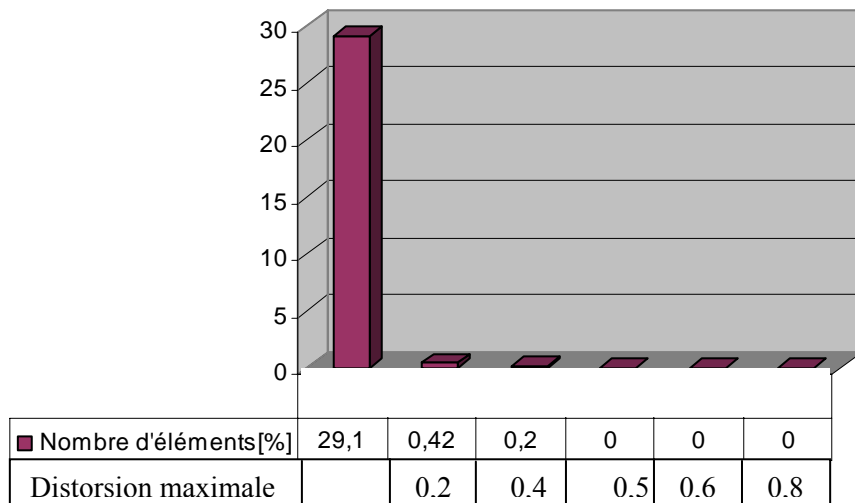


Fig. II-6- Distorsion des éléments dans la grille 2D

Remarques

- Plus de 70% des éléments 3D présentent un excellent facteur de distorsion ce qui garantit une excellente qualité de maillage sur la grille adoptée.
- Presque la totalité des éléments 2D présentent un excellent facteur de distorsion.

Le maillage adopté pour les calculs 3D est donné sur la figure II-7.

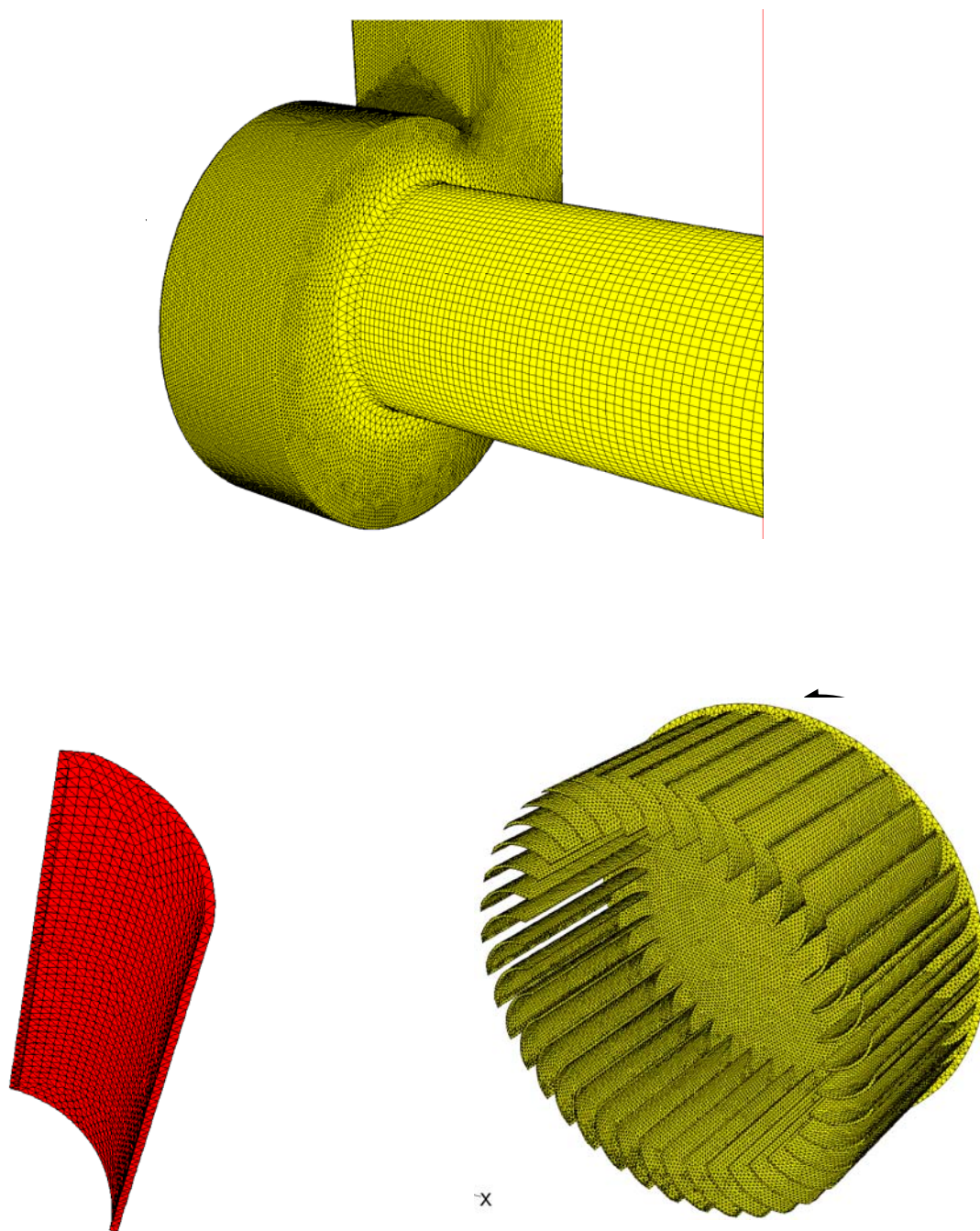


Fig. II-7- Maillage 3D des volumes fluides : Volute, pale et roue entière

La figure II-8 illustre le maillage 2D adopté.

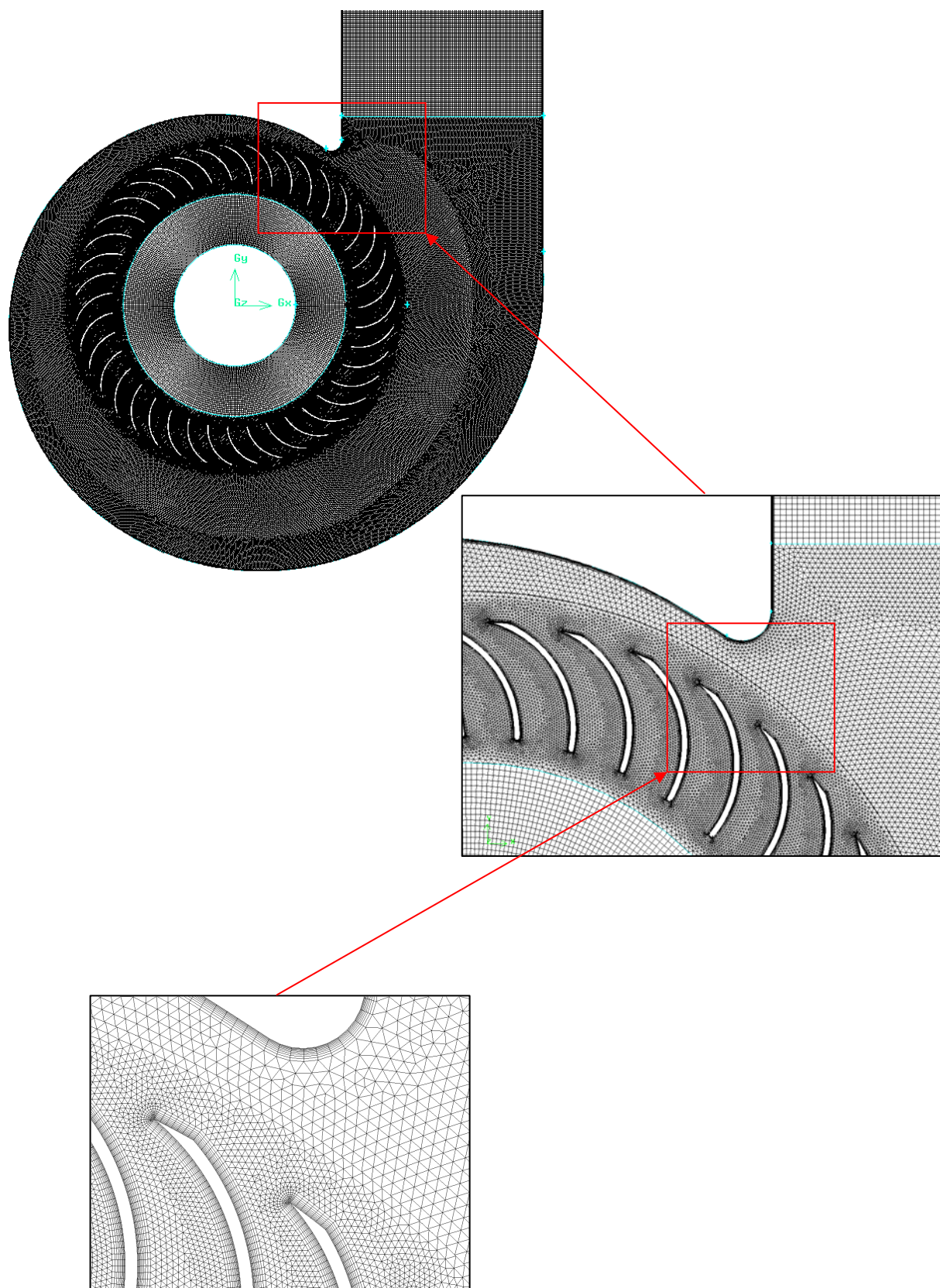


Fig. II-8- Maillage 2D des volumes fluides – détails au voisinage du bec et à la surface des aubages

2. 6. Calcul numérique et paramètres de la simulation numérique

L'objectif de cette étude concerne l'analyse par simulation numérique des phénomènes complexes liés à l'écoulement interne du ventilateur centrifuge à action. Les phénomènes auxquels nous nous intéressons concernent les interactions et les instationnarités induites par le mouvement de rotation des pales de la roue du ventilateur relativement aux parties fixes qui constituent la volute. L'impact de ces phénomènes sur le comportement aérodynamique et aéroacoustique du ventilateur sera aussi étudié.

Conditions aux limites

Les paramètres adoptés sont des conditions aux limites de vitesse à l'entrée et de pression à la sortie du ventilateur. Cette combinaison de conditions aux limites est physiquement justifiable, à condition d'utiliser des extensions à l'entrée et à la sortie du ventilateur. En effet, le ventilateur étudié est destiné à refouler de l'air dans une enceinte où règne une pression constante équivalente à la pression atmosphérique (101325 Pa), comme nous le montrerons ultérieurement dans la partie qui concerne l'étude expérimentale. Beaucoup d'auteurs [45, 46,47] suggèrent l'application de ces conditions aux limites notamment lorsqu'il s'agit d'un calcul instationnaire où l'on s'intéresse aux fluctuations de pression.

Modélisation de la turbulence

Le modèle de turbulence que nous avons utilisé dans le cadre de cette étude est le modèle à deux équations $k-\omega$ -SST développé par Menter [23]. Ce modèle a été largement testé dans diverses applications et a donné d'excellents résultats, notamment en ce qui concerne la prédiction des phénomènes de décollement en proche paroi. Le modèle $k-\omega$ -SST a été validé dans plusieurs études de cas et a été qualifié comme le modèle le plus précis dans les applications aérodynamiques. Les figures II-9 et II-10 montrent un cas de validation du modèle proposé par Bardina *et al* [48, 49] sur la prédiction du décollement sur une plaque. Les résultats du modèle $k-\omega$ -SST ont été confrontés avec ceux donnés par le modèle $k-\varepsilon$ et avec ceux obtenus par l'expérience. La figure montre que le modèle $k-\omega$ -SST prédit correctement le phénomène de décollement, contrairement au modèle $k-\varepsilon$.

Baughn *et al.* [50] montrent un autre exemple concernant les lois de parois utilisées par le modèle $k-\omega$ -SST dans la modélisation des écoulements turbulents couplés avec des phénomènes de transfert de chaleur. Cet exemple met en valeur la précision du modèle $k-\omega$ -SST (Fig. II-11). Enfin, l'application de ce modèle de turbulence dans le cadre de la modélisation des écoulements internes dans les turbomachines a donné des résultats intéressants en ce qui concerne le calcul des fluctuations de pressions pariétales [51].

La méthode découplée a été employée pour la résolution des équations de conservation et l'algorithme SIMPLE centré a été utilisé pour le couplage vitesse – pression. Pour contrôler la convergence de la solution, les résidus ont été fixés à 10^{-4} .

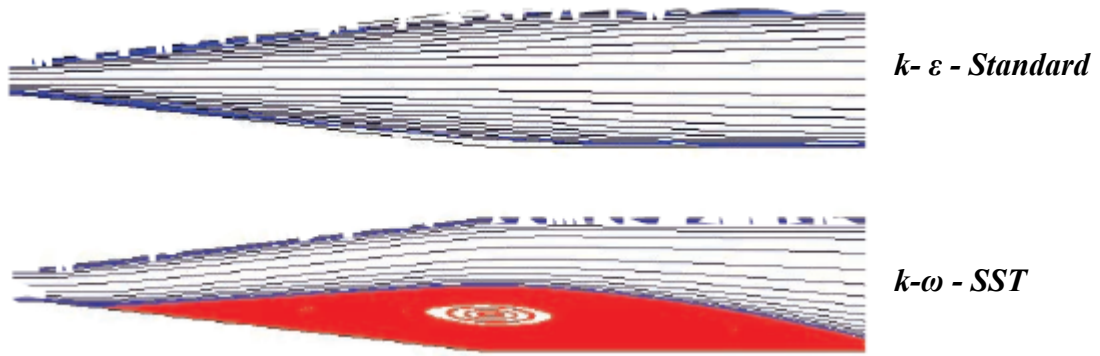


Fig. II-9- Phénomène de décollement – Comparaison des deux modèles de turbulence: $k-\epsilon$ - Standard et $k-\omega$ - SST [48]

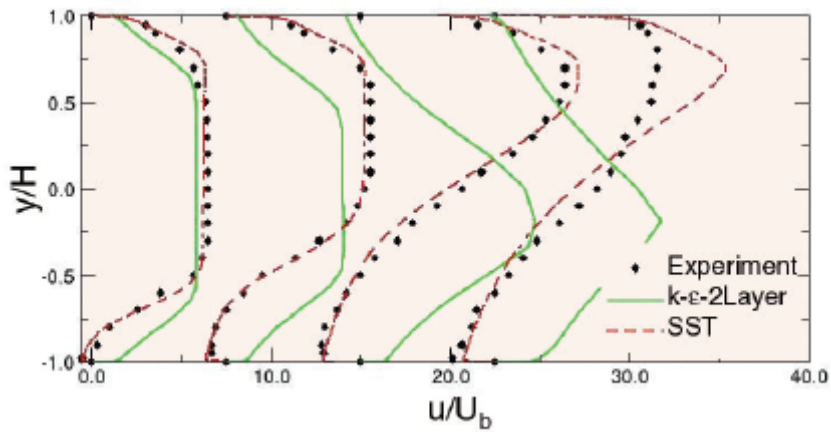


Fig. II-10- Comparaison des profils de vitesses axiales avec des données expérimentales [49]

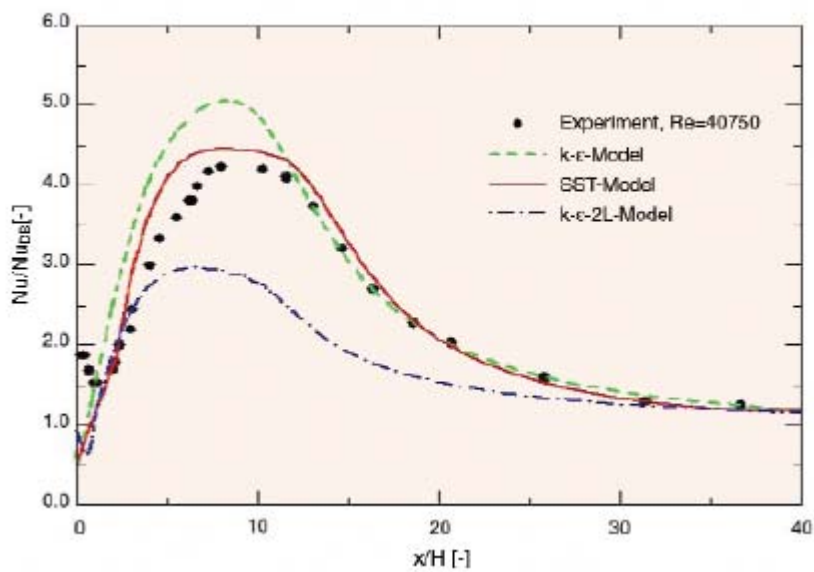


Fig. II-11- Validation du modèle $k-\omega$ - SST [50]

Détermination du pas de temps

Afin de capter tous les phénomènes instationnaires liés au passage des pales de la roue du ventilateur, le pas de temps doit évidemment être très faible. Dans la simulation numérique des écoulements turbulents instationnaires, le calcul du pas de temps est basé sur un compromis entre la précision des calculs d'une part, et les ressources informatiques d'autre part. En d'autres termes, le choix d'un pas de temps trop grand risque de compromettre la précision des informations sur les phénomènes instationnaires, mais en revanche, un pas de temps trop petit risque de rendre les calculs plus gourmands en ressources informatiques et en temps de calcul sans autant apporter une meilleure précision.

Le pas de temps imposé au cours des calculs instationnaires doit au moins correspondre à celui que mettrait une particule fluide pour traverser une maille, afin de capturer les phénomènes physiques induits par le mouvement relatif tels que le passage des pales dans le cas d'une turbomachine. Dans le cas d'une machine rotodynamique, ce pas de temps peut être calculé de la façon suivante :

Soit Δt la durée que met le maillage à l'interface pour parcourir une distance ΔS , ω la vitesse de rotation de la machine et R le rayon de l'interface circulaire et qui correspond au rayon de la roue. On a alors :

$$\Delta t \cong \frac{\Delta S}{\omega R} \quad (\text{III-1})$$

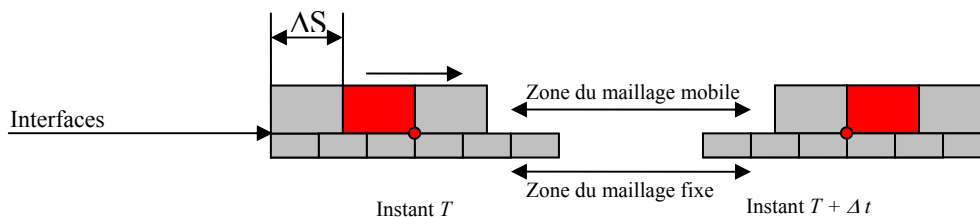


Fig. II-12. Pas de temps et maillage glissant

Dans la présente étude, le calcul du pas de temps est basé sur la taille des cellules aux interfaces. Les vitesses maximales des particules fluides sont enregistrées à la périphérie de la roue, le pas de temps est calculé sur la base de la taille de la cellule de maillage à cet endroit. La vitesse caractéristique de la particule est prise égale à la vitesse linéaire à la périphérie de la roue, et le pas de temps est calculé comme suit :

$$\Delta t = \frac{\Delta S}{\omega R} = \frac{0,002}{2\pi \left(\frac{3000}{60} \right) 0,080} = 7,957 \cdot 10^{-5} \text{ s}$$

Ce pas de temps est arrondi par défaut dans les calculs numériques en utilisant un pas de temps de $5 \cdot 10^{-5}$ seconde qui correspond à un nombre de points identique à chaque canal inter-aube.

Processus de convergence des calculs

Les calculs instationnaires basés sur la technique du maillage glissant débutent après la convergence de la solution stationnaire utilisant l'approche rotor figé. Après la stabilisation des variations des grandeurs de l'écoulement issues du calcul URANS, les grandeurs fluctuantes (vitesses et pressions) sont utilisées pour alimenter le modèle de FW-H pour calculer les pressions acoustiques en champs libre et lointain. Le pas de temps a été fixé à 5.10^{-5} seconde, ce pas de temps est assez fin pour capter les phénomènes physiques liés au passage des pales et aux interactions avec la volute, il correspond à 1/400 tours.

La figure II-13 montre l'évolution des résidus en fonctions du nombre d'itérations

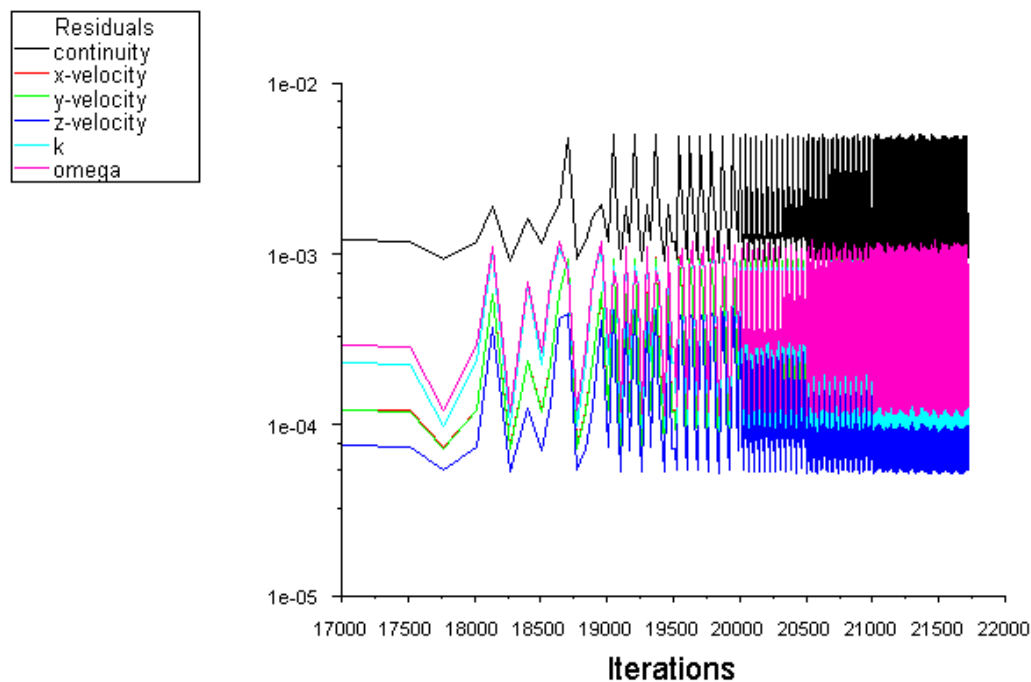


Fig. II-13- Evolution des résidus en fonctions du nombre d'itérations

La figure II-14 montre l'évolution de la pression statique calculée sur un point situé sur le bec de la volute. Une zone transitoire est ainsi constatée entre le début des calculs instationnaires ($t=0$) et la zone de stabilisation numérique. La solution est considérée significative d'un point de vue physique qu'après avoir atteint cette zone. Les grandeurs statistiques et instationnaires de l'écoulement sont récupérées et analysées dans cette zone.

D'autre part, la vérification du maillage a été effectuée en analysant les résultats préliminaires concernant le calcul en proche paroi. La figure II-15 montre les contours de l' Y^+ obtenus après convergence des calculs. La valeur moyenne du Y^+ autour des parois qui constituent les pales de la roue et de celles qui constituent la volute varient entre 20 et 80. Ces valeurs de l' Y^+ indiquent que la résolution du maillage près des parois est acceptable.

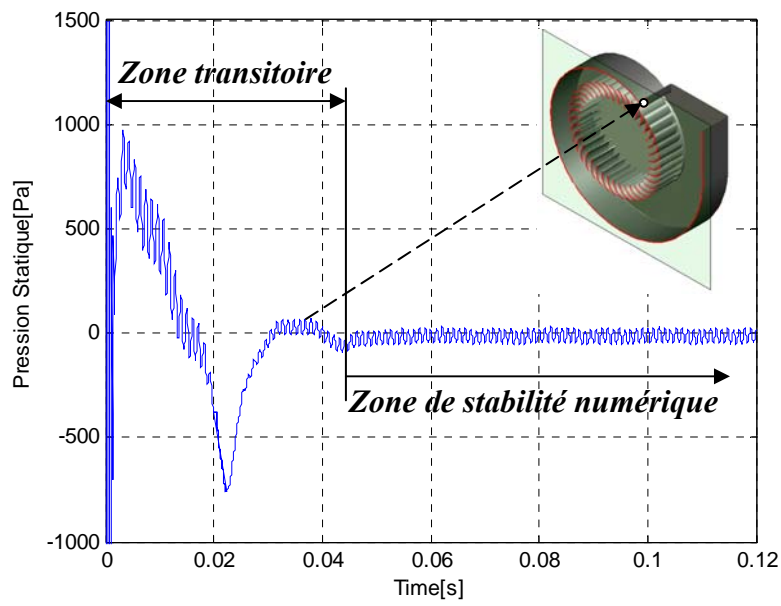


Fig. II-14- Evolution de la pression statique sur un point de la volute

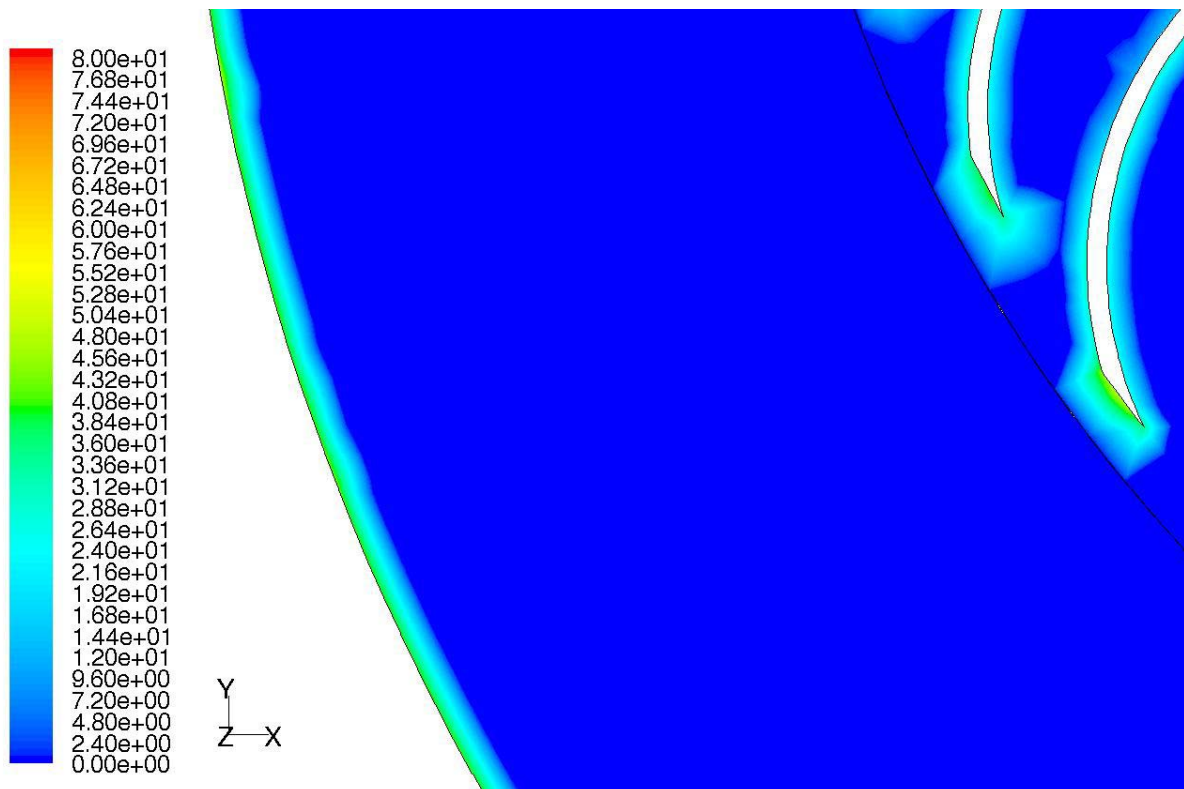


Fig. II-15- Contour du Y+ autour des parois constituant la roue et la volute du ventilateur

Calcul des fluctuations de la pression pariétale

Afin de localiser les instationnarités et les zones susceptibles d'être le siège de perturbations aérodynamiques dans l'écoulement interne du ventilateur centrifuge étudié, les pressions statiques fluctuantes ont été calculées sur différents points stratégiques le long de la surface latérale de la volute du ventilateur. Cette étude a pour objectif de localiser les zones susceptibles de générer du bruit. Les points de capture ont été adoptés sur trois plans différents (Plan1, Plan2, et plan3) comme le montre la figure II-16. Les pressions sont ainsi récupérées après 4 tours de roue. La figure II-17 montre le signal temporel de ces pressions récupérées au voisinage du bec de la volute, elle montre également le spectre résultant de l'analyse de Fourier correspondante. Le spectre obtenu présente une allure mono harmonique avec un pic qui émerge à une fréquence de 1950 Hz correspondant à la fréquence de passage des 39 pales tournant à la vitesse de 3000 tr/min. L'absence des multiples du fondamental est ainsi constatée.

Calcul des pressions acoustiques en champ libre et lointain

Afin de prédire le bruit généré par le ventilateur centrifuge à action étudié, les calculs 3D instationnaires ont été exploités pour alimenter le modèle de FW-H.

Ce modèle de propagation est alimenté par les grandeurs fluctuantes (fluctuations de vitesse et de pression) récupérées sur les surfaces des pales tournantes. Les surfaces d'intégration intervenant dans l'expression des termes monopolaire et dipolaire sont constituées exclusivement des surfaces des pales. La contribution des surfaces fixes (volute) n'est pas prise en compte dans les calculs de propagation du bruit. Un exemple du spectre acoustique calculé par cette méthode hybride (URANS/FW-H) est représenté en figure II-18. A l'instar du signal obtenu sur la surface pariétale de la volute, ce spectre présente une allure mono harmonique avec un pic qui émerge à une fréquence correspondant à la fréquence de passage des pales i.e. 1950Hz.

Nous reviendrons dans les prochains chapitres à l'analyse détaillée de ces signaux temporels et fréquentiels. Nous consacrerons la fin du présent chapitre à l'analyse de la morphologie globale de l'écoulement interne.

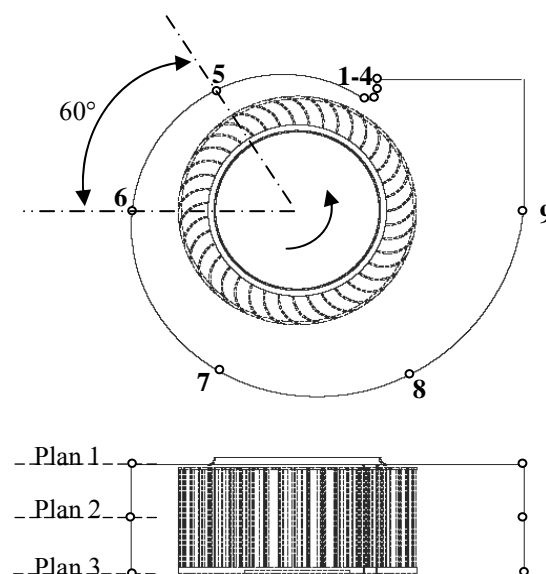


Fig. II-16- Points de capture des pressions fluctuantes

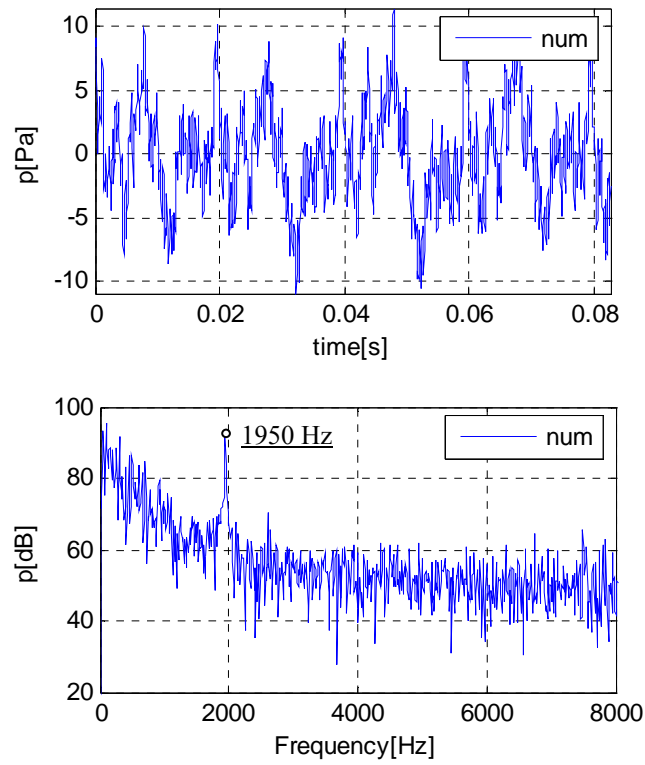


Fig. II-17 - Fluctuations de pression et analyse spectrale correspondante

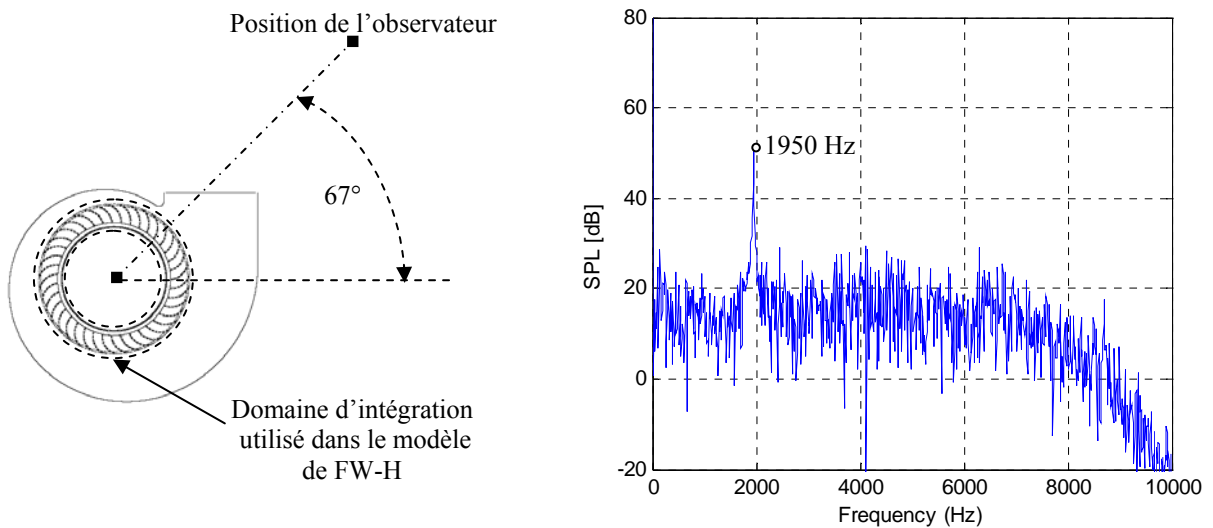


Fig. II-18- Spectre acoustique rayonné par le ventilateur centrifuge (Débit nominal, $r = 1\text{m}$)

3. ANALYSE GLOBALE DE LA MORPHOLOGIE DE L'ÉCOULEMENT

Champ de pression

La figure II-19 montre le champ de pression statique obtenu dans le plan médian de la machine calculé en 3D, il est comparé à celui en 2D. La conversion de la pression dynamique produite par la rotation de la roue en pression statique est mise en évidence et le maximum de pression est atteint à la sortie de la machine. Une distribution non homogène de la pression est observée dans la zone du bec de volute, elle est caractérisée par un fort gradient de pression. La forme spirale de la volute crée une dissymétrie géométrique qui se répercute sur le champ de pression dans la machine. Nous pouvons aussi constater que le modèle 2D donne une très bonne prédiction du champ de pression dans le domaine de la volute.

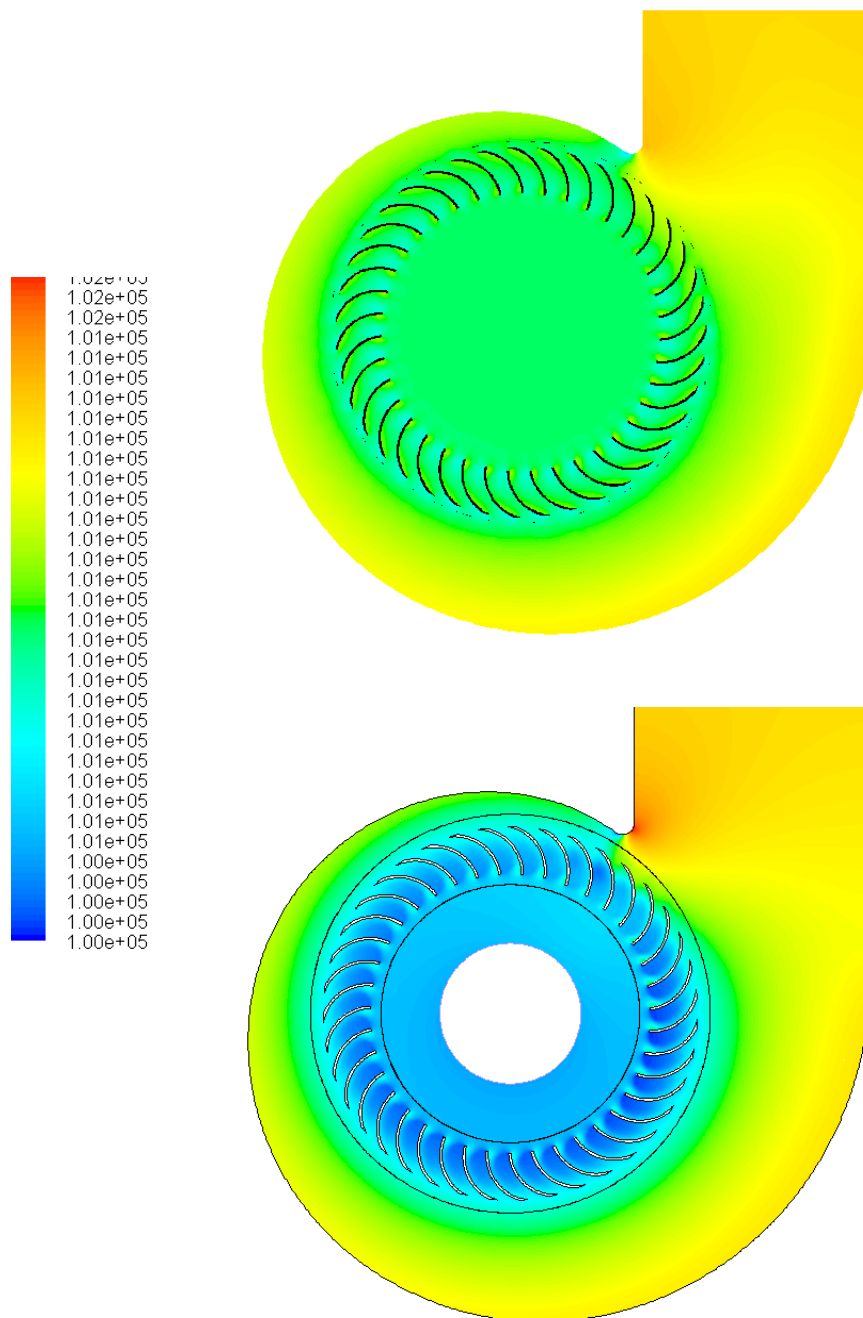


Fig. II-19- Champ de pression statique en Pa sur la surface médiane 3D et 2D

Par contre, l'analyse de la morphologie de l'écoulement dans la roue dégage certaines différences avec le modèle 3D. Cela est dû à l'influence des conditions aux limites imposées dans les deux modèles et à l'effet 3D lui-même. En effet, dans la modélisation 2D, l'entrée du fluide dans le ventilateur s'effectue dans le sens radial, ce qui influence la distribution du champ de pression et de vitesse dans la machine notamment dans le domaine de la roue.

Champ de vitesse absolue

Le champ de vitesse absolue est représenté par les figures II-20 et II-21. Il en ressort que le bec présente une singularité pour l'écoulement, sa présence crée une zone de recirculations. Ces recirculations de particules fluides constituent une perte aérodynamique considérable.

Sur le plan méridien horizontal de la machine, les pales de la roue sont partiellement alimentées par le flux d'air. Cette distribution non homogène du débit couplée avec la forme rectangulaire de la volute crée deux tourbillons contrarotatifs (Fig. II-21). Ce phénomène générateur de pertes aérodynamiques ne peut évidemment pas être prédit par les simulations 2D.

La figure II-22 montre les recirculations dans le jeu entre le bec de volute et la périphérie de la roue.

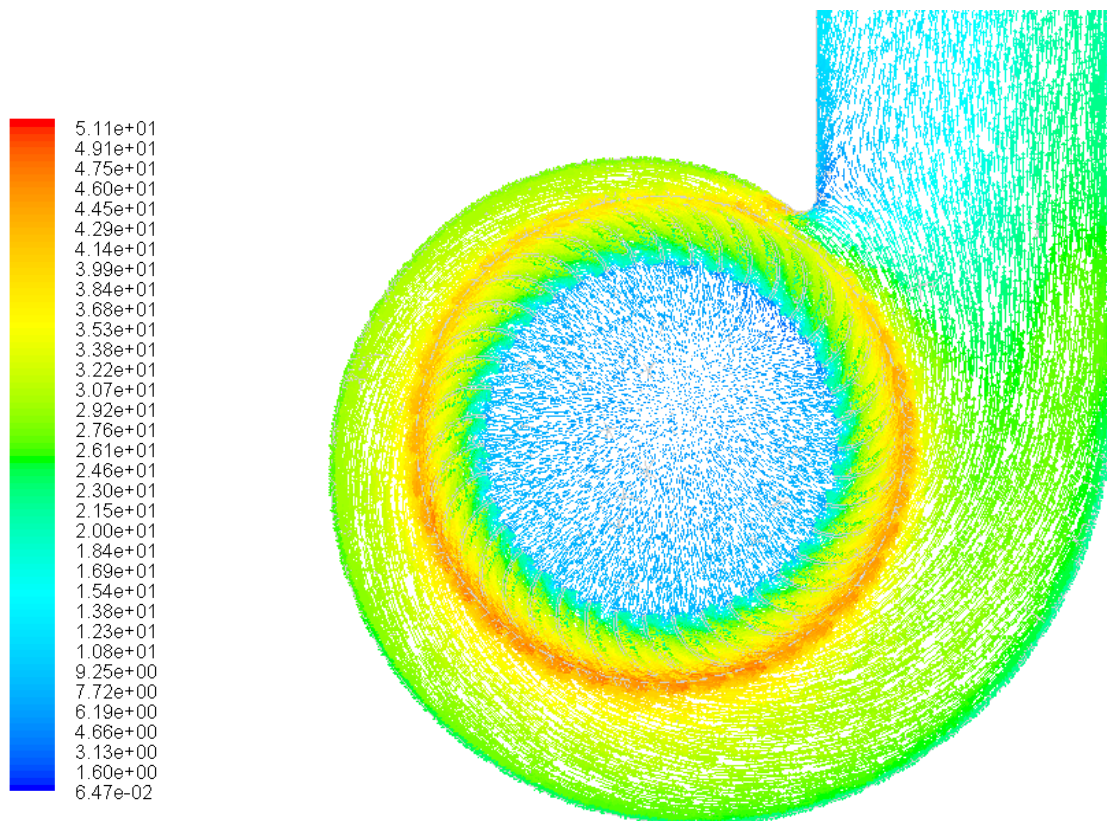


Fig. II-20- Champ de vitesse absolue en m/s dans le plan médian (3D)

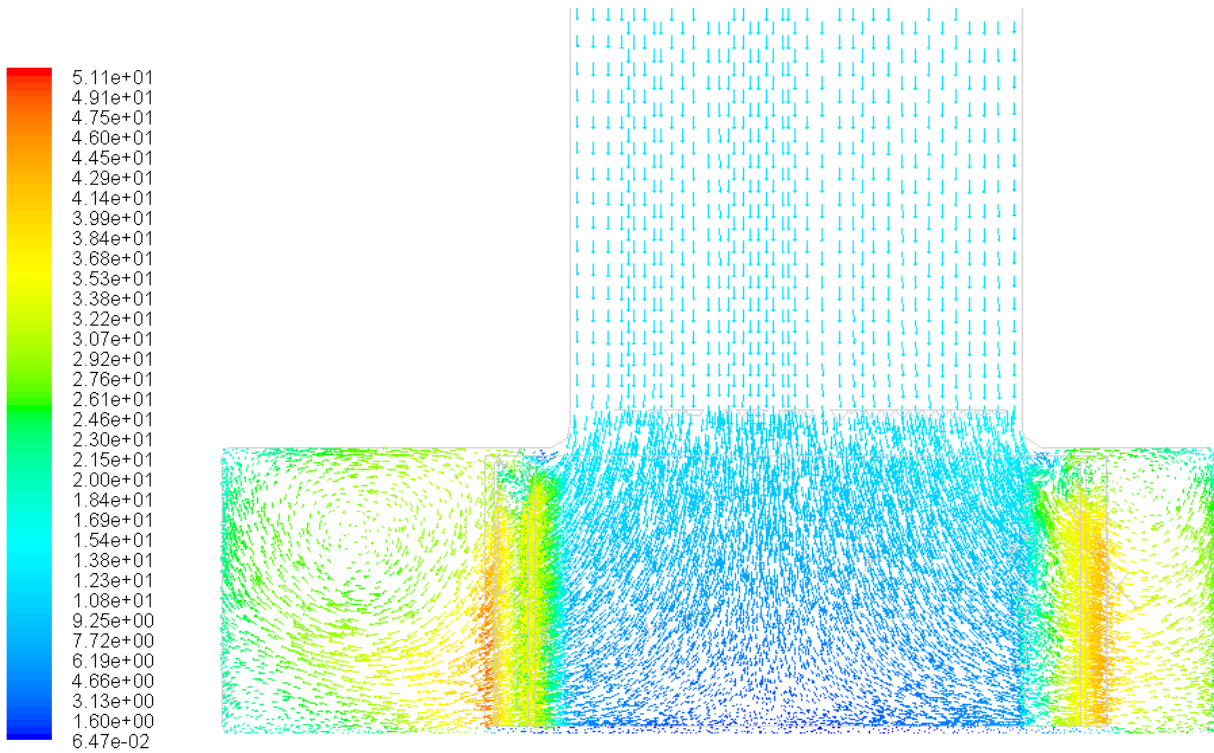


Fig. II-21- Champ de vitesse absolue (m/s) dans le plan méridien horizontal (3D)

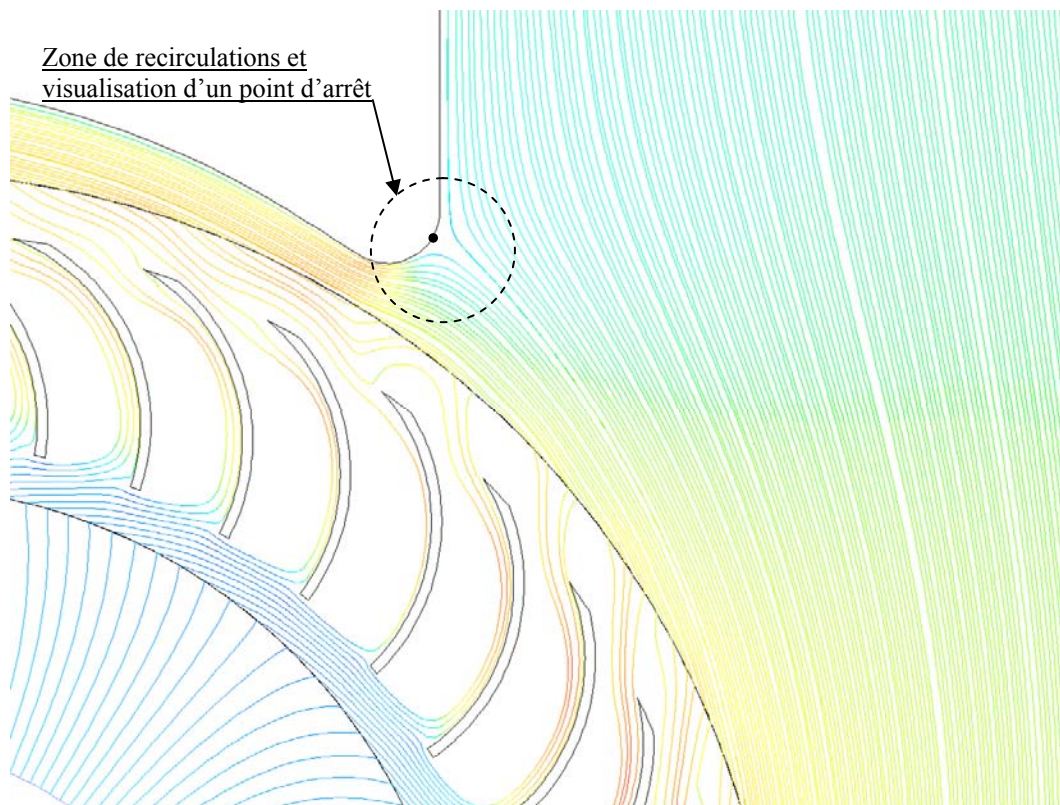


Fig. II-22- Visualisation des recirculations au niveau du bec de volute

Cette distribution non homogène du débit qui traverse la grille d'aubes influence ainsi la distribution du champ de pression dans les éléments de la machine. La figure II-23 montre la répartition du champ de pression totale sur la paroi du bec de la volute et sur les pales de la roue. Un fort gradient de pression est trouvé sur les pales de la roue et également sur le bec de volute. Les pressions élevées s'appliquent ainsi sur environ deux tiers de l'envergure des pales de la roue. Le même phénomène est présent parallèlement sur la paroi du bec de la volute.

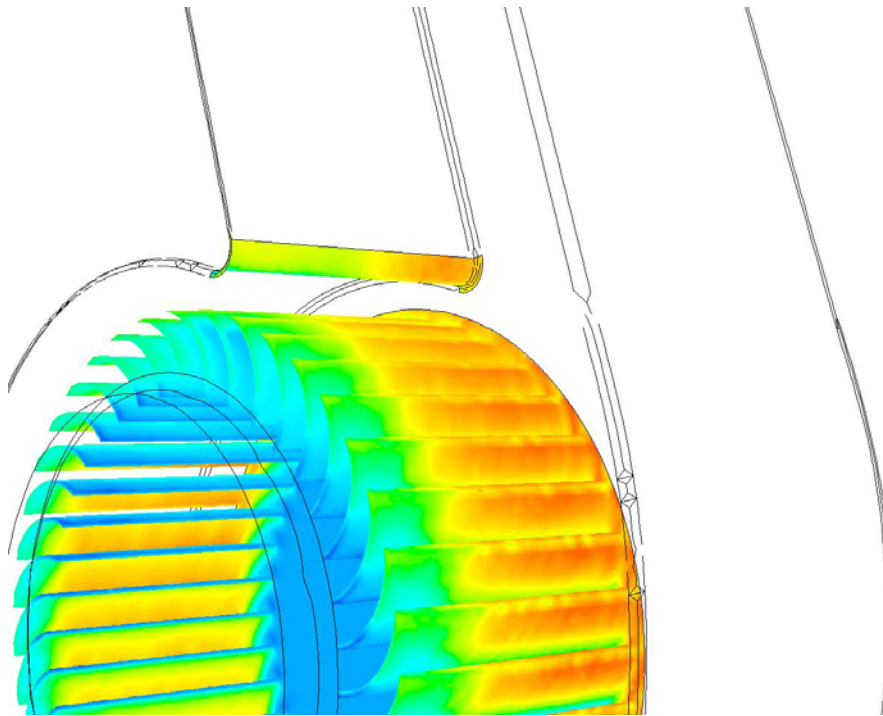


Fig. II-23. Distribution du champ de pression sur les pales et sur le bec de la volute.

A ce phénomène s'ajoutent des recirculations dans le jeu axial entre l'ouïe d'entrée de la volute et le bout des pales, ce qui constitue aussi des pertes volumétriques que le modèle 2D ne prend pas en considération.

La figure II-24 met en évidence l'existence des écoulements secondaires dans les jeux de fonctionnement. Le jeu axial présent entre l'ouïe d'entrée de la volute et la roue fait l'objet d'une zone de recirculations importantes. Les particules fluides pénètrent axialement avant d'être redirigées dans la direction tangentielle. Une différence de pression se crée entre l'amont et l'aval du jeu axial, ce qui engendre le retour d'une partie de ce flux d'air à travers cette section.

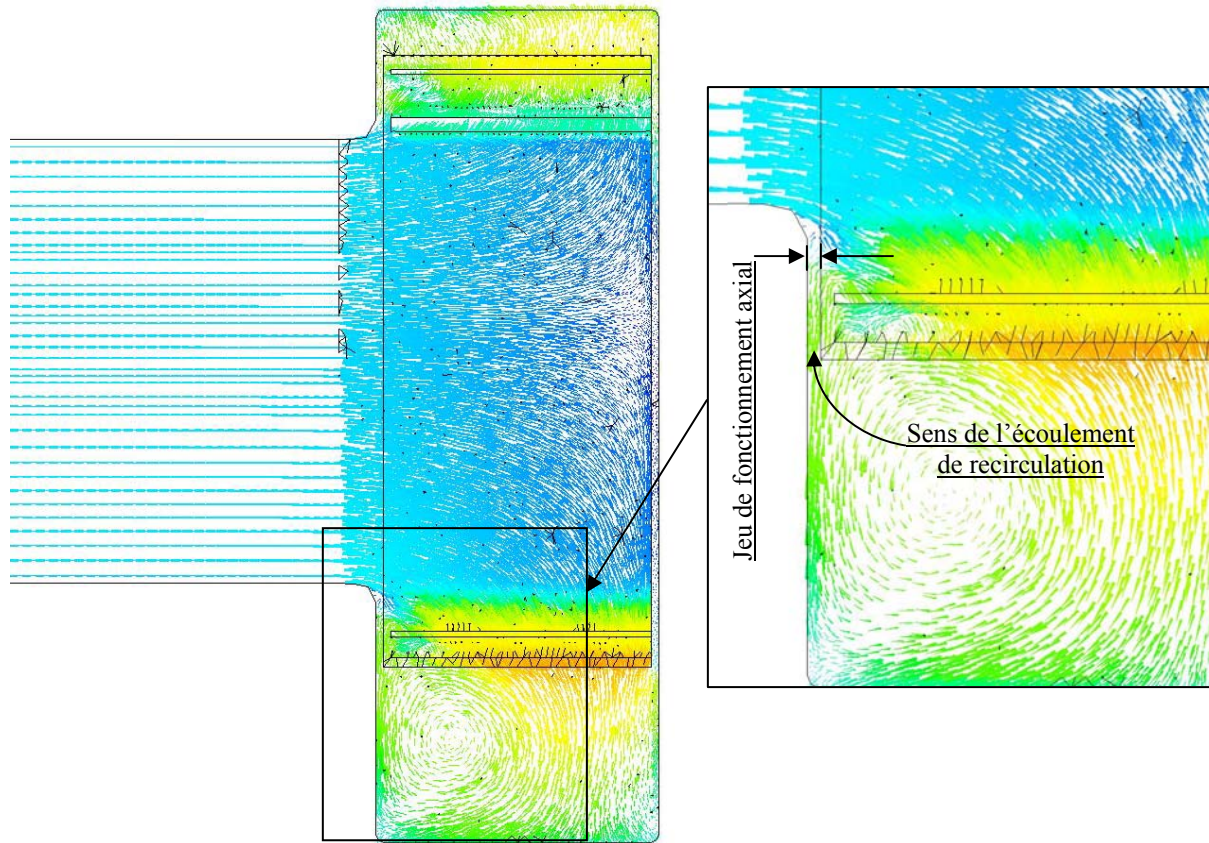


Fig. II-24- Écoulement et recirculation dans le jeu axial

Comportement en débit partiel

En débit partiel, l'écoulement présente une désorganisation des filets fluides (Fig.II-25). On constate ainsi une formation de tourbillons au niveau de la sortie de la volute. La dissymétrie imposée par la présence de la volute devient plus apparente dans ce régime de fonctionnement et les pertes par recirculations du fluide à l'intérieur de la machine sont plus importantes. Le comportement du fluide est très difficile à simuler numériquement et les modèles physiques (les modèles de turbulence notamment) prédisent d'une manière moins fiable les détails du comportement du fluide quand l'écoulement est caractérisé par ces phénomènes de décollement importants. Une étude similaire, réalisée au LEMFI-ENSAM sur une pompe centrifuge [51] montre des dispersions entre les calculs et les essais sur la hauteur développée par la pompe en débit partiel. En revanche, les simulations numériques prédisent parfaitement les caractéristiques globales de la machine au débit nominal. Celui-ci est caractérisé par un écoulement plus organisé et présente moins de singularités.

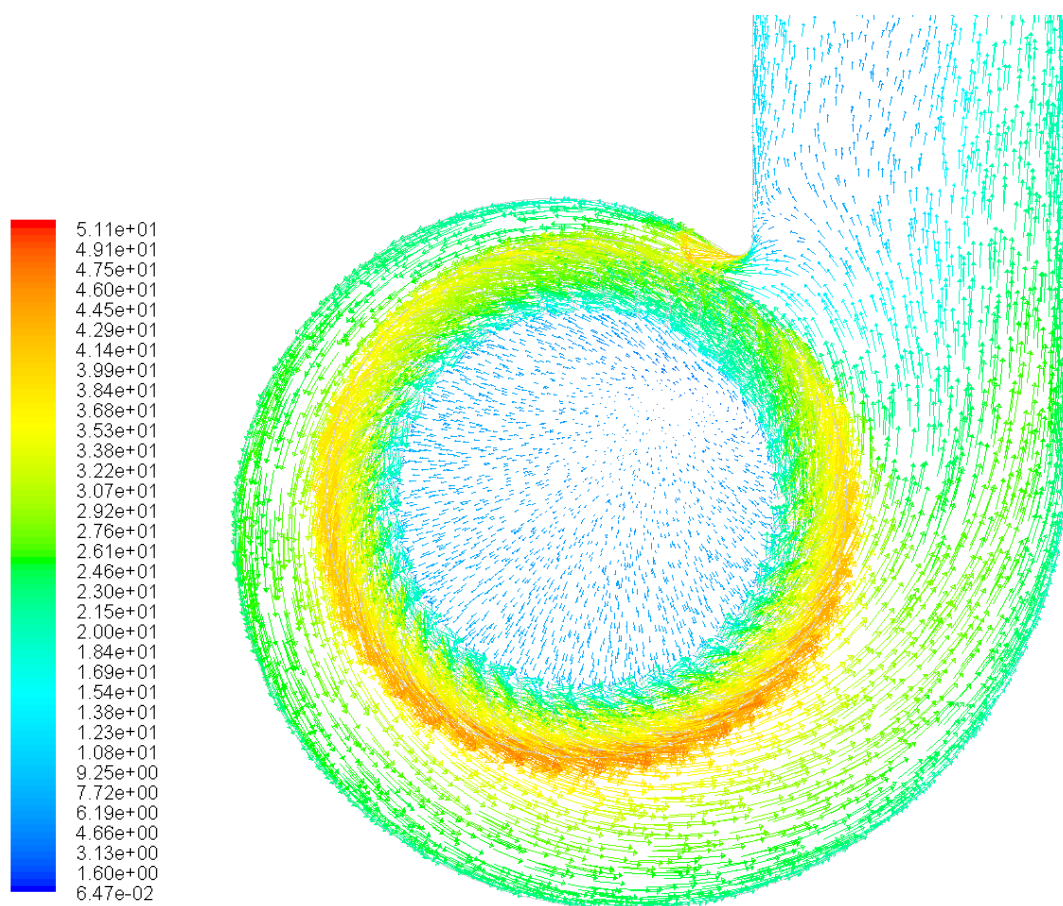


Fig. II-25- Champ de vitesse absolue en m/s en débit partiel

Effort instationnaire appliqué sur la pale

La figure II-26 met en évidence l'interaction aérodynamique entre le bec de volute et la pale du ventilateur centrifuge étudié. Le graphe de la figure représente l'évolution de l'effort global en fonction du temps. Cette évolution est tracée sur deux tours de roues. La position de la pale par rapport à la surface de la volute au cours du calcul instationnaire est illustrée sur la figure II-27.

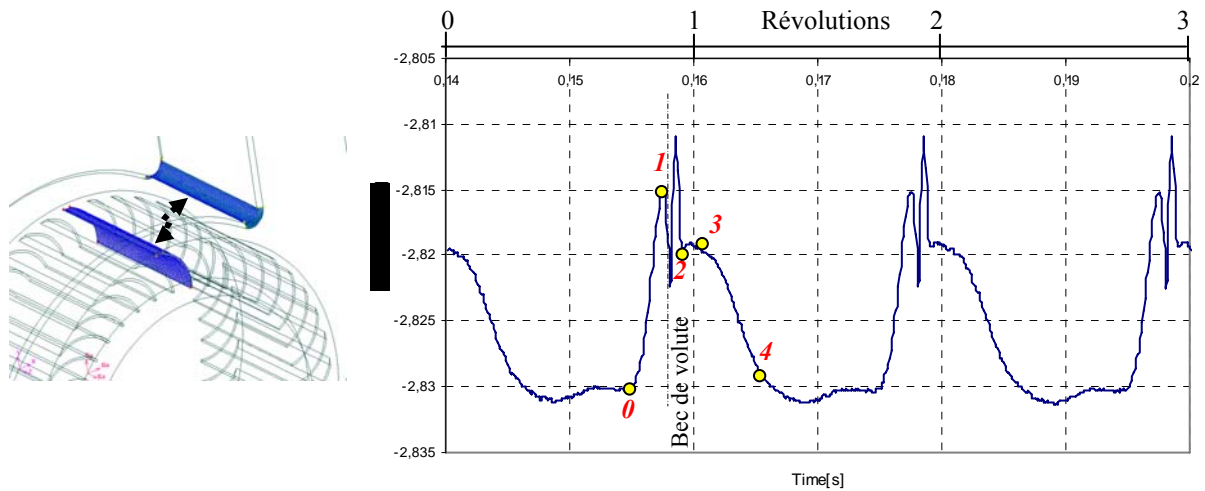


Fig. II-26- Effort instationnaire global appliqué sur une pale (Débit nominal)

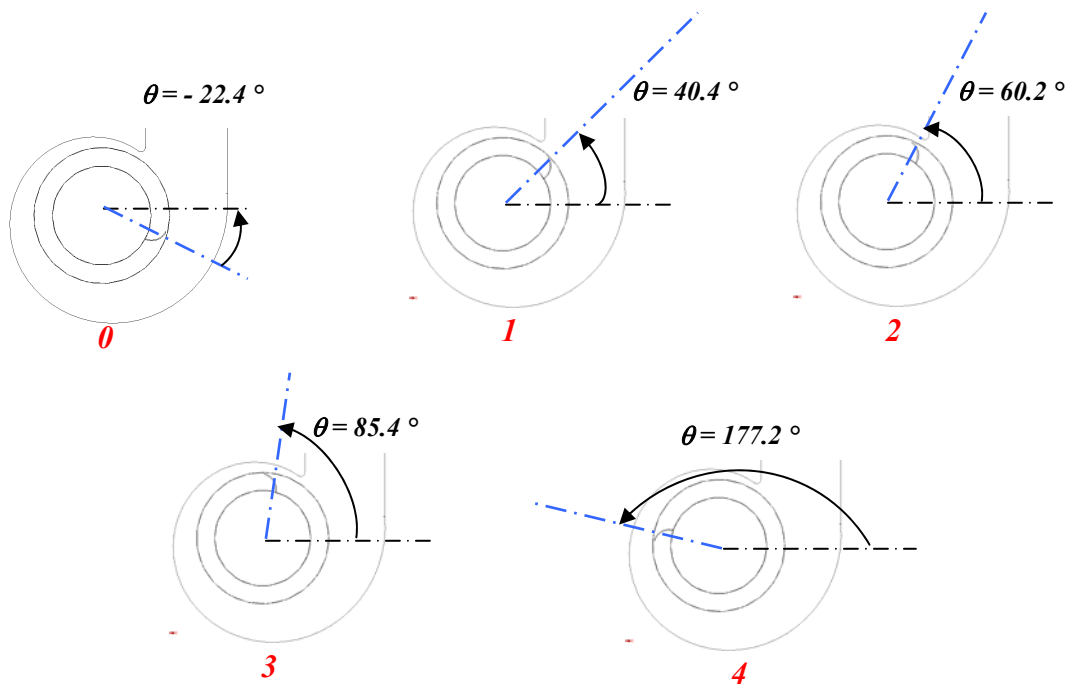


Fig. II-27- Positions relatives de la pale par rapport à la volute

L'analyse de l'allure globale de l'évolution de l'effort aérodynamique instationnaire appliqué sur la pale de la roue montre une forme pseudo sinusoïde. Cette évolution est imposée par la distribution du champ de pression dans la machine, dictée par la forme spirale de la volute avec le bec comme source d'interactions importantes. La présence du bec influence ainsi considérablement l'allure de la courbe en enregistrant une très rapide variation d'une durée de 2 millisecondes entre le point 1 et le point 3. Cette variation de l'effort aérodynamique contribue à la génération d'un bruit dit de *charge* qui est de nature dipolaire. Les résultats principaux de cette étude sont également montrés dans Younsi *et al.* [52].

- Entre 0 et 1 : la pale entame une zone de forte pression statique où on assiste à une augmentation rapide de l'effort aérodynamique appliqué sur la pale du ventilateur.
- Entre 1 et 2 : la pale baigne dans une zone de très faible pression statique où se situe le bec de volute. Cette zone est assimilable à un rétrécissement brusque dans un conduit qui se caractérise par une baisse rapide de la pression statique et d'une forte perte de charge, accentuées au point 2 qui correspond exactement à l'endroit où se situe le bec de la volute, qui à son tour peut être assimilé au col d'une tuyère convergente divergente.
- Entre 2 et 3 : la pale traverse une zone de divergence de la conduite qui se caractérise par une augmentation brusque de l'effort appliqué sur la pale du ventilateur.
- Entre 3 et 4 : au début, la pale commence à s'éloigner de la surface pariétale de la volute et on voit de moins en moins l'influence de cette dernière sur la pression et l'effort aérodynamique appliqué sur la pale : à partir du point 4 les grandes fluctuations de pressions et d'efforts tendent à disparaître, et la pale subit un effort relativement constant avant d'entamer une nouvelle fois le même cycle à chaque tour.

Champ de vitesse relative

Il est important de s'intéresser à l'analyse du champ de vitesse relative dans la machine afin de comprendre certains mécanismes générateurs de pertes et d'instabilités aérodynamiques. La figure II-28 montre la morphologie de l'écoulement à travers la grille d'aubes constituée par les pales de la roue du ventilateur centrifuge. Des phénomènes de décollement sont ainsi constatés dans l'espace inter aubage, caractérisés par la formation d'une zone fortement tourbillonnaire du côté du bord d'attaque. Ce phénomène est plus apparent dans la zone du bec de volute. Les pertes par frottement visqueux dans cette zone sont importantes du fait de ce phénomène de recirculations qui forme une sorte de bouchon dans l'espace inter aubage. En revanche, l'écoulement présente plus de stabilité et d'homogénéité en sortie d'aubage.

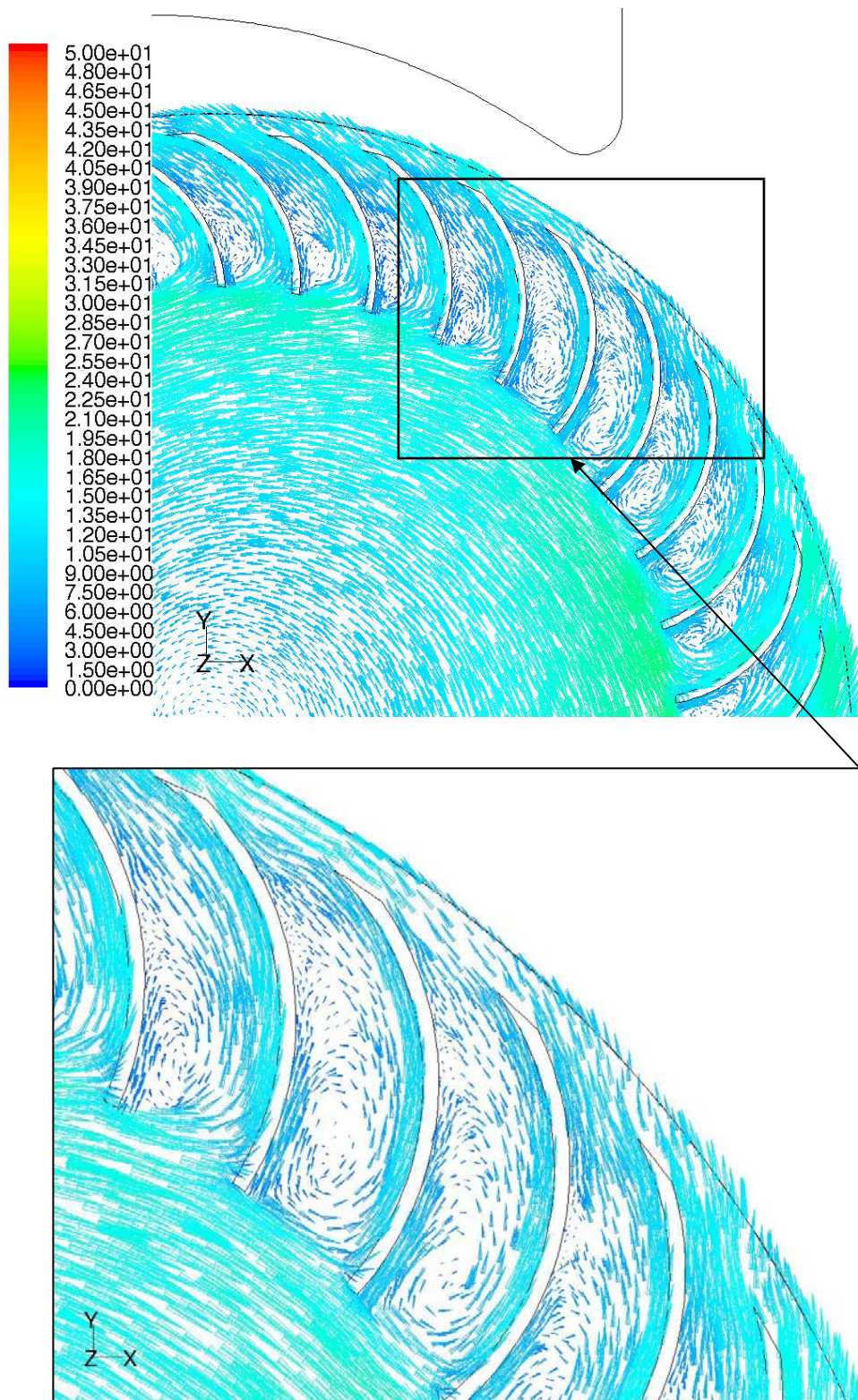


Fig. II-28- Champ de vitesse relative (en m/s) et détail de l'écoulement inter aube dans la zone du bec.

Principales étapes du calcul numérique

L'organigramme suivant résume les principales étapes de la simulation numérique adoptée:

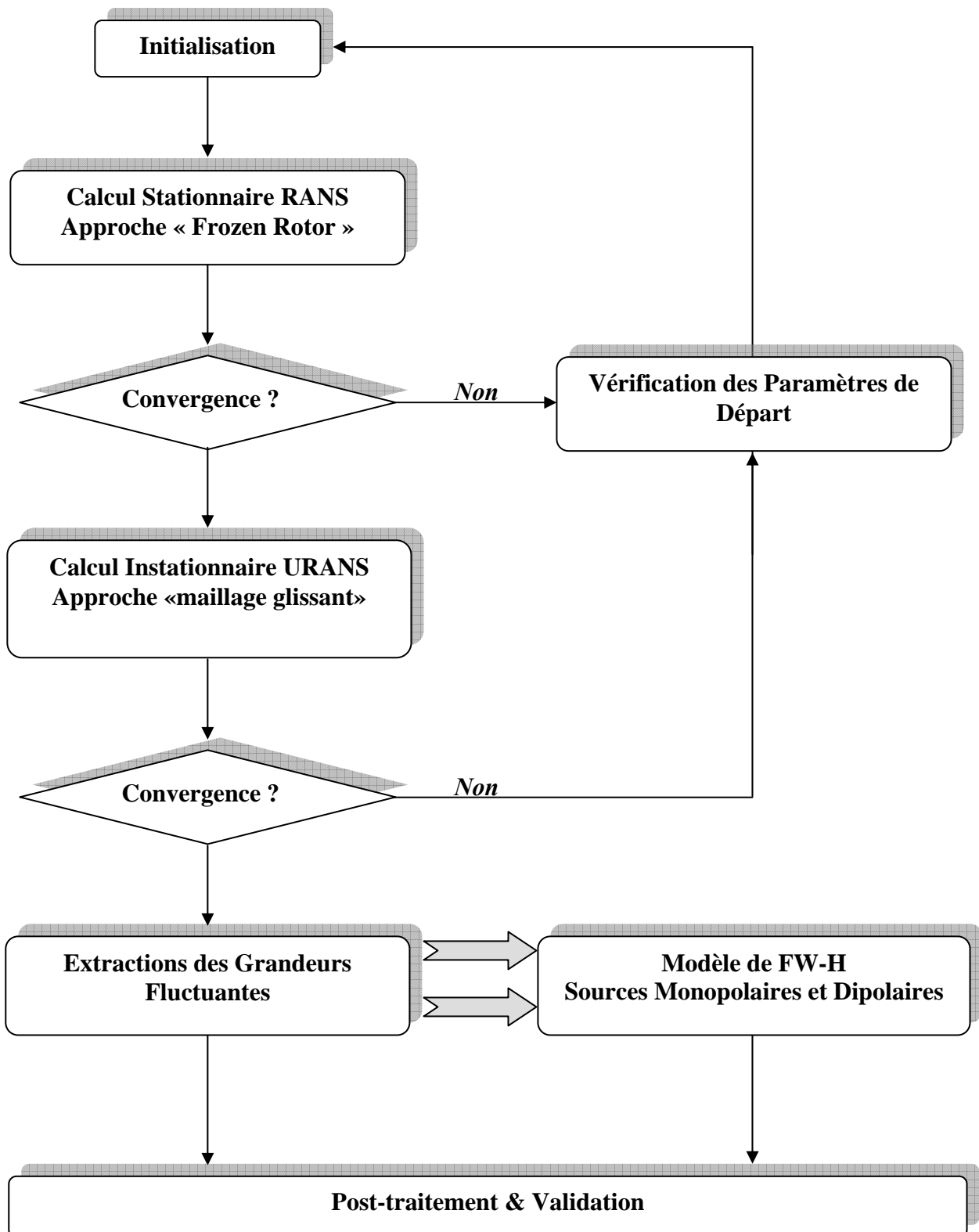


Fig. II-29- Organigramme de la procédure numérique adoptée

4. SYNTHÈSE

Dans ce second chapitre, la modélisation de l'écoulement instationnaire d'un ventilateur centrifuge à action de référence a été présentée dans toutes ses étapes. Les résultats de cette modélisation ont permis d'accéder à la morphologie de l'écoulement interne, et d'en confirmer la complexité. L'interaction entre la partie mobile constituée par la roue et la partie fixe constituée par la volute a été mise en évidence par le calcul des pressions fluctuantes sur la paroi de la volute en plusieurs points stratégiques. D'autre part, le bruit de raies généré par ces ventilateurs centrifuges particuliers a été calculé à partir de la théorie de FW-H alimentée par les variables fluctuantes issues des calculs CFD instationnaires. Certains phénomènes observés dans les simulations numériques 3D ont pu être élucidés grâce à une comparaison avec la modélisation 2D. Compte tenu de la rapidité des calculs en 2D, ceux-ci offrent l'intérêt dans le cadre du pré-dimensionnement ainsi que dans le cadre de l'optimisation de ce type de ventilateurs.

CHAPITRE III

Moyens Expérimentaux Développés

Le présent chapitre est dédié à la présentation des outils expérimentaux développés dans le cadre de cette étude. Il décrit les détails relatifs à la démarche expérimentale adoptée, dont l'objectif est de déterminer à la fois les grandeurs globales de l'écoulement (débit, pression) ainsi que les grandeurs locales, à savoir les pressions statiques fluctuantes calculées sur la surface pariétale de la volute. Enfin, elle consistera à déterminer les pressions acoustiques relevées en chambre anéchoïque. L'ensemble de la chaîne de mesure a été adapté sur un banc d'essai conçu et réalisé au LEMFI conformément à la norme internationale ISO5801 [53].

| Sommaire | Page |
|---|-------------|
| 1. INTRODUCTION..... | 86 |
| 2. MESURE DES PERFORMANCES GLOBALES..... | 86 |
| 3. MESURE DES FLUCTUATIONS DE PRESSION..... | 90 |
| 4. MESURE ACOUSTIQUES..... | 98 |
| 5. SYNTHESE..... | 101 |

1. INTRODUCTION

Les campagnes d'essais destinées à étudier le comportement des machines rotodynamiques dans leur environnement de fonctionnement réel sont souvent onéreuses et difficiles de réalisation. Cela est dû à la complexité des écoulements en présence et des phénomènes physiques associés (turbulence, cavitation, fuites dans les jeux, etc.). Les difficultés liées à la mise en œuvre de ces essais requièrent l'usage de moyens expérimentaux relativement complexes et dépendent essentiellement des grandeurs physiques de l'écoulement à mesurer. Nous présenterons dans ce qui suit la démarche expérimentale destinée à valider les calculs numériques présentés précédemment dans le deuxième chapitre.

2. MESURES DES PERFORMANCES GLOBALES

2.1. Vue générale du banc d'essais

Les mesures relatives aux caractéristiques globales du ventilateur centrifuge étudié ont été effectuées sur un banc d'essais conçu et réalisé conformément à la norme internationale ISO5801. La figure III-1 montre un schéma de principe du banc d'essai utilisé.

Il se compose d'un caisson étanche de dimensions (1.3 x 1.3 x 1.8 m), sur lequel est disposé le prototype du ventilateur étudié. Le banc d'essai peut fonctionner aussi bien en refoulement qu'en aspiration. Dans le premier cas, la machine aspire l'air ambiant et le refoule à l'intérieur du caisson. Dans le second cas, la machine aspire l'air contenu dans le caisson et le refoule à l'extérieur. En ce qui concerne les essais réalisés dans le cadre de cette étude, le montage utilisé est plutôt en aspiration. La variation du débit qui traverse la machine est assurée par le changement du diamètre des diaphragmes. Ces diaphragmes permettent d'imposer une perte de charge donnée et pouvant être calculée pour chaque diamètre de diaphragme.

La vitesse de rotation du ventilateur est mesurée à l'aide d'un tachymètre d'une précision de 0.1%. Pour chaque diaphragme correspondant à un diamètre donné, la dépression à l'intérieur du caisson créée par le ventilateur est mesurée à l'aide d'un manomètre électronique d'une précision de 1%.

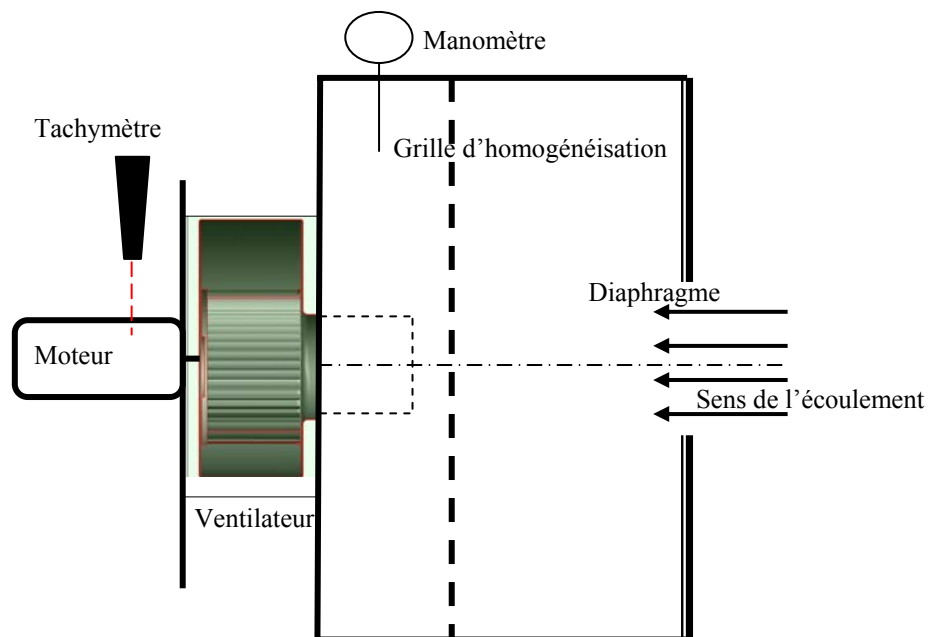


Fig. III-1- Schéma de principe du banc d'essais utilisé en aspiration

2. 2. Prototypage du ventilateur

Afin de fiabiliser les comparaisons entre les résultats numériques et ceux donnés par les expériences, la géométrie des composants du ventilateur présentée dans le chapitre précédent a été conçue par la CAO, qui ensuite a été reprise fidèlement pour piloter les procédés d'usinage à commande numérique.

Ainsi, la roue du ventilateur a été réalisée par le procédé basé sur la technique du frittage de poudre (fig. III-2), qui permet d'obtenir des pièces assez satisfaisantes du point de vue coût et résistance mécanique tout en garantissant un excellent état de surface.

Pour ce qui est de la volute du ventilateur, l'usinage numérique par enlèvement de matière a été utilisé pour générer la forme spirale logarithmique de la volute, l'ensemble a été boulonné de façon à assurer une étanchéité parfaite entre les différents composants. (Fig. III-3).

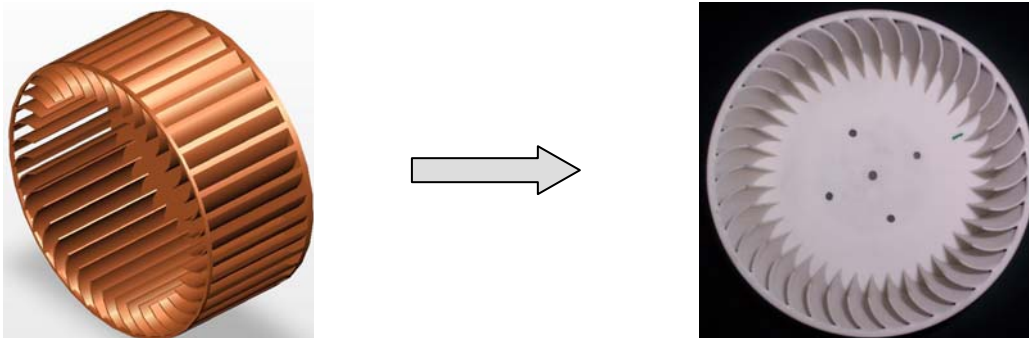


Fig. III-2- Conception et prototypage de la roue VA160 par frittage de poudre

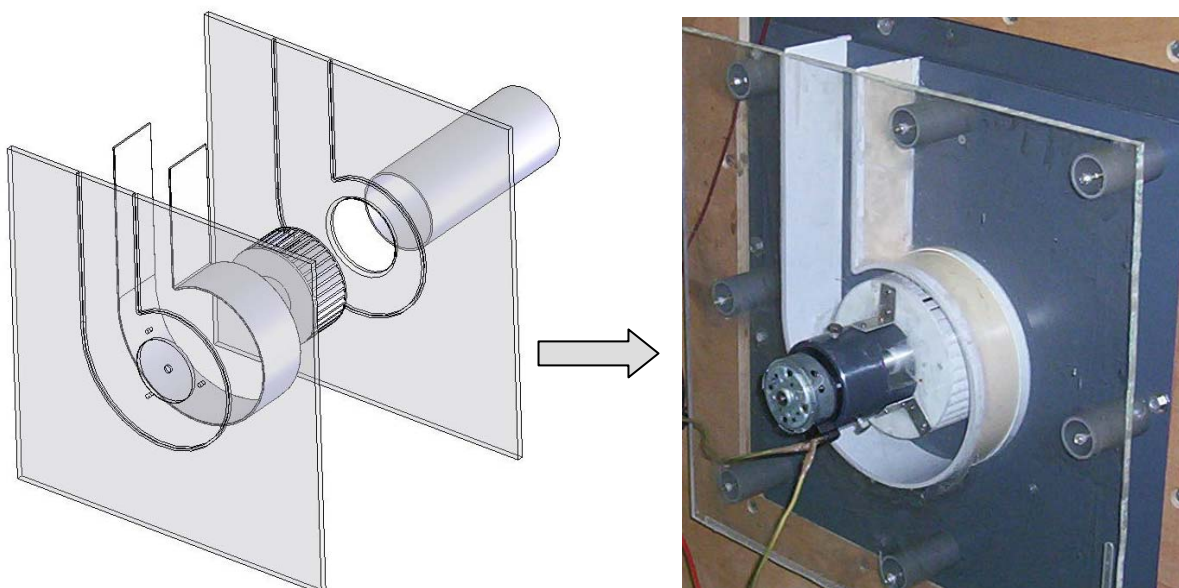


Fig. III-3- Conception et montage du ventilateur après prototypage

2. 3. Mesure des performances globales fournies par le ventilateur

Caractéristique débit - pression

Conformément à la norme ISO5801 selon laquelle le banc d'essai a été conçu, le débit qui traverse le ventilateur est donné par la relation suivante :

$$Q = 0.6\pi \frac{D^2}{4} \sqrt{\frac{2\Delta P_s}{\rho}} \quad (\text{II-1})$$

avec

D le diamètre du diaphragme, ρ la densité du fluide et ΔP_s la pression statique mesurée.

La puissance aéraulique est ainsi donnée par la relation suivante :

$$P_{aé} = Q \times \Delta P \quad (\text{II-2})$$

Les essais ont été réalisés à vitesse de rotation constante (3000 tr/min), grâce à un variateur de vitesse. Cette vitesse est mesurée en temps réel à l'aide d'un tachymètre. Une fois la vitesse de rotation atteinte, la pression développée par le ventilateur est relevée, ainsi que le diamètre du diaphragme correspondant. L'opération a été réalisée avec plusieurs diamètres de diaphragmes. Les différents points d'essai ont permis d'obtenir au final la caractéristique expérimentale débit-pression du ventilateur étudié.

Rendement

La détermination de la puissance mécanique fournie par le moteur entraînant la roue du ventilateur centrifuge nécessite la connaissance du couple disponible sur l'arbre du moteur.

Cette puissance mécanique est définie par la relation suivante :

$$P_{méc} = C\omega \quad (\text{II-3})$$

C : Couple

ω : Vitesse de rotation

Face à l'indisponibilité d'un couple-mètre pour mesurer la valeur du couple, nous avons utilisé un autre moyen basé sur la méthode dite « des pertes séparées ». Cette méthode consiste à analyser les pertes dans le moteur électrique.

La méthode est basée sur un bilan énergétique du moteur qui est donné par la relation suivante :

$$UI = P_{méc} + rI^2 + P_0 \quad (\text{II-4})$$

r : Résistance interne du moteur

P_0 : Puissance à vide

Pour accéder à la puissance mécanique il faut connaître la résistance interne r et la puissance à vide P_0

Pour connaître ces deux valeurs, nous avons appliqué le bilan énergétique à deux régimes de fonctionnement différents :

- Régime à rotor bloqué :

Dans ce cas, le rotor du ventilateur est maintenu bloqué. Le bilan énergétique devient alors:

$$U_0 I_0 = r \cdot I_0^2 \quad (\text{II-5})$$

$$d' où : r = \frac{U_0}{I_0}$$

- Régime à vide :

Dans ce cas, la roue est remplacée par une pastille réfléchissante pour le relevé de la vitesse. Ainsi, pour une vitesse de rotation de 3000 tr/min et une tension de 12V et connaissant la résistance interne, le bilan énergétique s'écrit alors :

$$U_1 I_1 = P_0 + r I_1^2 \quad (\text{II-6})$$

Enfin, connaissant la résistance interne et la puissance à vide, la puissance mécanique délivrée par le moteur est donnée enfin par la relation suivante :

$$P_{méc} = U \times I - (r \cdot I^2 + P_0) \quad (\text{II-7})$$

ce qui permet de remonter à la relation donnant le rendement de la machine :

$$\eta = \frac{P_{méc}}{P_{aé}} \quad (\text{II-8})$$

3. MESURES DES FLUCTUATIONS DE PRESSION

La partie suivante traite de la mesure des pressions pariétales instationnaires régnant sur la surface latérale de la volute.

Dans le chapitre précédent, nous avons montré le signal reconstitué à partir des simulations 3D instationnaires en un point situé au niveau du bec de la volute. L'analyse de ce signal montre que les fluctuations de pression sont très faible (Fig. II-17). Ainsi, la variation maximale est de 20Pa environ crête à crête. Vu les faibles variations de ces pressions, nous avons opté pour l'utilisation des microphones dits de « pression ».

3. 1. Définition des microphones

Les microphones sont des capteurs représentant le lien le plus important entre la variation de pression du milieu élastique et le signal électrique à traiter. La mesure des fluctuations de pression en fonction du temps par les microphones utilise une technologie basée sur le principe du condensateur. Néanmoins, les efforts se concentrent, pour le futur, sur les microphones micro-usinés en silicium. Ces techniques plus modernes sont prometteuses pour des mesures spécifiques nécessitant de petits capteurs adaptés à des niveaux de pression très élevés, mais ils nécessitent d'être fabriqués en grande quantité pour des raisons économiques.

3. 2. Principe de fonctionnement des microphones

Le microphone consiste en un diaphragme métallique fin placé à proximité d'une contreplaque rigide. Cela forme un condensateur dont le diélectrique est constitué par de l'air. La capacité du condensateur varie ainsi avec le mouvement du diaphragme dû à l'excitation des forces externes issues de la pression sonore. Cette capacité variable est transformée par la suite en un signal électrique.

La charge électrique qui résulte de la déformation de la contreplaque peut s'exprimer par la relation suivante :

$$Q_{\text{élec}} = CV \quad (\text{III-1})$$

La capacité du condensateur C est donnée par :

$$C = \alpha A / d \quad (\text{III-2})$$

Avec : α constante diélectrique absolue

A surface de la contreplaque

d distance entre le diaphragme et la contreplaque épaisseur du diélectrique.

V tension

En combinant (III-1) et (III-2) on obtient :

$$V = \frac{Q_{\text{élec}}}{C} = \frac{Q_{\text{élec}} \cdot d}{\alpha A} \quad (\text{III-3})$$

Une variation de la distance d provoquée par le changement de la pression appliquée sur la contreplaque est convertie en une variation de la tension électrique. Cette variation s'exprime par la relation:

$$\Delta V = \frac{Q_{\text{élec}} \cdot \Delta d}{\alpha A} \quad (\text{III-4})$$

La charge $Q_{\text{élec}}$ est maintenue constante moyennant une tension continue au travers d'une charge résistive de haute impédance ou par une pré-polarisation électrique de la contreplaque. La combinaison avec la capacité du microphone donne une constante de temps longue comparativement à la période des ondes de pression mesurées.

En connectant le microphone à condensateur à un amplificateur au travers d'une capacité de couplage, la tension continue est annulée, laissant ainsi la tension alternative comme réplique électrique aux fluctuations de pression.

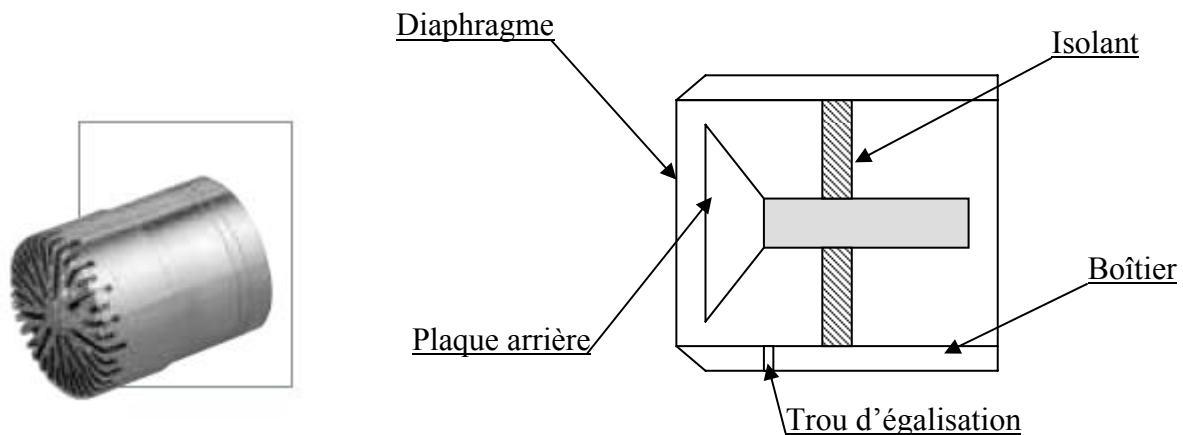


Fig. III-5- Schéma de principe d'un microphone

Le mouvement du diaphragme est assuré par la différence de pression qui existe entre l'avant et l'arrière du diaphragme. Si l'air derrière le diaphragme était en contact direct avec l'extérieur, la pression instantanée de part et d'autre du diaphragme serait la même et le mouvement du diaphragme serait alors nul. La pression à l'intérieur du microphone doit cependant être conservée constante, ce qui est obtenu en rendant étanche la cavité, excepté un trou d'égalisation de pression. Des fuites d'air se produiraient uniquement à basses fréquences, permettant ainsi l'équilibrage de pression statique et évitant la mise en contrainte statique du diaphragme. Les microphones de mesure ont été développés spécifiquement pour obtenir des mesures quantitatives fiables quelles que soient les conditions d'environnement.

Deux types de microphones de mesure à condensateur existent :

- les microphones à polarisation externe.
- les microphones pré-polarisés.

Le matériau du diaphragme d'un microphone de mesure est caractérisé par une très grande stabilité de comportement et des propriétés de tenue à la corrosion. C'est un alliage métallique qui a un impact direct sur la sensibilité et la précision de la mesure.

Les microphones à polarisation externe sont les microphones les plus fiables. Cependant, les microphones pré-polarisés sont pratiques car ils permettent de ne pas avoir recours à une polarisation externe.

La démarche de fabrication des grilles de protection consiste à accroître leur solidité. Elles sont ainsi fabriquées en acier inoxydable. Le diaphragme est constitué d'un matériau d'une extrême résistance à la corrosion, et son épaisseur est optimisée pour obtenir le meilleur compromis entre la sensibilité du microphone et sa bande de fréquence.

L'égalisation de pression statique est très bien définie et peut être facilement modifiée pour répondre à des demandes spécifiques.

3. 3. Critères de choix des microphones

Le choix des microphones repose sur plusieurs critères qui le caractérisent ou qui différencient un type de microphone par rapport à un autre. Ces critères dépendent notamment de l'application et de la nature de la mesure à laquelle est destiné l'usage du microphone. Ces critères sont classés de la façon suivante :

- **La sensibilité** : Elle donne le taux de conversion de la tension électrique mesurée par le microphone en pression équivalente, elle est souvent exprimée en mV/Pa.
- **La gamme de fréquence** : Ce critère renseigne sur la bande des fréquences où l'utilisation du microphone donne des mesures fiables. Elle est donnée sous forme d'un intervalle compris entre deux valeurs de fréquence minimale et maximale (en hertz).
- **L'échelle dynamique** : C'est l'échelle du niveau de pression dans laquelle le microphone doit être utilisé. Elle est donnée sous forme d'un intervalle compris entre deux valeurs de niveau de pression, minimale et maximale (en décibel).
- **La tension de polarisation** : Elle est donnée en volts.
- **L'encombrement** : Taille physique du microphone, il renseigne souvent sur son diamètre et sa longueur.

3. 4. Types de microphones

Selon l'application et la nature de la mesure à laquelle est destiné le microphone, on distingue 2 grandes familles de microphones :

- **les microphones de pression**

Ces microphones sont conçus pour mesurer les fluctuations de pression statique en un point de l'écoulement. Ils peuvent ainsi être utilisés pour capter des variations rapides de pression statique sur une paroi. Dans ces applications, la présence du microphone dans le domaine fluide est prévue et le caractère intrusif est pris en considération. Néanmoins, leur application se limite à un montage affleurant la paroi (fig. III-6).

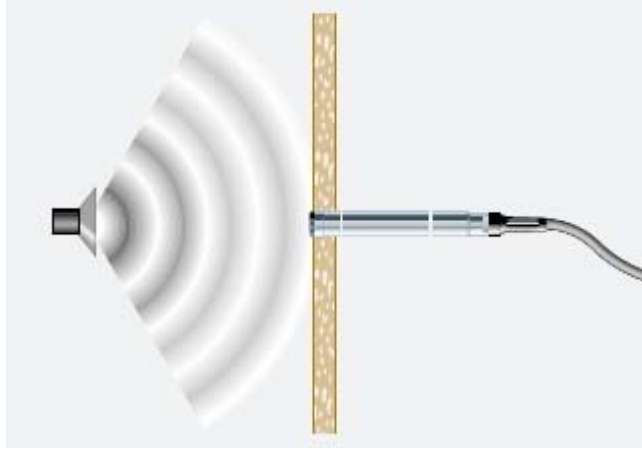


Fig. III-6- Microphone de pression et son application

- **les microphones de champ libre**

Ces microphones sont destinés à mesurer les fluctuations de pression acoustique en champ libre. Lors de la mesure, ces microphones doivent être dirigés vers la source sonore et l'onde acoustique doit arriver sur le diaphragme sous un angle d'incidence nul (fig. III-7).



Fig. III-7- Microphone en champ libre et son application

Remarque

Vu les diverses applications qui existent, d'autres types de microphones spéciaux sont disponibles mais ne seront pas décrits ici. Nous nous sommes contentés de présenter seulement ces deux types de microphones qui ont fait l'objet de cette étude.

3. 5. Mesure des fluctuations de pression sur la paroi de la volute

Pour la mesure des fluctuations de pression pariétales sur la surface latérale de la volute du ventilateur centrifuge à action VA160, le microphone de pression de type *AREVA 01dB-Metravib 40BH 1/4 de pouce*, d'une précision de $\pm 0.2\text{dB}$ a été utilisé (Fig.III-8). Six (6) microphones de pression de ce type ont été montés affleurant la paroi de la volute, exactement dans les mêmes positions que celles définies dans le chapitre II (Fig. II-16) relatif à l'étude numérique. Ces microphones sont dotés chacun d'un préamplificateur et sont connectés à une carte d'acquisition. Après les opérations de calibrage de la chaîne de mesure, les signaux récupérés par ces microphones d'étalonnage sont traités numériquement par un logiciel de post-traitement.



Fig. III-8- Microphone de pression *40BH* – Préamplificateur et connectique

Caractéristiques du microphone *40BH*

Le tableau III-1 résume les caractéristiques du microphone de pression *40BH* utilisé lors de la campagne de mesure des fluctuations de pression.

Tab. III-1- Caractéristiques du microphone *40BH*.

| Définition | Valeur |
|-------------------------|---|
| Sensibilité | 0.4 mV/Pa |
| Gamme de fréquence | 10Hz - 20 kHz |
| Echelle dynamique | 60-194 dB (Réf. = $2 \cdot 10^{-5}$ Pa) |
| Tension de polarisation | 200 V |
| Encombrement (diamètre) | 6,9 mm |

Courbe de réponse

La courbe de réponse indique les variations de la sensibilité du microphone en fonction de la fréquence (bande passante).

En mesure courante, elle s'effectue en champ libre dans une chambre sourde, avec une incidence de 0° , 90° ou 180° par rapport au capteur. La source est située à une longueur de référence (1m généralement). Parfois, ces mesures sont complétées par d'autres effectuées en milieu semi réverbérant à l'aide d'un bruit rose. La mesure se fait ainsi à toutes les fréquences simultanément.

La courbe de réponse du microphone *40BH* donnée par le constructeur [54] est tracée sur la figure III-9. Il est ainsi constaté que pour l'application décrite dans cette étude et qui consiste en des mesures se situant dans un intervalle de fréquence inférieur à 10kHz, la variation de la sensibilité du microphone est pratiquement nulle.

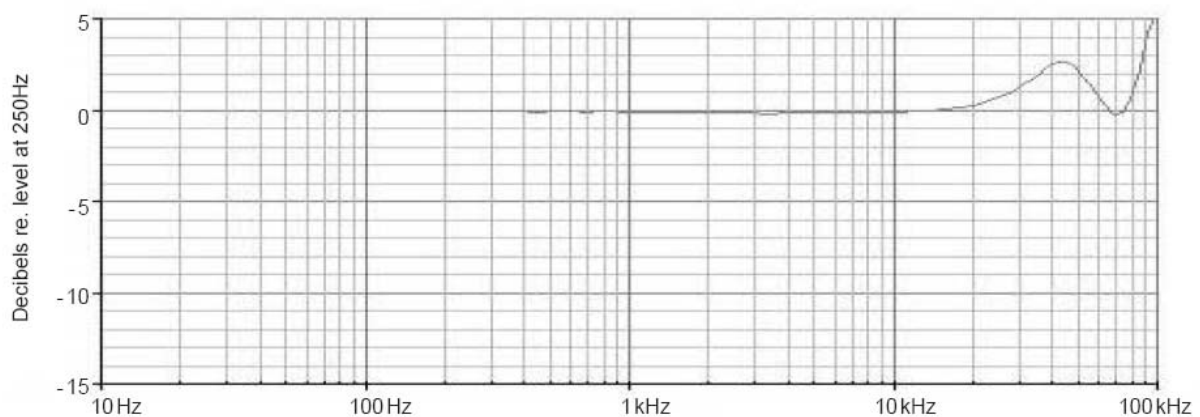


Fig. III-9- Courbe de réponse du microphone *40BH* [54]

Influence de l'angle d'incidence

La courbe de réponse présentée précédemment n'est valable que pour un angle d'incidence nul où les ondes de pression arrivent perpendiculairement à la face du diaphragme du microphone. La sensibilité du microphone dépend de l'angle d'incidence, ce qui nécessite d'apporter certaines corrections quant au comportement du microphone pour des ondes à incidence non nulle. Les corrections relatives au microphone de pression *40BH* sont données par le graphe suivant :

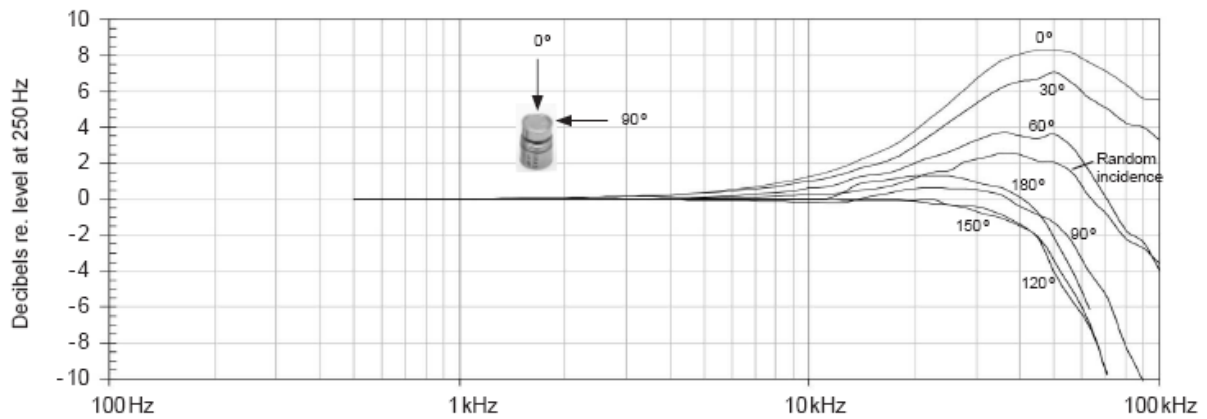


Fig. III-10- Courbes de correction de la sensibilité du microphone 40BH en fonction de l'angle d'incidence [54]

3. 6. Montage du microphone de pression sur la surface de la volute

Les microphones de pression utilisés dans notre démarche expérimentale ont été montés d'une façon non intrusive, afin de ne pas modifier les caractéristiques locales et la morphologie globale de l'écoulement interne : la surface du diaphragme du microphone a été ajustée à fleur de la surface intérieure de la volute. Ce dispositif est muni de joints pour assurer l'étanchéité entre les différents composants de fixation du microphone. La figure III-11 montre une vue globale du dispositif utilisé pour le montage des microphones de pression à la surface de la volute. Le schéma de principe de la chaîne de mesure est représenté en figure III-12.

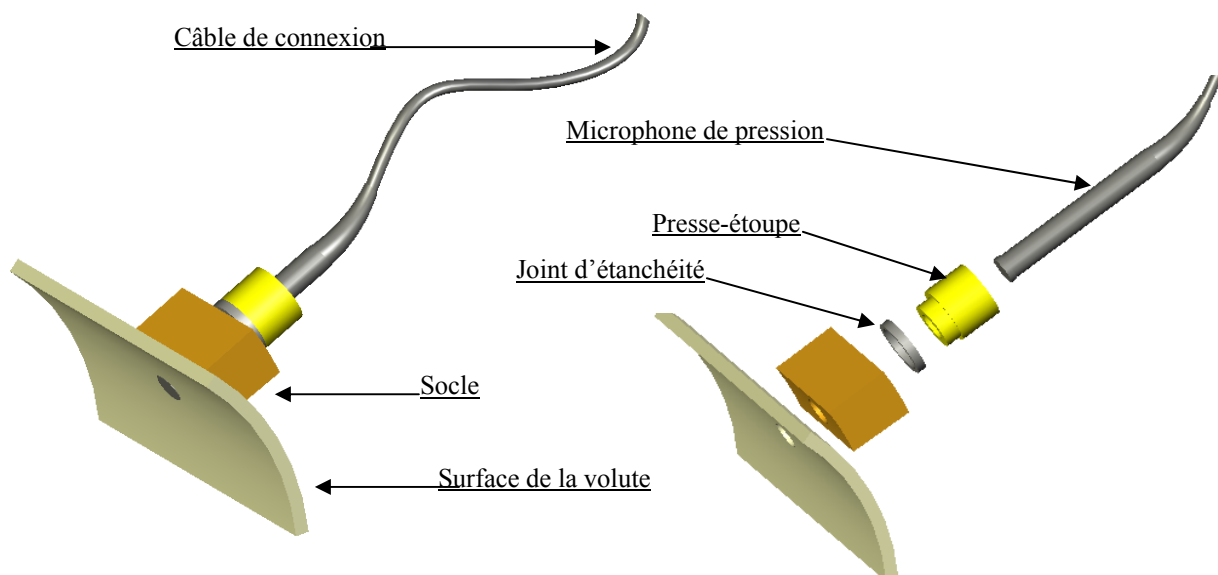


Fig. III-11- Dispositif de fixation du microphone de pression sur la surface de la volute.

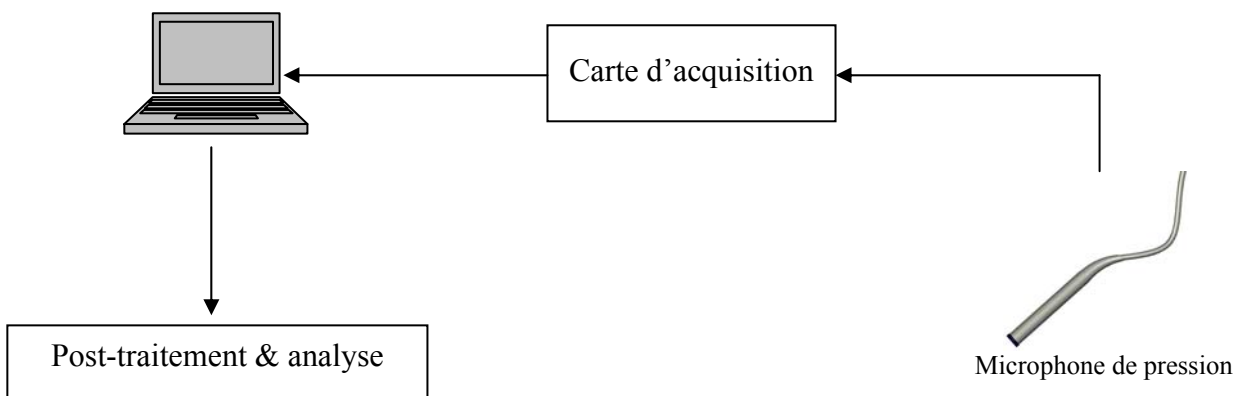


Fig. III-12- Schéma de principe de la chaîne de mesure des pressions pariétales.

L'ensemble de la chaîne de mesure est photographié sur la figure III-13.

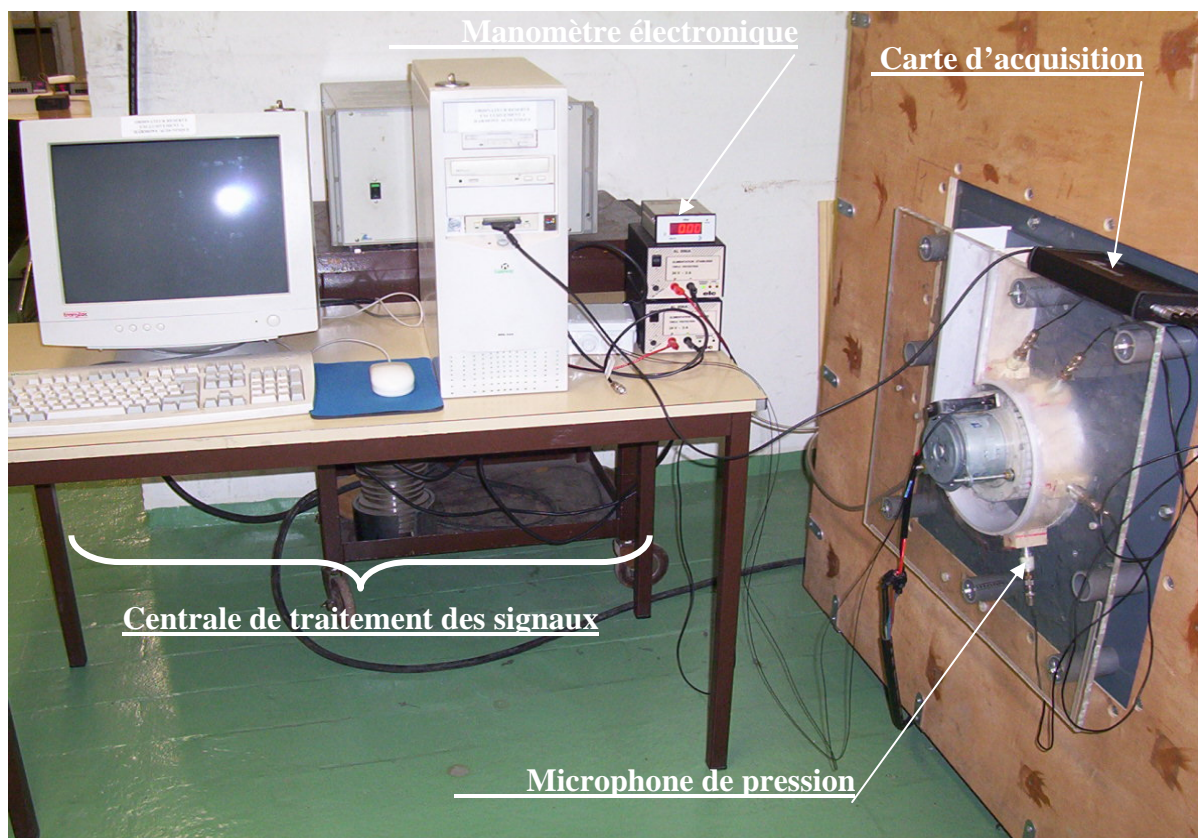


Fig. III-13- Détails de la chaîne de mesure utilisée

4. MESURES ACOUSTIQUES

4. 1. Caractéristiques du microphone utilisé

Pour la mesure des pressions acoustiques en champ lointain, générées par le ventilateur centrifuge à action VA160, le microphone champ libre de type *AREVA 01dB-Metravib 40AE* $\frac{1}{2}$ pouce, d'une précision de ± 0.2 dB a été utilisé (Fig.III-14). Comme le microphone de pression, le microphone *40AE* est équipé d'un préamplificateur et d'une ogive permettant d'éviter les perturbations dues à la présence de l'écoulement en face du diaphragme du microphone, et qui sont susceptibles d'altérer la précision de la mesure.

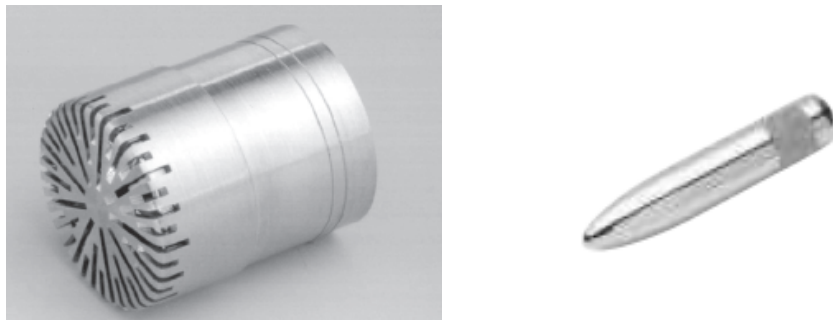


Fig. III-14- Microphone champ libre *40AE* - Ogive

Caractéristiques du microphone 40AE

Le tableau III-2 résume les caractéristiques du microphone de pression *40AE* utilisé lors de la campagne de mesure des fluctuations de pression.

Tab. III-2- Caractéristiques du microphone *40AE*.

| Définition | Valeur |
|-------------------------|---|
| Sensibilité | 50 mV/Pa |
| Echelle des fréquences | 6.3Hz -20 kHz |
| Echelle dynamique | 15-146 dB (Réf. = $2 \cdot 10^{-5}$ Pa) |
| Tension de polarisation | 200 V |
| Encombrement (diamètre) | 13,2 mm |

Courbe de réponse

La figure III-15 montre la variation de la sensibilité du microphone *40AE* en fonction de la fréquence donnée par le constructeur.

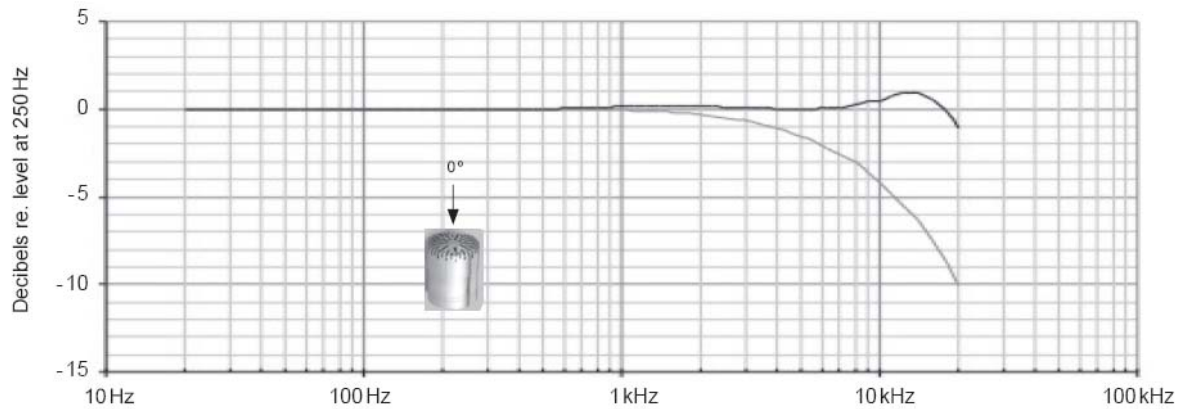


Fig. III-15- Courbe de réponse du microphone *40AE* [54]

Influence de l'angle d'incidence

Les corrections relatives au microphone de pression *40AE* concernant l'incidence sont données par le graphe III-16 :

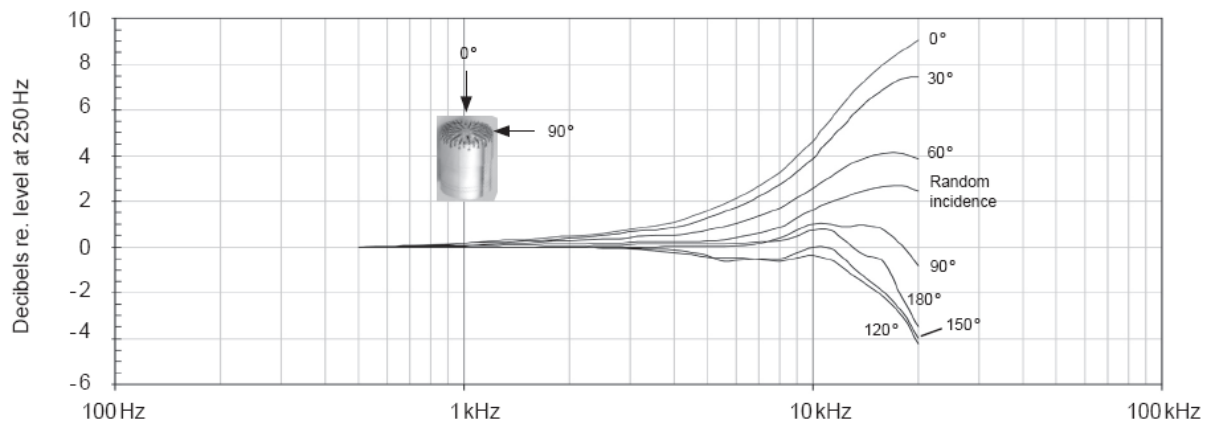


Fig. III-16- Courbes de correction de la sensibilité du microphone *40AE* en fonction de l'angle d'incidence [54]

4. 2. Mesure des pressions acoustiques en chambre anéchoïque

Dans le but de réaliser les mesures acoustiques sur le ventilateur centrifuge étudié, le prototype expérimental a été adapté sur un caisson de taille inférieure à celui utilisé pour les mesures des pressions pariétales (0.6m x 0.6m x 0.6m). La conformité de ce nouveau banc d'essais par rapport à la norme ISO 5801 a été vérifiée. Pour éliminer les réflexions et les réverbérations acoustiques qui pourraient être générées par la présence des murs du local d'essais, le dispositif ainsi réalisé a été placé dans un environnement anéchoïque (Fig. III-17). Pour effectuer les essais aux plus proche des conditions du calcul numérique, qui suppose, dans la formulation mathématique du modèle de FW-H, que la propagation se fait en champ libre et lointain, le microphone a été placé à 1 mètre de l'axe de rotation du ventilateur dans la position angulaire telle que montrée sur la figure III-18, où on peut voir également les positions relatives du microphone par rapport au ventilateur et aux murs de la chambre anéchoïque.

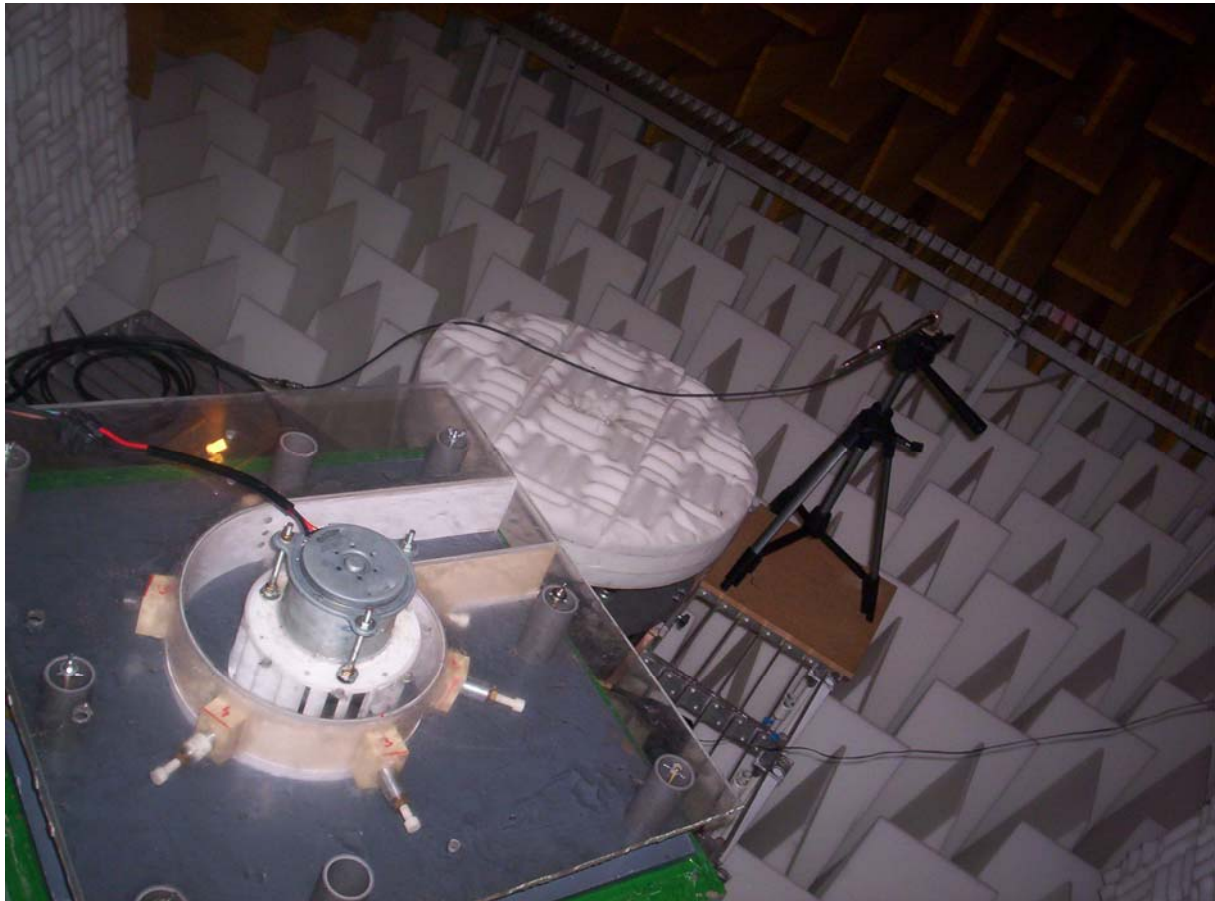


Fig. III-17- Mesures acoustiques en chambre anéchoïque

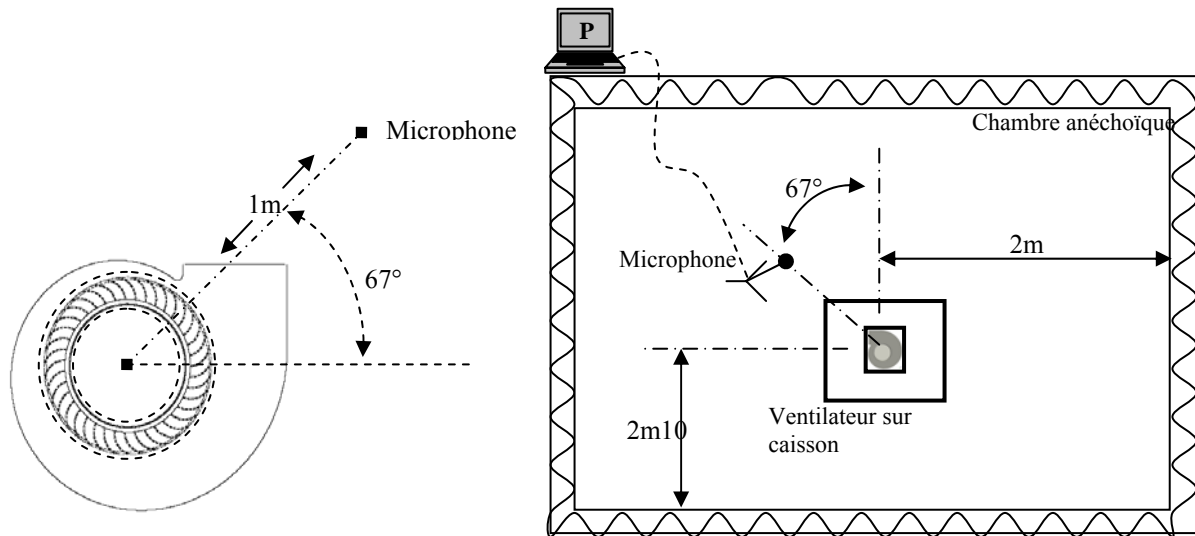


Fig. III-18- Schéma du dispositif de mesures acoustiques

Caractéristiques de la chambre anéchoïque

Les différentes caractéristiques de la chambre anéchoïque utilisée pour réaliser les mesures acoustiques sont résumées dans le tableau III-3 :

Tab. III-3- Caractéristiques de la chambre anéchoïque (Données IRCAM)

| <i>Description</i> | <i>Valeurs</i> |
|----------------------|---------------------------------------|
| Volume total | 324 m ³ (8.1 x 6.2 x 6.45) |
| Volume utile | 110 m ³ (5.9 x 4.4 x 4.25) |
| Fréquence de coupure | 75 Hz |
| Bruit de fond | 18 dB |

5. SYNTHÈSE

Ce troisième chapitre a présenté les outils expérimentaux mis en œuvre dans le cadre de cette étude ainsi que les détails relatifs à la démarche expérimentale adoptée. La procédure expérimentale a été développée dans le but de vérifier la validité des modèles physiques utilisés dans les simulations numériques. L'ensemble de la chaîne de mesure a été adapté sur un banc d'essai conçu et réalisé au LEMFI-ENSAM conformément à la norme internationale ISO5801. Le dispositif obtenu a servi à effectuer les relevés des grandeurs globales et locales de l'écoulement. Enfin, les mesures concernant la pression acoustique en champ lointain ont été réalisées dans un environnement anéchoïque.

CHAPITRE IV

Confrontation des Résultats Numériques avec les Résultats Expérimentaux

Ce chapitre consiste à présenter les résultats obtenus respectivement par les deux procédures numérique et expérimentale définies dans les chapitres II et III. La confrontation des résultats numériques avec l'expérience concernera en premier lieu les grandeurs globales de l'écoulement. Viendra ensuite la validation des grandeurs locales, à savoir les pressions statiques fluctuantes calculées sur la surface pariétale de la volute. Enfin, elle consistera à vérifier les pressions acoustiques calculées en champ libre lointain.

Issue d'un travail de collaboration entre le LEMFI-ENSAM et le groupe ANSYS (division Canada et division Allemagne), la dernière partie de ce chapitre est consacrée à la présentation de quelques résultats d'une modélisation de l'écoulement instationnaire moyennant le modèle SAS (Scale Adaptive Simulation).

| Sommaire | Page |
|--------------------------------------|-------------|
| 1. INTRODUCTION..... | 103 |
| 2. PERFORMANCES GLOBALES..... | 103 |
| 3. FLUCTUATIONS DE PRESSION..... | 106 |
| 4. PRESSIONS ACOUSTIQUES..... | 117 |
| 5. MODELE DE TURBULENCE « SAS »..... | 120 |
| 6. SYNTHESE..... | 127 |

1. INTRODUCTION

Afin d'analyser le comportement du ventilateur centrifuge étudié et de tester la fiabilité des modèles physiques utilisés pour différentes conditions de fonctionnement, nous avons procédé aux essais expérimentaux et aux calculs numériques instationnaires sous trois régimes de fonctionnement différents jugés intéressants.

2. PERFORMANCES GLOBALES : Résultats, analyse et interprétations

Caractéristiques débit-pression

En utilisant le banc d'essais défini précédemment en présence de diaphragmes de diamètres différents, les performances globales du ventilateur centrifuge VA160 ont été comparées à celles obtenues par simulation numérique. Le graphe de la figure IV-1 montre l'évolution de la différence de pression statique prise entre l'entrée et la sortie du ventilateur en fonction du débit volumique.

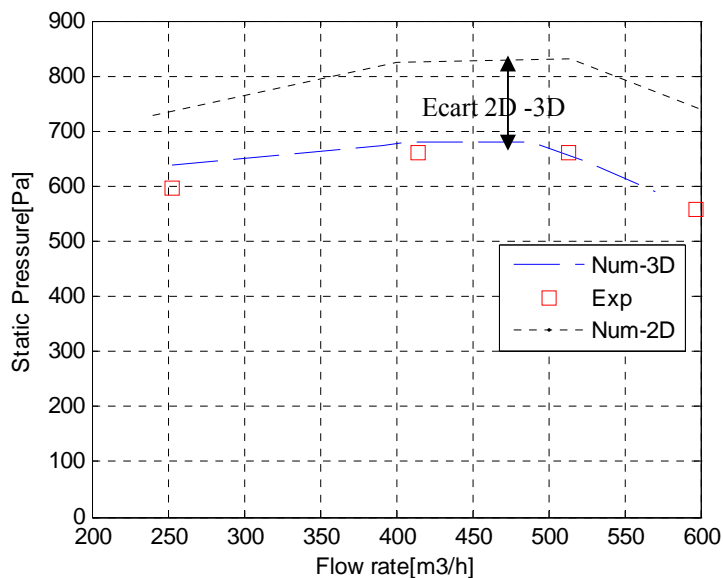


Fig. IV-1- Performances globales du ventilateur centrifuge VA160

Ces caractéristiques montrent que la différence de pression statique moyenne entre l'entrée et la sortie du ventilateur est en bon accord avec celle donnée par les simulations numériques 3D stationnaires, notamment au débit nominal ($500 \text{ m}^3/\text{h}$) et en sur débit. Il existe cependant, un faible écart entre les résultats numériques 3D et expérimentaux dans la zone de débit partiel. En effet, le fonctionnement dans ces zones s'accompagne d'importants phénomènes de décollement et de recirculations. Ces pertes ne sont pas suffisamment prédites par les modèles physiques, notamment le modèle de turbulence utilisé dans les simulations numériques réalisées.

Sur la même figure, les performances aérodynamiques du ventilateur sont surestimées par les simulations numériques 2D. Les écarts sont dus aux différentes pertes aérodynamiques liées aux effets 3D, lesquelles ne sont pas prises en compte par la modélisation 2D. Ces pertes peuvent être résumées ainsi :

- **Pertes par changement de direction** : Le fluide dans la modélisation 3D pénètre axialement et subit un changement brusque de trajectoire sous l'effet des forces de centrifugation générées par la rotation de la roue (Fig. IV-2). Ce changement de direction des particules fluides cause une alimentation partielle des pales de la roue qui se traduit par des pertes considérables de pression. Ce phénomène n'est pas modélisé par la configuration 2D, où la roue du ventilateur est alimentée radialement et uniformément par hypothèse.
- **Pertes volumétriques** : Elles sont essentiellement liées à la présence des jeux de fonctionnement dans la machine. A l'inverse du modèle 2D, la configuration 3D tient compte du jeu axial et donc des pertes par recirculation qui y sont associées.

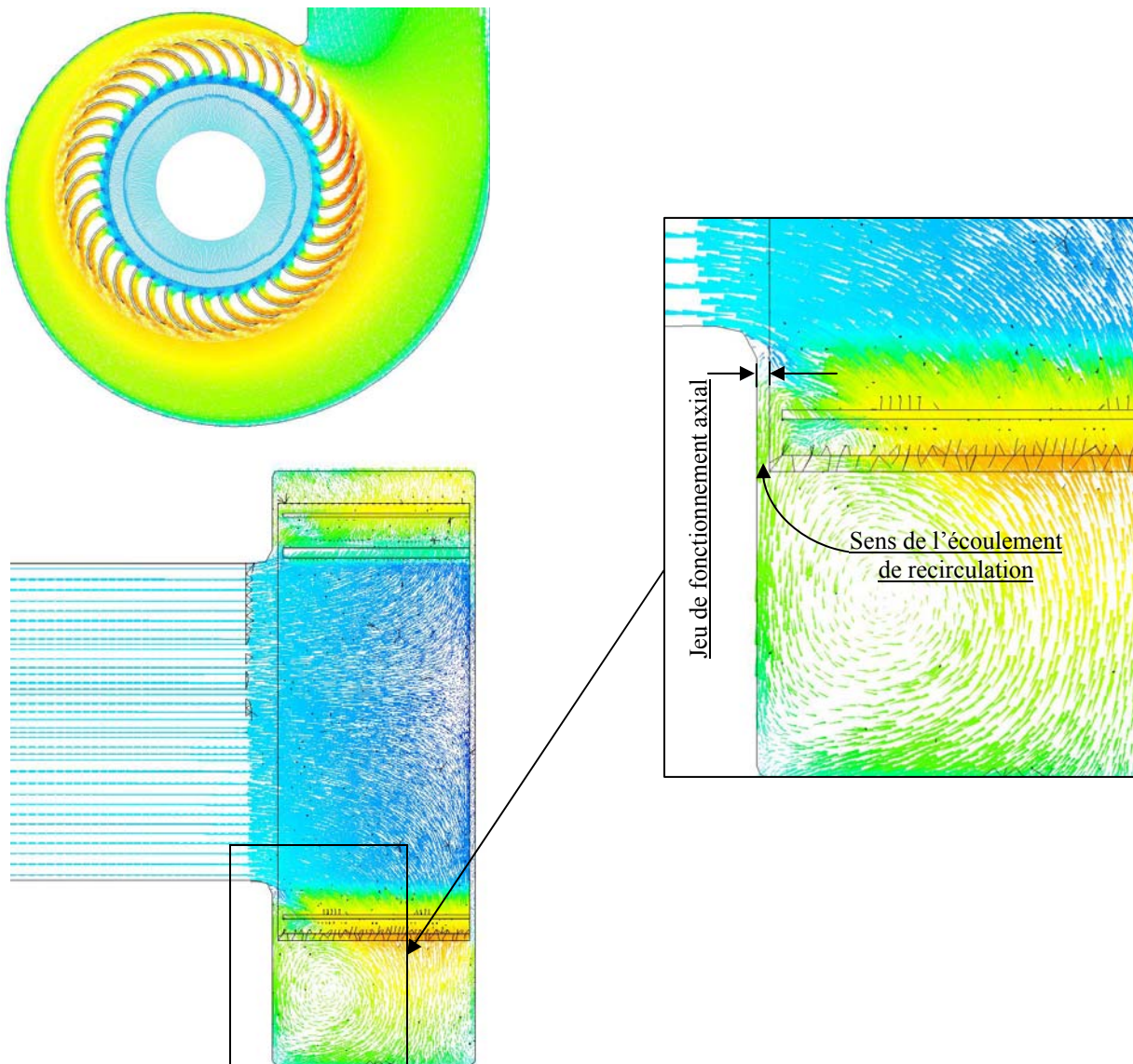


Fig. IV-2- Entrée radiale dans le modèle 2D, changement de direction des filets fluides dans le modèle 3D et recirculation dans le jeu axial

L'écart entre les courbes 2D et 3D, qui renseigne sur le niveau de pertes dans le ventilateur centrifuge, est proportionnel au débit qui traverse la machine. Ainsi, dans les zones de débit partiel, cet écart devient relativement faible, inférieur à celui constaté dans les zones de grand débit.

Rendement

La figure IV-3 montre une comparaison du rendement global de la machine donné par le calcul 3D avec les essais expérimentaux basés sur la méthode des pertes séparées.

La courbe présente une allure parabolique avec un point de rendement maximal à $500\text{m}^3/\text{h}$.

Les simulations numériques sont en bon accord avec les essais expérimentaux notamment au voisinage de ce débit. Cependant, un écart est constaté au débit partiel.

La désorganisation de l'écoulement dans ces zones de fonctionnement entraîne des pertes aérodynamiques importantes, ce qui explique les valeurs médiocres du rendement.

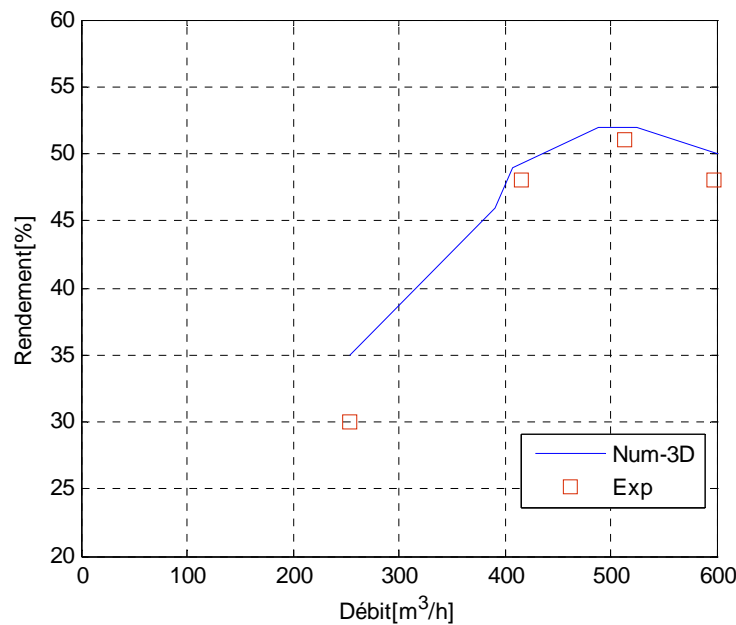


Fig. IV-3- Comparaison des rendements numérique et expérimental de la machine VA160 en fonction du débit volumique

3. FLUCTUATIONS DE PRESSION: Résultats, analyse et interprétations

Dans le chapitre II nous avons montré les calculs numériques instationnaires basés sur une modélisation URANS de l'écoulement interne dans le ventilateur VA160. Les fluctuations de pression pariétale mesurées par les microphones disposés conformément à la figure II-16 du chapitre II, ont été traitées et confrontées aux résultats obtenus par les simulations numériques 3D instationnaires.

Procédure de traitement des signaux temporels

Les signaux de base sont les variations de pression statique en fonction du temps. Après acquisition des données sur une durée de 5 secondes, qui correspond à 250 tours de la roue du ventilateur, ces données ont été filtrées afin de pouvoir extraire un signal temporel correspondant à 4 tours de roue. L'analyse spectrale de ces signaux, pour chaque capteur a fourni les signaux fréquentiels correspondants en utilisant une transformée de Fourier discrète (FFT). Ces résultats sont confrontés à ceux obtenus par la CFD, en temporel et en fréquentiel. Afin d'analyser complètement le comportement du ventilateur étudié sous différents régimes de fonctionnement, les simulations numériques instationnaires et les essais correspondants ont été réalisés sur trois débits de fonctionnement différents à savoir : le débit nominal ($500\text{m}^3/\text{h}$), 80% et 120% de ce débit.

Comportement en débit nominal

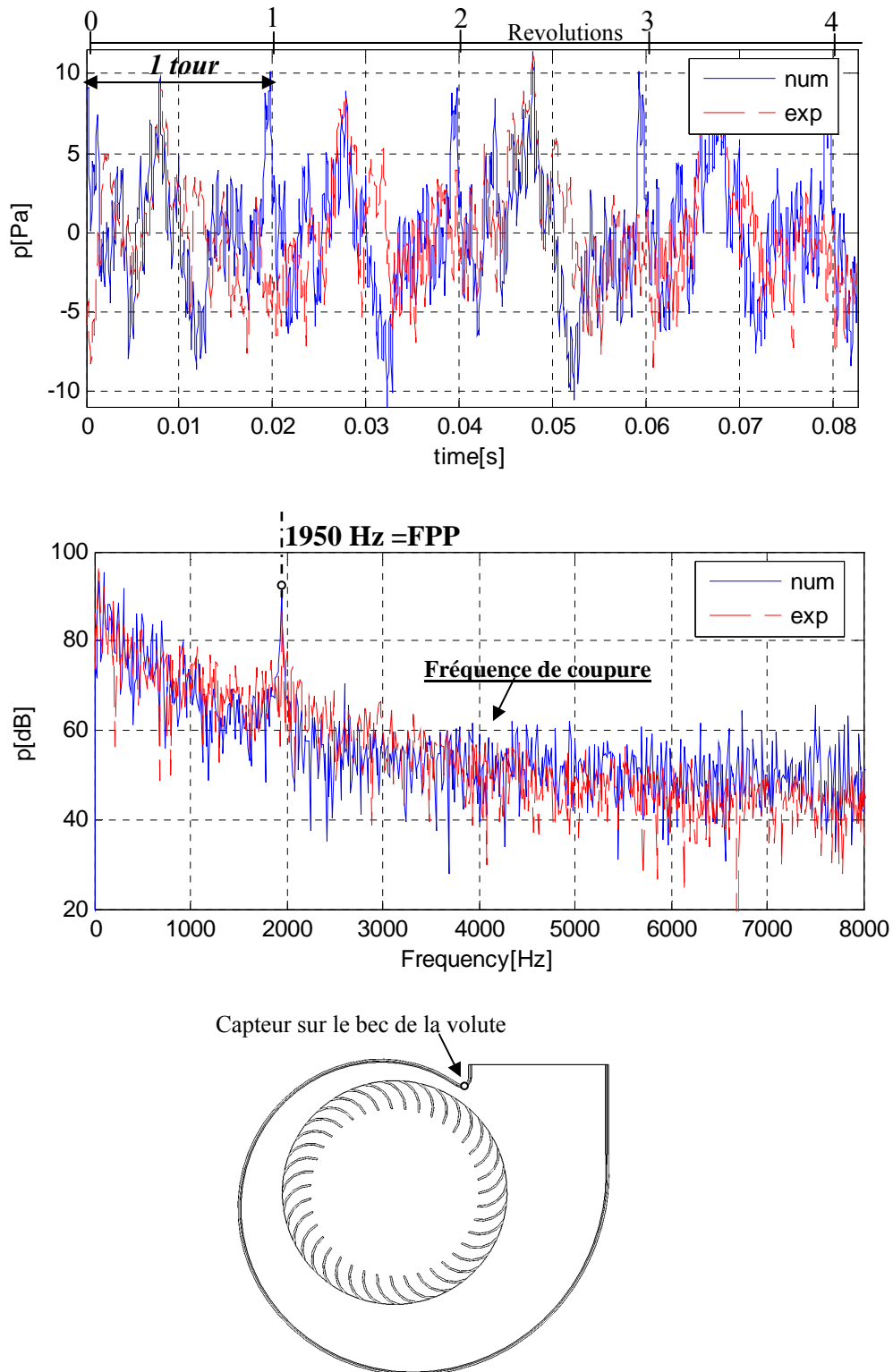


Fig. IV-4- Fluctuations de pression pariétale mesurées et calculées sur le bec de volute au débit nominal

Les courbes tracées sur la figure IV-4 montrent une comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux sur le bec de la volute du ventilateur centrifuge en fonctionnement nominal. En analysant ces signaux, un très bon accord entre ces résultats peut être constaté concernant l'allure du signal temporel enregistré. Les deux procédures (expérimentale et numérique) prévoient également la présence d'un seul pic sur le signal fréquentiel, ce pic correspond à la fréquence de passage des pales (FPP) qui est égale à :

$$FPP = \frac{N}{60} \times z = \frac{3000}{60} \times 39 = 1950 \text{ Hz}$$

Les harmoniques de ce signal qui correspondent aux multiples de la fréquence fondamentale sont noyées dans la partie large bande du signal fréquentiel.

Un très bon accord est constaté également aux basses fréquences. Cette partie du signal fréquentiel qui est générée par les grandes périodes existant dans le signal temporel est convenablement prédite par les simulations numériques. Un écart considérable est constaté pour les hautes fréquences. Cet écart est très lié à la modélisation numérique adoptée. En effet, la modélisation URANS utilisée pour modéliser les écoulements instationnaires dans le ventilateur centrifuge est basée sur la résolution des équations de Navier Stokes où les grandeurs de l'écoulement sont moyennées en temps. Dans les calculs URANS, seules les structures turbulentes de grandes tailles sont ainsi résolues, ce qui correspond en fin de compte à la porteuse du signal temporel, responsable de la partie du signal fréquentiel en basse fréquence et qui est en parfaite adéquation avec les résultats expérimentaux (Fig. IV-5). En revanche, au-delà d'une certaine fréquence qui correspond à la **fréquence de coupure** (de l'ordre de 4000Hz), la modélisation URANS appliquée ici ne permet pas de prédire convenablement les hautes fréquences qui sont générées par les structures turbulentes de très petite taille. Cette fréquence de coupure est intimement liée à la fluctuation de vitesse et inversement proportionnelle à la taille du maillage. Ainsi, seules des modélisations de type DES ou LES, avec un maillage très fin, amélioreraient certainement les résultats des simulations numériques en haute fréquence [56].

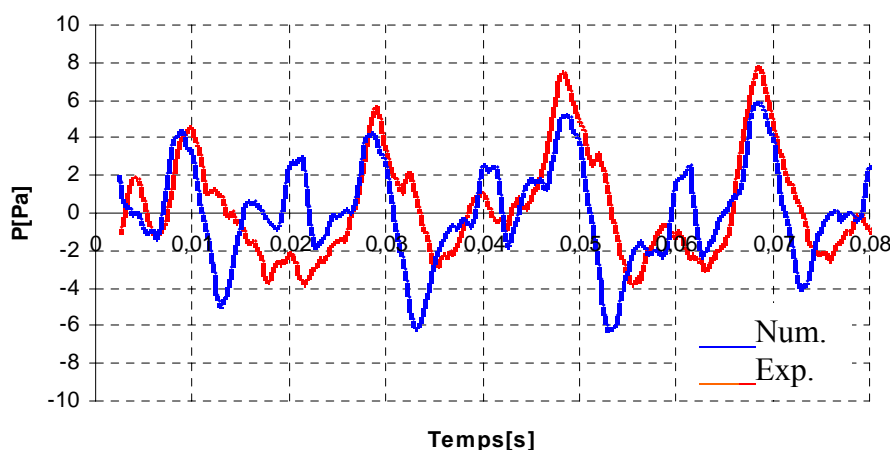


Fig. IV-5- Comparaison des porteuses des signaux temporels

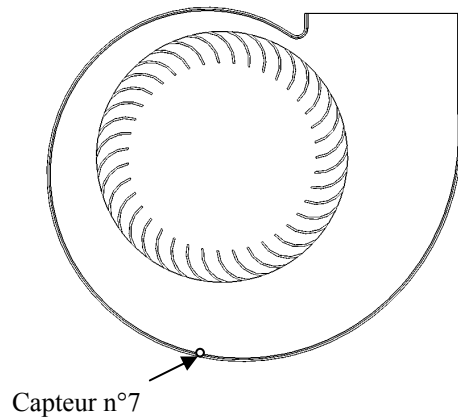
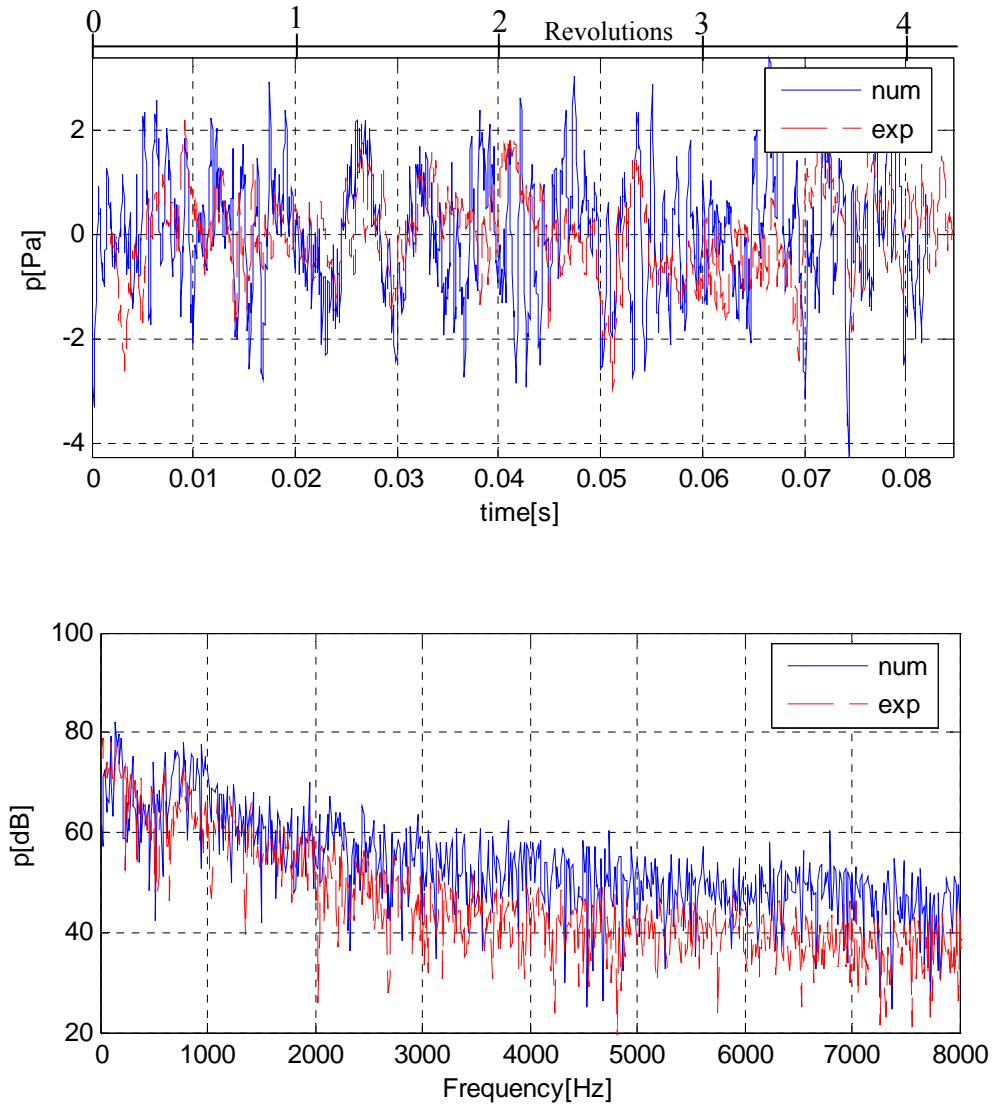


Fig. IV-6- Fluctuations de pressions pariétales mesurées et calculées au point 7 au débit nominal

Les résultats au capteur 7, position située loin du bec de volute, sont donnés sur la figure IV-6. La comparaison aux basses fréquences et à la fréquence de passage des pales est assez satisfaisante. Cependant, un écart entre les résultats numériques et expérimentaux est enregistré à partir de 2500 Hz environ. Ces écarts sont plus importants aux hautes fréquences que sur le bec de la volute. L'importance de ces écarts est probablement due à la position du diaphragme du capteur par rapport à l'écoulement. En effet, l'écoulement dans la zone du capteur 7 est fortement tridimensionnel et arrive en grande partie d'une façon tangentielle par rapport à la surface du diaphragme du capteur ce qui se traduit par un angle d'incidence non nul. Ainsi, outre le phénomène de fréquence de coupure décrit précédemment et qui est lié à la modélisation numérique adoptée, une partie de ces écarts peut être due aux erreurs de mesure liées à l'influence de l'angle d'incidence sur la précision du microphone, comme le montrent les courbes de réponse présentées dans le chapitre III (Fig. III-10). Les écarts enregistrés sur le bec de volute entre l'expérimentation et les calculs sont nettement inférieurs à ceux du capteur 7. L'analyse de la morphologie de l'écoulement dans la zone du bec de volute montre que contrairement à ce qui est constaté sur le capteur 7, l'écoulement arrive d'une façon perpendiculaire à la surface du diaphragme, position idéale pour la précision des mesures par le microphone (fig. IV-7).

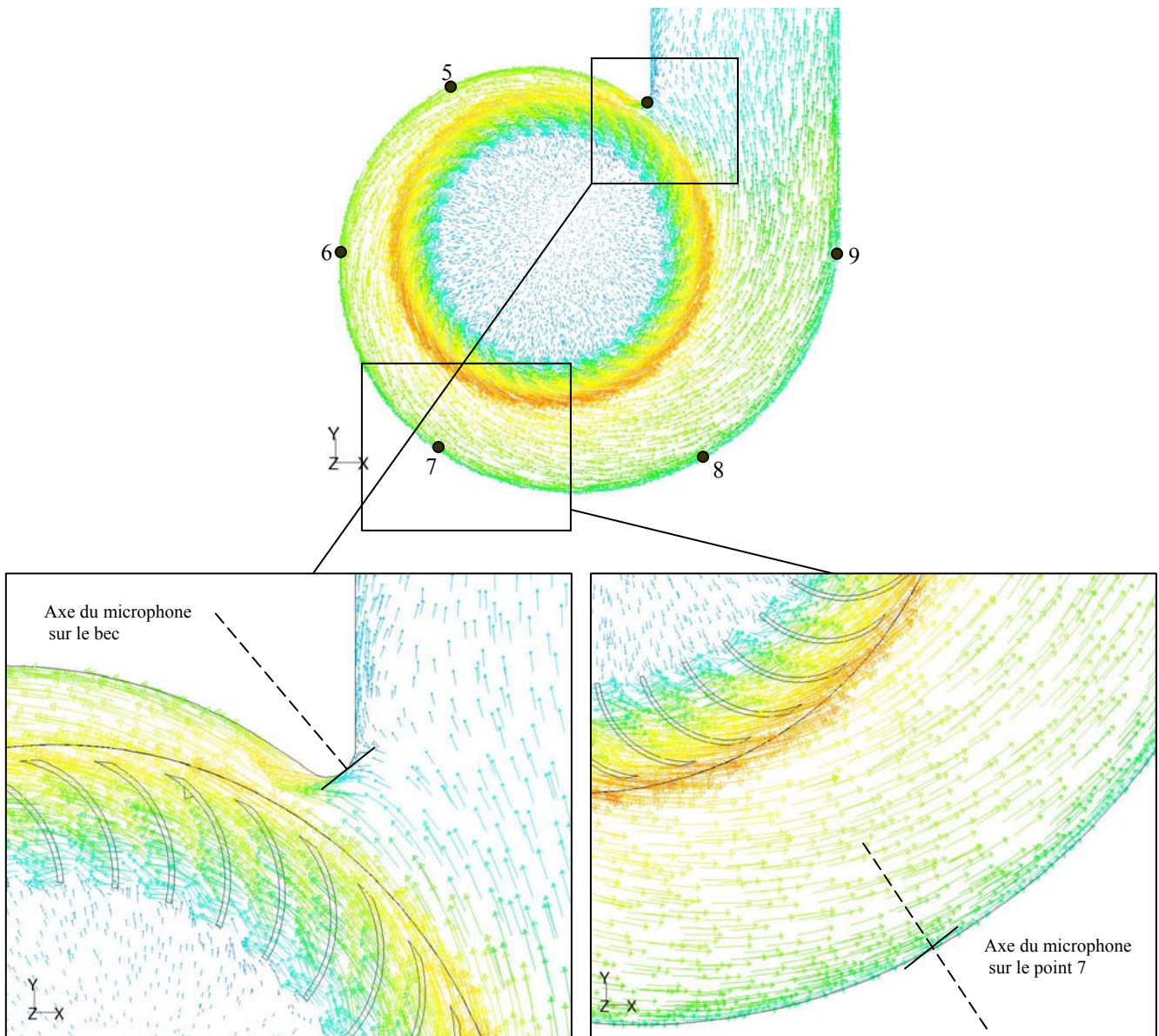


Fig. IV-7- Influence de la position du capteur par rapport à l'écoulement

Comportement en débit partiel

En débit partiel, la confrontation des résultats numériques et expérimentaux (Fig. IV-8) dans le domaine temporel, montre certains écarts relativement importants comparés à ceux visualisés au débit nominal. Cela peut s'expliquer par les mêmes raisons énumérées dans le passage qui concerne la validation des performances globales du ventilateur. Le fonctionnement en débit partiel dans les machines tournantes s'accompagne souvent de fortes perturbations de l'écoulement caractérisées par l'apparition de zones de recirculations des particules fluides, de phénomènes de décollements, de pompage, etc. Les modèles numériques, notamment les modèles de turbulence nécessitent des adaptations afin de pouvoir prédire d'une façon plus précise le comportement à ces débits.

Néanmoins, l'allure globale des fluctuations de pression calculées demeure en bon accord avec l'expérimentation, ce qui explique la bonne corrélation, dans le domaine fréquentiel, entre les calculs et les essais dans la gamme des basses fréquences. La même remarque citée dans le passage précédent, qui concerne la fréquence de coupure au débit nominal, est valable aussi dans ce cas.

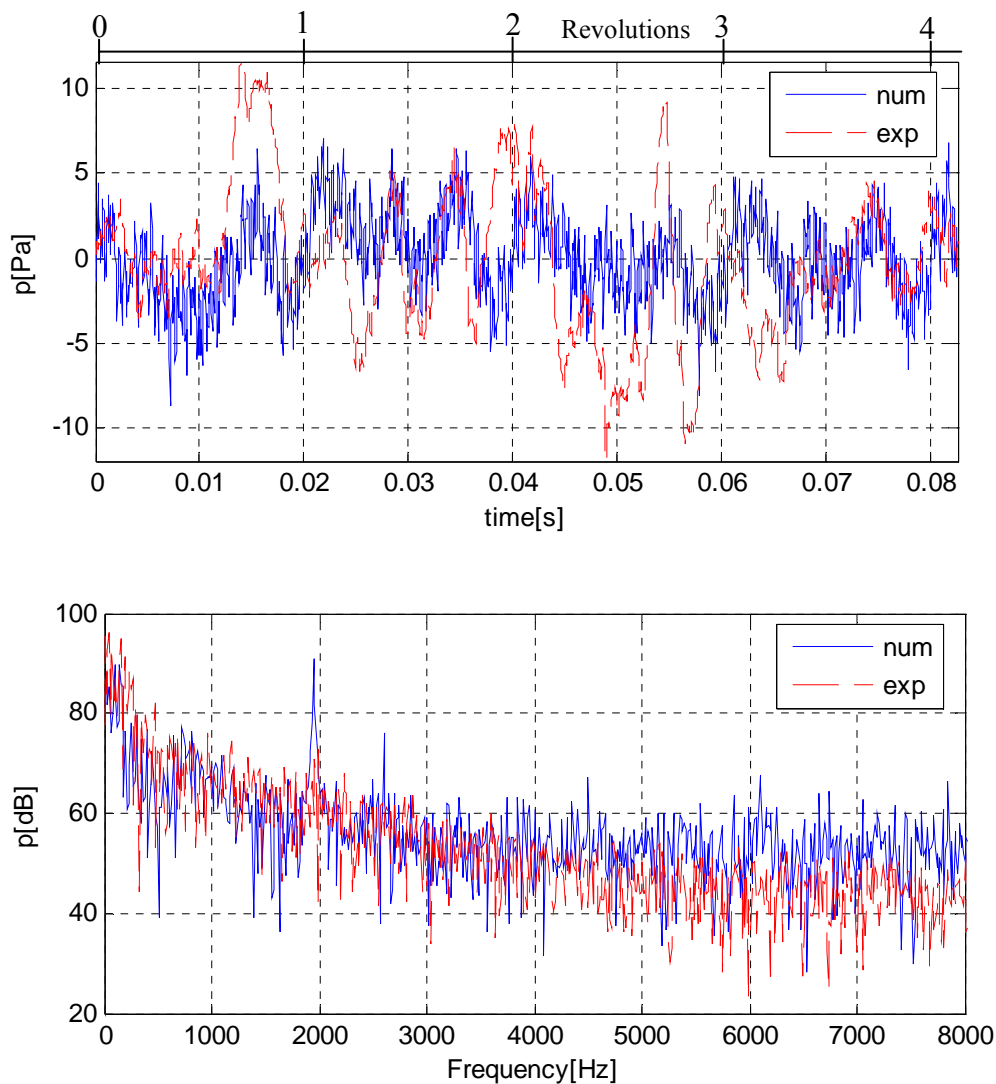


Fig. IV-8- Fluctuations de pression pariétale mesurées et calculées au bec de volute à 80% du débit nominal

La figure IV-9 montre les comparaisons sur le capteur 7. Sur le signal temporel, l'allure de la porteuse du signal est globalement en accord avec les essais. Cependant, d'importantes dispersions sont enregistrées quant à l'amplitude du signal, celle-ci est surestimée par les calculs numériques. L'impact sur le signal fréquentiel est ainsi mis en évidence par la comparaison des résultats expérimentaux avec les simulations numériques. Cet écart important entre ces deux résultats provient certainement de la modélisation numérique mal adaptée au régime de fonctionnement en débit partiel d'une part, et aux erreurs de mesure relative à la position du capteur par rapport à la morphologie de l'écoulement d'autre part. A cela s'ajoute bien entendu le phénomène de fréquence de coupure définie précédemment.

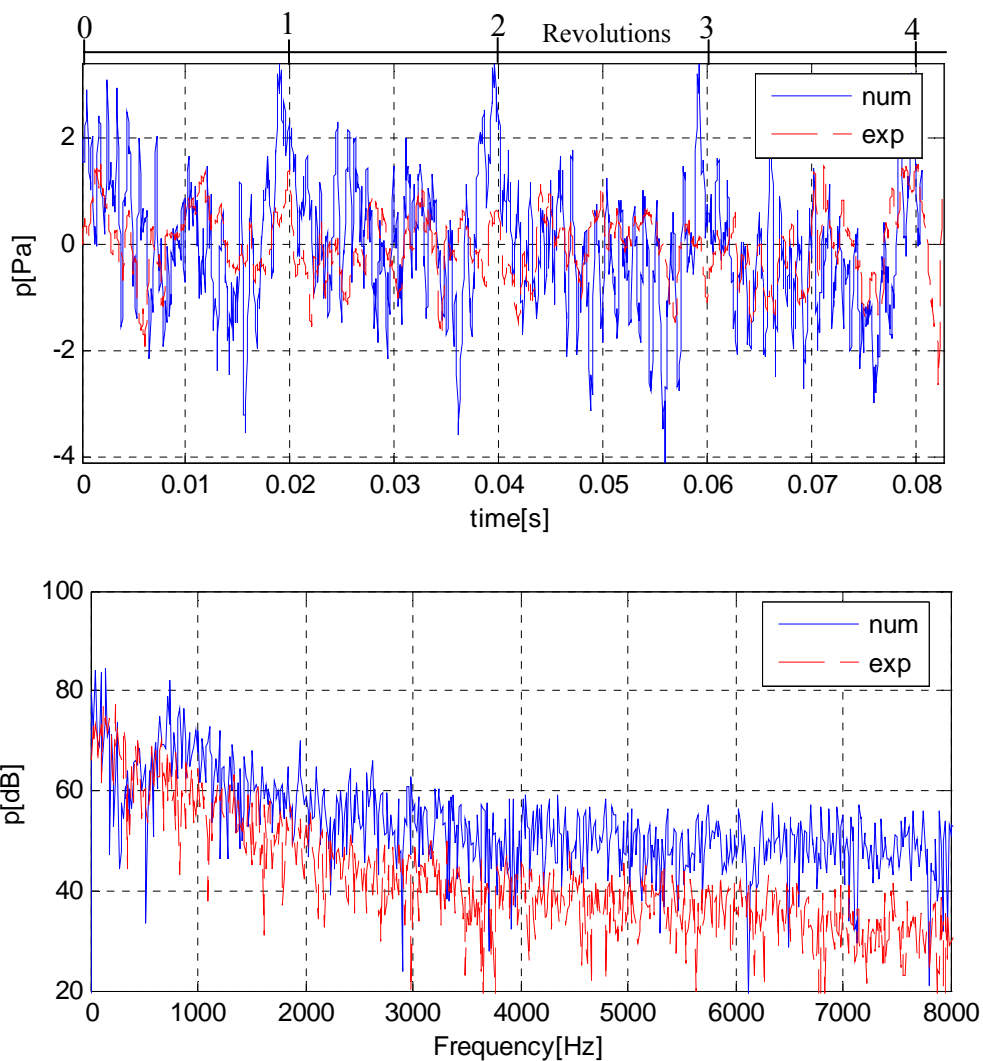


Fig. IV-9- Fluctuations de pression pariétale mesurées et calculées au point 7 à 80% du débit nominal

Comportement en sur débit

Les remarques concernant les résultats numériques et expérimentaux relatifs au fonctionnement en débit nominal restent valables pour ce qui est du comportement en sur-débit, aussi bien dans le domaine temporel que dans le domaine fréquentiel. Les dispersions enregistrées par le capteur 7 sont rencontrées également pour ce point de fonctionnement. La fréquence de coupure (au voisinage de 4000 Hz) est aussi valable dans ce cas de figure (fig. IV-10 et fig. IV-11).

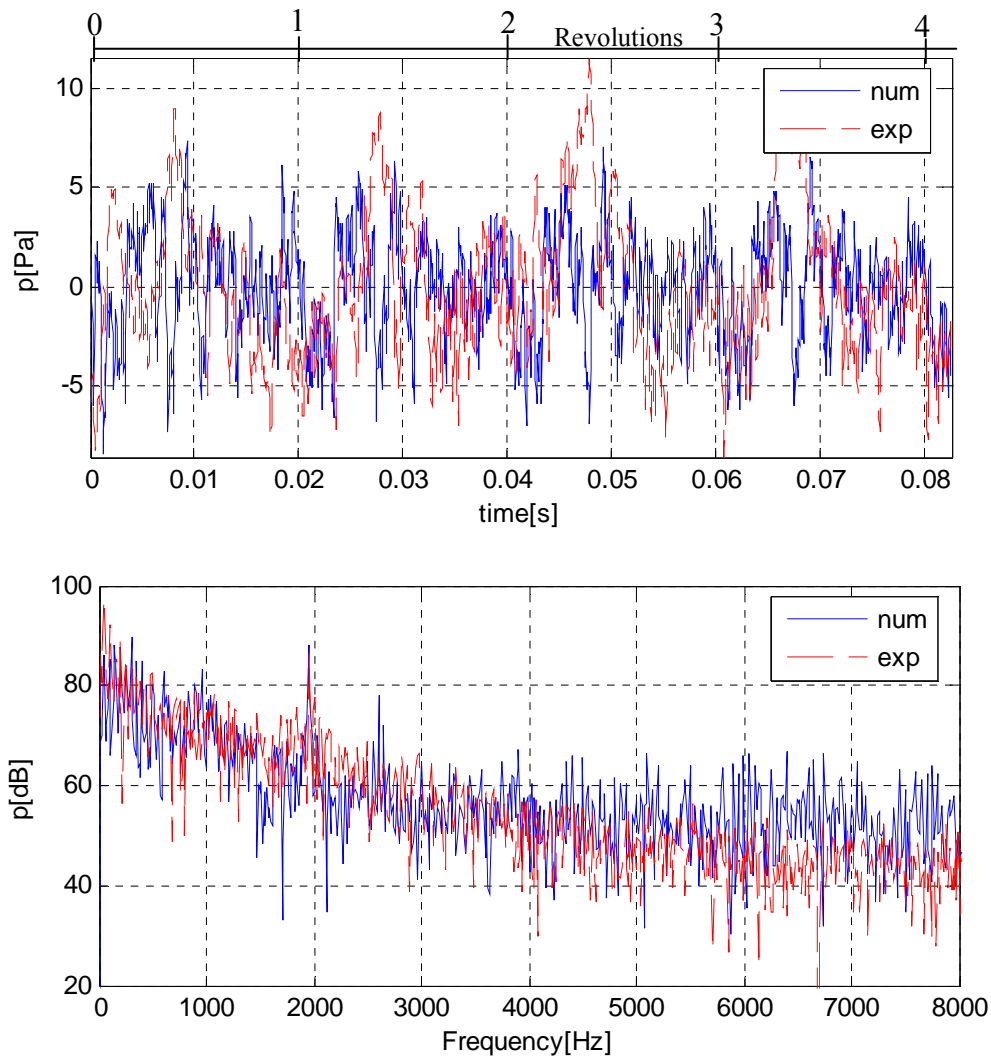


Fig. IV-10- Fluctuations de pression pariétale mesurées et calculées au bec de volute à 120% du débit nominal

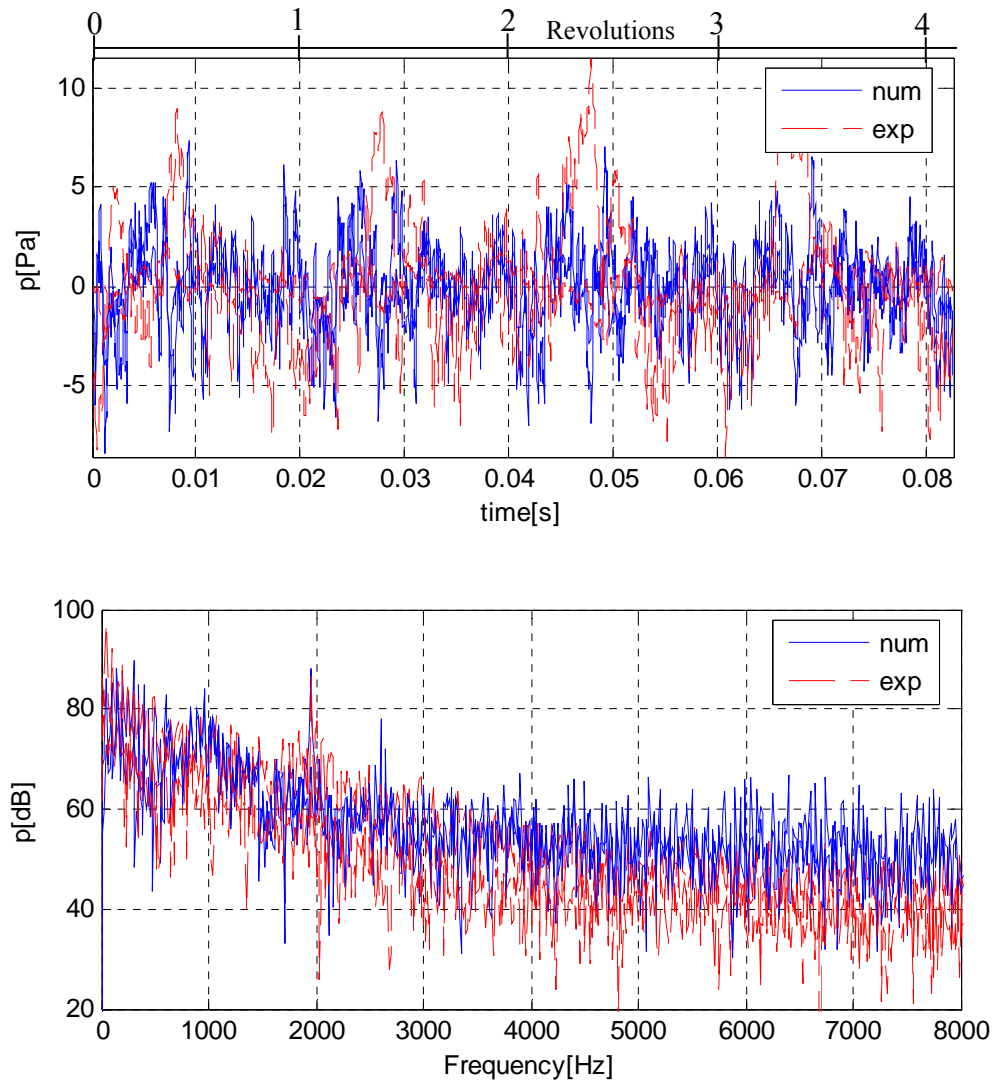


Fig. IV-11- Fluctuations de pression pariétale mesurées et calculées au point 7 à 120% du débit nominal

Amplitude globale des fluctuations de pression à la paroi de la volute

L'analyse des fluctuations de pression relevées sur le ventilateur étudié a montré l'émergence d'un pic à la fréquence de passage des pales (1950Hz). L'importance de ce phénomène dans l'étude des perturbations et des instationnarités qui caractérisent l'écoulement interne, nous a incités à nous intéresser à l'évolution de cette amplitude en fonction de la position des points de capture de ces pressions le long de la surface latérale de la volute. Nous avons choisi l'abscisse curviligne pour décrire cette variation, et le bec de volute comme origine de cette échelle.

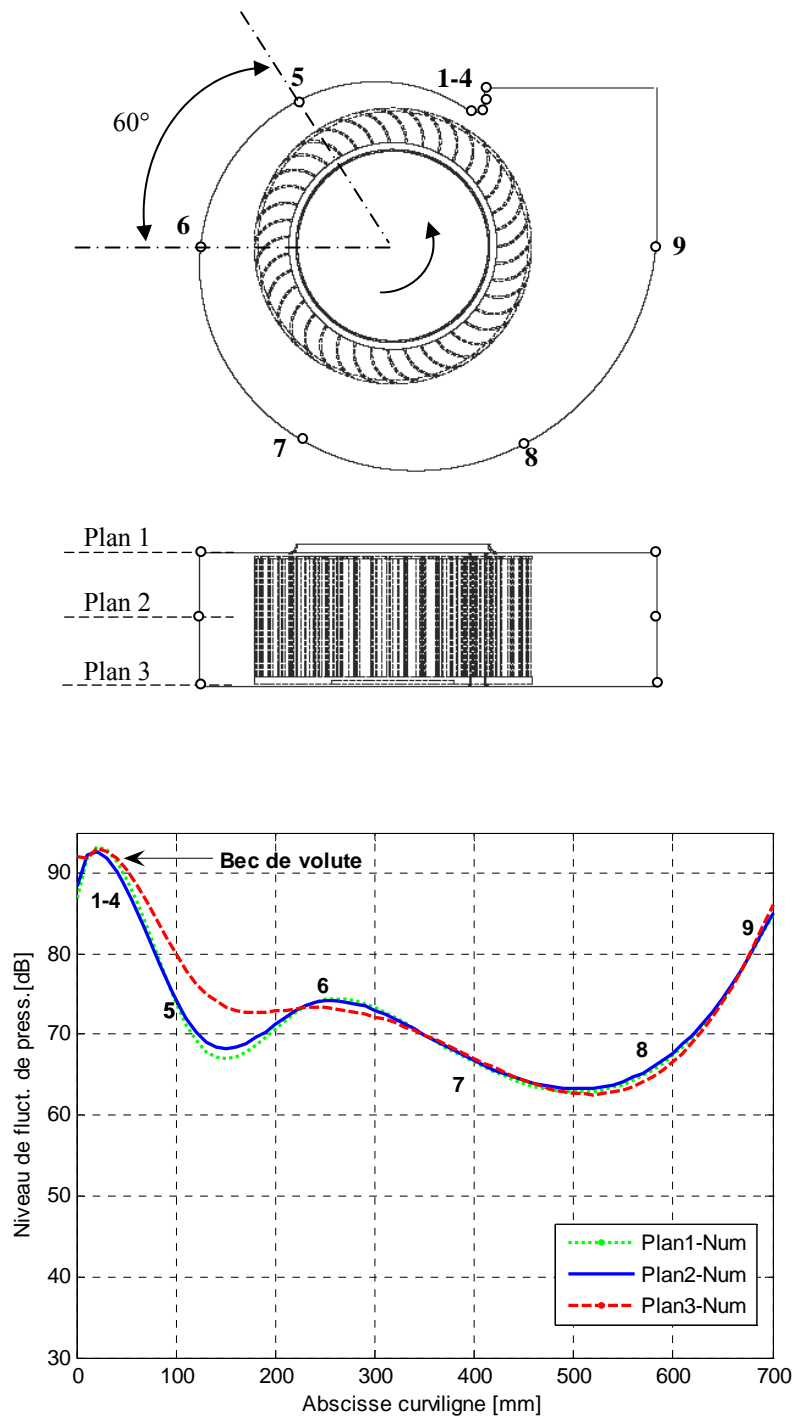


Fig. IV-12- Amplitudes des fluctuations de pression calculées le long de la surface latérale de la volute à la FPP (1950Hz, 3000rpm, $Q_v = 100\%Q_n$)

La figure IV-12 montre les trois courbes relatives à l'évolution du niveau des fluctuations de pression calculé à la FPP dans les trois plans définis précédemment (Plan1, Plan2 et Plan3) : Le schéma du dessus montre la position relative des trois plans considérés. Le Plan1 est situé à l'entrée de la machine, le Plan2 coïncide avec la surface médiane de la machine et le Plan3 est situé au fond de la volute (surface dorsale de la volute).

Les trois courbes obtenues numériquement au débit nominal ont globalement la même allure. L'amplitude des fluctuations est maximale dans la zone située autour du bec de la volute. Ceci met en évidence les instationnarités et les perturbations aérodynamiques générées par l'interaction de la surface du bec avec les surfaces des pales en rotation. Loin de la zone du bec, l'amplitude des fluctuations décroît rapidement (capteur 5) avant de remonter (capteur 6) sans pour autant atteindre la valeur maximale enregistrée sur le bec de la volute. Cette variation crée un point d'inflexion entre les positions des capteurs 5 et 6. Ce point particulier est moins marqué sur la courbe relative au Plan 3. Enfin, les trois courbes décroissent pour atteindre un minimum de niveau de fluctuations de pression au capteur 8 avant de remonter pour se rapprocher de la valeur maximale (capteur 9).

L'apparition du point d'inflexion sur les trois courbes est confirmée en comparant les résultats numériques obtenus sur le Plan 2 avec ceux donnés par les essais (Fig. IV-13).

Pour tenter d'expliquer ce phénomène physique, nous nous sommes intéressés à comparer ce résultat 3D avec un résultat 2D. La figure IV-13 illustre cette comparaison où on constate l'absence de ce point d'inflexion sur la courbe 2D. Ce constat laisse préjuger que le phénomène est exclusivement de nature 3D. En effet, le changement de direction du fluide pénétrant dans la volute engendre une alimentation partielle de la roue. Cette répartition hétérogène du débit couplé avec la section rectangulaire de la volute fait apparaître deux tourbillons contrarotatifs dans la section transversale de la volute, ces tourbillons constituent une source relativement importante de fluctuation de pression dans l'écoulement 3D. Finalement, le débit de recirculation qui passe à travers le jeu radial existant entre le bec de volute et la périphérie des pales réduit l'influence de ces tourbillons et contribue ainsi à organiser l'écoulement dans cette zone, ce qui explique la chute brutale de l'amplitude des fluctuations de pression entre le capteur 5 et le capteur 6. En raison de la forme divergente de la section transversale de la volute, ce débit de recirculation est ralenti et devient sans effet, ce qui explique la remontée des fluctuations de pression à cet endroit de la volute (capteur 6).

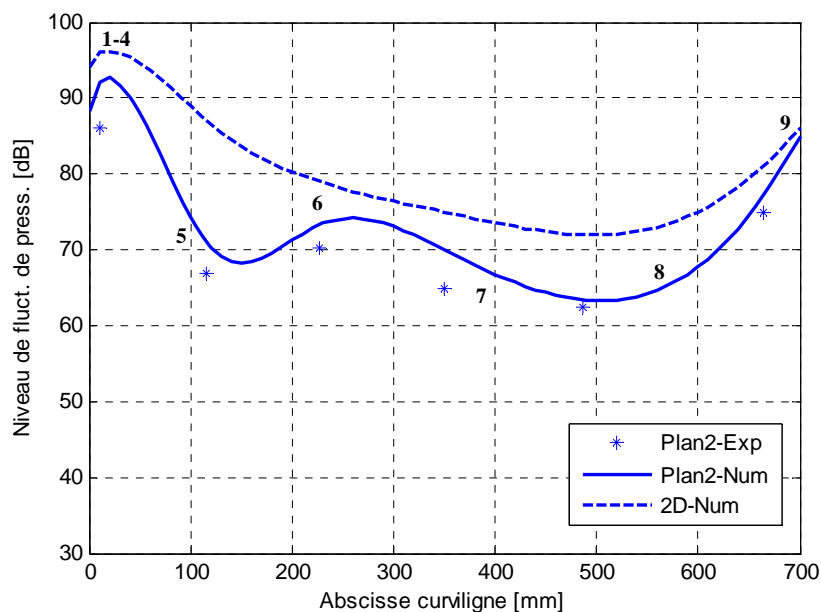


Fig. IV-13- Comparaison des calculs 3D et 2D avec l'expérience (plan 2)

Une étude relativement similaire de Tajadural *et al.* [10] effectuée sur un ventilateur industriel de grande taille a montré l'existence de ce phénomène pour différents débits de fonctionnement.

4. PRESSIONS ACOUSTIQUES : Résultats, analyse et interprétations

Les figures IV-14, IV-15 et IV-16 montrent une comparaison des spectres acoustiques calculés et mesurés à une distance d'un mètre de l'axe de rotation du ventilateur VA160. L'emplacement de ce point de mesure et de calcul est défini précédemment au chapitre II dans la partie relative au calcul aéroacoustique.

L'analyse des spectres aux trois régimes de fonctionnement permet d'énoncer les remarques importantes suivantes :

- L'allure globale des spectres calculés pour les trois débits est identique à celle obtenue par le calcul numérique en utilisant le modèle de FW-H alimenté par le calcul CFD basé sur la modélisation URANS. Ainsi, l'allure des signaux acoustiques est caractérisée par l'émergence d'un pic à la fréquence de passage des pales (1950Hz), sans pics aux fréquences harmoniques. Cette allure du signal est identique aux signaux obtenus sur la paroi de la volute (pressions pariétales), ce qui montre l'existence d'une corrélation entre les pressions, calculées ou mesurées sur la paroi de la volute avec les pressions acoustiques, calculées ou mesurées, en champ lointain. L'allure du signal fréquentiel est fortement liée au signal temporel qui est proche d'une forme sinusoïdale. Cette quasi-sinusoïde, dont le transformée de Fourier se résume à un signal contenant un seul pic, est liée à la géométrie de l'ensemble roue - volute. En effet la présence du bec comme source prépondérante d'interaction avec les pales tournantes de la roue couplée avec la forme logarithmique de la volute impose cette évolution temporelle des pressions pariétales et acoustiques.
- Les composantes large bande des signaux acoustiques calculées ont un niveau moyen inférieur à l'expérience. Cet écart est prépondérant aux hautes fréquences. Le modèle de FW-H utilisé dans cette étude est alimenté en grandeurs fluctuantes issues d'un calcul URANS, où les équations de Navier-Stokes sont moyennées. D'après Brentner et Farassat [39], la modélisation CFD des écoulements instationnaires utilisant les équations URANS ne fournit pas les variables fluctuantes nécessaires à la prédiction du bruit large bande. Les simulations numériques de la turbulence de type DNS pourraient fournir ces informations mais ce type de simulation reste extrêmement exigeant en ressources informatiques.
- Sur la raie correspondant à la fréquence de passage des pales (FPP), l'écart enregistré est inférieur à celui constaté sur la partie large bande du signal. Le tableau suivant résume les résultats relatifs au bruit enregistré à la FPP. Les écarts entre les résultats du calcul et ceux de la mesure sont de l'ordre de 6 à 8 dB. Cet écart peut être expliqué par les réflexions induites par la présence de la volute qui n'est pas prise en compte dans la formulation de FW-H. En effet, la fonction de Green utilisée pour résoudre l'équation de FW-H suppose que le rayonnement se fait en champ libre ce qui n'est pas vraiment le cas, bien que la position du microphone ait été choisie pour se rapprocher le plus possible de cette condition de rayonnement en champ libre.

Le manque de pertinence des informations fournies par les calculs URANS pour tenir compte de tous les mécanismes générateurs de bruit de raie dans le ventilateur centrifuge pourrait éventuellement justifier cet écart.

Tab. IV-1- Comparaison du niveau de bruit à la FPP

| <i>Débit</i> | <i>Mesure</i> | <i>Calcul (FW-H)</i> | <i>Ecart</i> |
|--------------|---------------|----------------------|--------------|
| 80% Qn | 55 dB | 49 dB | 6 dB |
| 100% Qn | 57 dB | 51 dB | 6 dB |
| 120% Qn | 57 dB | 49 dB | 8 dB |

- Les spectres expérimentaux comportent deux pics en basse fréquence dont le premier est à 300 Hz, et le deuxième est à 600 Hz. Vu ces fréquences, l'origine de ces pics n'est probablement pas liée au bruit aérodynamique généré par le ventilateur centrifuge. Ces deux composantes parasites du spectre peuvent être liées à des interférences générées par l'installation électrique. Nous reviendrons dans le chapitre 5 à cette particularité en analysant les spectres obtenus, sur d'autres roues, à des vitesses de rotation différentes.

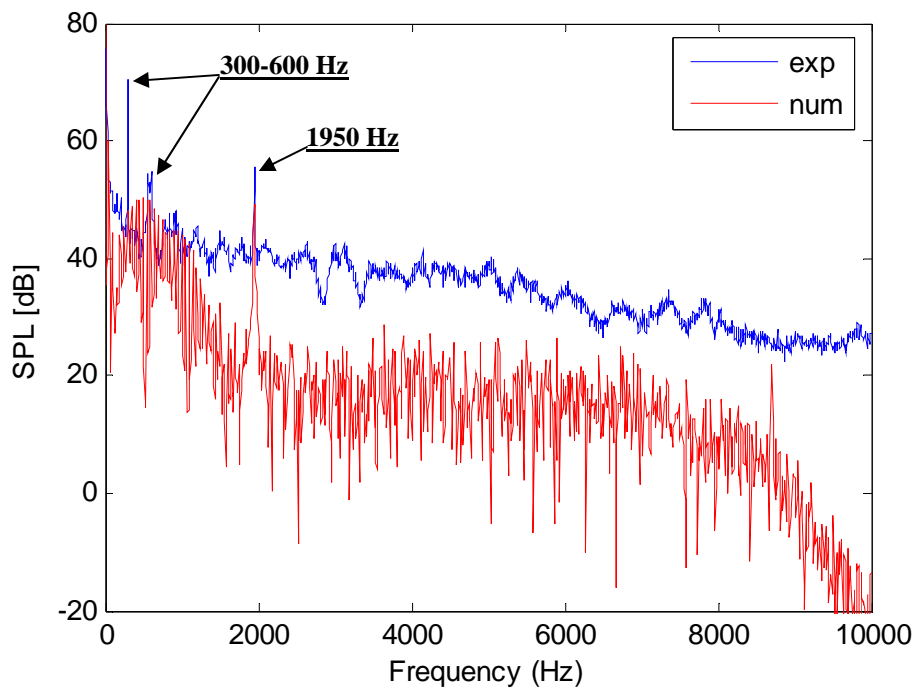


Fig. IV-14- Spectres acoustiques mesurés et calculés (URANS/FW-H)
($Q_v = 80\% Q_n$, $N=3000$ rpm, $r=1$ m)

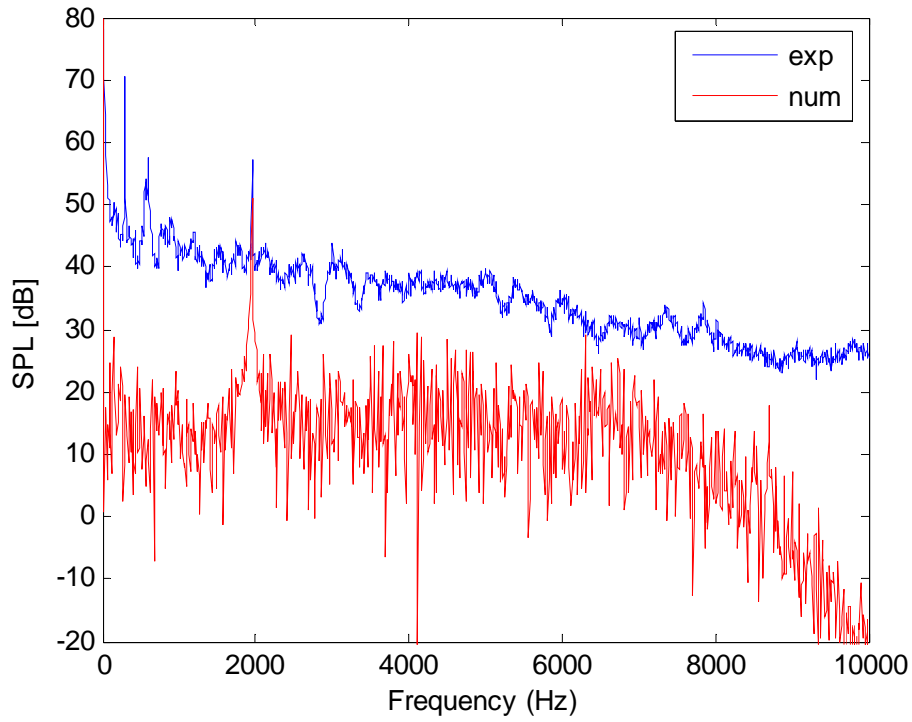


Fig. IV-15- Spectres acoustiques mesurés et calculés (URANS/FW-H)
($Q_v = 100\% Q_n$, $N=3000$ rpm)

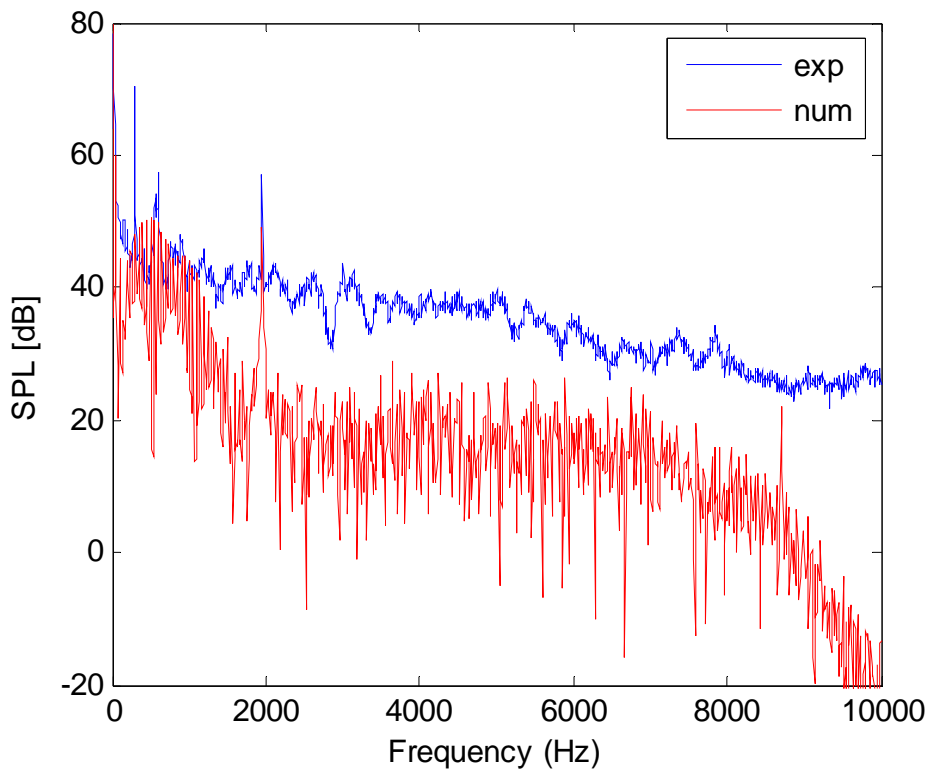


Fig. IV-16- Spectres acoustiques mesurés et calculés (URANS/FW-H)
($Q_v = 120\% Q_n$, $N=3000$ rpm)

5. MODELE DE TURBULENCE « SAS »

5. 1. Résumé et introduction

Nous résumons dans ce qui suit les principaux résultats issus d'un travail de collaboration entre le LEMFI-ENSAM (Younsi *et al.*) et le groupe ANSYS, Division Canada (Dr T. Belamri) et Division Allemagne (Dr F. Menter). Ce travail a pour objectif la simulation de l'écoulement instationnaire dans le ventilateur centrifuge VA160 en utilisant une récente modélisation de la turbulence basée sur le modèle SAS (Scale Adaptive Simulation) développé par Menter *et al* [34, 35].

Le code de calcul utilisé dans cette étude numérique est le code commercial ANSYS-CFX-11.0. Les résultats obtenus sur la base des simulations numériques SAS concernent plus particulièrement le comportement local de l'écoulement instationnaire à savoir les fluctuations de pression calculées sur la surface pariétale de la volute. Ces résultats ont été confrontés aux mesures effectuées dans le cadre de la présente thèse.

En ce qui concerne le comportement aéroacoustique, les pressions acoustiques ont été calculées sur la base de la formulation de Lawson.

5. 2. Modélisation numérique

Géométrie et Maillage

Dans cette étude la procédure de génération du maillage est similaire à celle présentée dans le chapitre II. Le maillage concerne quatre domaines de calcul différents : l'extension amont, la roue, la volute et l'extension aval.

Le maillage généré comporte 2177000 mailles. Il est de type non structuré pour les volumes fluides relatifs à la roue et à la volute du ventilateur. Un maillage structuré a été généré pour les deux extensions amont et aval. Une attention particulière a été apportée quant au raffinement de ce maillage au niveau des zones présentant un fort gradient tel que le bec de volute par exemple (Fig. IV-17 et Fig. IV-18).

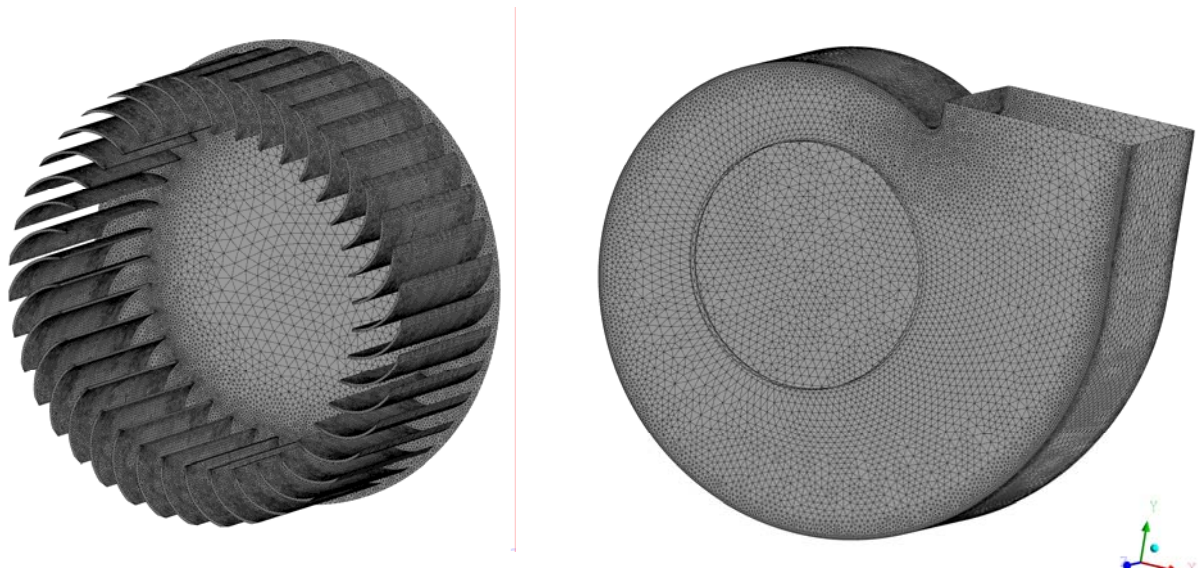


Fig. IV-17- Maillage non structuré des domaines de calcul : roue et volute

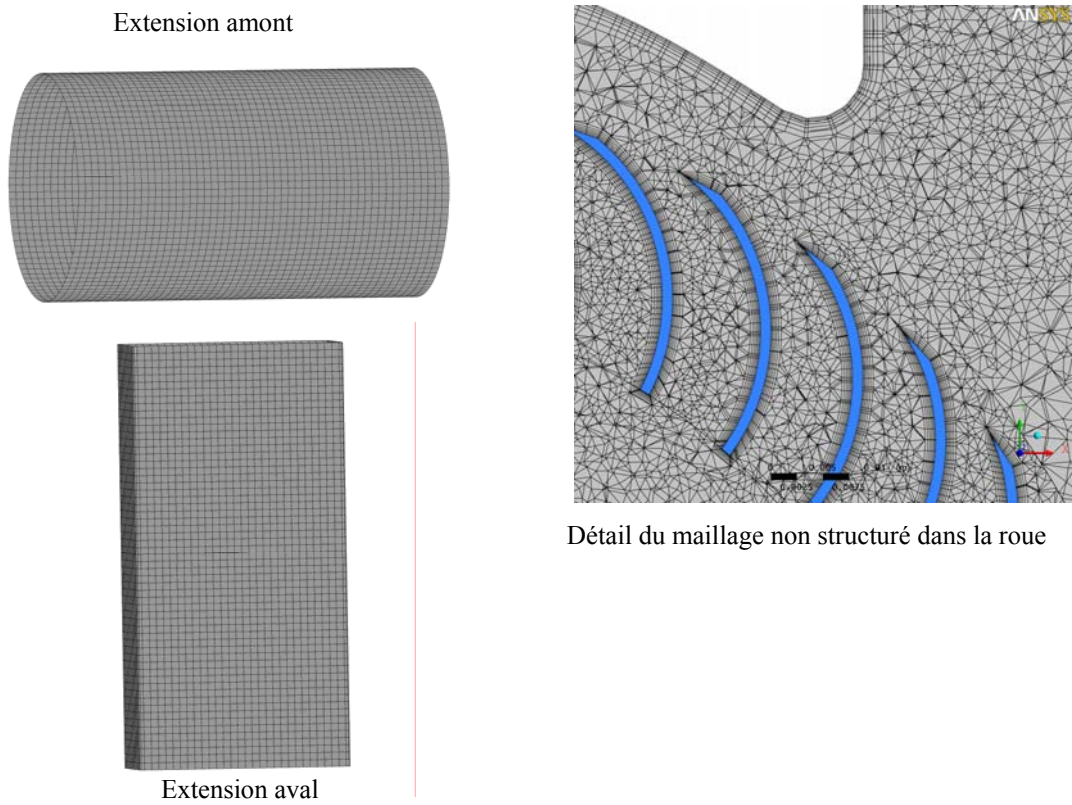


Fig. IV-18- Maillage structuré des domaines de calcul de l'extension amont et aval et détail du maillage proche paroi

Paramètres de la modélisation numérique

La modélisation numérique adoptée est basée sur la simulation des zones fluides de la roue en mouvement relatif par rapport à la volute avec prise en compte des interfaces pour en assurer la connexion. Le régime simulé est celui du point de fonctionnement nominal.

En ce qui concerne les conditions aux limites, un débit massique a été imposé à l'entrée du domaine de calcul, et une pression constante à sa sortie. Les simulations numériques sont instationnaires et le pas de temps imposé est de 10^{-4} s.

Les calculs instationnaires débutent sur la base d'une formulation stationnaire convergée.

La figure IV-19 montre l'historique du processus de convergence sur l'évolution de la valeur du rendement en fonction du temps.

Pour ce qui est de la modélisation de la turbulence, les calculs stationnaires sont basés sur les équations RANS. Pour les calculs instationnaires, la turbulence est modélisée par la formulation basée sur le modèle SAS.

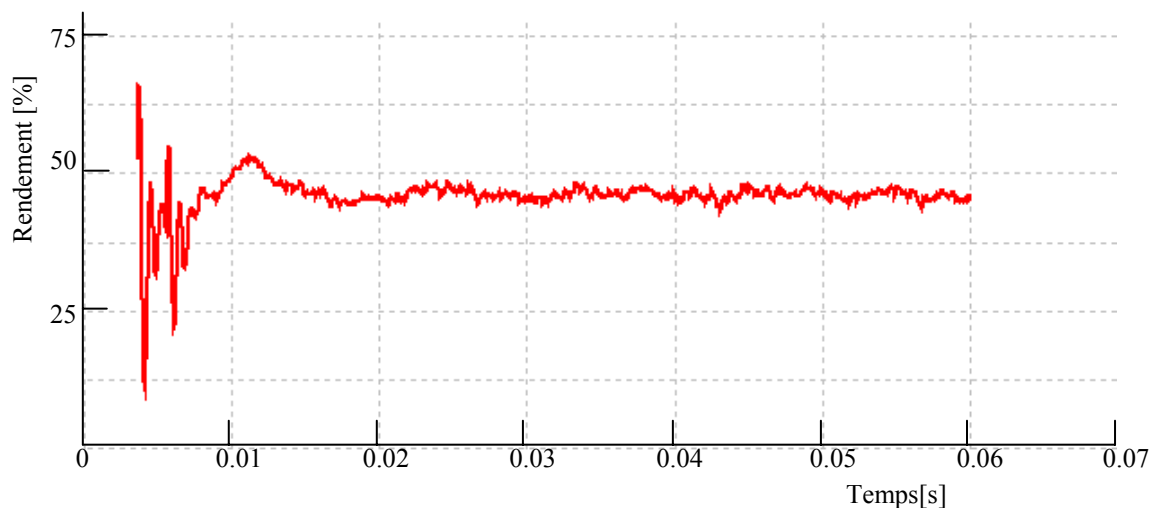


Fig. IV-19- Historique de la convergence de la valeur du rendement

5.3. Résultats

Comportement global

Nous nous intéressons dans cette partie aux résultats fournis par les simulations SAS après convergence. La figure IV-20 montre la morphologie globale des structures tourbillonnaires dans l'ensemble roue – volute à l'instant $t=0,16$ s.

Cette représentation montre le comportement de l'écoulement interne et met en évidence la complexité de l'écoulement interne associée à l'interaction entre le rotor et le stator de la machine. De fortes perturbations de l'écoulement existent notamment à la sortie de la machine et qui sont engendrées par la présence du bec de volute.

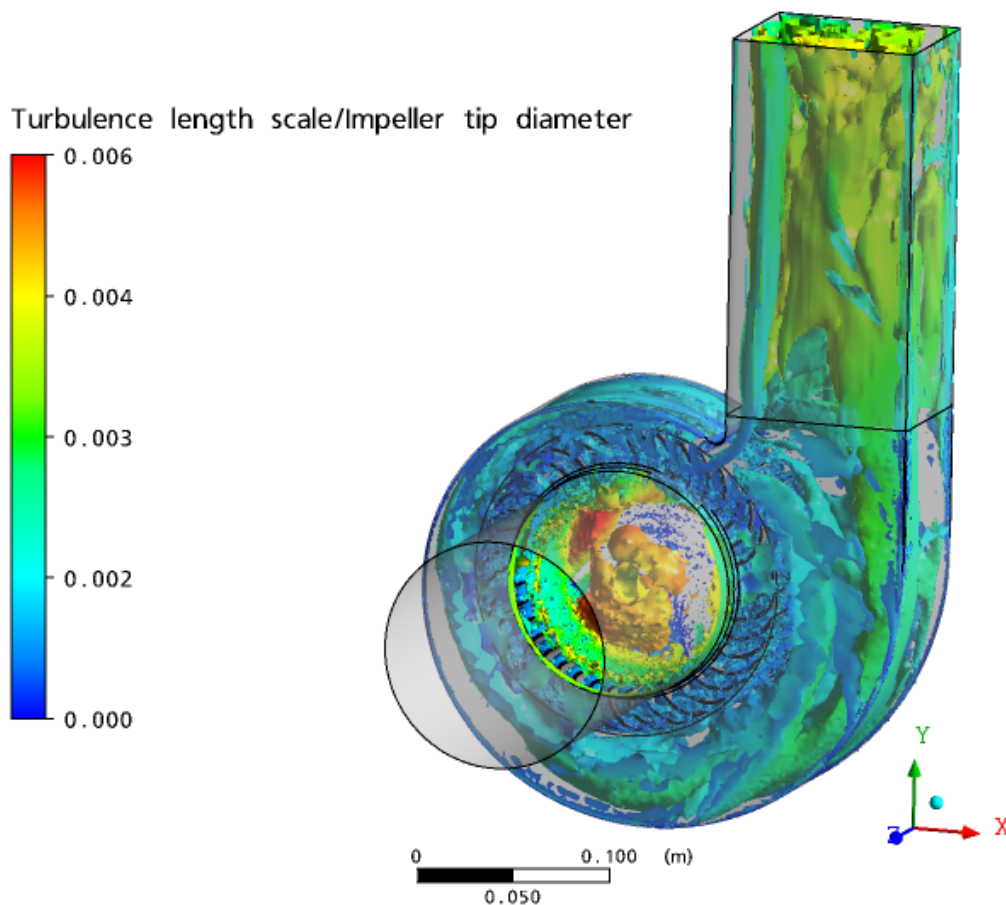


Fig. IV-20- Structures de turbulence (Calcul SAS à 0.16 s)

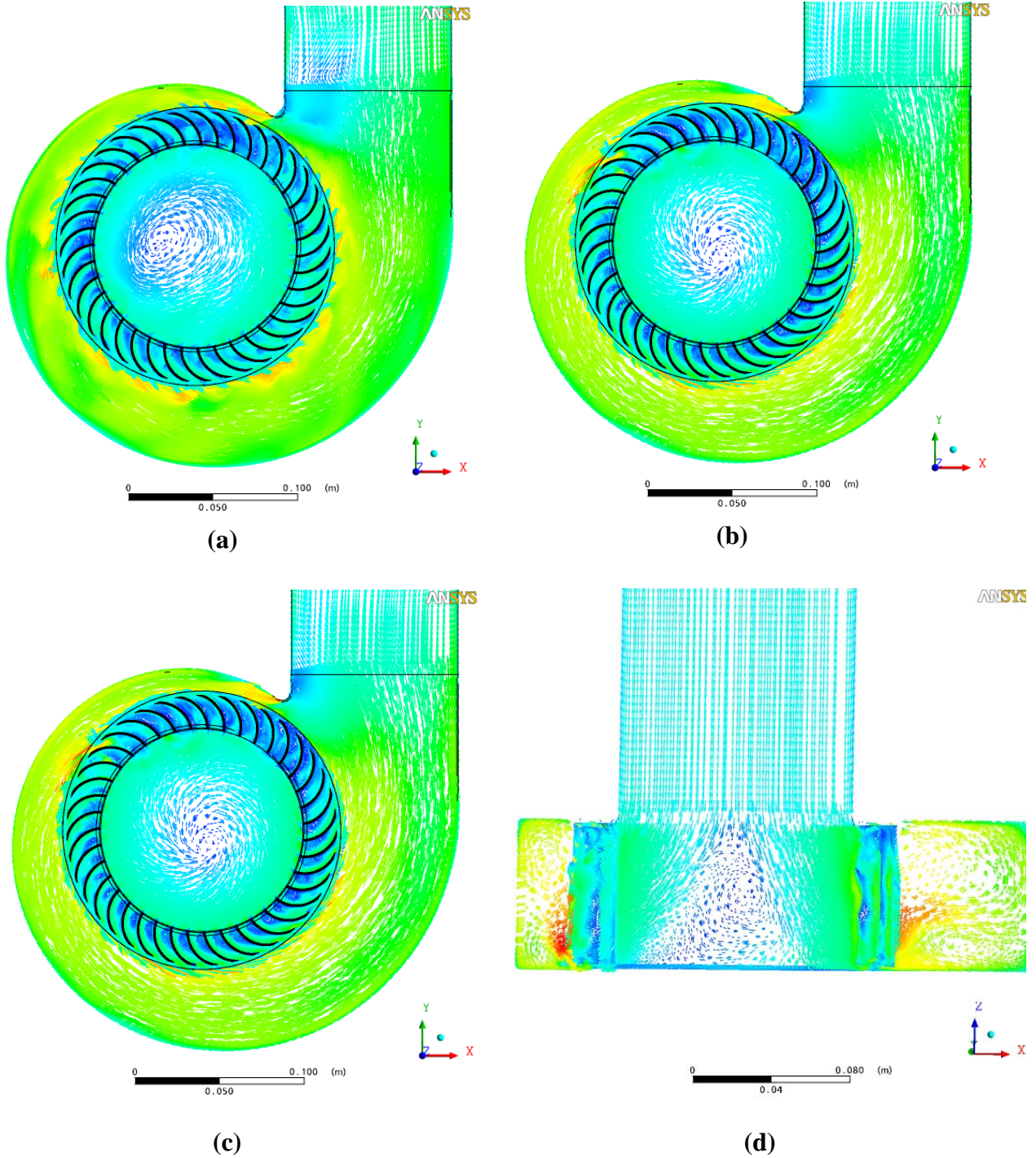


Fig. IV-21- Champs de vitesse instantanée
 (a) : Coupe coté Entrée, (b) : Coupe plan médian, (c) : Coupe coté dorsal, (d) : Coupe méridienne

La figure IV-21 montre les champs de vitesse instantanée représentés sur différentes coupes de la machine.

Sur les trois figures (a, b et c) l'écoulement présente une dissymétrie imposée par la forme géométrique de la volute. Les recirculations à travers les jeux de fonctionnement sont également montrées.

Le comportement du fluide à la sortie de la grille d'aubes prédit par les simulations SAS (coupe méridienne) est globalement similaire à celui donné par les calculs URANS.

Les deux tourbillons contrarotatifs discutés au chapitre II sont aussi captés par cette modélisation.

La présence du bec comme singularité pour l'écoulement et comme source d'interaction et d'instabilités est également mise en évidence sur la figure IV-22. Un fort gradient de pression apparaît ainsi au voisinage du bec de volute.

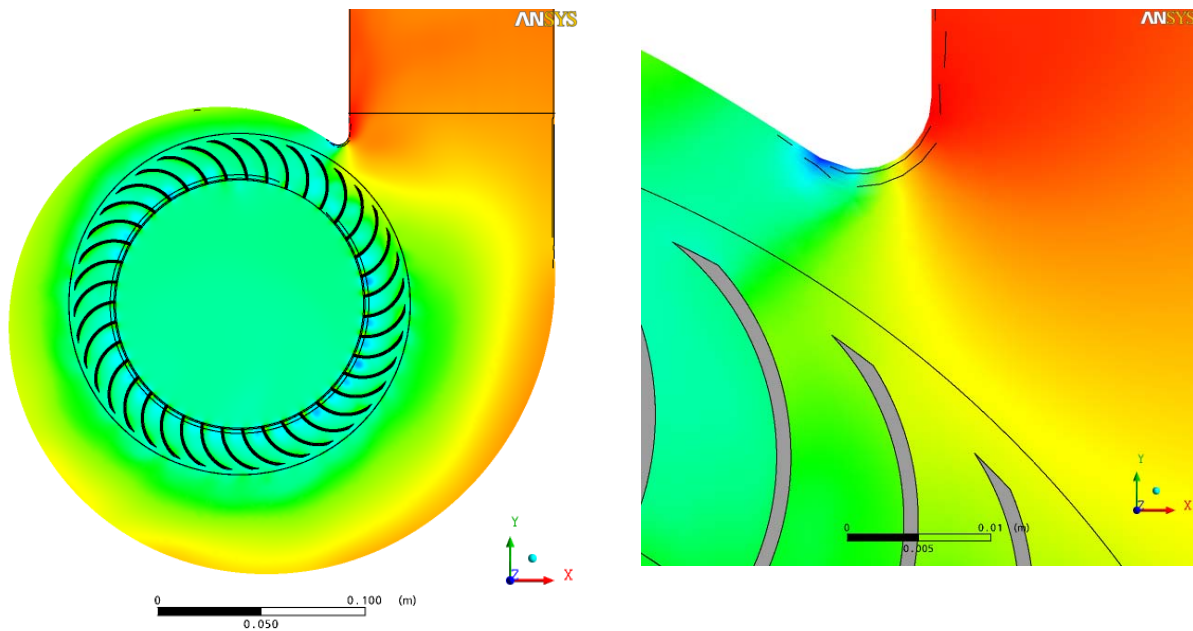


Fig. IV-22- Champs de pression statique instantanée

Fluctuations de pression

La figure IV-23 montre une comparaison entre les fluctuations de pression en deux points de capture. Le graphe de droite représente les spectres calculé et mesuré sur le bec de volute et le graphe de gauche montre les spectres obtenus loin de la zone du bec. Les comparaisons calcul-essais présentent de bonnes corrélations.

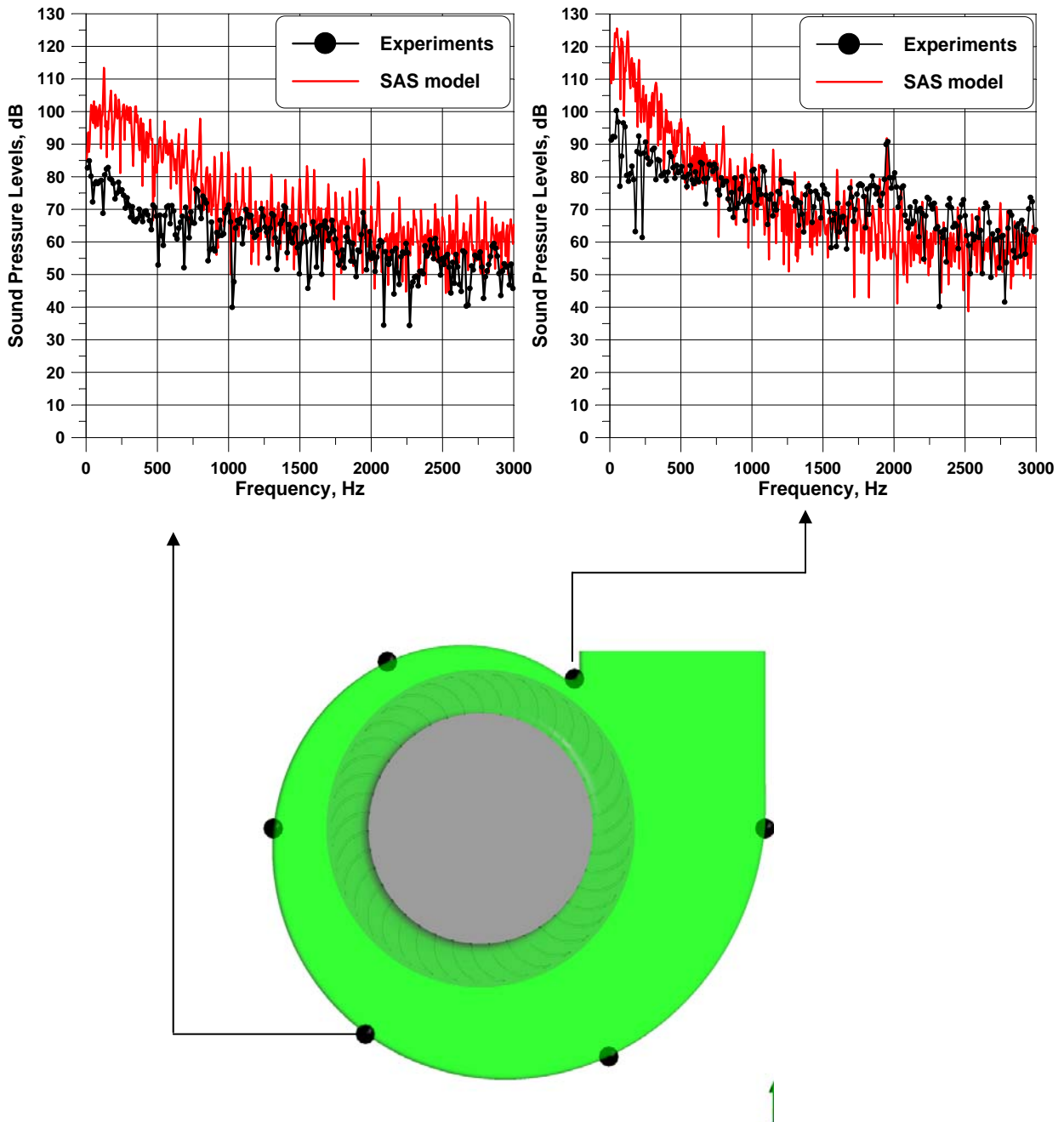


Fig. IV-23- Comparaison des signaux fréquentiels (Modèle SAS et expérimental)

Pressions acoustiques

Les pressions acoustiques déduites du modèle de Lowson alimenté par l'effort stationnaire, généré, par la roue du ventilateur, ont été comparées à la fréquence de passage des pales (1950 Hz) ainsi qu'à ses harmoniques (fig. IV-24).

Les prédictions tirées de cette modélisation concernent le niveau de pression acoustique à la fréquence de passage des pales et à ses harmoniques. Excepté la fréquence de passage des pales, la figure II-24 montre des dispersions aux différents harmoniques.

Comparativement à la méthode hybride que nous avons utilisée au début de l'étude (URANS/FW-H), la présente méthode basée sur le modèle de Lowson offre l'avantage d'être plus rapide et plus économique du fait que les données amont sont issues d'un calcul stationnaire.

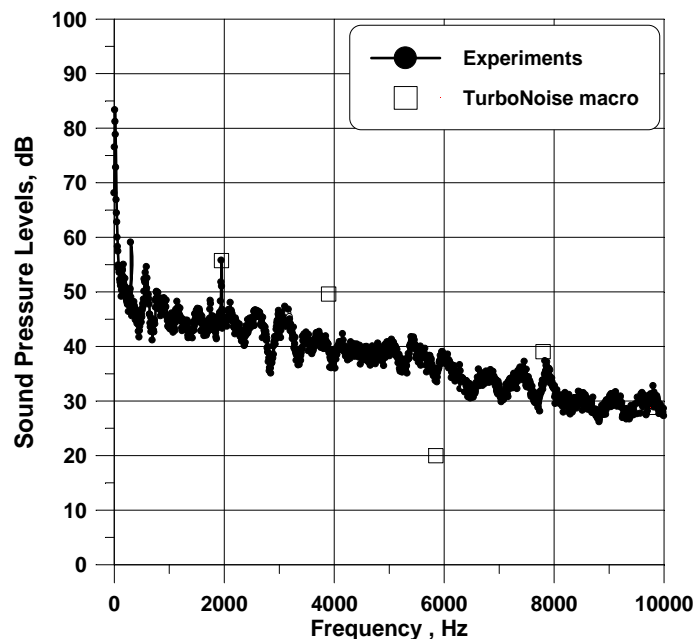


Fig. IV-24- Spectre acoustique mesuré en chambre anéchoïque et comparaison avec les valeurs aux harmoniques données par la modélisation (SAS/Lowson)

6. SYNTHÈSE

Le présent chapitre a montré une comparaison des résultats numériques et expérimentaux. Deux modélisations de l'écoulement instationnaire dans le ventilateur de référence, URANS et SAS, sont présentées avec deux méthodes de propagation de bruit basées respectivement sur le modèle de FW-H et le modèle de Lowson. La confrontation des résultats numériques avec l'expérience a concerné en premier lieu les grandeurs globales de l'écoulement. Elle a servi ensuite à valider les grandeurs locales, à savoir les pressions statiques fluctuantes calculées sur la paroi latérale de la volute. Enfin, elle a permis de vérifier les pressions acoustiques calculées en champ libre et lointain.

CHAPITRE V

Influence de Quelques Paramètres Géométriques Constructifs

Ce chapitre présente l'autre aspect de cette thèse, qui a pour objectif de contribuer à une optimisation des performances des ventilateurs centrifuges à action. Basés sur une étude paramétrique, les travaux concernent l'analyse de l'influence de certains paramètres géométriques constructifs sur le comportement aérodynamique et aéroacoustique. Ainsi, d'une géométrie prototypée à une autre, les grandeurs globales et locales, calculées et mesurées seront comparées à celles du ventilateur de référence. L'ensemble des résultats de ce chapitre est présenté dans [57] et [58].

| Sommaire | Page |
|--|-------------|
| 1. INTRODUCTION..... | 128 |
| 2. QUELQUES ACTIONS OPTIMISANTES..... | 129 |
| 3. PARAMETRES ETUDIES..... | 133 |
| 4. PERFORMANCES GLOBALES..... | 138 |
| 5. ANALYSE DES FLUCTUATIONS DE PRESSION..... | 141 |
| 6. COMPORTEMENT AEROACOUSTQUE..... | 143 |
| 7. SYNTHESE..... | 145 |

1. INTRODUCTION

Nous avons mis en évidence au début du premier chapitre, les différents paramètres géométriques qui interviennent dans le dimensionnement des ventilateurs centrifuges à action. La diversité de ces paramètres et leur interdépendance compliquent la procédure d'optimisation des performances. Bien que le comportement aérodynamique soit relativement maîtrisé, les caractéristiques acoustiques de ces ventilateurs demeurent au stade de l'exploration et de la recherche. La complexité des écoulements mis en jeu et leur sensibilité aux variations des paramètres géométriques rendent difficiles la prédiction du bruit et la compréhension de ses mécanismes générateurs.

2. QUELQUES ACTIONS OPTIMISANTES

L'influence des différents paramètres géométriques sur le comportement aérodynamique et aéroacoustique des ventilateurs centrifuges à action, a intéressé beaucoup de chercheurs dont la plupart ont focalisé leurs études sur la façon de réduire le bruit de raies lié à la fréquence de passage des pales. Celui-ci est dû en grande partie, comme nous l'avons montré au chapitre IV, à l'interaction du fluide à la sortie de la roue avec le bec de volute.

2. 1. Influence de la distance radiale entre la roue et le bec de volute

Beaucoup d'études ont montré qu'à la sortie de la roue, il existe un phénomène de sillage important. Ce mécanisme s'accroît au fur et à mesure que les pales passent l'une après l'autre. Le bec placé dans cette région subit alors de fortes fluctuations de pression ce qui se traduit par une forte émission de bruit à la fréquence de passage de pales. En éloignant le bec de la roue, le profil de vitesse est moins irrégulier et l'amplitude des fluctuations de pression au niveau du bec est diminuée.

Un autre effet de la volute est le blocage du débit dans les espaces interaubages situés au voisinage du bec. Cela influe sur les forces exercées sur les pales, également à l'origine du bruit.

Q. Liu *et al.* [11] ont démontré, numériquement et expérimentalement, que le bruit à la fréquence de passage de pales est fortement réduit lorsqu'on éloigne le bec de la périphérie de la roue (Fig. V-1). Le seul inconvénient de cette méthode est l'agrandissement de la machine, et cette solution devient impossible en cas de sévères limitations de taille.

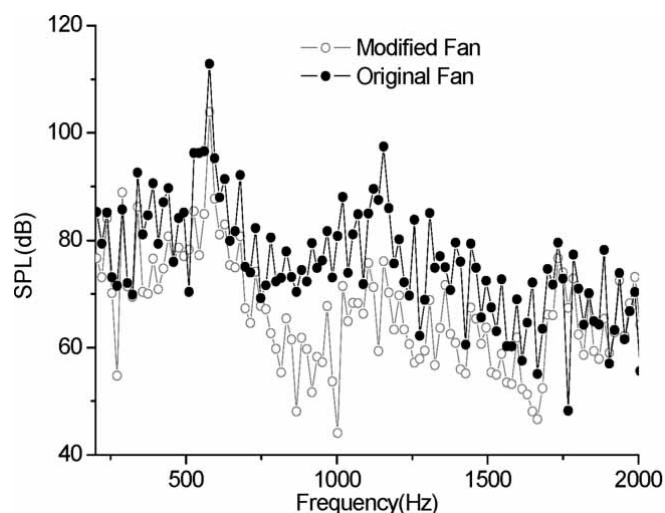


Fig. V-1- Effet de l'éloignement du bec de la périphérie de la roue sur le bruit généré [11]

2. 2. Influence de l'augmentation du rayon de courbure du bec

Leidel [59] a testé différents rayons de courbure du bec à différentes distances roue – bec de volute. Bien qu'une influence existe, elle est beaucoup moins importante que l'influence de la distance roue - bec. Les performances et le rendement restent inchangés par ces modifications. Han *et al.* [60] présentent le champ de vitesse en sortie de roue obtenu à partir des résultats de la CFD (2D et 3D). Les résultats sont utilisés pour optimiser la position angulaire du bec de volute par rapport à la tubulure de sortie (5 positions de 5° en 5°) ainsi que le rayon de ce même bec (de $0,06 D_2$ à $0,12 D_2$). Ces résultats ont été comparés à ceux obtenus par réseau de neurones. Les deux méthodes montrent une valeur optimale du rayon de bec égale à environ $0,10 D_2$.

2. 3. Influence de la forme aérodynamique des pales

Habituellement le bec de volute et le bord de fuite des pales sont parallèles. Les pressions le long du bec, excitées par le sillage, sont en phase. En inclinant les pales par rapport au bec, un déphasage est introduit, ce qui implique une réduction locale de l'amplitude des fluctuations de pression, d'où une diminution du bruit généré. Néanmoins, l'inclinaison des pales rend leur fabrication plus difficile.

Embleton [61] a biseauté des pales d'un ventilateur centrifuge à action et observé les résultats sur le bruit. Une chute de 12 dB sur le pic de passage de pales a été trouvé mais, comme il a fallu augmenter la vitesse de rotation de la roue pour faire passer le même débit, le bruit large bande a augmenté.

Bommes *et al.* [62] ont mené une étude paramétrique sur l'effet de la forme du profil de la pale sur les performances aérodynamiques et aéroacoustiques. Ils ont comparé trois rotors dont les angles à la sortie d'aubage sont différents. La figure V-2 montre les schémas relatifs aux rotors étudiés. Les trois roues conçues avec des angles β_2 égal à 41° , 90° et 160° respectivement sont étudiées dans la même volute.

Dans cette étude, les performances aérodynamiques et aéroacoustiques sont comparées afin d'évaluer l'effet de chaque paramètre. Les résultats ainsi obtenus montrent que les performances aérodynamiques générées par les trois ventilateurs étudiés augmentent avec l'angle en sortie d'aubage. En revanche, les nuisances acoustiques augmentent aussi cet angle (Fig. V-3).

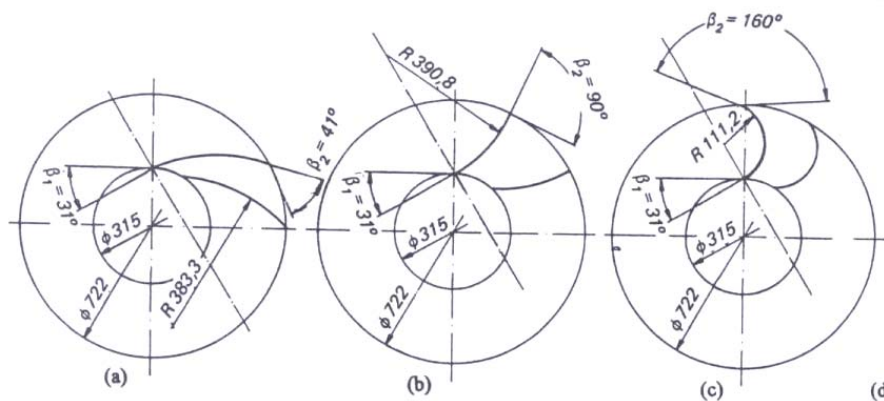


Fig. V-2- Etude de l'influence de l'angle en sortie d'aubage d'après [62]

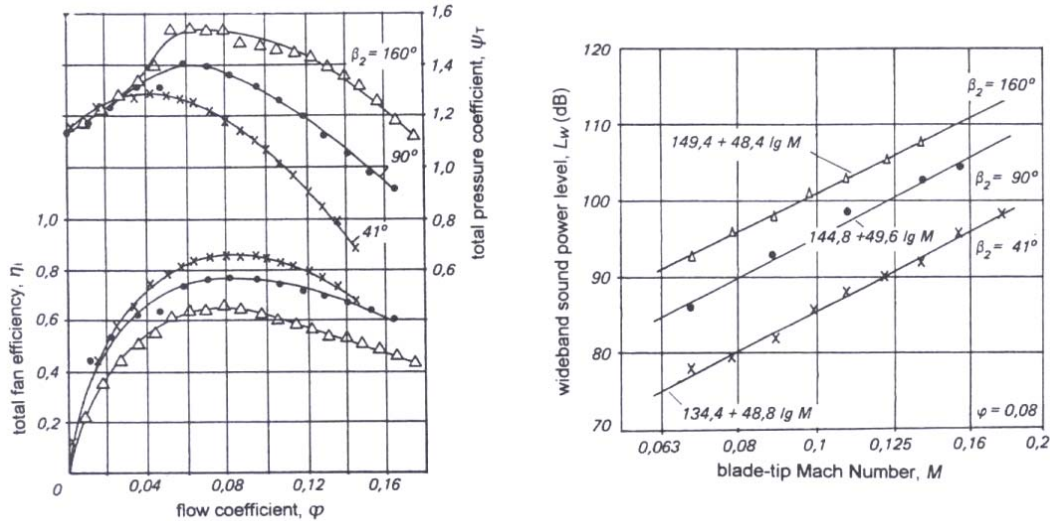


Fig. V-3- Influence de l'angle en sortie d'aubage sur les performances aérodynamiques et aéroacoustiques [62]

2. 4. Influence de l'espacement irrégulier des pales

En espaçant irrégulièrement les pales, l'énergie acoustique à la fréquence de passage des pales est répartie sur une bande de fréquence plus large. Cette méthode a aboutit à des résultats intéressants à la FPP dans certains travaux [8, 9, 63] cependant le bruit global reste inchangé. Moon *et al.* [8] ont étudié 2 roues avec des espacements différents des pales. Ils ont calculé et mesuré les performances aérodynamiques fournies par ces deux configurations afin de les comparer à une roue de référence dont la répartition des pales est régulière (Fig. V-4 (a)). Pour le débit nominal et pour des débits de fonctionnement relativement élevés, les résultats de cette étude montrent que le changement imposé dans la répartition des pales, n'a pas d'impact significatif sur les performances aérodynamiques globales des deux ventilateurs. En revanche, les ventilateurs A et B présentent une chute de leurs performances globales lorsqu'ils fonctionnent en débit partiel (Fig. V-4 (b)).

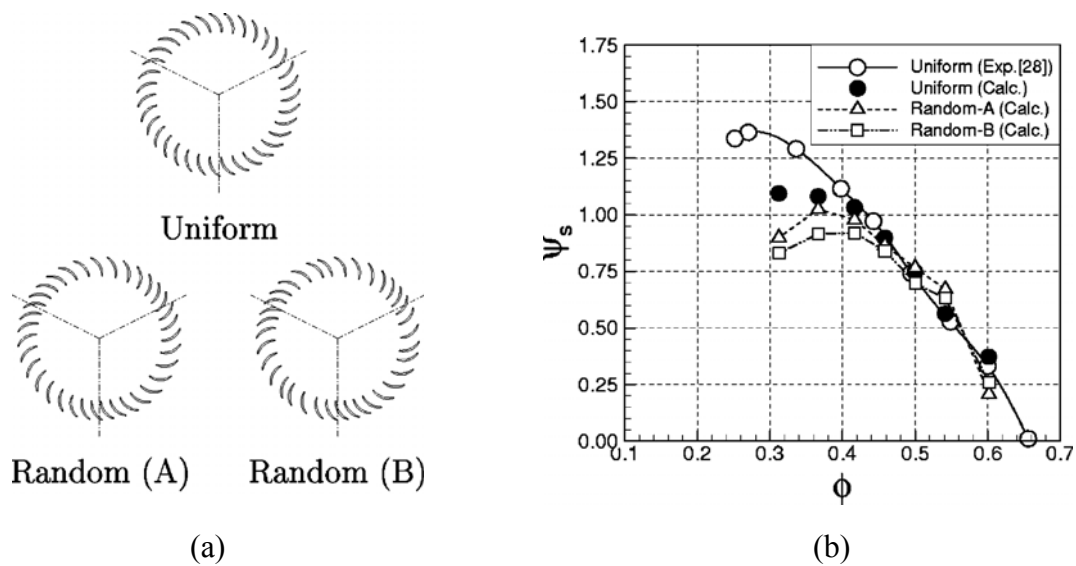


Fig. V-4- Effet de la répartition des pales sur les performances aérodynamiques d'un ventilateur centrifuge [8]

Pour ce qui est des performances aéroacoustiques, les auteurs de cette étude ont comparé les spectres donnant le niveau de pression acoustique généré par les trois ventilateurs. Ils ont constaté la disparition du pic lié à la FPP et l'apparition d'autres harmoniques liés aux interférences causées par les trois motifs de pales. Ces pics sont séparés les uns par rapport aux autres de 50 Hz.

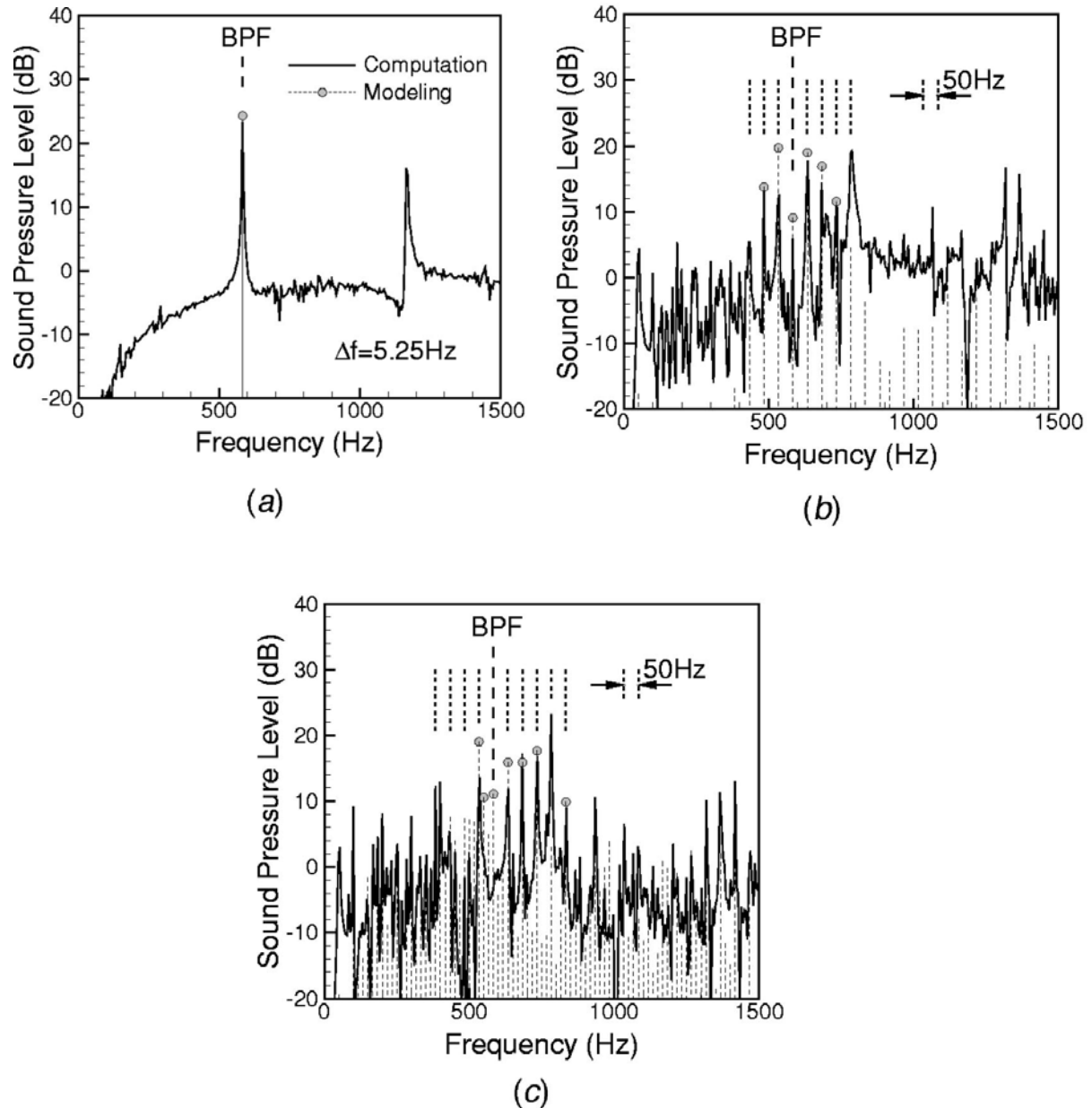


Fig. V-5- Effet de la répartition des pales sur le niveau de pression acoustique [8]

3. PARAMETRES ETUDIES

Dans cette partie, sont présentées les caractéristiques géométriques de trois nouveaux rotors, conçus en vue d'analyser et de comparer, en régime instationnaire, leurs performances aérodynamiques et aéroacoustiques. L'étude numérique et expérimentale porte sur trois roues de géométries différentes. Pour chaque rotor, un seul paramètre est modifié pendant que tous les autres paramètres sont gardés identiques à la roue de référence VA160. La géométrie de la volute de ces trois nouveaux ventilateurs est la même que celle qui est définie au chapitre II.

3. 1. Action sur la répartition des pales – VA160D

Le ventilateur VA160D est obtenu en répartissant les pales de la roue suivant la formule de variation angulaire suivante:

$$\theta_i = \frac{360}{z} + k \left[\left(\frac{z}{2\pi \cdot n} \right) \left\{ \cos \left[\left(\frac{n \times 2\pi}{z} \right) \left(i - \frac{1}{2} \right) \right] \left(\frac{\pi}{180} \right) \right\} \right] \quad (\text{V-1})$$

Où :

- z : nombre de pales ;
- i : numéro de la pale variant de 1 à z ;
- n : nombre de répétitions de motifs ;
- k : coefficient d'amplification.

Le nombre de répétitions de motifs permet la reproduction d'une distribution aléatoire (n fois), en fonction du nombre de pales de la roue. Cette démarche permet de répartir d'une façon uniforme les différents motifs générés et d'éviter ainsi l'effet de balourd sur la roue.

Le coefficient d'amplification k , permet de contrôler l'amplitude de l'oscillation par rapport à l'écart original $360^\circ/z$.

La figure V-6 montre la variation du pas angulaire en fonction du numéro de la pale de la roue VA160D obtenue pour les valeurs suivantes :

$$\begin{cases} z = 39 ; \\ i = 1 \dots 39 ; \\ n = 3 ; \\ k = 50. \end{cases}$$

La courbe obtenue est ensuite comparée à celle de la roue du ventilateur VA160. Cette dernière présente une évolution constante du pas, tandis que la roue VA160D présente une évolution sinusoïdale du pas angulaire des pales (Fig. V-6).

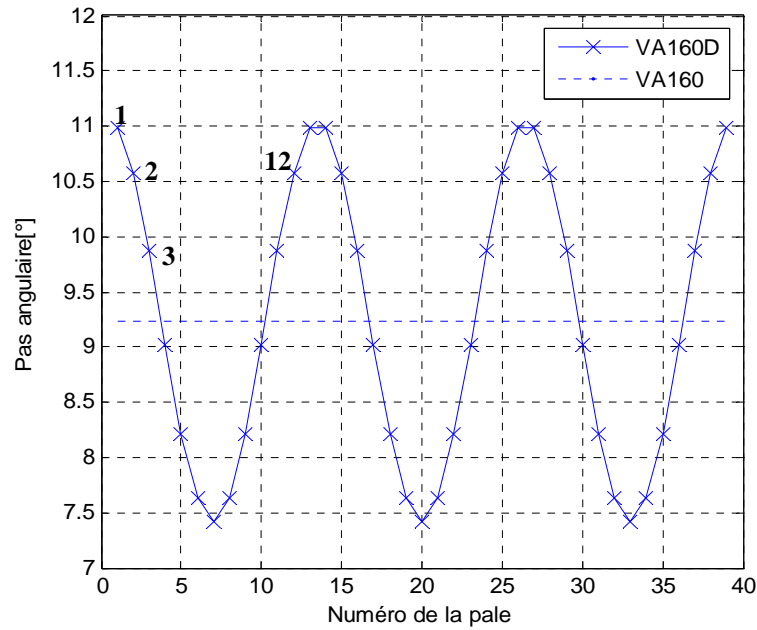
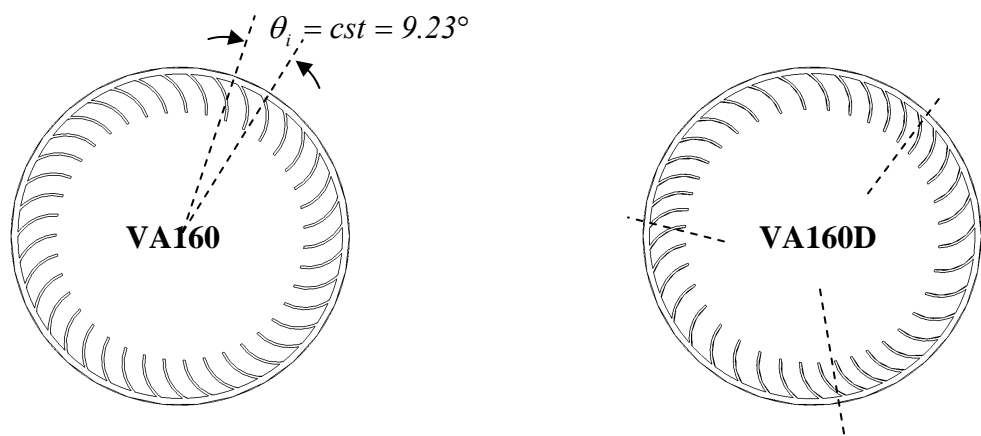


Fig. V-6- Variation du pas angulaire en fonction du numéro de la pale



a) 39 aubes régulièrement espacées

b) Répétition de trois secteurs de 120°
(13 aubes irrégulièrement espacées)

Fig. V-7- Géométrie de la roue du ventilateur VA160D comparée à celle de la roue VA160

3. 2. Action sur le diamètre à la périphérie – VA150

Cette action vise à analyser l'effet du diamètre de la roue sur les performances du ventilateur centrifuge. En même temps, la modification de ce paramètre revient à agir sur la distance entre le bord de fuite des pales et le bec de la volute, ce qui permettra d'évaluer l'impact sur les grandeurs instationnaires et sur le comportement acoustique de la machine.

Comparée à la roue de référence, la VA150 a un diamètre de 150mm, soit 10mm de moins par rapport à la VA160. La distance radiale entre la périphérie de la roue et le bec de volute passe de 10 mm à 15mm (Fig. V-8).

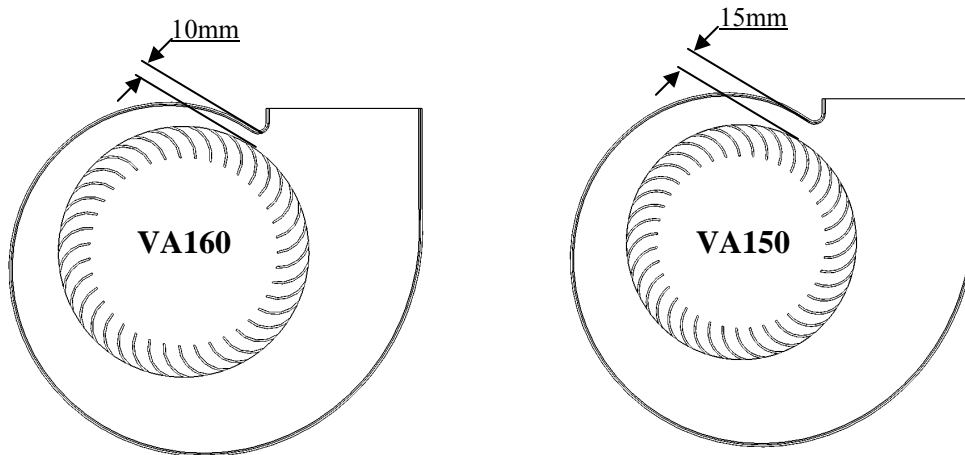


Fig. V-8- Géométrie de la roue du ventilateur VA150 comparée à celle de la roue VA160

3. 3. Action sur le nombre de pales – VA160E

Cette nouvelle configuration possède moins de pales que la configuration de référence. La roue de cette machine comporte 19 pales et l'espace inter aubage est ainsi plus grand (Fig. V-9).

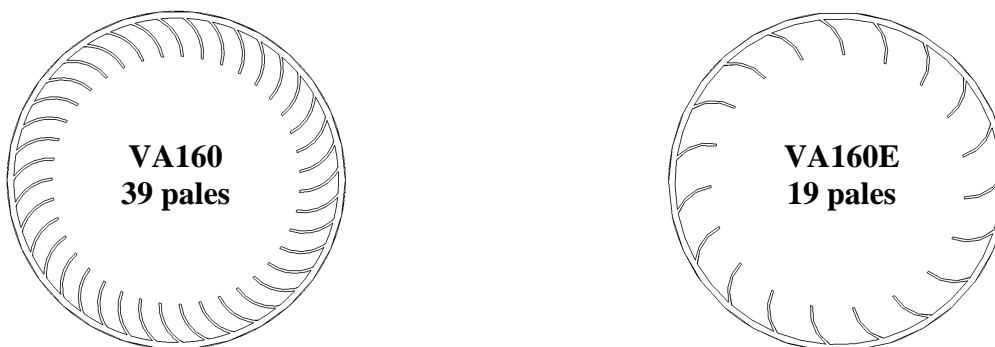


Fig. V-9- Géométrie de la roue du ventilateur VA160E comparée à celle de la roue VA160

3. 4. Prototypage et mise en œuvre expérimentale

En plus de la roue de référence, les trois roues définies ci dessus ont été fabriquées afin de réaliser des essais. La figure V-10 montre les photographies des prototypes correspondant à chaque machine.

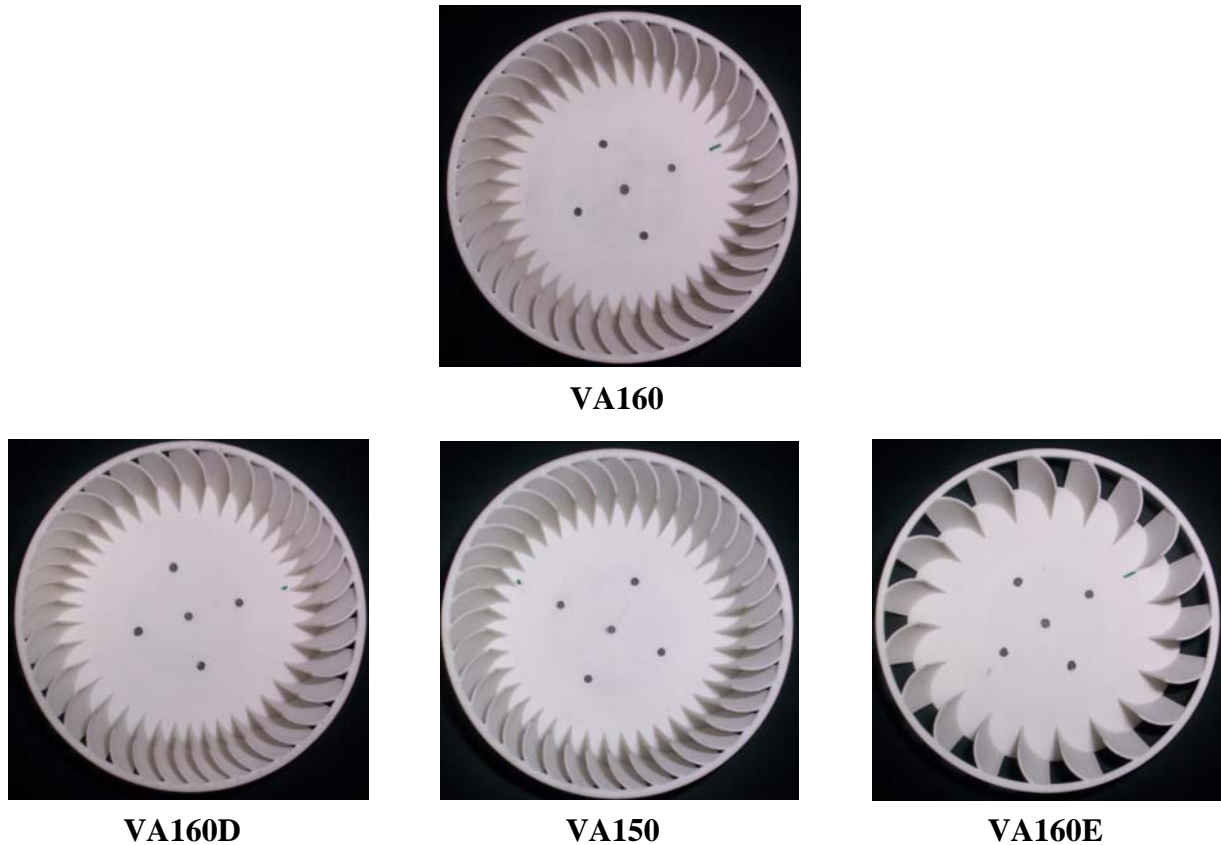


Fig. V-10- Prototypes des ventilateurs VA160, VA160D, VA150 et VA160E

Dans le but de réaliser des comparaisons fiables du point de vue de la morphologie de l'écoulement interne, les ventilateurs étudiés doivent opérer au même régime de fonctionnement c'est-à-dire au même point nominal que celui du ventilateur VA160 :

$$Q_v = 500 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta P = 680 \text{ Pa}$$

Pour cela, la vitesse de rotation qui assurerait ce point de fonctionnement pour chaque machine étudiée a été déterminée expérimentalement moyennant un variateur de vitesse couplé à la lecture de la pression fournie par le ventilateur testé.

En ce qui concerne l'analyse du comportement local de l'écoulement instationnaire, les pressions fluctuantes générées par les roues étudiées sont mesurées par le microphone de pression *40BH* (cf. chapitre II). Ce microphone a été monté sur la surface du bec de la volute tel que le montre la figure V-11 relative à une deuxième maquette utilisée dans cette partie de l'étude.

Cette nouvelle maquette d'essai fabriquée sur la base d'un matériau transparent constitue l'une des perspectives relatives à l'étude expérimentale des écoulements instationnaires dans

les ventilateurs centrifuges à action. Cette nouvelle action a été développée en vue d'explorer le champ de vitesse instationnaire à partir de la vélocimétrie par images de particule (PIV). Ce banc d'essai est conforme aux deux normes internationales ISO5801, et ISO5136 [64] (fig. V-11 et V-12).

Sur la base d'une série d'essais effectués sur les différentes machines, les vitesses de rotation correspondant au point de fonctionnement $Q_v = 500 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta P = 680 \text{ Pa}$ des ventilateurs VA160, VA160D, VA150 et VA160E sont respectivement : 3000 tr/min, 3000 tr/min, 3200 tr/min et 2900 tr/min.

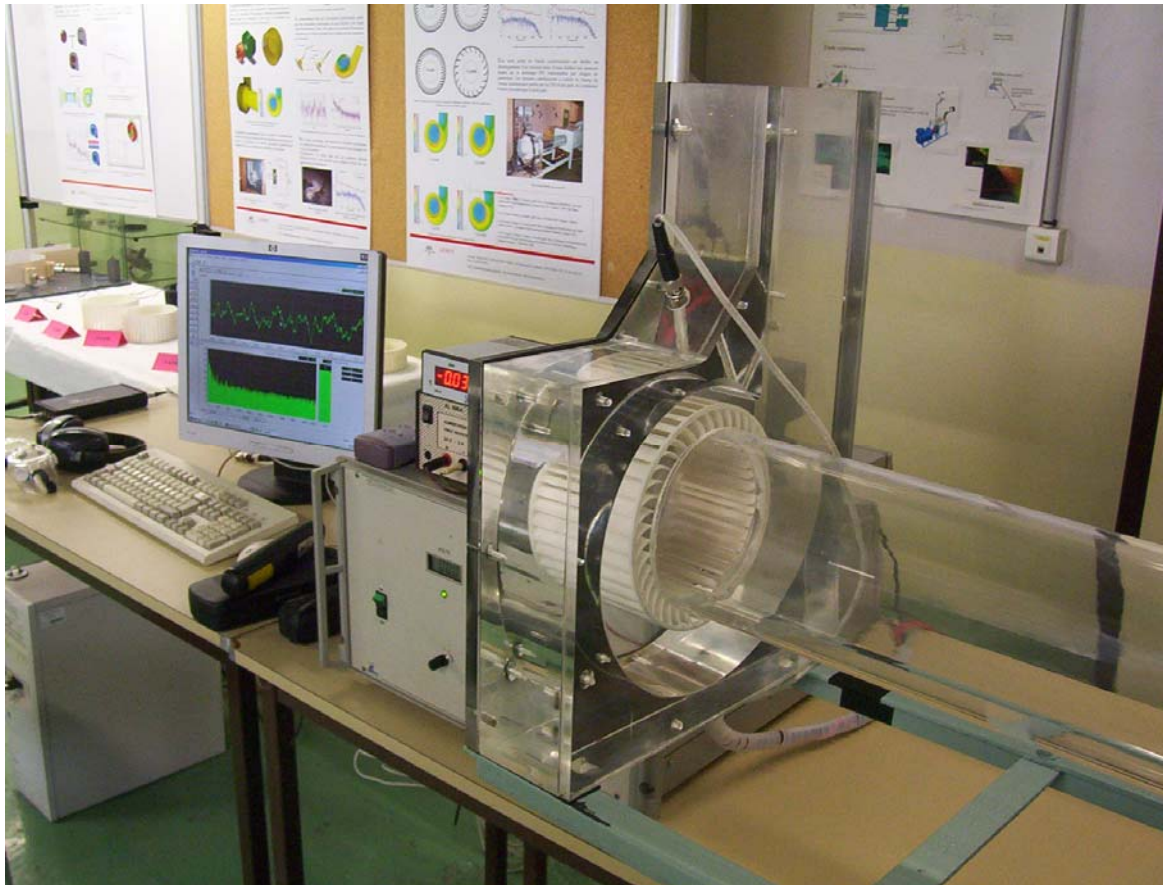


Fig. V-11- Banc d'essais destiné à la PIV et à la mesure des fluctuations de pression pariétale sur le bec de volute

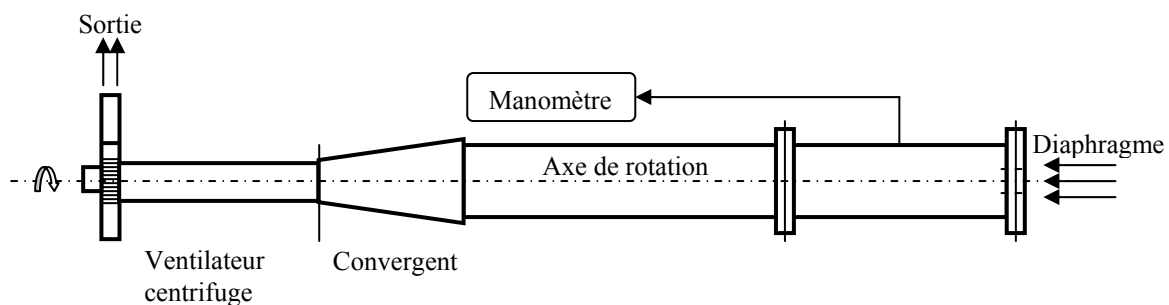


Fig. V-12- Schéma de principe du banc d'essai aéroacoustique ISO5801 et ISO5136

4. RESULTATS, ANALYSES ET INTERPRETATIONS

4.1. Performances globales

Les performances aérodynamiques globales des quatre machines étudiées sont présentées dans le tableau V-1. Le ventilateur VA160D possède les mêmes performances que le ventilateur de référence, ce qui permet de conclure que l'introduction d'une irrégularité dans l'espacement des pales n'affecte pas les caractéristiques globales du ventilateur.

D'autre part, le ventilateur VA150 affiche un meilleur rendement aérodynamique dû à une meilleure adaptation de la volute. La chute de pression associée à la réduction du diamètre de la roue nécessite, pour assurer le même point de fonctionnement que la machine de référence, une augmentation de la vitesse de rotation de 200 tr/min et une diminution de 100 tr/min pour la VA160E.

Tab. V -1- Performances globales des ventilateurs étudiés

| Ventilateur | N (tr/min) | ΔP_s (num.) | ΔP_s (exp.) | η (%) |
|-------------|--------------|---------------------|---------------------|------------|
| VA160 | 3000 | 682 | 681 | 51 |
| VA160D | 3000 | 679 | 680 | 51 |
| VA150 | 3200 | 700 | 684 | 54 |
| VA160E | 2900 | 640 | 678 | 52 |

Champ de pression et de vitesse

Les figures V-13 et V-14 montrent respectivement à un instant donné, les champs de vitesse absolue et de pression statique des quatre machines étudiées. Cela donne une idée de la complexité de la structure des vortex au niveau des aubes et près du bec.

Les phénomènes classiques relatifs à la conversion, par la volute, de la pression dynamique produite par la roue en pression statique sont observés. Une zone de distribution non homogène de pression et de vitesse existe autour du bec de la volute. Cette zone est caractérisée par un fort gradient de vitesse. Sur les quatre configurations, le bec de volute constitue une singularité pour l'écoulement et la forme spirale de la volute influence la distribution globale des champs de vitesse et de pression.

La comparaison des résultats sur la VA160D avec ceux de la VA160 montre aisément que les morphologies globales des deux écoulements sont globalement comparables, notamment dans la zone de la volute. Quelques zones de dépression à l'entrée des aubages de la roue apparaissent au niveau de chaque rétrécissement de motif dans la machine VA160D. Ces constats montrent que l'irrégularité de l'espacement des pales introduite dans la roue de référence n'a pas affecté fortement la morphologie globale de l'écoulement.

La morphologie de l'écoulement sur la roue VA150 montre une nette amélioration de la distribution du champ de vitesse notamment aux alentours du bec de la volute. Dans cette configuration la distance entre le bec de la volute et la périphérie de la roue est augmentée et les interactions sont moindres par conséquent.

D'autre part, la machine VA160E présente une distribution non homogène de l'écoulement notamment au niveau de la périphérie de la roue caractérisée par un fort gradient de vitesse dans les espaces inter aubages. Un résultat similaire a été retrouvé par Kergourlay et Younsi [51] dans une récente étude numérique et expérimentale concernant l'effet du nombre de pales sur l'écoulement instationnaire dans une pompe centrifuge.

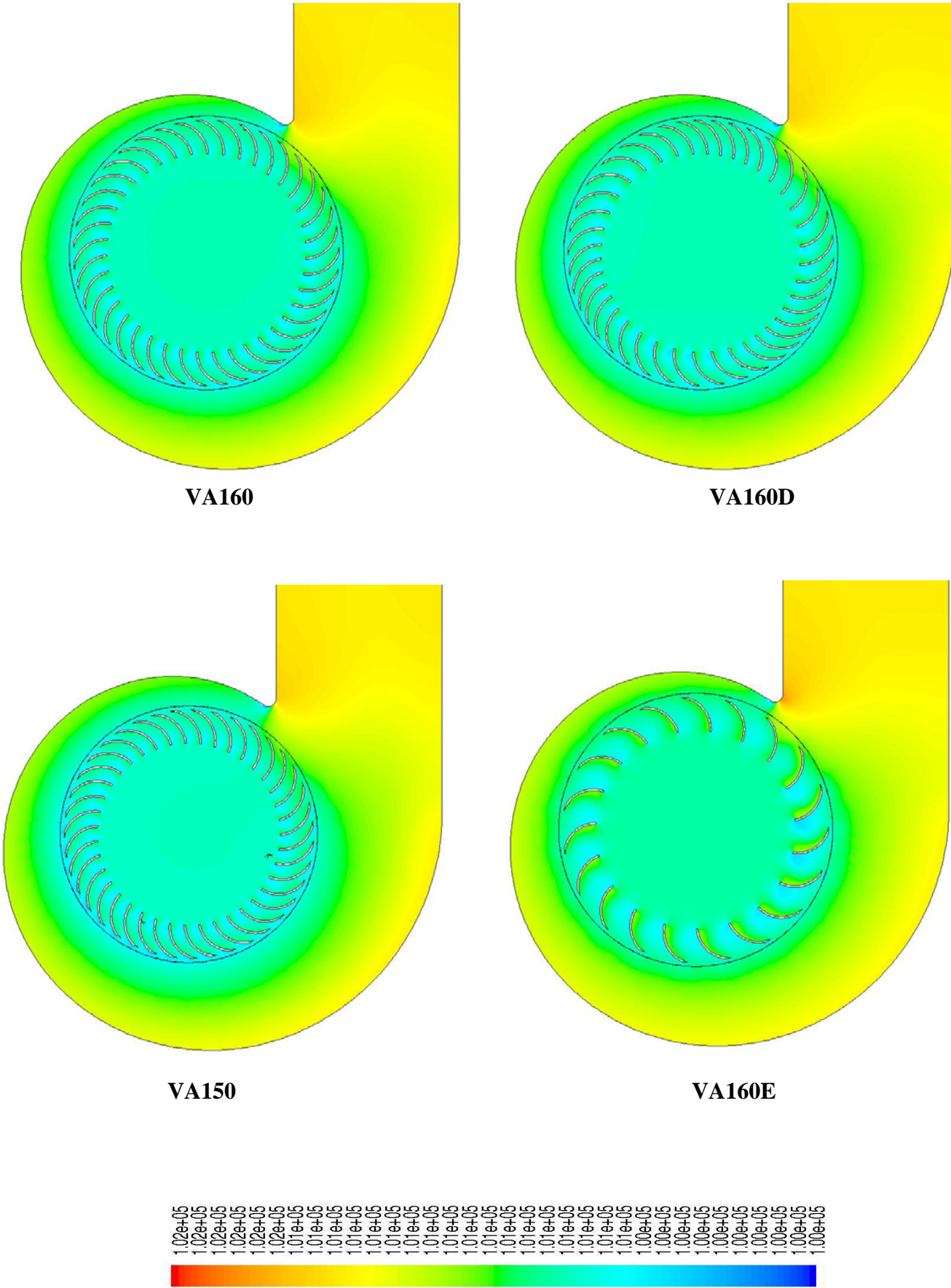


Fig. V-13- Influence des paramètres géométriques sur le champ de pression statique

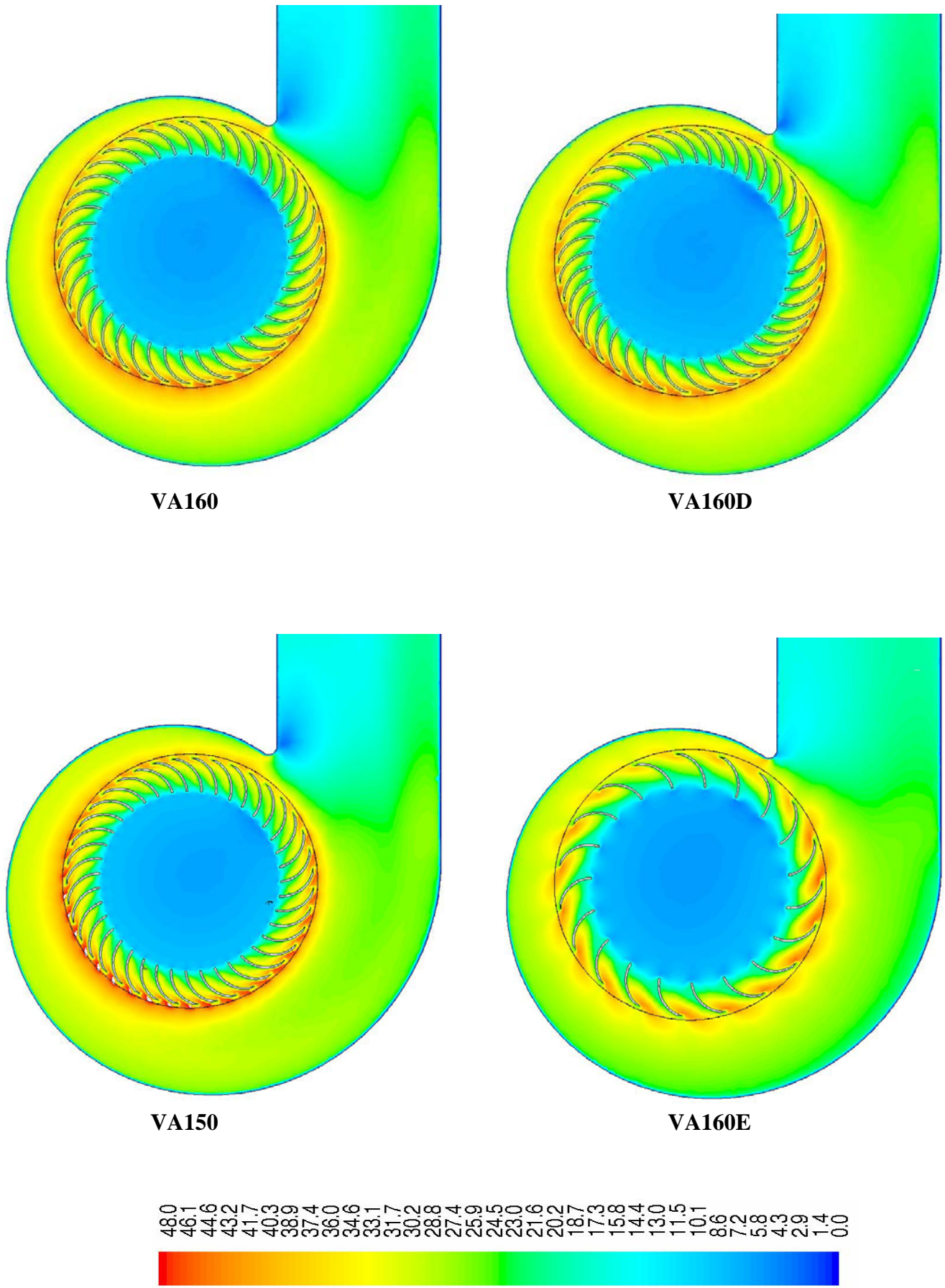


Fig. V-14- Influence des paramètres géométriques sur le champ de vitesse

4.2. Analyse des fluctuations de pression

Les signaux temporels et l'analyse spectrale de la pression fluctuante mesurée et calculée sur le bec de volute des ventilateurs VA160 et VA 150 sont donnés par les figures V-15 et V-16 respectivement. Un bon accord entre les résultats numériques et expérimentaux est ainsi observé pour les configurations VA150 et VA160 particulièrement aux basses fréquences et à la fréquence de passage des pales. Les signaux fréquentiels ont la même allure avec des amplitudes moindres dans le cas de la roue VA150. Dans cette dernière configuration, la distance radiale entre le bec de la volute et la périphérie des pales est supérieure, et les interactions aérodynamiques sont, par conséquent, plus faibles. Ainsi, la VA160 donne des fluctuations d'environ 20 Pa crête à crête et la VA150 n'affiche que 10 Pa.

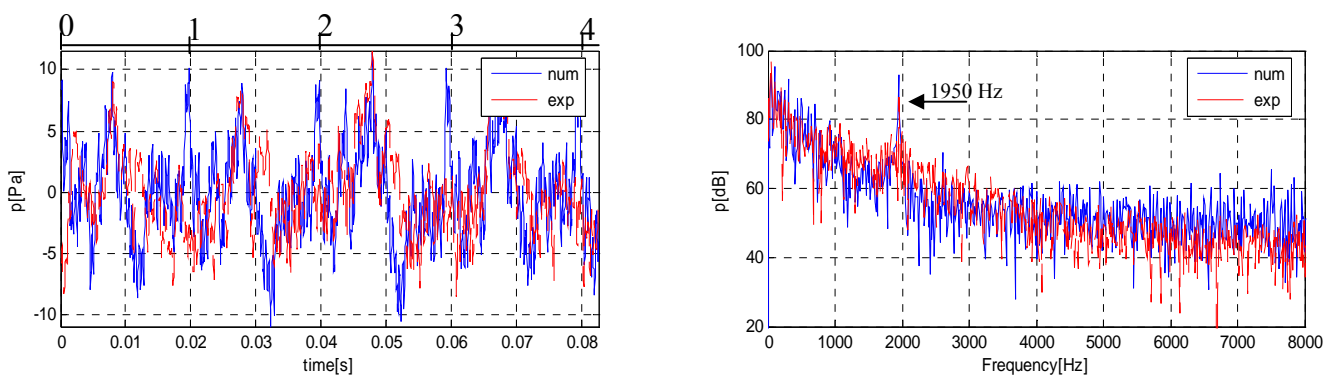


Fig. V-15. Signaux temporels et analyse spectrale correspondante – Roue VA160

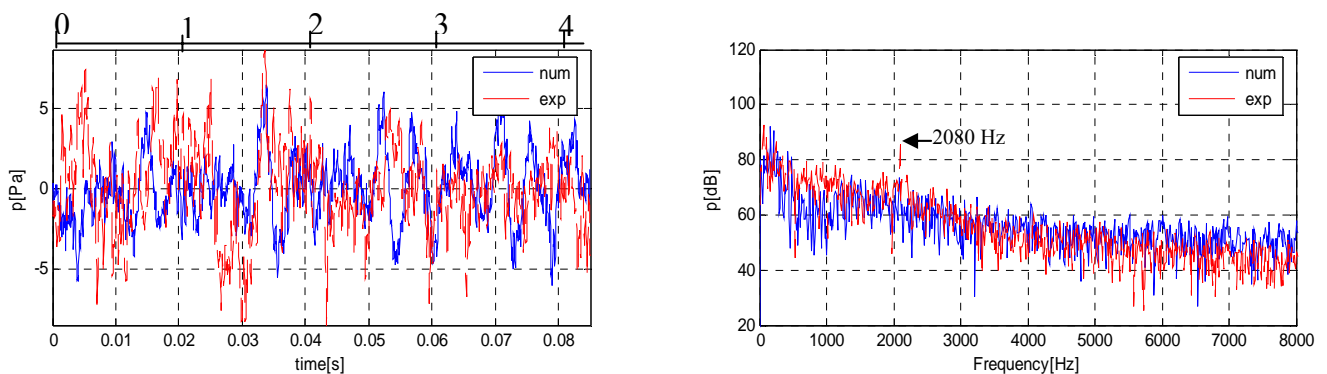


Fig. V-16. Signaux temporels et analyse spectrale correspondante – Roue VA150

En ce qui concerne le comportement de la machine VA160D (Fig. V-17), les fluctuations de pressions pariétales calculées sont plus élevées que celles mesurées (Fig. V-17). Pour ces grandes fluctuations de pression, le microphone de pression utilisé a été saturé et les fluctuations ne sont pas précisément lues par ce capteur.

L'allure globale du signal est en bon accord avec les simulations numériques. Les deux approches (numérique et expérimentale) montrent clairement le passage des trois blocs de pales liés aux trois motifs définissant la répartition irrégulière des pales. Ce phénomène génère un pic à la fréquence de 150Hz. Trois autres pics liés au passage de chaque bloc sont également apparents au voisinage de la fréquence de 1950 Hz. Ces pics sont séparés les uns des autres de 150 Hz.

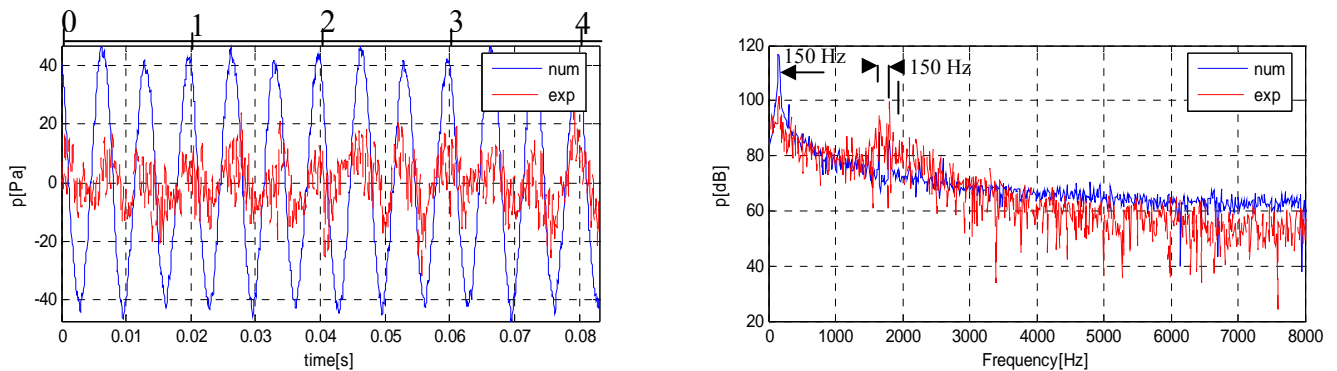


Fig. V-17. Signaux temporels et analyse spectrale correspondante – Roue VA160D

Dans la configuration qui concerne la VA160E, le même phénomène lié à la saturation du microphone est constaté (Fig. V-18). Les spectres sont dominés par l'émergence de deux pics correspondant à la fréquence de passage des pales (950Hz) et à la fréquence du premier harmonique (1900Hz).

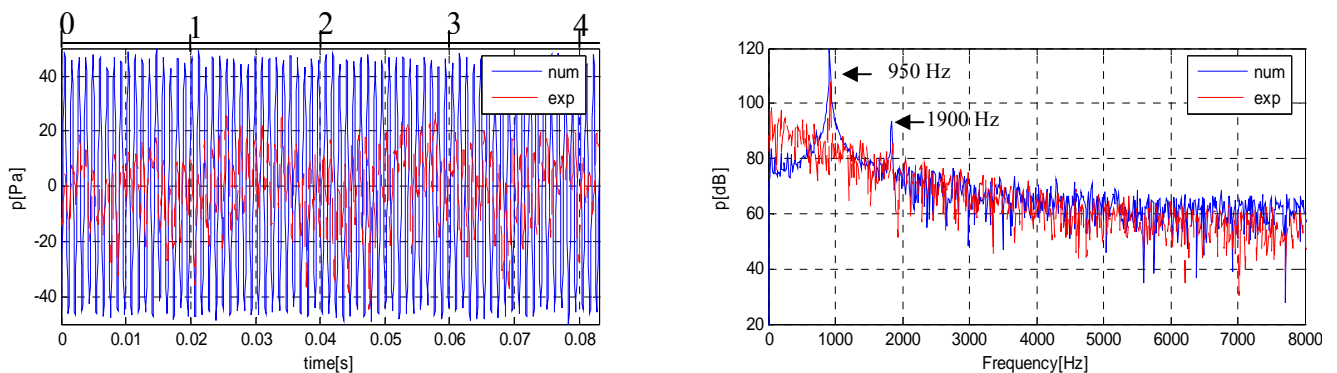


Fig. V-18. Signaux temporels et analyse spectrale correspondante -Roue VA160E

4.3. Comportement aéroacoustique

Les signaux acoustiques générés par les quatre ventilateurs sont illustrés en figure V-19. Sur ces figures les spectres mesurés en environnement anéchoïque sont comparés à ceux prédits par les calculs numériques (URANS/FW-H). Par comparaison à l'allure des signaux internes au niveau du bec de la volute, l'analyse de ces signaux met en évidence l'existence d'une certaine corrélation entre les spectres internes et les spectres en champ lointain.

Par conséquent, les remarques faites concernant la répartition des pics dans les spectres des pressions pariétales demeurent valables pour les spectres acoustiques en champ lointain.

Les quatre graphes expérimentaux montrent deux pics à 300 Hz et 600 Hz respectivement. Ces pics, qui sont indépendants de la vitesse de rotation et de l'aérodynamique du ventilateur, sont liés au rayonnement de l'installation électrique.

Les tableaux V-2, V-3, V-4 et V-6 montrent la comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux du niveau de pression acoustique (SPL) aux fréquences remarquables (FPP et ses harmoniques).

Tab. V-2. Valeurs du niveau pression acoustique de la VA160

| Ventilateur | Fréquences | SPL (dB) | |
|--------------|------------|----------|------------|
| | | EXP. | URANS/FW-H |
| VA160 | 1950 Hz | 57 | 51 |

Tab. V-4. Valeurs du niveau pression acoustique de la VA150

| Ventilateur | Fréquences | SPL (dB) | |
|--------------|------------|----------|------------|
| | | EXP. | URANS/FW-H |
| VA150 | 2080 Hz | 53 | 45 |

Tab. V-3. Valeurs du niveau pression acoustique de la VA160D

| Ventilateur | Fréquences | SPL (dB) | |
|---------------|------------|----------|------------|
| | | EXP. | URANS/FW-H |
| VA160D | 1500 Hz | 51 | 44 |
| | 1650 Hz | 55 | 52 |
| | 1800 Hz | 57 | 47 |

Tab. V-5. Valeurs du niveau pression acoustique de la VA160E

| Ventilateur | Fréquences | SPL (dB) | |
|---------------|------------|----------|------------|
| | | EXP. | URANS/FW-H |
| VA160E | 950 Hz | 78 | 64 |
| | 1900 Hz | 55 | 50 |

Les niveaux de bruit prédits par les calculs numériques (URANS/FW-H) sont inférieurs aux mesures effectuées en environnement anéchoïque. Les écarts enregistrés entre ces calculs et les mesures aux fréquences remarquables varient globalement de 5 à 8 dB. Une partie de ces écarts est liée aux réflexions et aux réverbérations de l'installation expérimentale. D'autre part, la modélisation numérique URANS alimentant le modèle de FW-H ne contient pas l'ensemble des informations concernant les instationnarités et les structures turbulentes susceptibles de contribuer à la génération du bruit de raie (à la fréquence de passage des pales ainsi qu'à ses éventuels harmoniques).

L'analyse de ces résultats montre que la machine VA150 génère un bruit inférieur à la machine de référence VA160. Ce résultat est très intéressant et montre que la réduction de la distance radiale entre le bec de la volute et la périphérie des pales contribue à réduire le niveau de pression acoustique à la fréquence de passage des pales tout en gardant les mêmes performances à une vitesse de rotation légèrement plus élevée.

Concernant le comportement acoustique du ventilateur VA160E, ce dernier génère le plus haut niveau de pression acoustique. Ce constat permet de conclure que la réduction du nombre de pales de la roue contribue à la génération d'importantes interactions aérodynamiques accentuant l'amplitude des mécanismes générateurs de bruit

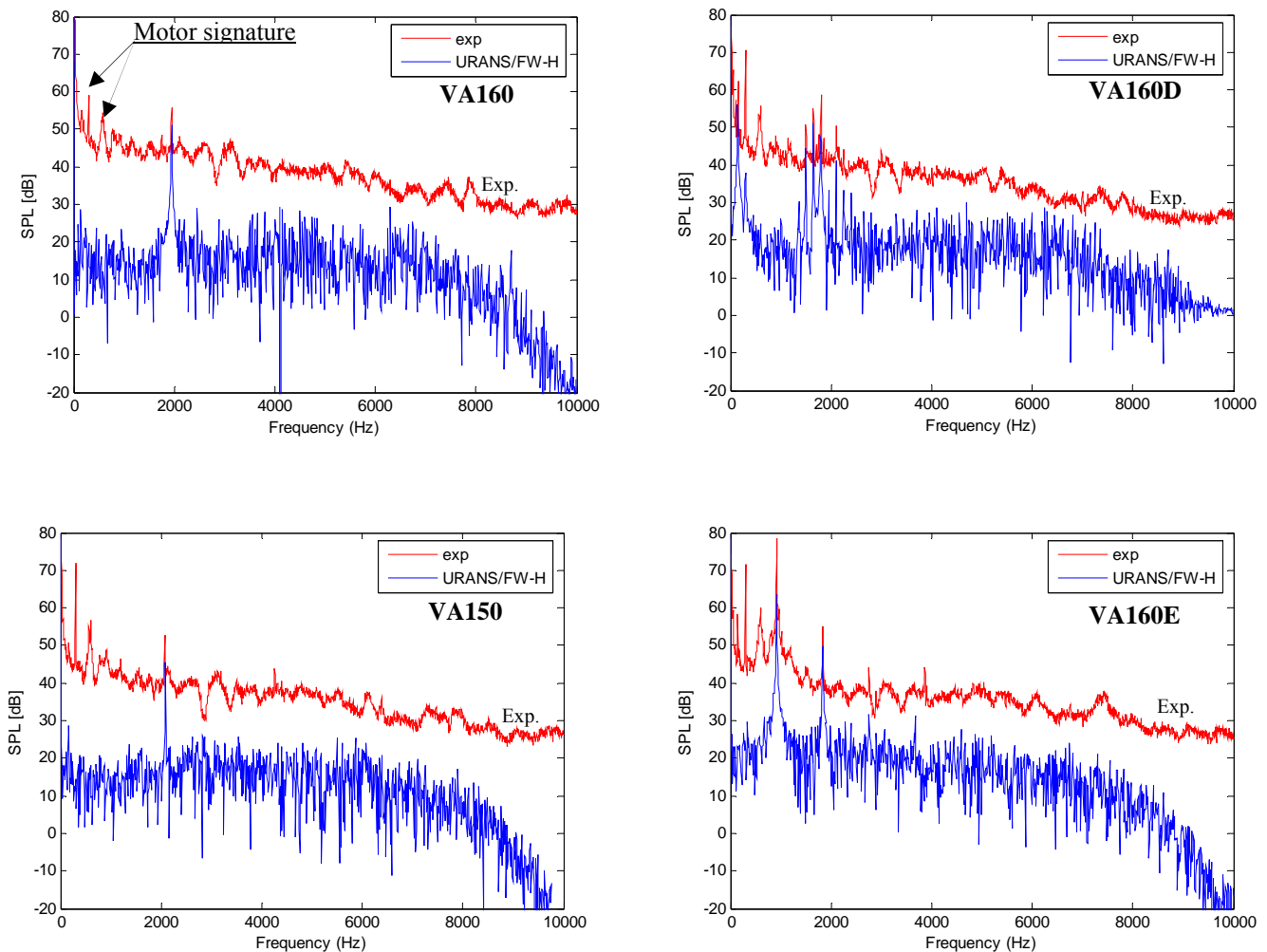


Fig. V-19. Spectres du niveau de pression acoustique des ventilateurs étudiés

5. SYNTHÈSE

Outre la validation des modèles numériques utilisés lors des simulations 3D, ce dernier chapitre a pour objectif de contribuer à une optimisation des performances des ventilateurs centrifuges à action. Basés sur une étude paramétrique, les travaux ont concerné l'influence de trois paramètres géométriques constructifs. Ainsi, d'une géométrie à une autre, les grandeurs globales, locales et acoustiques ont été mesurées et comparées avec celles relevées sur le ventilateur de référence. La relation directe entre les signaux internes et les signaux obtenus en champ lointain a été mise en évidence numériquement et expérimentalement.

CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Résumé et contributions

Les résultats de cette thèse concernent la prédiction numérique, la mise en œuvre et l'analyse expérimentale du comportement aérodynamique instationnaire et aéroacoustique des ventilateurs centrifuges à action.

L'approche numérique utilisée pour l'étude et l'analyse du comportement aérodynamique des ventilateurs centrifuges à action est basée sur la résolution des équations de Navier-Stokes moyennées (RANS) appliquée sur deux configurations géométriques : une configuration 3D avec prise en compte des effets technologiques tels que les jeux de fonctionnement et l'ouïe d'entrée de la machine et une configuration 2D.

D'emblée, le comportement global d'une machine prise comme référence a été prédit par des simulations numériques stationnaires basées sur l'approche « rotor figé ». En dépit du caractère moyen des résultats obtenus, cette première approche, rapide et économique, a donné une estimation satisfaisante des caractéristiques aérodynamiques de la machine. Un très bon accord avec les résultats expérimentaux a été ainsi retrouvé.

Dans l'objectif de réaliser une étude fine des phénomènes générateurs d'instabilités et de bruit d'origine aérodynamique dans les ventilateurs centrifuges, une modélisation numérique basée sur la résolution des équations URANS a été réalisée. L'analyse des champs de pression et de vitesse, a montré qu'il existe de fortes interactions entre la roue et la volute notamment dans la zone du bec, caractérisée par la présence d'un fort gradient des grandeurs locales de l'écoulement interne.

Les simulations numériques effectuées sur différents régimes de fonctionnement, ont été comparées en ce qui concerne les fluctuations de pression pariétale calculées le long de la surface de la volute avec des mesures réalisées en champ proche. La très bonne corrélation entre les prédictions numériques et les mesures expérimentales permet ainsi de valider les modèles physiques utilisés dans les simulations numériques 3D. Certains phénomènes ont pu être compris grâce à une comparaison avec les résultats issus des calculs 2D. Compte tenu de la rapidité des calculs le calcul 2D a montré son intérêt dans le cadre du pré-dimensionnement ainsi que dans celui de l'optimisation de ce type de ventilateurs.

La prédiction du bruit de raie, généré par le ventilateur centrifuge, a été effectuée par le calcul des spectres de pression acoustique selon le modèle de FW-H, alimenté par les grandeurs fluctuantes issues des calculs URANS 3D.

Les spectres en champ lointain ont été confrontés à des mesures effectuées en chambre anéchoïque. Comparés aux spectres internes, ces spectres présentent un important pic à la fréquence de passage des pales et mettent ainsi en évidence l'impact de l'interaction aérodynamique sur le bruit généré par la machine.

Issue d'un travail de collaboration entre le LEMFI-ENSAM et le groupe ANSYS (division Canada et division Allemagne), une étude supplémentaire de l'écoulement instationnaire dans le ventilateur centrifuge de référence a été réalisée sur la base d'une simulation numérique utilisant le modèle SAS. Les résultats de cette nouvelle technique ont confirmé les prédictions URANS d'une part, et ont contribué à valider ce modèle de turbulence récemment développé d'autre part.

Outre la validation des modèles numériques utilisés lors des simulations 3D, un autre aspect de l'étude numérique et expérimentale qui a pour objectif de contribuer à l'optimisation des performances des ventilateurs centrifuges à action a été abordé. Basés sur une étude paramétrique, les travaux ont concerné l'influence de certains paramètres géométriques constructifs de ces ventilateurs sur le comportement aérodynamique et aéroacoustique.

Ainsi, d'une géométrie prototypée à une autre, les grandeurs globales, locales et acoustiques ont été mesurées et comparées avec celles relevées sur le ventilateur de référence.

Perspectives

Sur le plan numérique

- Dans l'objectif de poursuivre les travaux de recherche autour de la modélisation des phénomènes physiques associés aux écoulements turbulents instationnaires dans les turbomachines d'une manière générale et dans les ventilateurs centrifuges à action en particulier, il serait intéressant de se focaliser sur une modélisation numérique instationnaire décrivant au mieux les phénomènes de décollement et de turbulence associés au fonctionnement de ces machines. La modélisation numérique basée sur la simulation des grandes échelles (LES), constitue une perspective intéressante pour décrire finement la complexité des écoulements et alimenter d'une façon plus détaillée les modèles de prédiction de bruit. Toutefois, l'utilisation de cette technique s'avère onéreuse en temps de calcul et difficile de mise en œuvre : elle requiert des maillages structurés très fins et bien adaptés à la morphologie de l'écoulement, ce qui complique davantage leur génération notamment dans le cas des géométries complexes à l'exemple des turbomachines.

Dans cette optique, l'utilisation des maillages générés sur des géométries multi-blocs s'avère nécessaire. Elle permet à la fois d'optimiser la répartition des cellules de maillage dans le domaine de contrôle et d'adapter au mieux le maillage à la morphologie de l'écoulement.

Dans cet objectif, nous avons développé une technique de génération de ce type de maillage et nous l'avons appliqué à une roue de ventilateur centrifuge à action (Fig.1).

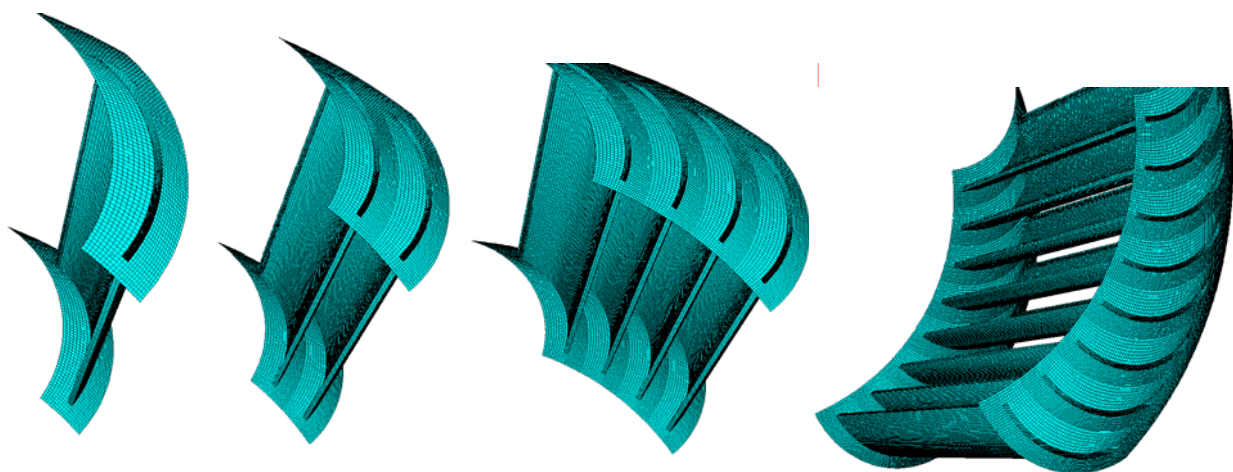


Fig.1- Maillage généré sur une géométrie multi-blocs appliquée sur une roue de ventilateur centrifuge à action.

- Aux débits partiels, les écoulements dans les turbomachines présentent de fortes instabilités et perturbations caractérisées par des phénomènes de recirculations et de pompage très difficiles à prédire numériquement. La correction et l'adaptation des modèles physiques, notamment les modèles de turbulence, à ces régimes de fonctionnement en vue d'améliorer les résultats numériques, constituent une perspective intéressante dans le domaine de la simulation numérique des écoulements dans les turbomachines.

Sur le plan expérimental

En ce qui concerne la partie expérimentale, nous nous sommes intéressés à la mesure des performances globales des ventilateurs centrifuges à action, à la mesure des pressions instationnaires en champ proche, et à la mesure des pressions acoustiques en champ lointain dans un environnement anéchoïque.

Dans le même ordre d'idées, il serait très intéressant d'étendre l'analyse et la mise en œuvre expérimentale des écoulements instationnaires vers des mesures de champ de vitesses instationnaires en se basant sur la technique de la vélocimétrie par image de particules, non intrusive PIV.

Dans cette optique, un nouveau banc d'essai spécifique, adapté à cette technique a été d'ores et déjà développé et réalisé pour permettre ces nouveaux essais (Fig.2).

Les essais permettront à terme d'explorer en tout point de l'écoulement le champ de vitesse instationnaire et de le comparer directement avec les résultats de la CFD (URANS, LES, ou SAS) en vue de renforcer notamment l'étude paramétrique.

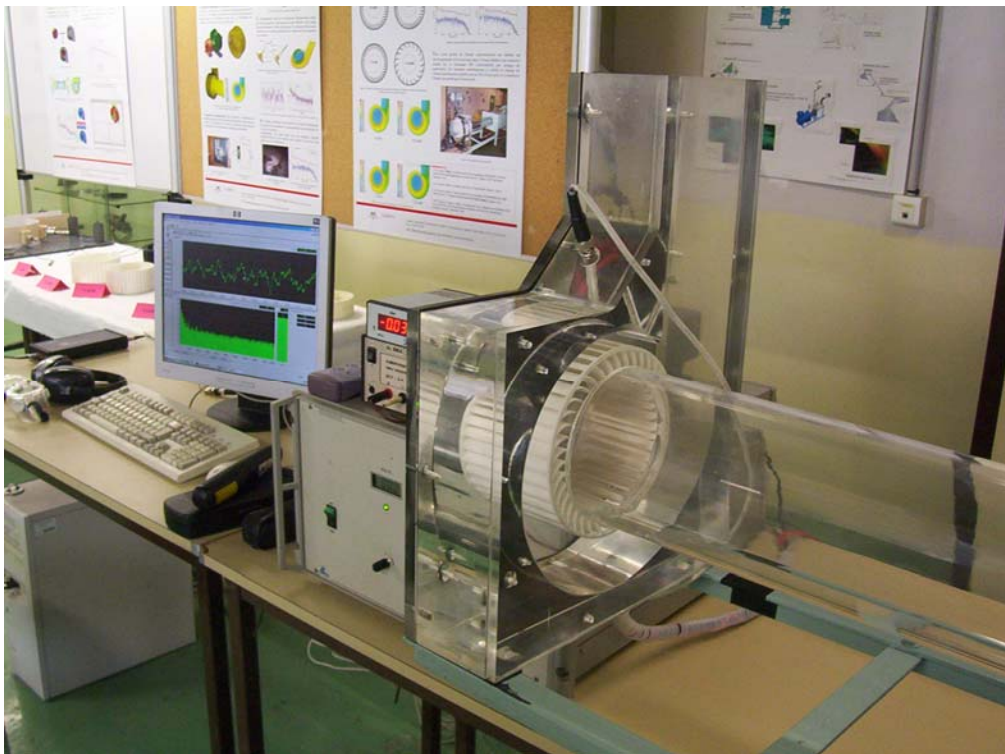


Fig. 2- Banc d'essai LDV-PIV

ANNEXE A

Fonctions de fenêtrage

Pour un échantillon de N points prélevés avec un intervalle de temps constant Δt :

$$\phi_k \equiv \phi(t_k), \text{ avec } t_k \equiv k\Delta t, \Delta t = 1, 2, 3, \dots, (N-1)$$

Le fenêtrage est donné par multiplication des données d'entrée ϕ_j par la fonction de fenêtrage W_j :

$$\tilde{\phi}_j = \phi_j W_j \quad j = 0, 1, 2, 3, \dots, (N-1)$$

La fonction de fenêtrage W_j est donnée par différentes formulations :

Fenêtrage Hanning

$$W_j = \begin{cases} 0.5 \left[1 - \cos\left(\frac{8\pi j}{N}\right) \right] \cdot \text{pour} \left(j \leq \frac{N}{8}, j \geq \frac{7N}{8} \right) \\ 1 \cdot \text{pour} \left(\frac{N}{8} < j < \frac{7N}{8} \right) \end{cases}$$

Fenêtrage Barlett

$$W_j = \begin{cases} \left[\left(\frac{8j}{N} \right) \right] \cdot \text{pour} \left(j \leq \frac{N}{8} \right) \\ 8 \left(1 - \frac{j}{N} \right) \cdot \text{pour} \left(j \geq \frac{7N}{8} \right) \\ 1 \cdot \text{pour} \left(\frac{N}{8} < j < \frac{7N}{8} \right) \end{cases}$$

Fenêtrage Blackman

$$W_j = \begin{cases} 0.42 - 0.5 \cos\left(\frac{8\pi j}{N}\right) + 0.08 \cos\left(\frac{16\pi j}{N}\right) \cdot \text{pour} \left(j \leq \frac{N}{8}, j \geq \frac{7N}{8} \right) \\ 1 \cdot \text{pour} \left(\frac{N}{8} < j < \frac{7N}{8} \right) \end{cases}$$

ANNEXE B

Caisson réduit et adaptation du ventilateur prototype

La figure B-1 montre le dispositif qui permet de changer le diaphragme afin de régler le débit qui traverse la machine.



Fig. B-1. Caisson réduit – Vue côté diaphragmes

Et la figure B-2 montre les capteurs de pressions montés simultanément sur la surface pariétale de la volute. Ces capteurs sont munis de câbles de connexion.



Fig. B-2. Montage des microphones de pression sur la surface de la volute

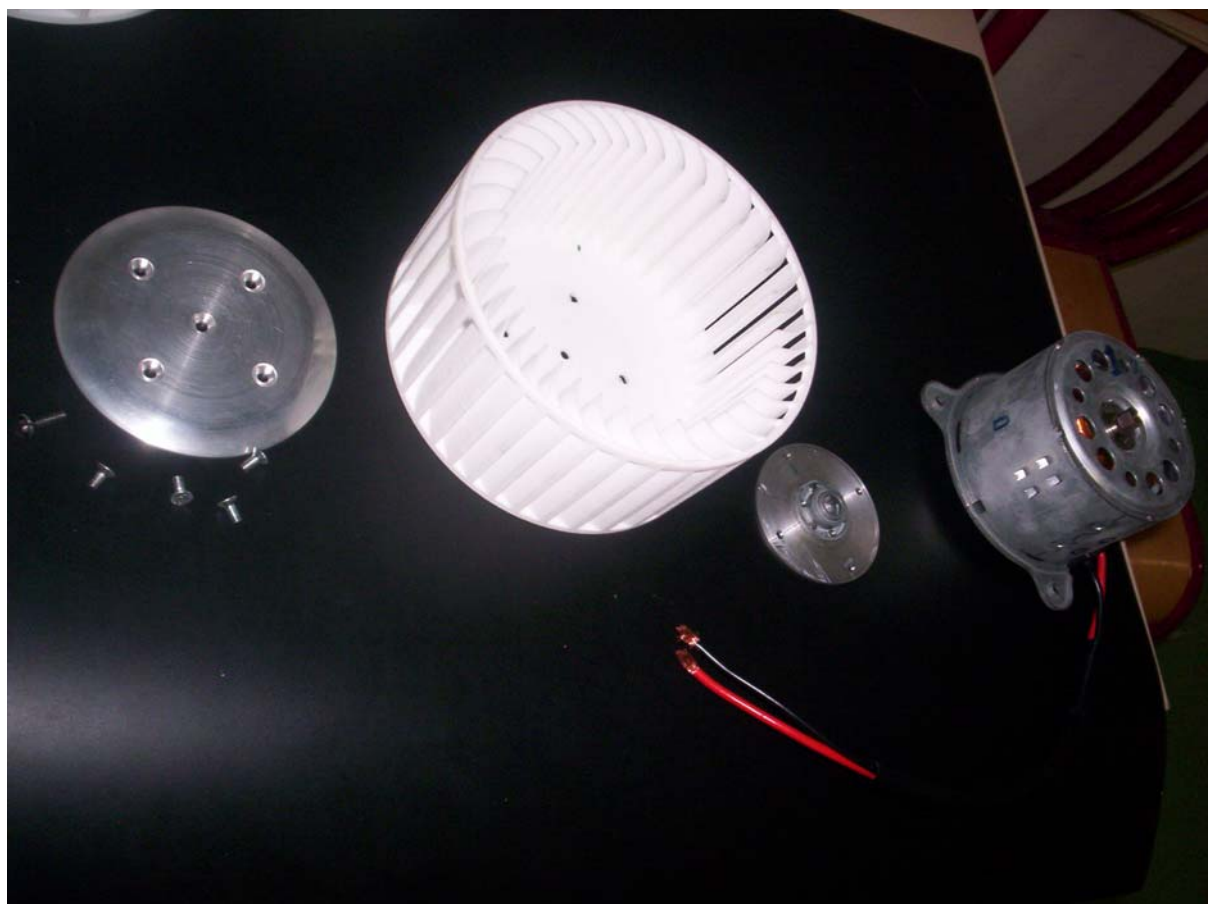


Fig. B-3. Dispositif de fixation de la roue sur le moteur électrique

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] A. Guédel, *Acoustique des Ventilateurs – Génération du Bruit et Moyens de Réduction* Ed. PYC LIVRES 1999.
- [2] A. Guédel, *Bruit des Ventilateurs Centrifuges Cage d'Ecureuil*, Note Technique CETIAT NT 95098. 1995.
- [3] A. Guédel, M. Freynet, L. Boiteux, *Optimisation Aéroacoustique des Ventilateurs Tangentiels : étude paramétrique sur une roue de diamètre 100 mm*, Note Technique CETIAT NT 96001. 1995.
- [4] T. Bouquet, *Etude du Comportement Aéraulique et Acoustique des Ventilateurs Centrifuges à Action*. Thèse de doctorat – LEMFI – ENSAM – 2004.
- [5] E-M. Guo, K-Y. Kim, *Three-Dimensional Flow Analysis and Improvement of Slip Factor Model for Forward-Curved Blades Centrifugal Fan*, Proceedings of ASME FEDSM'03 - 45404 – 2003.
- [6] R. J. Kind, *Prediction of Flow Behavior of Squirrel-Cage Centrifugal Fans Operating at medium and High Flow Rates*, ASME- Journal of Fluids Engineering, Vol.119, pp. 639-646. 1997.
- [7] S. Thakur, W. Lin, J. Wright, *Prediction of Flow in Centrifugal Blower Using Quasi-Steady Rotor-Stator Models*, Journal of Engineering Mechanics, Vol.125, pp.1039-1049. 2002.
- [8] Y. Cho, Y-J, Moon, *Discrete Noise Prediction of Variable Pitch Cross-Flow Fans by Unsteady Navier Stokes Computations*, ASME- Journal of Fluids Engineering, Vol.125, pp. 543-550, 2003.
- [9] Y. Cho, Y-J. Moon, *Computation of Unsteady Viscous Flow and Aeroacoustic Noise of Cross Flow Fans*, Computers & Fluids vol.32, pp. 995-1015, 2003
- [10] R. B. Tajadural, S. V. Suarez, J. P. H. Cruz, C. S. Morros, *Numerical Calculation of Pressure Fluctuations in the Volute of a Centrifugal Fan*, Journal of Fluids Engineering, Vol. 128, pp.359-369, 2006.
- [11] Q. Liu, D. Qi and Mao Y. *Numerical Calculation of Centrifugal Fan Noise*, J. Mechanical Engineering Science, Vol. 220 part C, 1167-1177, 2006.
- [12] K-Y. Kim, S-J. Seo, *Shape Optimisation of Forward-Curved-Blade Centrifugal Fan with Navier Stokes Analysis*, ASME- Journal of Fluids Engineering, Vol.126, pp. 735-742, 2004
- [13] R. Sandboge, *Validation of a CAA Formulation Based on Lighthill's Analogy Using AcuSolve and Actran/LA on an Idealised Automotive HVAC Blower and on an Axial Fan*, 27th AIAA Aeroacoustic Conference AIAA-2692 - 2006.
- [14] G. K. Batchelor. *An Introduction to Fluid Dynamics* Cambridge Univ. Press, Cambridge, England, 1967.
- [15] H. Schlichting. *Boundary- Layer*, Mc Graw – Hill, New York, 1979.
- [16] I. Mejri, *Analyse de l'Écoulement Instationnaire Cavitant dans les Inducteurs*, Thèse de doctorat – LEMFI – ENSAM - 2006

- [17] M. Younsi, F. Bakir, R. Rey – LEMFI - ENSAM - Paris, *Développement d'une Procédure de Modélisation Numérique des Écoulements Appliquée aux Machines Rotodynamiques*, Contrat SERAM-ANVAR- 2004-2006.
- [18] J.O. Hinze. *Turbulence*, McGraw-Hill Publishing Co., New York, 132, 1975
- [19] B. E. Launder and D. B. Spalding *Lectures in Mathematical Models of Turbulence* Academic Press, London, England, 1972
- [20] V. Yakhot, S. A. Orszag. *Renormalization Group Analysis of Turbulence: I. Basic Theory*. *Journal of Scientific Computing*, 1(1):1-51, 1986.
- [21] T.-H. Shih, W. W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang, and J. Zhu, *A New $k-\epsilon$ Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows - Model Development and Validation*. *Computers Fluids*, 24(3):227-238, 1995.
- [22] D. C. Wilcox. *Turbulence Modeling for CFD*, DCW Industries, Inc., La Canada, California, 1998
- [23] F. R. Menter, M. Kuntz, and R. Langtry, *Ten Years of Experience with the SST Turbulence Model*, In K. Hanjalic, Y. Nagano, and M. Tummers, editors, *Turbulence, Heat and Mass Transfer 4*, pages 625-632. Begell House Inc., 2003.
- [24] M. M. Gibson and B. E. Launder, *Ground Effects on Pressure Fluctuations in the Atmospheric Boundary Layer* *J. Fluid Mech.*, 86:491-511, 1978.
- [25] B. E. Launder. *Second-Moment Closure: Present... and Future?* *Inter. J. Heat Fluid Flow*, 10(4):282-300, 1989.
- [26] B. E. Launder, G. J. Reece, and W. Rodi, *Progress in the Development of a Reynolds-Stress Turbulence Closure*, *J. Fluid Mech.*, 68(3):537-566, April 1975.
- [27] J. Smagorinsky, *General Circulation Experiments with the Primitive Equations, I. The Basic Experiment*. *Month. Wea. Rev.*, 91:99-164, 1963.
- [28] M. Germano, U. Piomelli, P. Moin, and W. H. Cabot, *Dynamic Subgrid-Scale Eddy Viscosity Model*, In *Summer Workshop, Center for Turbulence Research*, Stanford, CA, 1996.
- [29] D. K. Lilly. *A Proposed Modification of the Germano Subgrid-Scale Closure Model*, *Physics of Fluids*, 4:633-635, 1992.
- [30] S.-E. Kim. *Large eddy simulation using unstructured meshes and dynamic subgrid-scale turbulence models*, Technical Report AIAA-2004-2548, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 34th Fluid Dynamics Conference and Exhibit, June 2004
- [31] F. Nicoud and F. Ducros, *Subgrid-Scale Stress Modelling Based on the Square of the Velocity Gradient Tensor* *Flow, Turbulence, and Combustion*, 62(3):183-200, 1999.
- [32] W.-W. Kim and S. Menon, *Application of the localized dynamic subgrid-scale model to turbulent wall-bounded flows*, Technical Report AIAA-97-0210, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 35th Aerospace Sciences Meeting, Reno, NV, January 1997
- [33] S.-E. Kim. *Large eddy simulation using unstructured meshes and dynamic subgrid-scale turbulence models*, Technical Report AIAA-2004-2548, American Institute of Aeronautics and Astronautics, 34th Fluid Dynamics Conference and Exhibit, June 2004

- [34] F. R. Menter, Y. Egorov, *A Scale Adaptive Simulation Model using Two-Equation Models*, AIAA 2005-1095.
- [35] F. R. Menter, M. Kuntz, R. Bender, *A Scale Adaptive Simulation Model for Turbulent Flow Predictions*, AIAA 2003-0767.
- [36] M. J. Lighthill. *On Sound Generated Aerodynamically. Proc. Roy. Soc. London*, A211:564-587, 1952.
- [37] J. E. Ffowcs-Williams and D. L. Hawkings. *Sound Generation by Turbulence and Surfaces in Arbitrary Motion, Proc. Roy. Soc. London*, A264:321-342, 1969.
- [38] K. S. Brentner and F. Farassat, *An Analytical Comparison of the Acoustic Analogy and Kirchhoff Formulations for Moving Surfaces*, *AIAA Journal*, 36(8), 1998
- [39] K. S. Brentner and F. Farassat, *Modeling Aerodynamically Generated Sound of Helicopter Rotors*, *Progress in Aerospace Sciences* 39 (2003) 83-120
- [40] Lawson, M. V., 1970, *Theoretical analysis of compressor noise*, *The Journal of Acoust. So. Am*, Vol. 47 (1), 1970, pp. 371-385
- [41] Scheiman, J., 1964, "Sources of noise in axial flow fans", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 1, (3), 1964, pp. 302-322.
- [42] Serge Léwy. *Acoustique Industrielle et Aéroacoustique*, Hermès Science Publications, Paris 2001
- [43] C. Temperton, *Implementation of a Self-Sorting In-Place Prime Factor FFT Algorithm*, *Journal of Computational Physics*, 58:283-299, 1985
- [44] Gambit 2.2 – Fluent. inc.
- [45] K. Majidi, H. E. Siekmann, *Numerical Calculation of Impeller/Volute Interaction in a Centrifugal pump*, *Proceedings of the 5th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics*, pp. 597-606
- [46] J., Gonzalez, C. Santolaria, E. Blanco, J. Fernandez, *Unsteady Flow Structure on a Centrifugal Pump : Experimental and Numerical Approaches*, ASME paper FEDSM2002-31182. 2002.
- [47] F. Longuette, J. L. Kueny, *Analysis of Rotor-Stator-Circuit Interactions in a Centrifugal Pump*, ASME paper FEDSM99-6866. 1999.
- [48] J.E. Bardina, P.G. Huang, and T.J. Coakley, *Turbulence Modeling, Validation, Testing and Development*, NASA Technical Memorandum 110446, 1997.
- [49] J.E. Bardina, P.G. Huang, and T. Coakley, *Turbulence Modeling Validation*, AIAA Paper 97-2121 -
- [50] J.W. Baughn, et al., *Local Heat Transfer Downstream of an Abrupt Expansion in a Circular Channel With Constant Wall Heat Flux*, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 106, 1984, pp. 789-79

- [51] G. Kergourlay, M. Younsi, F. Bakir, and R. Rey, "Influence of Splitter Blades on the Flow Field of a Centrifugal Pump: Test-Analysis Comparison," *International Journal of Rotating Machinery*, vol. 2007, Article ID 85024, 13 pages, 2007.
- [52] M. Younsi, F. Bakir, S. Kouidri, R. Rey, "Numerical Study of Unsteady Flow in Centrifugal Fan" *Journal of Computation and Applied Mechanics*, Juillet 2007
- [53] ISO 5801, *Ventilateurs industriels -- Essais aérauliques sur circuits normalisés, Industrial fans -- Performance testing using standardized airways*, 1997.
- [54] http://www.grasinfo.dk/documents/pd_40BH_ver_14_01_05.PDF - 2007
- [55] *IRCAM – Paris – 2006*
- [56] J. H. Ferziger, M. Peric, *Computational Methods for Fluid Dynamics*, Ed. Springer
- [57] M. Younsi, F. Bakir, S. Kouidri, R. Rey, "Numerical and Experimental Study of Unsteady Flow in a Centrifugal Fan" 7th Conference on Turbomachinery, 5-9 March 2007 - Athens – Greece - 2007
- [58] M. Younsi, F. Bakir, S. Kouidri, R. Rey, "2D and 3D Unsteady Flow in Squirrel-Cage Centrifugal Fan and Aeroacoustic Behavior", *Proceeding of FEDSM2006, 2006 ASME Joint US – European Fluids Engineering Summer Meeting, Miami, USA.*
- [59] W. Leidel, *Einfluss von Zugenabstand und Zugenradius Kennlinie und Geräusch eines Radial-Ventilators*, DLR-FB 69-16, 1969
- [60] S.-Y. Han et J.-S. Maeng, *Shape Optimization of Cut-off in a Multi-blade Fan/Scroll System Using Neural Network*, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 46, pp 2833–2839, 2003
- [61] T. F. W. Embleton, *Experimental Study of Noise Reduction in Centrifugal Blowers.* " *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 35, pp 700-705, 1963
- [62] L. Bommès, R. Grundmann, K. Klaes and C. Kramer, *Effects of Blade Design on Centrifugal Fan noise and Performance*, *Noise Control Eng. J.* 43 (4), pp 91-101, 1995.
- [63] M. Boltezar, M. Mesaric, et A. Kuhelj, *The Influence of Uneven Blade Spacing on the SPL and Noise Spectra Radiated from Radial Fans*, *Journal of Sound and Vibration*, 216(4), pp. 697-711. Article No. sv981707. 1998.
- [64] ISO5136, *Acoustique -- Détermination de la puissance acoustique rayonnée dans un conduit par des ventilateurs et d'autres systèmes de ventilation - Méthode en conduit - 2003*

AEROACOUSTIQUE ET AERODYNAMIQUE INSTATIONNAIRE, NUMERIQUE ET EXPERIMENTALE DES VENTILATEURS CENTRIFUGES A ACTION

RESUME: Les ventilateurs centrifuges à action dits « à cage d'écureuil » sont largement utilisés dans diverses applications. Ces machines sont caractérisées par des écoulements complexes fortement décollés et présentent des rendements aérodynamiques assez médiocres. Cette thèse concerne la prédiction numérique, la mise en œuvre et l'analyse expérimentale du comportement aérodynamique instationnaire et aéroacoustique des ventilateurs centrifuges à action. Les travaux réalisés ont consisté en la simulation numérique des écoulements internes fortement tridimensionnels observés dans ces ventilateurs. Ces simulations numériques de type URANS effectuées sur différents débits de fonctionnement ont été validées expérimentalement. La validation expérimentale a concerné les grandeurs globales de l'écoulement (performances aérodynamiques), les grandeurs locales (fluctuations de pression pariétale) et les grandeurs acoustiques obtenues en champ libre et lointain. D'autre part, les essais expérimentaux ont contribué à valider une récente modélisation de la turbulence basée sur l'approche SAS.

Outre la validation des modèles numériques utilisés dans les simulations, l'étude expérimentale couplée à d'autres calculs numériques appliqués à plusieurs prototypes de ventilateurs a permis de contribuer à l'optimisation des performances aérodynamiques et aéroacoustiques de ce type de machine. Ainsi, d'une géométrie à une autre, l'influence d'un certain nombre de paramètres géométriques constructifs a été évaluée.

Mots-clés: *Aéroacoustique, Aérodynamique instationnaire, CFD, Métrologie instationnaire, Ventilateur centrifuge.*

NUMERICAL AND EXPERIMENTAL UNSTEADY FLOW AND AEROACOUSTIC BEHAVIOR OF FORWARD CENTRIFUGAL FANS

ABSTRACT: Forward centrifugal fans are widely used in several applications. These fans are characterized by highly detached complex flows and a weak aerodynamic efficiency. This thesis concerns the numerical prediction and the implementation of an experimental analysis of the unsteady flow and the aeroacoustic behavior of forward centrifugal fans. This work consists of numerical simulation of the internal unsteady flow in these fans. The numerical simulations based on the URANS approach have been carried out on different flow rates and have been validated experimentally. The experimental validation concerned the overall variables of the flow (overall performances), the local variables (wall pressure fluctuations) and the acoustic variables obtained at free and far field. On the other hand, the experimental investigations contributed to validate a recent turbulence modeling based on the SAS approach.

In addition to the numerical models validation, which are used in the CFD simulations, the experimental analysis coupled with other numerical calculations have been applied on various prototypes of centrifugal fans in order to optimize the aerodynamic and aeroacoustic performances of these fans. Thus, the influence of the design parameters has been evaluated.

Keywords: *Aeroacoustics, Centrifugal fan, CFD, Unsteady flow, Unsteady measurements.*

