



**HAL**  
open science

# Modélisation d'un moteur complet en perte d'aube en dynamique rapide

Nicolas Cosme

► **To cite this version:**

Nicolas Cosme. Modélisation d'un moteur complet en perte d'aube en dynamique rapide. Vibrations [physics.class-ph]. Ecole Centrale de Nantes (ECN); Université de Nantes, 2004. Français. NNT : . tel-01487648

**HAL Id: tel-01487648**

**<https://theses.hal.science/tel-01487648>**

Submitted on 12 Mar 2017

**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.

ÉCOLE DOCTORALE

MECANIQUE, THERMIQUE ET GENIE CIVIL

Année 2004

N° B.U. :

Thèse de Doctorat

Diplôme délivré conjointement par  
L'École Centrale de Nantes et l'Université de Nantes

Spécialité : GENIE MECANIQUE

Présentée par :

Nicolas COSME

LE 18 MAI 2004

A L'ÉCOLE CENTRALE DE NANTES

MODELISATION D'UN MOTEUR COMPLET EN PERTE D'AUBE EN DYNAMIQUE RAPIDE

JURY

Président :	Alain COMBESCURE	Professeur, LaMCoS INSA Lyon
Rapporteurs :	Marc BERTHILLIER Jean-Philippe PONTHOT	Professeur, LMA Université de Franche Comté Chargé de Travaux, LTAS Université de Liège
Examineurs :	Bernard PESEUX Patrice CARTRAUD Jérôme BONINI	Professeur, LMM Ecole Centrale de Nantes Maître de Conférences, LMM Ecole Centrale de Nantes Responsable Méthodes, Snecma Moteurs



**Résumé en français :**

La perte d'une aube fan peut avoir des conséquences graves sur un moteur d'avion : la sécurité des passagers et des personnes survolées étant une priorité, les instances aéronautiques imposent de prouver la tenue des moteurs en perte d'aube par un essai de certification sur moteur complet aux critères sévères. Les motoristes procèdent alors à des essais destructifs et onéreux pendant la phase de conception. La prédiction numérique de la perte d'aube par la méthode Eléments Finis apparaît donc essentielle pour réduire les risques d'échec lors des différents essais ainsi que pour réduire les coûts et les délais.

Le dimensionnement à la perte d'aube nécessite de connaître des niveaux de charge dans l'ensemble du moteur. Les analyses numériques traditionnelles utilisent en explicite un modèle détaillé de la partie avant du moteur où se déroulent les principaux phénomènes transitoires non-linéaires et un modèle simplifié de l'ensemble de la structure en implicite. Néanmoins, pour prédire précisément le comportement du moteur sur les premiers instants critiques suivant la perte d'aube, ces modèles ne suffisent plus. L'objectif de la thèse est par conséquent de simuler, pour la première fois à SNECMA Moteurs, la perte d'aube sur un moteur représentatif d'un moteur complet, avec un modèle détaillé et dans des temps compatibles avec l'utilisation industrielle. Le code de dynamique rapide Plexus, programmé selon un schéma d'intégration explicite, permet de modéliser les principaux phénomènes transitoires et fortement non-linéaires inhérents au déroulement d'une perte d'aube. Un travail de modélisation des composants moteur a été effectué pour permettre l'obtention de nouveaux résultats utiles au dimensionnement et proches des valeurs mesurées lors des essais, avec une réduction des temps de calcul. En particulier, un modèle d'aube homogénéisée a été développé pour simplifier le modèle initial d'aube creuse très coûteux en temps de calcul tout en conservant une bonne précision sur le comportement global du moteur.

**Mots-clés :**

Perte d'aube fan, simulation numérique, schéma d'intégration explicite, calcul dynamique transitoire, homogénéisation.

**Titre et résumé en anglais :****MODELING OF THE BLADE-OFF ON A COMPLETE ENGINE USING FAST DYNAMICS COMPUTATION**

To ensure the safety of the passengers, the requirements of the airworthiness authorities certification include the demonstration of a successful fan blade-off test performed on a whole engine. In order to comply with these severe criteria, manufacturers perform expensive containment spin tests during the design phase. The numerical prediction of the blade-off with the Finite Element method is then an appropriate mean to prevent the financial and technical risks and the time delay due to a mechanical failure during the tests.

The design of an engine subjected to a fan blade-off requires the determination of load levels at several points of the whole engine. The traditional numerical analyses include only a refined model of the front part of the engine, where the main transient and non-linear phenomena occur, for explicit computations and include a simplified model of the whole structure for implicit analyses. Nevertheless, these models are not suitable enough to predict accurately the engine behavior during the first critical times following the blade loss. The objective of the thesis is thus to simulate for the first time at SNECMA Moteurs the fan blade loss on an engine representative of a real engine, with a refined model and in a time compatible with an industrial use. The fast dynamics code called Plexus, following an explicit integration scheme, allows to model the main transient and highly non-linear events occurring during the blade-off. An important work has been carried out on the modeling of the engine components to obtain new results close to the experimental data and useful for the design, with a reduction of the computation time. In particular, an homogenization method has been applied to simplify the initial model of the hollow blade. The overall behavior of the engine with this new and less expensive blade model is preserved.

**Mots-clés :**

Fan blade-off, numerical simulation, explicit integration scheme, fast transient dynamics, homogenization.

**Discipline :** Sciences de l'Ingénieur



# TABLE DES MATIERES

---



---

<b>INTRODUCTION</b>	<b>9</b>
<b>CHAPITRE 1 Contexte général et présentation de la perte d'aube</b>	<b>13</b>
<b>I. Description d'un moteur</b>	<b>13</b>
I.1 Terminologie	13
I.2 Principe de fonctionnement d'un moteur	14
<b>II. Certification et phénoménologie de la perte d'aube</b>	<b>15</b>
II.1 Critères et processus de certification	15
II.2 Moteur en configuration au banc d'essai	16
II.3 Chronologie des événements	17
II.4 Classification des événements	20
<b>III. Nécessité de la prédiction numérique et objectifs de la thèse</b>	<b>23</b>
<b>CHAPITRE 2 Calcul actuel de perte d'aube sur une pointe avant de moteur</b>	<b>25</b>
<b>I. Formulations et méthodes de résolution</b>	<b>25</b>
I.1 Etat de l'art de l'utilisation des techniques de résolution en dynamique des structures	26
I.2 Formulation lagrangienne des milieux continus en grandes transformations	27
I.3 Plasticité et lois de comportement	29
I.4 Gestion des contacts	29
I.5 Intégration temporelle : méthode et caractéristiques	30
<b>Présentation de la géométrie</b>	<b>34</b>
<b>III. Présentation du modèle Eléments Finis</b>	<b>35</b>
III.1 Modèle d'aube creuse	36
III.2 Modèle de palier	37
III.3 Modèle de bride boulonnée	38
III.4 Modèle de liaison élastomère	39
<b>IV. Les étapes d'un calcul de perte d'aube en explicite</b>	<b>40</b>
IV.1 Calcul de précontraintes	40

IV.2	Fragmentation de l'aube lâchée	41
IV.3	Calcul de perte d'aube	44
IV.4	Les points durs de modélisation et les développements nécessaires	55
<b>V.</b>	<b>Conclusions</b>	<b>56</b>
<b>CHAPITRE 3 Les développements</b>		<b>59</b>
<b>I.</b>	<b>Amélioration des modèles des composants de liaison</b>	<b>59</b>
I.1	Elastomère	59
I.2	Palier	61
I.3	Bride boulonnée	62
<b>II.</b>	<b>Homogénéisation de l'aube creuse</b>	<b>64</b>
II.1	Etude bibliographique sur l'homogénéisation	65
II.2	Développements et mise en œuvre de l'élément multicouche	71
II.3	Application de l'homogénéisation aux structures creuses	74
II.4	Application au calcul de pointe avant de moteur	78
II.5	Comparaison des comportements des modèles d'aube homogénéisée et d'aube creuse	80
II.6	Conclusions sur l'homogénéisation	90
<b>III.</b>	<b>Conclusions</b>	<b>91</b>
<b>CHAPITRE 4 Nouveau calcul de perte d'aube sur un moteur complet</b>		<b>93</b>
<b>I.</b>	<b>Présentation de la géométrie</b>	<b>94</b>
I.1	Configuration	94
I.2	Le démonstrateur est-il représentatif d'un moteur complet ?	94
<b>II.</b>	<b>Présentation du modèle Eléments Finis</b>	<b>95</b>
II.1	Compresseur Basse Pression	95
II.2	Carter intermédiaire	97
II.3	Support palier	98
II.4	Accrochage au banc d'essai	99
II.5	Aube creuse homogénéisée	100
II.6	Démonstrateur complet	103
II.7	Présentation du modèle implicite et comparaison avec le modèle explicite	104
<b>III.</b>	<b>Calcul de précontraintes et fragmentation de l'aube lâchée</b>	<b>106</b>
III.1	Précontraintes	106
III.2	Fragmentation de l'aube lâchée	106
<b>IV.</b>	<b>Calcul de perte d'aube</b>	<b>107</b>
IV.1	Chronologie des événements	108
IV.2	Impact de l'aube lâchée sur le carter	108
IV.3	Impact de l'aube lâchée sur l'aube adjacente	110
IV.4	Efforts aux supports palier 1 et 2 - découplage	111
IV.5	Comportement du booster	113
IV.6	Orbite du rotor	115

IV.7 Comportement des aubes frotteuses	116
IV.8 Comportement du carter intermédiaire	117
IV.9 Déplacements caractéristiques dans les accroches	118
IV.10 Vérification de certaines hypothèses et commentaires	119
IV.11 Temps de calcul	120
<b>V. Conclusions</b>	<b>120</b>
<b>CHAPITRE 5 Les perspectives</b>	<b>123</b>
<b>I. Fragmentation de l'aube lâchée</b>	<b>123</b>
I.1 Principe général	124
I.2 Applications futures	124
<b>II. Méthode numérique de réduction des temps de calcul</b>	<b>124</b>
II.1 Principe de la décomposition en sous-domaines	125
II.2 Maillages incompatibles	126
II.3 Réduction en base modale en explicite	126
II.4 Règles d'utilisation et paramétrages	126
II.5 Etude de faisabilité en perte d'aube sur une structure complexe	127
II.6 Conclusions	130
<b>III. Evaluation du modèle d'aube homogénéisée en ingestion d'oiseau</b>	<b>131</b>
III.1 Présentation du modèle	131
III.2 Comparaisons	132
III.3 Conclusions	134
<b>IV. Conclusions</b>	<b>134</b>
<b>CONCLUSION GENERALE</b>	<b>135</b>
<b>BIBLIOGRAPHIE</b>	<b>137</b>
<b>ANNEXE 1 Types d'éléments de Plexus</b>	<b>i</b>
<b>ANNEXE 2 Algorithme de plasticité</b>	<b>iii</b>
<b>ANNEXE 3 Homogénéisation analytique</b>	<b>ix</b>
<b>ANNEXE 4 Analyse modale du carter intermédiaire</b>	<b>xvii</b>
<b>ANNEXE 5 Analyse modale du moteur complet</b>	<b>xix</b>
<b>ANNEXE 6 Exemple de validation du modèle d'endommagement avec effet retard</b>	<b>xxiii</b>
<b>ANNEXE 7 Principe de la décomposition en sous-domaines</b>	<b>xxvii</b>



# TABLE DES ILLUSTRATIONS

<u>Figures</u>	
figure 1	Coupe d'un CFM56-7. _____ 14
figure 2	Description du problème physique posé sur un solide de l'espace. _____ 28
figure 3	Description lagrangienne de la transformation du solide $S$ entre ses configurations $W_0$ et $W$ . _____ 28
figure 4	Vue du démonstrateur dans sa configuration au banc d'essai. _____ 35
figure 5	Vues de la géométrie du modèle $EF$ du démonstrateur dans sa configuration au banc d'essai. _____ 36
figure 6	Modèle d'aube creuse en éléments SHB8. _____ 37
figure 7	Modèle de palier constitué de deux réseaux de barres. _____ 38
figure 8	Modèle de bride utilisant une égalité de déplacement des nœuds en vis-à-vis. 38
figure 9	Géométrie de la liaison élastomère. _____ 39
figure 10	Modèle de la liaison élastomère. _____ 39
figure 11	Contraintes de Von Mises dans l'élément le plus contraint et déplacement d'un nœud en sommet d'aube. _____ 41
figure 12	Iso-contraintes de Von Mises stabilisées sur le rotor. _____ 41
figure 13	Détermination numérique des plans de fragmentation de l'aube lâchée. ____ 42
figure 14	Modèle simplifié pour la détermination de la séquence de fragmentation de l'aube lâchée. _____ 43
figure 15	Positions et instants d'apparition des plans de fragmentation de l'aube lâchée. _____ 44
figure 16	Trois premiers plans de fragmentation déterminés dans la simulation. _____ 44
figure 17	Comparaison calcul / essai de la chronologie des événements en perte d'aube. _____ 46
figure 18	Comparaison calcul / essai des zones d'impact de l'aube lâchée sur le carter de rétention. _____ 47
figure 19	Comparaison calcul / essai de la position relative d'impact de l'aube lâchée sur l'aube adjacente. _____ 48
figure 20	Comparaison calcul / essai de la flexion l'aube adjacente. _____ 48
figure 21	Rupture des raidisseurs de l'aube adjacente par cisaillement et flambage. ____ 49
figure 22	Impact de l'aube lâchée sur l'aube pour les trois modèles. _____ 50
figure 23	Positionnement des jauges sur le support palier 1. _____ 51

figure 24	Signaux de jauges et effort recombinaé au support palier 1 au cours du temps.	51
figure 25	Efforts dans les 36 vis du découpleur à l'instant du découplage ( $T= 9,2$ ms).	52
figure 26	Zone de contact rotor / stator et contact à l'instant $T= 11,0$ ms – vue de face.	52
figure 27	Signaux de jauges et effort recombinaé à l'appui booster au cours du temps.	53
figure 28	Déplacements et évolution du rayon d'excentrement du centre du rotor dans le plan fan au cours du temps.	54
figure 29	Vitesse de déformations dans l'aube lâchée.	54
figure 30	Modèle rhéologique de la liaison élastomère.	60
figure 31	Comparaison de la liaison élastomère entre le modèle Plexus et l'essai.	60
figure 32	Comparaison de l'effort au support palier1 et de l'orbite du rotor.	61
figure 33	Comparaison de l'effort au support palier 1.	62
figure 34	Courbe de traction expérimentale bi-linéaire des vis et modèle linéaire.	63
figure 35	Comparaison de l'effort au support palier 1.	64
figure 36	Evolution de l'effort axial dans les 36 vis du découpleur au cours du temps et effort axial dans les vis à l'instant du découplage.	64
figure 37	Plaque creuse tridimensionnelle.	66
figure 38	Cellule de base creuse tridimensionnelle avec raidissage en oméga.	66
figure 39	Méthodes d'homogénéisation d'une plaque avec raidissage périodique.	67
figure 40	Construction numérique du domaine de plasticité en contraintes généralisées.	70
figure 41	Coque homogène 5 points de Gauss / Coque multicouche 6 points de Gauss	72
figure 42	Différentes configurations du modèle en coque multicouche.	72
figure 43	Poutre vrillée en flexion – modèle et résultat.	73
figure 44	Hémisphère pincée élasto-plastique – modèle et résultat.	74
figure 45	Coupes transversales des trois modèles d'aube.	75
figure 46	Evolutions des modules d'Young de l'âme dans l'aube.	75
figure 47	Plaque avec raidissage interne en traction selon les deux directions du plan.	76
figure 48	Déplacements selon les directions X et Y des modèles creux, homogénéisé volumique m1 et homogénéisé en coque multicouche m2.	76
figure 49	Coupes transversales des 4 modèles simplifiés d'aube.	77
figure 50	Comparaison de la flexion des modèles simplifiés d'aube.	78
figure 51	Comparaison des grandeurs globales entre les différents modèles complet.	79
figure 52	Modèles pour la validation de l'aube homogénéisée.	81
figure 53	Comparaison des fréquences et des modes propres entre les modèles d'aube isotrope i1 et i2.	82
figure 54	Comparaison des fréquences et des modes propres entre les différents modèles d'aube.	84
figure 55	Comparaison des déformées des 23, 24 et 25 <sup>ème</sup> modes de l'aube creuse et de l'aube homogénéisée volumique m1.	85
figure 56	Comparaison des déformées des 16 et 19 <sup>ème</sup> modes de l'aube creuse et de l'aube homogénéisée en coque multicouche m2.	85
figure 57	Comparaison des positions du B.A. de l'aube lâchée et de l'aube adjacente au cours du temps entre les trois modèles d'aube.	86
figure 58	Comparaison des efforts en pied d'aube adjacente au cours du temps entre les trois modèles d'aube.	87

figure 59	Comparaison des positions du bord d'attaque de l'aube lâchée et de l'aube adjacente au cours du temps entre les trois modèles d'aube. _____	88
figure 60	Comparaison des efforts en pied d'aube adjacente au cours du temps entre les trois modèles d'aube. _____	88
figure 61	Comparaison des positions du bord d'attaque de l'aube frotteuse au cours du temps entre les trois modèles d'aube. _____	89
figure 62	Vue en coupe du moteur. _____	95
figure 63	Vue du maillage du compresseur Basse Pression. _____	96
figure 64	Vue du maillage du carter intermédiaire. _____	97
figure 65	Maillage du support palier 1 et des éléments fusibles. _____	98
figure 66	Vue des maillages des accroches avant et arrière. _____	99
figure 67	Détails des liaisons des barres de reprise de poussée et du groin. _____	100
figure 68	Modèle d'aube homogénéisée volumique. _____	100
figure 69	Modèle d'aube creuse en éléments SHB8. _____	101
figure 70	Comparaison des fréquences et des modes propres entre les modèles d'aube creuse et homogénéisée. _____	102
figure 71	Problème numérique lors d'un contact aube / carter. _____	102
figure 72	Comparaison des positions du bord d'attaque de l'aube adjacente et des efforts en pied d'aube adjacente au cours du temps entre les deux modèles d'aube. _____	103
figure 73	Vue des modèles du rotor et du démonstrateur complet. _____	104
figure 74	Vue des modèles de démonstrateur complet pour le calcul implicite. _____	105
figure 75	Résultats du calcul des précontraintes. _____	106
figure 76	Trois premiers plans de fragmentation déterminés dans la simulation. _____	107
figure 77	Définition des positions et des instants d'apparition des plans de fragmentation de l'aube lâchée. _____	107
figure 78	Séquence d'événements des deux configurations explicites. _____	109
figure 79	Positions des zones d'impact de l'aube lâchée sur le carter de rétention. _____	110
figure 80	Positions de l'impact de l'aube lâchée sur l'aube adjacente. _____	111
figure 81	Effort au palier 1 et au palier 2 au cours du temps. _____	112
figure 82	Comparaison des efforts explicites / implicites au palier 1 et au palier 2. _____	113
figure 83	Efforts de contact radiaux dans le booster au cours du temps. _____	114
figure 84	Evolution de la dégradation des aubes du booster au cours du temps. _____	114
figure 85	Evolution du dommage de chaque étage mobile au cours du temps. _____	115
figure 86	Evolution du rayon d'excentrement du centre du rotor au cours du temps et déplacements du centre du rotor dans le plan fan. _____	116
figure 87	Chronologie de l'impact des aubes frotteuses sur le carter. _____	117
figure 88	Vue des aubes lors du frottement sur le carter. _____	117
figure 89	Etat de contraintes du carter intermédiaire au cours du temps. _____	118
figure 90	Déplacements axiaux du groin et de la barre de reprise de poussée. _____	119
figure 91	Déplacements des liaisons. _____	119
figure 92	Maillage et décomposition en 4 sous-domaines du cas-test représentatif. _____	128
figure 93	Déformées et contraintes de Von Mises au temps $T=10$ ms. _____	128
figure 94	Comparaison des modèles mono et multi-domaine. _____	128
figure 95	Maillage et différentes décompositions en sous-domaines du rotor. _____	130
figure 96	Comparaison des déplacements nodaux et des contraintes de Von Mises entre les différentes configurations. _____	130
figure 97	Modèle pour le calcul d'ingestion. _____	132

figure 98	Comparaison de la découpe de l'oiseau et de la masse captée. _____	132
figure 99	Comparaison des déplacements de l'aube dans le repère d'entraînement. _	133
figure 100	Comparaison des déplacements et de l'erreur sur la position du centre de gravité de l'aube dans le repère d'entraînement. _____	133
figure 101	Comparaison des efforts en pied d'aube dans le repère d'entraînement. __	133
figure 102	Courbe de traction élasto-plastique du matériau et notations. _____	iv
figure 103	Les trois étapes principales de la fabrication par le procédé SPFDB. _____	x
figure 104	Paramètres géométriques de la structure creuse avec raidissage en oméga. __	x
figure 105	Déformée du raidisseur sous chargement horizontal selon y [Ko, 1980]. ____	xi
figure 106	Déformée du raidisseur sous chargement vertical selon z [Ko, 1980]. _____	xi
figure 107	Déformée du raidisseur en cisaillement transverse [Ko, 1980]. _____	xii
figure 108	Correction du module $E_z$ pour la prise en compte des peaux [Ko, 1980]. ____	xii
figure 109	Evolution du rapport $E_y/E_c$ en fonction de $p/h_c$ , $t_f/h_c$ et $q$ [Ko, 1980]. ____	xiv
figure 110	Evolution du rapport $E_z/E_c$ en fonction de $p/h_c$ , $t_f/h_c$ et $q$ [Ko, 1980]. ____	xiv
figure 111	Evolution du rapport $\bar{E}_z/E_c$ en fonction de $p/h_c$ , $t_f/h_c$ et $q$ [Ko, 1980]. ____	xv
figure 112	Mode de torsion du carter intermédiaire - fréquence 154 Hz. _____	xviii
figure 113	1 <sup>er</sup> et 2 <sup>ème</sup> modes du moteur complet à forte participation des liaisons. _____	xxi
figure 114	Profils d'endommagement sans et avec effet retard à l'instant 0,25 ms. ____	xxv
figure 115	Décomposition de la structure et couplage dual aux interfaces. _____	xxvii

Tableaux

tableau 1	Comparaison des tailles des modèles complets et gains en temps de calcul. _	80
tableau 2	Taille des modèles de rotor et de démonstrateur complet. _____	103
tableau 3	Comparaison des temps de calcul. _____	130
tableau 4	Caractéristiques de l'oiseau. _____	131
tableau 5	Comparaison des 2 modèles de carter intermédiaire et du carter expérimental. _____	xvii
tableau 6	Comparaison des modes entre les deux modèles de carter intermédiaire et le carter expérimental. _____	xviii
tableau 7	Comparaison des modes entre les deux modèles de moteur complet. _____	xx

# INTRODUCTION

---

Pour les motoristes, la sûreté des passagers et des personnes survolées est une priorité. Avant l'exploitation commerciale d'un nouveau turboréacteur civil, celui-ci doit répondre aux exigences de certification établies par les autorités aéronautiques civiles internationales. La perte accidentelle d'une aube de soufflante constitue l'une des démonstrations de conformité sanctionnée par un essai au sol sur un moteur complet et dont les critères de réussite sont sévères. Cet incident majeur est un fait certes rarissime mais dont les conséquences sur le moteur, l'avion, les passagers et les personnes survolées peuvent être catastrophiques. C'est pourquoi les motoristes consentent à améliorer sans cesse la tenue des moteurs en perte d'aube. Au-delà du défi technologique proposé par cette tâche, la maîtrise du dimensionnement du moteur lors de cette situation exceptionnelle est un argument commercial notable auprès des avionneurs.

La certification en perte d'aube implique un dimensionnement *ad hoc* des structures, qui utilise encore amplement des validations expérimentales. Les composants sont donc éprouvés lors d'essais destructifs au banc partiel à la fin des différentes étapes de la conception. Ce type d'expérience est très onéreux car il nécessite la fabrication et la destruction de nombreux prototypes. Par ailleurs, le risque en terme de délais et de coûts supplémentaires en cas d'échec est très élevé et fortement pénalisant pour la viabilité du projet. L'objectif des motoristes étant de concevoir à moindre coût un moteur optimisé en performances, en rendement, en masse et répondant aux réglementations, la simulation numérique a donc pour rôle essentiel d'achever un meilleur dimensionnement, permettant de mieux maîtriser les essais et leur nombre, de réduire les risques d'échec ainsi que les coûts et les temps de développement. L'intérêt de la simulation pour les bureaux d'études est de disposer de modèles prédictifs fournissant des charges réalistes au sein de la structure d'un moteur : ainsi l'obtention d'une erreur inférieure à 10% par rapport aux charges mesurées en essai constitue un dessein convenable et parfaitement réalisable pour la qualité du dimensionnement.

Se pose alors la question du choix du type de modélisation à adopter. Celui-ci repose sur l'étude de la nature du phénomène physique à modéliser ainsi que sur l'analyse des techniques de résolution existantes appropriées. En ce qui concerne le cadre de la physique, la perte d'aube peut être décomposée en deux phases :

- une première phase assez courte, de l'ordre de quelques tours moteur, où se déroulent les principaux phénomènes transitoires d'impact fortement non-linéaires et rapides suite au lâcher de l'aube de soufflante,

- une seconde phase de décélération se produisant sur des temps physiques beaucoup plus longs et consistant en une réponse transitoire de phénomène relevant de la dynamique lente ou en une réponse harmonique à balourd.

La représentation et la prédiction du comportement d'un moteur lors de la première phase est l'objet de cette étude. Les modèles Eléments Finis sont adéquats et traditionnellement utilisés dans l'industrie pour le dimensionnement en mécanique. La modélisation d'un phénomène transitoire et fortement non-linéaire (grandes transformations, lois de comportement, contacts) exige une approche incrémentale directe pour la résolution du problème aux dérivées partielles par rapport au temps. Deux familles de schémas d'intégration sont alors envisageables ; l'efficacité industrielle recherchée est fondée sur le choix du schéma d'intégration le plus adapté au domaine de sollicitation considéré, conciliant rapidité et précision du calcul.

D'une part, le calcul implicite permet de reproduire la réponse d'une structure sur des temps physiques assez longs. Il requiert néanmoins des simplifications géométriques pour assurer la convergence du schéma itératif et réduire les temps de calcul. En perte d'aube, la modélisation comprend alors une représentation grossière du moteur complet et s'adapte parfaitement à l'étude de la seconde phase pilotée par les effets d'ébranlement.

D'autre part, le calcul explicite permet de représenter précisément le comportement local d'une structure subissant de fortes sollicitations. Cette approche est alors préconisée pour l'étude de la première phase. Toutefois, une condition de stabilité limite la taille du pas de temps pour éviter la divergence. Celui-ci étant lié à la finesse de discrétisation et les maillages devant être détaillées, le nombre total de pas de temps peut croître fortement. Les modèles utilisés en perte d'aube se limitent alors habituellement à la pointe avant du moteur.

Si la prédiction des essais partiels de perte d'aube en explicite est indispensable pour l'optimisation des composants, la forte interaction entre les différentes parties dans la réponse globale et les performances du moteur forcent de plus en plus à modéliser le moteur complet pour déterminer des comportements réalistes d'un moteur réel. En effet, outre la rétention, la certification impose de démontrer que l'intégrité du moteur est conservée. Au stade du dimensionnement, il devient nécessaire de déterminer les charges générées dans l'ensemble de la structure et d'évaluer la tenue des différents composants et de l'environnement moteur (suspensions moteur, nacelle...). Les charges en perte d'aube conditionnent les caractéristiques de composants structuraux (carters, brides, paliers, accroches...), qui elles-mêmes vont déterminer le comportement d'ensemble. Il est donc important de disposer de niveaux de charge réalistes pour optimiser la conception.

L'objectif de la thèse réalisée pour le compte de Snecma Moteurs en collaboration avec le Laboratoire Mécanique et Matériaux de l'Ecole Centrale de Nantes est ainsi de contribuer à l'acquisition de méthodes fiables pour prédire par des simulations numériques relativement rapides les phénomènes de perte d'aube sur moteur complet à l'aide d'un code de dynamique rapide. Ce mémoire s'articule autour de 5 chapitres.

Le premier chapitre propose une présentation du contexte industriel à travers la description de l'architecture et du principe de fonctionnement d'un turboréacteur civil. Les règles de certification ainsi que la phénoménologie de la perte d'aube expérimentale sont ensuite expliquées. Les principaux événements physiques critiques pour le dimensionnement

peuvent alors être listés. Ceci constitue la phase d'analyse des phénomènes et des composants devant être impérativement présents ou pouvant être négligés dans la modélisation.

Après avoir justifié l'utilisation de l'algorithme explicite implémenté dans le code Plexus [Lepareux, 1997] et rappelé les principes de sa résolution, une simulation de perte d'aube sur une géométrie partielle pour laquelle les résultats d'essai sont disponibles est réalisée à l'aide de ce code et avec les pratiques courantes à Snecma Moteurs. La seule exception réside dans la présence d'une technologie innovante d'aube et d'un élément fusible, dit découpleur, dont la modélisation apporte une difficulté supplémentaire. Cette étude correspond au deuxième chapitre.

Cette première application donne des résultats satisfaisants en ce qui concerne le comportement global du démonstrateur, mais elle permet de soulever plusieurs problèmes fondamentaux de la modélisation, en vue de l'objectif final. Tout d'abord, certains composants possèdent des modélisations simplifiées, en particulier les brides. Améliorer ces modèles, au sens de leur représentativité physique tout en conservant un modèle peu coûteux, doit permettre d'observer l'influence sur la réponse globale et de statuer sur la nécessité d'enrichir les futures modélisations. Ensuite, les temps de calcul sur de telles géométries s'avèrent actuellement incompatibles avec une utilisation industrielle aux bureaux d'études. Une première solution consiste à réduire les tailles des modèles. Ce travail doit alors en particulier contribuer à simplifier le maillage actuel pénalisant des aubes creuses en gardant un comportement global du démonstrateur similaire à celui du modèle initial. La méthode d'homogénéisation appliquée sur l'aube creuse est alors présentée : il en résulte que, pour l'un des modèles d'aube homogénéisée proposé, si le comportement local des aubes diffère légèrement, la réponse d'ensemble du démonstrateur est inchangée, et les temps de calcul sont diminués sensiblement. Le développement et la validation de ces différents points sont l'objet du troisième chapitre.

Le quatrième chapitre pose les bases du calcul prédictif sur un démonstrateur représentatif d'un moteur complet en perte d'aube. Une partie des développements effectués précédemment est intégrée dans ce calcul : aubes homogénéisées, modèle de découpleur. Les résultats de la simulation ne peuvent pas encore être confrontés à l'essai, mais simplement comparés aux simulations implicites correspondantes. Le formalisme explicite présente alors l'intérêt d'évaluer si les détails géométriques et les phénomènes absents de la simulation implicite ont une influence notable et quantifiable sur la réponse globale du moteur et les niveaux de charges. Dans l'affirmative, il permettrait par exemple d'améliorer la connaissance des paramètres physiques intégrés aux modèles implicites ou d'initialiser correctement la simulation implicite pour la phase de décélération.

Enfin, dans le cinquième chapitre, des solutions prometteuses aux lacunes déjà évoquées sont envisagées. Les modèles actuels souffrent d'un cruel manque de précision sur des comportements essentiels à reproduire en vue d'un dimensionnement plus prédictif : la fragmentation de l'aube éjectée lors de l'impact sur le carter, les risques de rupture du carter de rétention et des autres aubes. Le principe et l'intérêt d'un critère d'endommagement recalé sur des essais, en cours de développement par un doctorant, sont alors succinctement décrits. Il s'agit également d'utiliser des techniques numériques de réduction de temps de calcul, basées sur la décomposition de domaine et développées en externe. Celles-ci n'étant pas encore totalement implémentées et validées dans le code Europlexus n'ont pu être évaluées que sur des modèles simplifiés, mais dans la mesure du possible représentatifs des applications industrielles standard.



# CHAPITRE 1

## Contexte général et présentation de la perte d'aube

---

Afin de comprendre l'intérêt industriel du travail de thèse et le cadre de son déroulement, il est indispensable de présenter au préalable le principe de fonctionnement d'un moteur d'avion civil et le risque lié à la perte d'une aube fan. Ce chapitre propose donc une brève description de l'architecture d'un moteur et de son fonctionnement, puis la phénoménologie générale d'un événement de perte d'aube pouvant être observée en détail lors d'un essai. En raison de la gravité de la perte d'aube, les moteurs doivent répondre aux exigences des autorités aéronautiques de certification pour pouvoir être exploités commercialement. Ces contraintes visant à assurer l'intégrité de l'avion et avant tout la sécurité des passagers conduisent à prendre des précautions particulières lors du dimensionnement, se traduisant donc par la recherche d'un outil numérique adapté à la physique de l'événement et approprié pour une utilisation dans les bureaux d'études.

### I. Description d'un moteur

Il ne s'agit pas de décrire complètement l'architecture d'un moteur, mais de situer ses principales composantes qui servent de support à l'étude et d'expliquer succinctement son fonctionnement. Ainsi, si la perte d'une aube fan intervient dans la partie avant du moteur, elle a des conséquences sur le comportement et le dimensionnement d'ensemble.

#### I.1 Terminologie

Un turboréacteur civil est un système propulsif complexe opérant selon le principe de Newton de l'action / réaction. Il exploite les propriétés thermodynamiques du cycle compression / combustion / détente. Il tire alors sa puissance de l'écoulement de l'air entre une partie fixe, appelée « stator », et une partie tournante, appelée « rotor ». Dans les moteurs civils classiques (figure 1), le flux d'air entre au niveau du premier compresseur, couramment dénommé soufflante ou fan, puis se sépare en deux écoulements. Le flux extérieur est directement éjecté vers l'arrière alors que le flux intérieur pénètre successivement dans les compresseurs, la chambre de combustion, la turbine puis la tuyère : les moteurs sont alors dits double-flux. Par ailleurs, la compression et la détente sont effectuées en deux étapes dans une zone Basse Pression et une zone Haute Pression : les moteurs sont dits double-corps.

Le stator est composé de deux lignes de carter guidant l'écoulement d'air dans le flux primaire et le flux secondaire. Il inclut notamment le carter de rétention au niveau de la soufflante, le carter intermédiaire, les carters respectifs des compresseurs et des turbines et le

carter d'échappement. Le moteur est relié à l'aile de l'avion au niveau des carters intermédiaire et d'échappement, qui jouent par conséquent un rôle structural essentiel.

Le rotor est constitué d'un arbre sur lequel s'accrochent les diverses roues aubagées mobiles. Se distinguent la soufflante traversée par l'air entrant dans le moteur, puis successivement les deux compresseurs, et enfin les deux turbines après que l'air a traversé la chambre de combustion. L'arbre est guidé en rotation par plusieurs roulements à billes et à rouleaux, appelés paliers, supportés par des supports palier accrochés au stator.

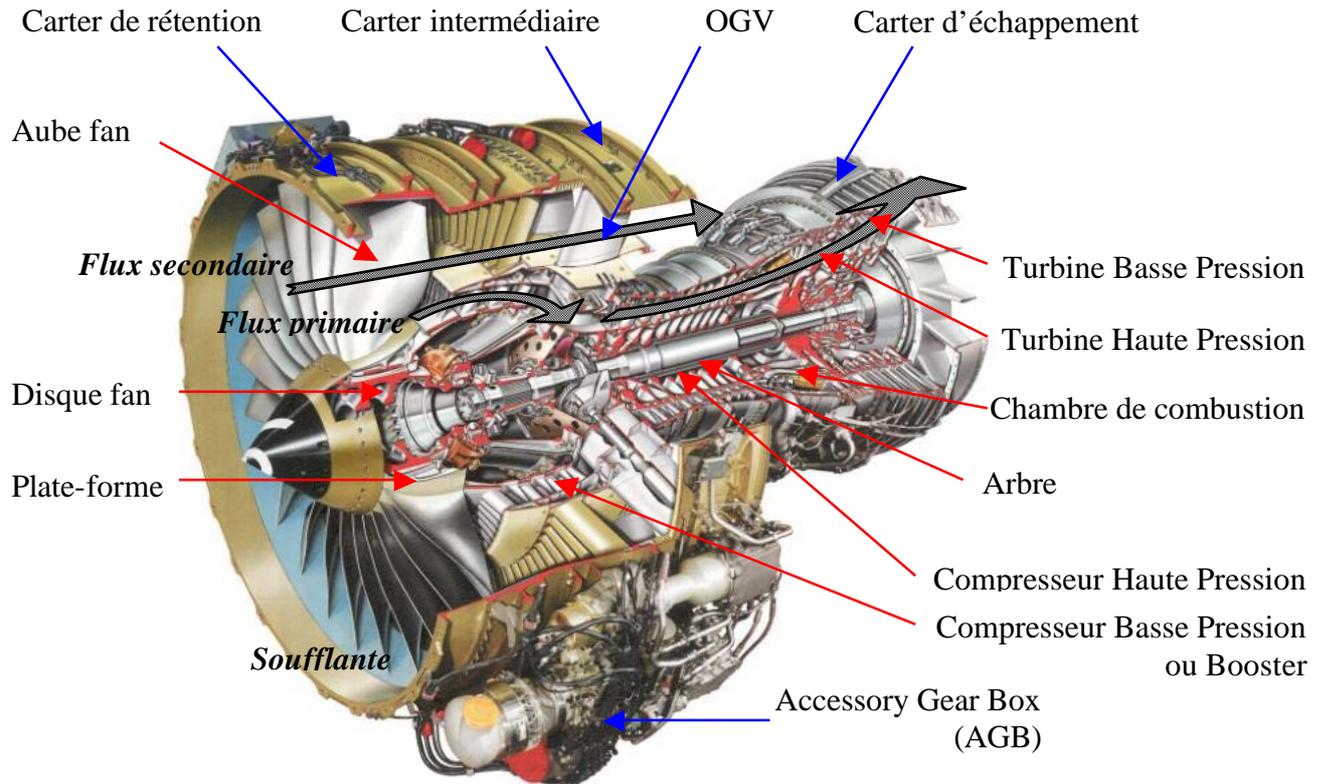


figure 1 Coupe d'un CFM56-7.

© copyright CFM International

## I.2 Principe de fonctionnement d'un moteur

Un turboréacteur absorbe de l'air qu'il rejette vers l'arrière à grande vitesse. La force de réaction des gaz éjectés du moteur, appelée poussée, est proportionnelle à l'accroissement de la vitesse du flux à travers le turboréacteur et à la masse d'air qui traverse la machine. Pour que cette masse d'air ait une vitesse de sortie plus grande que sa vitesse d'entrée, il faut qu'elle acquière de l'énergie. Pour cela, elle subit des transformations. Le principe de fonctionnement se décompose alors en trois grandes étapes thermodynamiques successives.

### I.2.1 Admission et compression

L'air est aspiré par un compresseur, qui augmente l'énergie de pression. Ainsi, l'air admis est tout d'abord guidé par la manche d'entrée, afin d'obtenir un flux optimal au sens de l'aérodynamique. Il traverse la soufflante qui fournit l'essentiel de la poussée totale (~ 80%). A la sortie du fan, le flux d'air est divisé en deux. La partie interne du flux, dit flux primaire, entre dans le compresseur Basse Pression (appelé booster) puis Haute Pression. Ceux-ci, constitués d'une succession de roues aubagées fixes (redresseurs) et mobiles, augmentent progressivement la pression et la température de l'air jusqu'au taux de compression souhaité.

La partie externe, dite flux secondaire, sort quant à elle directement à l'extérieur du moteur, guidée par des redresseurs, ou OGV (Outlet Guide Vanes). Ce flux secondaire sert également lors de l'inversion de poussée nécessaire au freinage de l'avion pendant la phase d'atterrissage.

### I.2.2 Combustion

Dans la chambre de combustion, l'air du flux primaire comprimé est mélangé au carburant pulvérisé par les injecteurs sous forme de gouttelettes afin d'augmenter la surface d'interface entre les gaz et le combustible, puis s'enflamme, provoquant une augmentation de température. L'énergie chimique du mélange air / kérosène est ainsi transformée en énergie calorifique communiquée aux gaz.

### I.2.3 Détente et éjection

En aval de la chambre de combustion, les gaz chauds guidés par les étages de turbines fixes (distributeurs) sont détendus par les différents étages mobiles. La turbine prélève une partie de l'énergie interne des gaz et la transforme en énergie mécanique pour entraîner le compresseur par l'intermédiaire de l'arbre. Puis les gaz sont éjectés vers l'arrière à travers la tuyère ; l'énergie de pression restante est alors transformée en accroissement de vitesse (énergie cinétique), produisant ainsi le reste de la poussée.

## **II. Certification et phénoménologie de la perte d'aube**

Suite à un choc lors d'une ingestion d'oiseau ou de tout autre corps étranger, un morceau d'aube fan peut se casser, voire l'aube entière dans le cas le plus défavorable. Les différents impacts hautement énergétiques des morceaux détachés et l'excentrement du rotor déséquilibré entraînent une succession de mécanismes physiques complexes causant des dégâts irréversibles à l'ensemble de la structure.

A défaut de pouvoir éviter totalement l'éventualité d'une perte d'aube, les motoristes essaient d'en limiter les effets et d'assurer la tenue des composants structuraux essentiels. Pour cela, ils procèdent à des essais partiels au sol afin d'observer la séquence d'événements, de mesurer l'intensité des charges et de vérifier la tenue des différents composants. Ces essais permettent de valider la conception, ou au contraire de mettre en évidence ses principales faiblesses. Au final, les moteurs doivent subir un essai de qualification sévère avant de pouvoir être montés sur avion et exploités commercialement.

### **II.1 Critères et processus de certification**

Il est indiscutable qu'une situation accidentelle de type perte d'aube fan aurait des conséquences graves si des fragments d'aube percutaient l'aile remplie de carburant, le fuselage pressurisé ou si le moteur se décrochait de l'aile. La certification représente donc l'ensemble des actions qui permettent aux motoristes et aux avionneurs de démontrer un niveau de sécurité minimal et indispensable pour les passagers, l'équipage naviguant et les personnes survolées. Deux règlements font référence dans le monde occidental de l'aéronautique civile :

- les FAR (Federal Aviation Regulations) aux Etats-Unis sont imposés par la FAA (Federal Aviation Administration),
- les JAR (Joint Aviation Requirements) en Europe sont imposés par la JAA (Joint Aviation Authorities).

Parmi ceux-ci, la FAR 33 [FAA, 1984] et le JAR-E sont directement applicables aux moteurs. Les principaux événements potentiellement catastrophiques et indésirables sont, pour un système propulsif en vol incluant les phases de décollage et d'atterrissage :

- la rupture de la suspension reliant le moteur à l'aile,
- le feu, de type feu titane ou suite à la rupture d'une canalisation de carburant,
- l'incapacité d'arrêter le moteur,
- le déploiement intempestif des inverseurs de poussée,
- la toxicité de l'air délivré en cabine,
- l'éclatement de pièces à haute énergie, dont les aubes fan.

Pour la perte d'aube, les instances imposent aux motoristes d'être conformes aux règlements FAR 33-77-19 et JAR-E C-3-4 et de « démontrer que chaque aube individuelle de compresseur ou de turbine est contenue après rupture et que l'avion n'est pas mis en danger suite à d'autres dommages au moteur susceptibles de se produire avant l'arrêt du moteur consécutif à la perte d'aube ».

Le processus de certification consiste alors à prouver par un essai moteur que la sécurité du vol est assurée. L'essai est réalisé sur un moteur complet, au sol sur un banc en air spécifique, en lâchant une aube à la vitesse de rotation maximum. La manette des gaz est baissée 15 secondes après le tir, ce qui correspond au temps admissible nécessaire au pilote ou la régulation automatique pour couper le moteur. Lorsque le moteur a satisfait à toutes les démonstrations de conformité, un certificat officiel de navigabilité de type moteur est délivré. Celui-ci permet la production et l'exploitation commerciale du moteur civil. Des exigences de maintien de la navigabilité imposent également des actions continues de contrôle et de maintenance des moteurs en service.

## **II.2 Moteur en configuration au banc d'essai**

La réussite de la certification de perte d'aube passe par un dimensionnement adéquat vérifié par des essais. Selon l'étape du processus de conception à valider, plusieurs configurations et donc de niveaux de complexité sont possibles. Le premier essai consiste en général à un simple lâcher d'aube sur une géométrie ne comprenant que 2 ou 3 aubes avec ou sans carter de rétention, afin d'étudier le comportement des aubes. Par la suite, les démonstrateurs sont enrichis du carter et d'autres composants jusqu'à devenir représentatifs d'un moteur réel, pour poursuivre la validation.

Bien que l'essai final sur moteur soit réalisé à l'air libre, le démonstrateur partiel est généralement monté dans un banc d'essai sous vide afin que le rotor puisse être entraîné par un moteur électrique sans avoir à fournir le travail nécessaire à la compression de l'air. De plus, les essais en air nécessitent des installations particulières plus lourdes afin de permettre l'admission et l'évacuation d'une grande quantité d'air. Le débit d'air massique d'un moteur civil de la gamme de poussée d'un CFM56-7 à la vitesse nominale est en effet de l'ordre de 300 à 400 kg.s<sup>-1</sup>. Par ailleurs, pour la validation de la tenue mécanique des aubes et du carter de rétention, les effets des forces aérodynamiques peuvent être négligés.

Plusieurs caméras grande vitesse sont disposées dans le banc et permettent de reconstituer le scénario de l'essai et d'analyser des trajectoires. Pour acquérir des grandeurs plus utiles au dimensionnement, le moteur est instrumenté par différents moyens de mesure (accéléromètres, jauges de déformations...) dans les zones dignes d'intérêt. Pour initier intentionnellement la perte d'une aube au cours de ces essais, une charge explosive au

déclenchement piloté est placée sur le pied de l'aube lâchée. Le moteur d'entraînement est alors découplé de l'arbre moteur pour permettre la décélération.

### **II.3 Chronologie des événements**

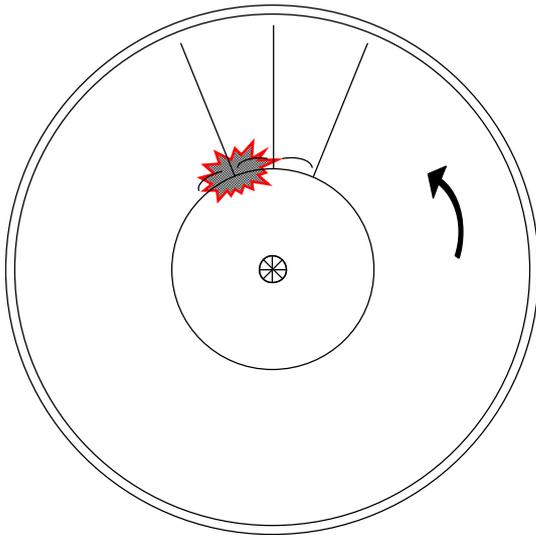
L'analyse des données expérimentales acquises par Snecma Moteurs, lors d'essais partiels et de certification autorise la détermination d'un déroulement chronologique type d'une perte d'aube. Celui-ci peut alors être décrit par une série de croquis simplifiés du moteur lors de chacune des principales étapes.

Lorsque l'aube est lâchée (schéma 1), elle peut tout d'abord entrer en contact avec la plate-forme située entre l'aube lâchée et l'aube adjacente (schéma 2). Les plates-formes dont le rôle est purement aérodynamique sont le plus souvent pourvues de bords fusibles. Ceux-ci permettent en cas de contact avec les aubes fortement fléchies suite à une ingestion d'oiseau ou une perte d'aube, de privilégier la rupture des plates-formes et de limiter le risque de rupture des aubes. Le sommet de l'aube lâchée impacte alors le carter de rétention (schéma 3) et l'aube se fragmente une première fois (schéma 4). Plusieurs séquences d'impact sur le carter suivies d'une fragmentation de l'aube se succèdent, provoquant localement d'importantes déformations plastiques et d'éventuelles déchirures. Si le carter est perforé, certains fragments sont susceptibles d'être éjectés à l'extérieur du moteur. Les morceaux contenus sont centrifugés par les autres aubes, percutent le carter, puis sont éjectés vers l'arrière du moteur dans le flux secondaire. Ils risquent également d'endommager les OGV et le carter intermédiaire. L'aube adjacente toujours entraînée par le rotor entre en contact avec le pied de l'aube lâchée (schéma 5). En fléchissant (schéma 6), elle peut s'appuyer sur l'aube suiveuse (schéma 7) et risque de se casser au niveau de la zone fléchie (schéma 8).

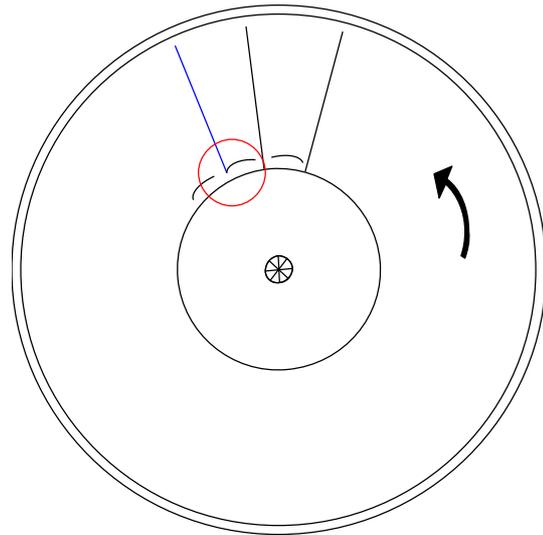
Suite à l'excentrement du rotor, les aubes frottent sur le carter déjà déformé et ovalisé par les différents impacts (schéma 9). De même, les aubes des compresseurs et des turbines frottent sur les carters et peuvent se casser (schéma 10). Les charges induites par les impacts sur les carters peuvent conduire à des ouvertures de bride voire à la rupture de ces liaisons boulonnées (schéma 11) et le balourd du rotor déséquilibré peut faire casser les bagues de roulements. Afin de limiter les efforts transitoires trop importants dans les pièces structurales essentielles, en particulier le carter intermédiaire, et assurer la tenue à la charge du moteur, des dispositifs fusibles sont susceptibles de se casser (schéma 12). Plusieurs technologies de découpleur sont possibles. Quoiqu'il en soit, leur rupture autorise toujours un plus grand débattement radial du rotor. On note que bien évidemment, selon le type de moteur et les jeux en sommet d'aube notamment, les contacts des aubes sur les carters (schéma 10) peuvent intervenir avant ou après la rupture du découpleur, c'est-à-dire plus ou moins tôt dans cette chronologie qui couvre essentiellement les premiers tours moteur.

Par la suite, le moteur n'assure plus son rôle propulsif parce que les compresseurs ne permettent pas un taux de compression suffisant à la combustion. Le rotor décélère alors rapidement jusqu'à atteindre une vitesse de rotation entretenue par l'écoulement de l'air de l'avion qui continue à voler. Le taux de décélération peut atteindre  $30\,000\text{ tr}\cdot\text{min}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$  pendant les premiers tours moteur. Cet état stabilisé est appelé « windmilling ». Lors de cette décélération et du windmilling, les modes propres de vibration de l'arbre peuvent être excités (schéma 13), avec pour conséquences possibles, des contraintes très importantes dans l'ensemble de la structure par sollicitation des modes propres des autres composants, et la rupture de composants tels que les accroches avec l'aile (schéma 14). Par ailleurs, l'ébranlement du moteur peut accentuer les déchirures éventuelles sur les carters. Enfin, cet

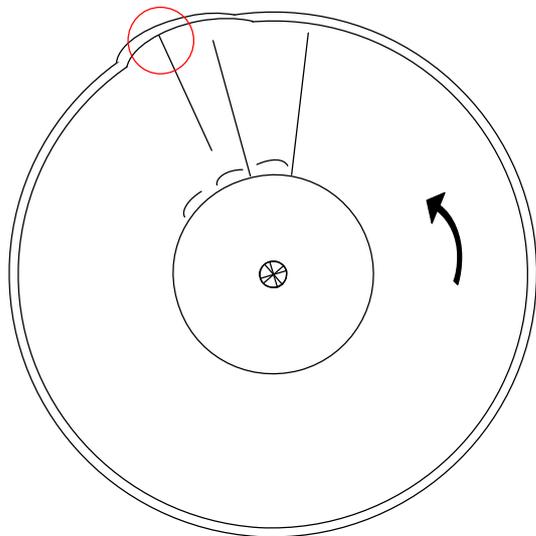
état peut conduire à un couplage par frottement entre les modes du carter et ceux d'une roue aubagée au niveau du fan ou des compresseurs. On parle alors d'interaction rotor / stator.



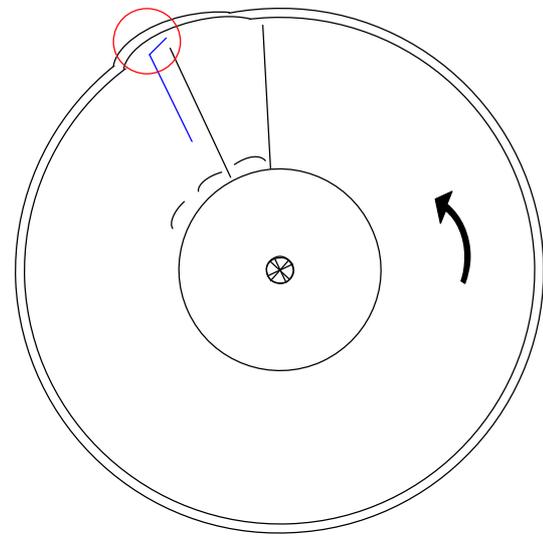
**schéma 1** *Mise à feu*



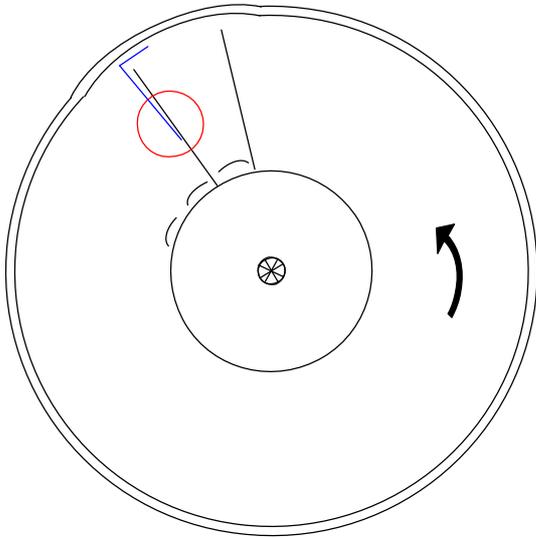
**schéma 2** *Contact sur la plate-forme*



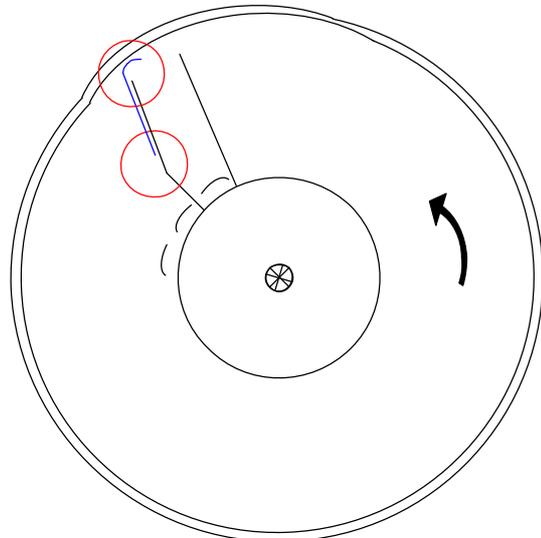
**schéma 3** *Premier impact de l'aube lâchée sur le carter*



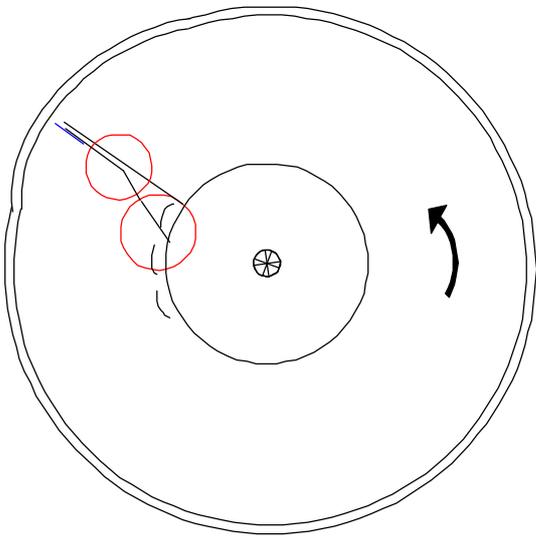
**schéma 4** *Première fragmentation de l'aube lâchée*



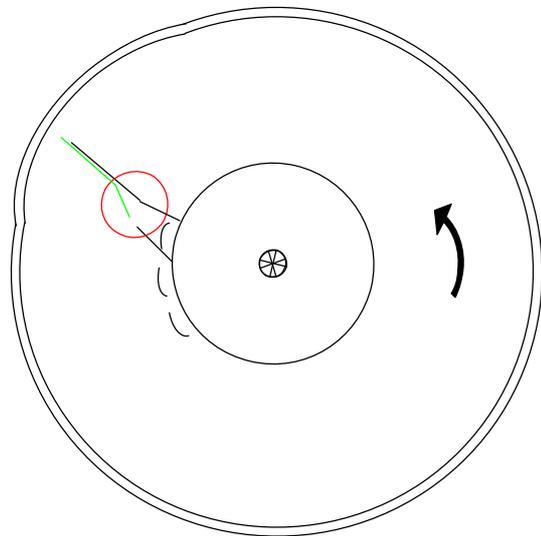
**schéma 5** *Impact sur l'aube adjacente*



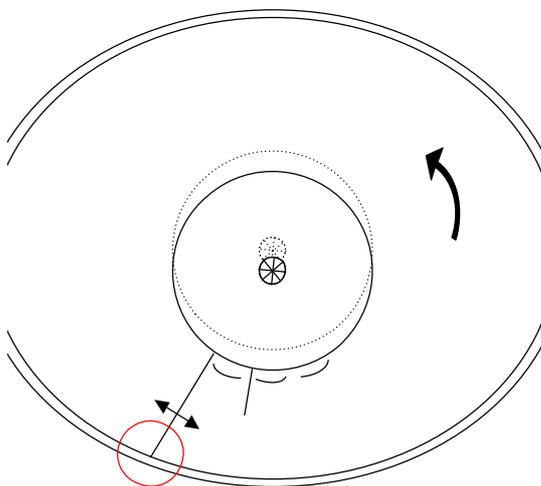
**schéma 6** *Flexion de l'aube adjacente*

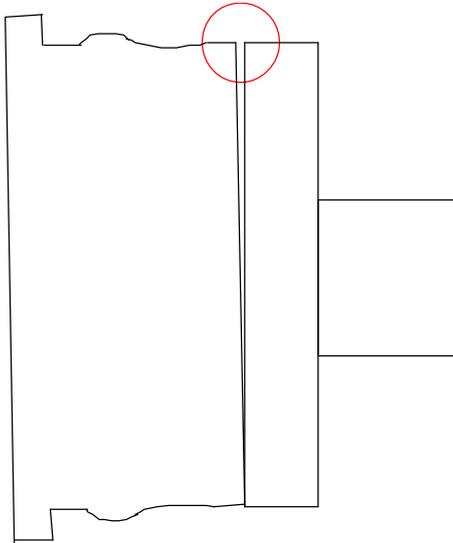


**schéma 7** *Impact de l'aube adjacente sur l'aube suivante*

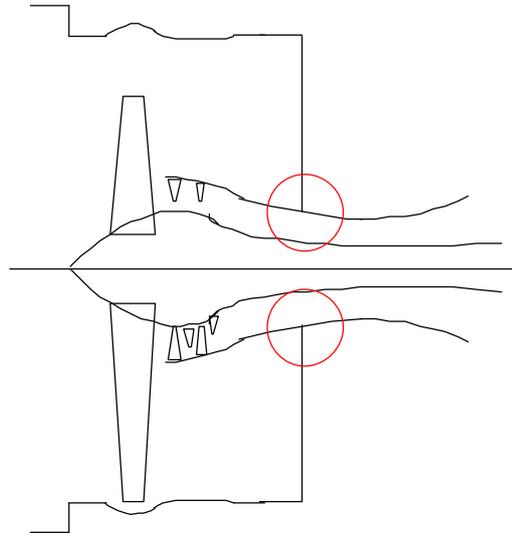


**schéma 8** *Risque de rupture de l'aube adjacente*

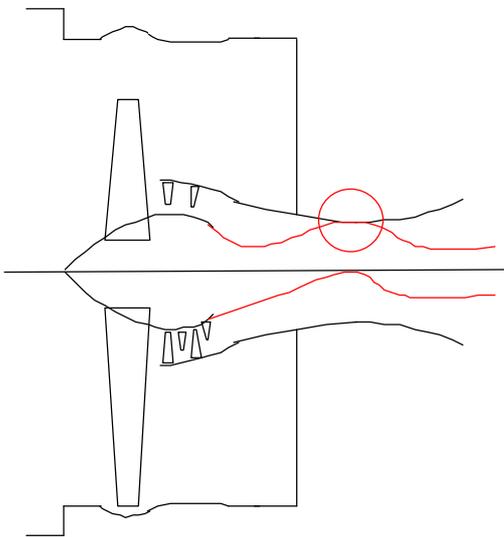




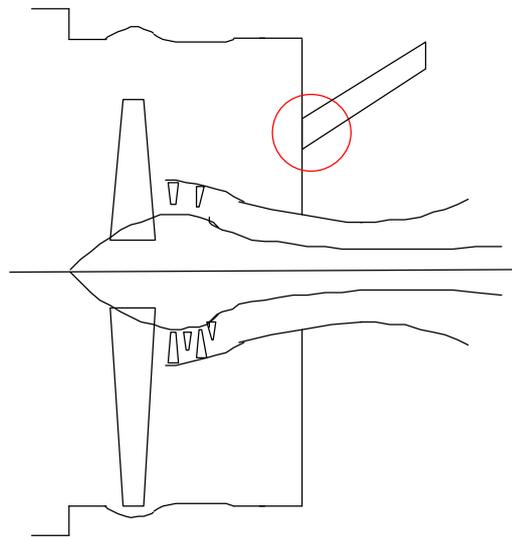
**schéma 11** Possibilité d'ouverture de bride



**schéma 12** Rupture du découpleur



**schéma 13** Passage d'un mode d'arbre



**schéma 14** Efforts dans les liaisons à l'aile

Cet enchaînement d'événements montre tout d'abord que la perte d'aube peut se décomposer en deux phases successives. La première, se produisant sur les premiers tours moteur, se caractérise par la présence de fortes non-linéarités de comportement des matériaux et de contact. La seconde consiste en une phase de décélération sur des temps physiques plus longs, qui sont essentiellement le siège de vibrations d'ensemble de la structure. Par ailleurs cette description met en évidence le caractère de comportement global à l'échelle du moteur à travers l'interaction entre les différents composants, depuis l'aube lâchée jusqu'aux points d'accroche à l'aile de l'avion situés plus en aval au sens de la direction du flux d'air.

#### **II.4 Classification des événements**

Les phénomènes énumérés n'ont pas tous la même importance au sens de leur contribution dans le déroulement de la perte d'aube et de leurs conséquences sur la réponse locale et globale du moteur. Ainsi, dans l'optique de la prédiction numérique du comportement d'un moteur complet en perte d'aube, il convient de les classer par ordre de criticité pour pouvoir créer un modèle industriel viable, c'est-à-dire le plus simple possible mais donnant des résultats précis. Il n'est par exemple pas nécessaire de détailler une zone du

moteur peu sollicitée ni de représenter tous les petits fragments d'aubes qui sont « absorbés » à l'arrière et qui ont peu d'influence.

Cette hiérarchisation est basée d'une part sur la connaissance de la chronologie acquise expérimentalement et numériquement. D'autre part, l'absence de modèle numérique approprié ou de données d'essais suffisamment précises ne permet pas d'étudier l'influence de certains phénomènes sur le comportement du moteur. Ces événements sont donc supposés négligeables *a priori*. Ceci conduit alors à créer deux catégories.

#### II.4.1 Phénomènes du 1<sup>er</sup> ordre

La première classe exposée comprend les principales phases de la perte d'aube qui doivent être prises en compte pour la construction du modèle numérique ou observées *a posteriori* au cours du calcul.

##### a. Ejection de l'aube lâchée

L'éjection de l'aube lâchée conditionne la cinématique du début du calcul et doit par conséquent être bien reproduite. En particulier, la vitesse d'éjection de l'aube (direction et norme) détermine la position et l'énergie du premier impact sur le carter et sur l'aube adjacente.

##### b. Fragmentation de l'aube lâchée et rétention du carter

Suite aux impacts sur le carter, l'aube lâchée se casse en plusieurs fragments principaux. A chaque fragmentation correspond une modification de la dynamique de l'aube, et donc une position et une énergie d'impact sur le carter du morceau d'aube restant. De la précision de ces caractéristiques dépend la pertinence du dimensionnement de l'épaisseur du carter. Or, pour des raisons de gain de masse et de rendement, le carter doit être le plus léger possible. La position et l'énergie d'impact du pied de l'aube lâchée sur l'aube adjacente sont également liées au processus de fragmentation de l'aube lâchée et à sa cinématique. L'évaluation du risque de rupture de l'aube adjacente passe donc par la bonne reproduction de l'interdépendance des comportements d'aube et de carter.

##### c. Comportement des aubes adjacente et suiveuses

Si l'aube adjacente casse, d'autres aubes pourraient casser à leur tour, tel un « effet domino ». Ceci conduirait à une situation grave car les structures principales du moteur (carter, arbre...) ne pourraient pas supporter les très fortes charges dues à un tel balourd.

##### d. Raideur des paliers

La transmission des efforts suite à l'excentrement du rotor s'effectue à travers les paliers et leurs supports. Ainsi, dans un modèle de moteur complet où une modélisation détaillée et complexe des paliers n'est pas envisageable, une bonne représentation de leur comportement linéarisé est primordiale.

##### e. Tenue aux charges des composants

Afin de dimensionner les composants et pouvoir optimiser leur structure pour un rendement et un gain de masse maximums, il faut connaître les charges qu'ils sont susceptibles de subir. En plus des efforts créés par les actions précédentes, celles-ci dépendent des chargements occasionnés par le comportement des autres composants du moteur qui doit donc être physiquement proche de la réalité :

- frottement des aubes frotteuses sur le carter de rétention,

- contact des aubes du compresseur Basse Pression sur les carters de compresseur,
- efforts dans les brides, instant de la rupture des éléments fusibles éventuels.

#### II.4.2 Phénomènes du 2<sup>ème</sup> ordre

Cette seconde classe comporte les phénomènes qui s'avèrent moins importants que ceux de la première catégorie et dont la prise en compte risquerait de compliquer fortement le modèle pour un faible gain en précision.

##### a. Influence de la plate-forme

Lors de l'éjection de l'aube lâchée, elle touche le bord de la plate-forme. Celui-ci étant fusible, il y a une forte probabilité qu'il casse sous cet impact. Par ailleurs, il est possible que la plate-forme casse au niveau de son attache avec le disque quand l'aube lâchée est éjectée. L'analyse des films ne permet pas en général de dire si cette rupture est due à l'explosion permettant le lâcher de l'aube ou à l'action propre de l'aube lâchée. Ainsi, dans une simulation sur une géométrie complète, il paraît illusoire de chercher à modéliser précisément le comportement de la plate-forme.

En cas de rupture effective de la plate-forme pendant l'essai, la conséquence sur le modèle réside dans la mauvaise estimation du balourd. Cependant, le balourd engendré par la perte d'une plate-forme est faible par rapport à celui provoqué par la perte de l'aube. En effet, pour un moteur civil classique, la masse de la plate-forme n'est que de quelques centaines de grammes avec un centre de gravité relativement proche de l'axe de rotation. La masse de l'aube fan est au moins 10 fois supérieure avec une distance de son centre de gravité à l'axe moteur environ 1,5 fois plus grande. Le balourd dû à la perte de la plate- est donc environ 15 fois inférieur à celui d'une aube, d'où le caractère négligeable de ce phénomène.

##### b. Comportement des fragments centrifugés

Les fragments de l'aube lâchée peuvent représenter un important pourcentage de la masse initiale de l'aube, en particulier le dernier fragment comportant le pied. Lorsqu'ils percutent les autres aubes de soufflante, ils sont centrifugés, heurtent le carter puis sont éjectés vers l'arrière du moteur. Les aubes comme le carter peuvent alors être endommagés. Néanmoins, si leur action a une influence sur le comportement local des composants, elle n'est pas primordiale sur le comportement global du moteur et peut être négligée dans une approche moteur complet.

##### c. Différents contacts

En perte d'aube, un moteur complet est le siège de très nombreux impacts qu'il est impossible de reproduire intégralement. Par conséquent, certains contacts participant faiblement dans la réponse globale ne sont pas essentiels et peuvent être négligés. Les contacts entre les aubes de soufflante et les plates-formes, ou les aubes et les redresseurs dans les compresseurs peuvent être cités en exemple.

##### d. Liaisons

Dans le cadre d'un essai partiel, le démonstrateur est relié au banc par une liaison composée de plots élastomères permettant d'amortir les vibrations. Le comportement du matériau ou de la liaison complète est généralement de type visco-élastique. Toutefois, l'effet de l'amortissement intervient essentiellement après les premiers tours moteur et l'expérience de la simulation montre qu'il peut avoir une grande influence sur le comportement global du moteur lors de la décélération. Par ailleurs, une liaison de ce type n'est pas toujours

caractérisée précisément en dynamique sous fortes sollicitations. Elle peut par conséquent être en première approximation considérée comme ayant un comportement élastique linéaire.

#### II.4.3 Conclusion et conséquences sur la modélisation

La nécessité de prédire fidèlement les phénomènes du premier ordre et le fait de pouvoir se dispenser de ceux du second ordre vont déterminer une grande partie des choix de modélisation. Par ailleurs, le post-traitement des calculs et la corrélation calcul / essai doivent tenir compte des hypothèses effectuées sur cette classification des événements, pour justifier *a posteriori* les choix de modélisation, ou au contraire pour prouver la nécessité d'enrichir le modèle et le rendre plus représentatif.

### **III. Nécessité de la prédiction numérique et objectifs de la thèse**

Dans le cadre des itérations aéromécaniques du dimensionnement, les simulations numériques mécaniques doivent concourir à la détermination des efforts et des déformées sous les chargements statiques (poussée, manœuvres, vent de travers) et dynamiques (comportement vibratoire) en fonctionnement normal. Néanmoins, la recherche permanente de l'amélioration des conditions de sécurité des turboréacteurs civils conduit les motoristes à dimensionner leurs machines sous des charges de fonctionnement extrême, comme l'ingestion d'oiseau ou la perte d'aube. L'objectif pour les motoristes est évidemment de répondre aux exigences de certification mais également de prouver une maîtrise technologique supplémentaire appréciée par les clients potentiels.

Afin d'assurer la réussite au premier coup de l'essai final de certification, il est indispensable de réaliser des essais partiels au banc tournant au cours des différentes phases du développement. Ils permettent de valider les choix technologiques effectués individuellement sur les composants, en particulier les aubes fan et le carter de rétention. Les ingénieurs doivent donc être capables de prédire et de reproduire numériquement le comportement transitoire du démonstrateur. Toutefois, les motoristes doivent à terme dimensionner le moteur complet en perte d'aube afin de réussir la certification. La réponse transitoire du moteur étant directement liée à l'interaction des différents composants, la prédiction et l'optimisation du comportement requièrent une représentation détaillée de l'ensemble de la structure. Par exemple, le carter fan seul est l'un des composants du moteur les plus lourds de part son rôle de rétention. Une bonne sélection de sa géométrie et de son matériau constitutif peut largement améliorer sa capacité de rétention, réduire son épaisseur et par conséquent la masse, l'architecture et le comportement du moteur.

Malheureusement, les essais étant lourds à mettre en œuvre, très coûteux et effectués après la production des premiers prototypes, tout échec contrarierait le projet moteur par le surcoût considérable et les délais nécessaires à une reconception totale ou partielle des composants. La nécessité de la prédiction par simulation numérique du comportement du moteur en perte d'aube prend alors toute sa dimension sur le plan industriel, économique et stratégique pour un motoriste : elle est primordiale pour concevoir précisément, limiter le risque d'échec et réduire le nombre d'essais. Par ailleurs, tout changement à la définition des composants principaux déjà certifiés (par exemple les aubes de soufflante et le carter de rétention pour la perte d'aube) nécessite une recertification complète, dont celle de perte d'aube. Ainsi, la démonstration auprès des autorités compétentes de la maîtrise de la prédiction numérique pour un essai moteur en perte d'aube pourrait s'appliquer dans le cas d'une modification mineure de la géométrie de ces pièces. Si l'essai de certification sur le

moteur complet initial est incontournable, le même essai pour le moteur complet modifié pourrait être évité. Il pourrait être remplacé par quelques essais partiels concluants étayés par des résultats de calcul, moins chers que la série d'essai complète.

Les simulations correspondantes requièrent des modèles adéquats, dont la précision est le point critique dans la réussite de cet enjeu crucial. Parmi les méthodes de résolution adaptées à ces problèmes dynamiques, on retrouve la classe traditionnelle des codes Eléments Finis implicites et explicites. Malgré les avancées colossales dans le domaine de la puissance informatique, les coûts en temps de calcul et les tailles en mémoire engendrées par l'utilisation de modèles trop détaillés ne sont pas viables dans un contexte industriel. En effet, parallèlement à ces progrès, la complexité des phénomènes physiques à reproduire augmente sans cesse, accroissant de ce fait la complexité et les temps de calcul, alors que les cycles de conception doivent diminuer.

Dans le cadre de cette thèse, l'objectif est de collaborer à la réalisation d'une simulation prédictive de la première phase identifiée de la perte d'aube sur un démonstrateur représentatif d'un moteur complet, dans des temps acceptables pour les bureaux d'études. Lors de cette première phase, le démonstrateur subit de nombreuses et fortes non-linéarités, liées aux grandes transformations, aux comportements des matériaux et aux différents contacts. La qualité de la prédiction requiert par conséquent une représentation locale assez détaillée. Ainsi, l'étude de la physique du phénomène à reproduire conduit tout d'abord à effectuer un choix sur la méthode numérique la plus appropriée parmi les codes Eléments Finis disponibles. Les spécificités de la technique retenue imposent un certain nombre d'hypothèses de modélisation et un déroulé opératoire particulier. Ces points étant décidés, une première étude est réalisée avec les pratiques et outils actuels de Snecma Moteurs sur un démonstrateur partiel ayant subi un essai de rétention d'aube. La simulation du comportement d'un tel démonstrateur, et *a fortiori* celle sur le démonstrateur cible plus complet et complexe, fait naître le besoin d'améliorer la modélisation et la prédictivité de certains composants et de réduire les temps de calcul en vue d'une utilisation industrielle aux bureaux d'études.

## CHAPITRE 2

# Calcul actuel de perte d'aube sur une pointe avant de moteur

---

Dans le cadre du développement de nouvelles technologies, Snecma Moteurs mène une campagne d'essais de perte d'aube, parmi d'autres séries d'essai concernant notamment la tenue à l'ingestion d'oiseau, l'analyse des performances, le comportement en fatigue... Ces campagnes visent à évaluer la faisabilité de ces techniques, qui pourraient équiper les futurs moteurs afin de répondre au perpétuel besoin industriel d'améliorer les performances, le rendement, la fiabilité et de diminuer le coût d'exploitation. En particulier, un essai partiel de simple lâcher d'aube a été réalisé sur une géométrie simplifiée de pointe avant de moteur au banc sous vide. Dans l'optique de simuler le comportement d'un moteur complet, cet essai représente un exemple idéal pour :

- montrer l'intérêt de modéliser le moteur ou le démonstrateur complet en dynamique rapide. L'objectif est d'améliorer la précision de l'estimation numérique des grandeurs caractéristiques du comportement d'ensemble de la structure. Celles-ci sont traditionnellement obtenues avec des modèles de dynamique d'ensemble simplifiés,
- mettre en évidence les principaux points durs de la modélisation d'une structure complexe, les limitations dues aux outils et pratiques actuels utilisés à Snecma Moteurs, ainsi que les développements indispensables à l'obtention de simulations plus prédictives et moins coûteuses en temps CPU.

Ce chapitre propose dans un premier temps de justifier l'utilisation d'un code Eléments Finis de dynamique rapide de type explicite, pour prédire le comportement du démonstrateur lors de la première phase transitoire de la perte d'aube, puis de présenter les principes de la méthode de résolution du schéma explicite implémenté dans le code Plexus [Lepareux, 1997]. La description de la géométrie et les caractéristiques du modèle Eléments Finis du démonstrateur dans sa configuration au banc d'essai sont ensuite présentées. La mise en œuvre complète du calcul de perte d'aube avec les pratiques actuelles est à son tour exposée, avant d'effectuer les comparaisons entre le calcul et l'essai. Le chapitre s'achève par les conclusions sur la validité et la qualité du modèle, et un examen des développements nécessaires pour la simulation de la perte d'aube sur un moteur complet.

### I. Formulations et méthodes de résolution

La première phase dans toute entreprise de simulation numérique consiste à définir le phénomène physique à modéliser, le choix de la méthode de résolution et le choix des hypothèses permettant de passer du milieu réel au système numérique simplifié. La définition

du problème physique découle de l'analyse détaillée du phénomène lui-même et, dans le cadre de la perte d'aube accidentelle, a déjà été effectuée au chapitre précédent à travers la chronologie et le classement établi du degré de criticité des événements. La tâche consiste dès lors à envisager et choisir les méthodes disponibles adaptées pour la résolution du problème dynamique, puis à effectuer les meilleures hypothèses simplificatrices de modélisation.

La méthode des Eléments Finis est traditionnellement utilisée dans l'industrie pour la résolution numérique approchée de problèmes mécaniques complexes, statiques ou dynamiques, dont on ne peut trouver de solution analytique [Zienkiewicz, 1973]. Cette phase de discrétisation spatiale permet de passer du système mécanique réel continu à un système discret. Pour résoudre le système d'équations aux dérivées partielles du second ordre relativement à la variable temporelle issu de l'écriture du principe fondamental de la dynamique, deux approches sont envisageables : la superposition modale et l'intégration temporelle directe. La superposition modale consiste à projeter la réponse dynamique d'une structure (par exemple le champ de déplacement discrétisé) sur un sous espace de dimension inférieure à celle du problème initial. Les vecteurs de base de ce sous-espace doivent décrire avec précision le comportement de la structure. Une base constituée d'un nombre fini de modes propres est le plus souvent utilisée. Cette méthode est particulièrement performante pour les problèmes linéaires où le contenu fréquentiel de l'excitation ne nécessite qu'un nombre limité de modes à retenir pour obtenir une réponse précise. Or, le phénomène de perte d'aube fait intervenir des comportements dynamiques fortement non-linéaires pour lesquels la résolution par les techniques d'intégration directe est plus efficace. Deux familles se distinguent alors : les méthodes dites implicites et explicites, dont les spécificités permettent de rendre compte de phénomènes physiques dans des domaines de sollicitation particuliers.

### **I.1 Etat de l'art de l'utilisation des techniques de résolution en dynamique des structures**

Depuis l'apparition des méthodes numériques implicites et explicites, leurs champs d'application respectifs ont été débattus et peu à peu délimités. La relative complexité de l'algorithme implicite (temps de calcul important pour des gros modèles inhérents à l'inversion de matrices et problèmes de convergence en élasto-plastique) conduit à l'utilisation de modèles simplifiés d'une structure complète ou à des modèles détaillés très locaux. En revanche, le schéma étant généralement inconditionnellement stable, il permet l'utilisation de grands pas de temps. Ainsi, dans le cadre particulier de la construction aéronautique, les codes de calcul implicite permettent l'étude du comportement vibratoire du moteur complet en fonctionnement normal, le calcul des vitesses critiques déterminant les phases de stabilité du rotor, l'étude de la réponse harmonique à un balourd modéré, ou le calcul de la réponse transitoire dans une situation accidentelle de type perte d'aube. L'objectif est bien la prédiction du comportement global de la structure. Certains auteurs présentent alors des travaux concernant la distorsion de carcasse [Schönrock, 1999], le « windmilling » [Groll, 2000], la comparaison calcul / essai en perte d'aube sur un moteur au banc d'essai représentatif [Schumacher, 2000], [Lawrence, 2001]. L'emploi du schéma explicite dans les bureaux d'études est plus récent. L'algorithme explicite étant plus simple mais en général conditionnellement stable et l'introduction de loi de comportement élasto-plastique et de contact étant aisée, il est destiné aux problématiques de phénomènes rapides incluant de fortes non-linéarités de comportement matériau ou de contact tels que l'explosion [Zukas, 1990], l'emboutissage, la balistique [Impact, 1998], le crash... et en aéronautique pour la modélisation de l'ingestion d'oiseau [Letellier, 1996], [Moffat, 2001], de l'ingestion de glace,

de la perte d'aube fan [Paradis, 1994], [Lawson, 1997], [Carney, 2003], ou encore de la rupture d'élément tournant de turbine [Kraus, 2002].

La chronologie de la perte d'aube sur moteur a montré que celle-ci peut se décomposer en deux phases. La première concerne uniquement les quelques premiers tours moteur où se déroulent les principaux phénomènes transitoires fortement non-linéaires localisés dans la partie avant du moteur. Des petits pas de temps sont nécessaires pour capter le contenu hautes fréquences de la solution dynamique rapide. Il apparaît alors que la formulation explicite est plus adaptée à l'étude des premiers tours moteur. La seconde consiste en une phase de décélération sur des temps physiques beaucoup plus longs, jusqu'au « windmilling », donc en une réponse harmonique avec de possibles contacts d'aubes sur les carters et un risque d'excitation des modes propres. Pour de la dynamique plus lente, le schéma d'intégration implicite inconditionnellement stable permet l'utilisation de pas de temps plus grands et convient parfaitement pour l'étude de cette phase où les phénomènes d'ébranlement prédominent.

Toutefois, la tendance industrielle actuelle consiste à réaliser des simulations sur des modèles de plus en plus complets et sur des temps physiques de plus en plus longs, faisant cohabiter au sein d'une même modélisation des phénomènes multi-échelles en espace et en temps. Le développement de méthodes plus adéquates et économiques en temps de calcul est alors nécessaire. Ainsi certains auteurs [Bui, 2002] proposent des schémas d'intégration implicite particulier (algorithme de type  $\theta$ -method couplés à l'utilisation d'éléments sous-intégrés stabilisés contre l'Hourglass et d'une gestion performante des contacts) permettant de réaliser des calculs très non-linéaires sur des modèles de grande taille en nombre de degrés de liberté, plus rapidement qu'avec les schémas implicites plus classiquement utilisés dans l'industrie. De même, un couplage entre les formulations explicite et implicite peut être réalisé : soit d'une manière dissociée, avec un enchaînement de calculs explicite et implicite pour certaines simulations impliquant successivement des phénomènes avec de fortes puis de faibles non-linéarités [Finn, 1995] ou soit de manière continue, en autorisant le passage automatique d'un schéma à l'autre sur l'ensemble de la structure [Noels, 2002]. La bascule de l'explicite à l'implicite, et inversement, est alors basée sur un critère de mesure d'erreur permettant de déterminer la taille du pas de temps nécessaire à chacun des deux algorithmes pour intégrer correctement le système. Toutes les données nécessaires à la bonne continuité mathématique et physique du calcul doivent être transférées en assurant la stabilité et l'équilibre de la structure. Enfin, dans le cadre de cette étude, la possibilité de coupler simultanément le même schéma explicite dans des zones de la structure caractérisées par des phénomènes à échelles de temps et d'espace différents [Faucher, 2003] est abordée. Par conséquent, le schéma explicite est privilégié pour les simulations de perte d'aube sur les premiers tours moteur.

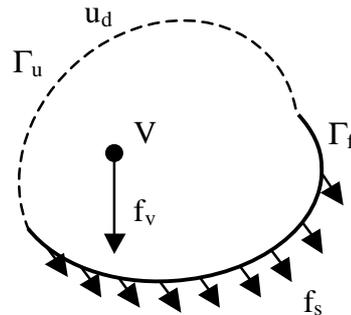
En premier lieu, les trois principales sources de non-linéarités que sont les grandes transformations, la plastification des matériaux ainsi que le contact sont introduites. Puis l'algorithme explicite des différences centrées implémenté dans le code de dynamique rapide Plexus [Lepareux, 1997] est décrit. Plexus a été développé au C.E.A. (Commissariat à l'Energie Atomique) pour les problématiques d'impact d'avion léger sur les centrales nucléaires et du couplage fluide-structure lors d'explosion dans le réacteur par exemple.

## **I.2 Formulation lagrangienne des milieux continus en grandes transformations**

Dans cette section, les notations suivantes sont empruntées à [Dubigeon, 1992].

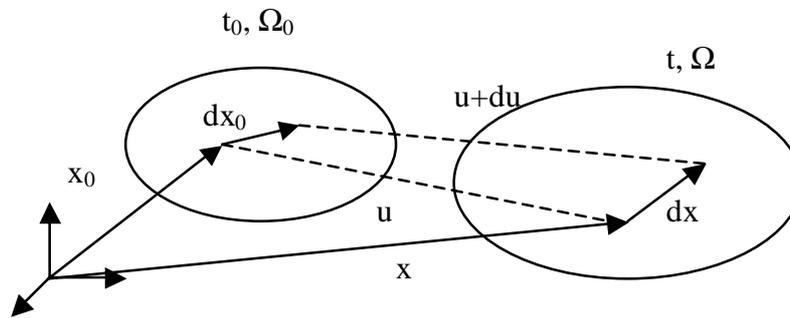
### I.2.1 Description lagrangienne réactualisée

On considère un problème posé sur un solide quelconque de l'espace de volume  $V$ , soumis à un déplacement imposé  $u_d$  sur une partie  $\Gamma_d$  de sa frontière  $\Gamma$ , une densité volumique d'effort  $f_v$  et à une densité surfacique d'effort  $f_s$  sur  $\Gamma_f$  telle que une  $\Gamma_f \cup \Gamma_d = \Gamma$  et  $\Gamma_f \cap \Gamma_d = \emptyset$  (figure 2).



**figure 2** Description du problème physique posé sur un solide de l'espace.

Le solide dans sa configuration initiale  $\Omega_0$  subit de grandes transformations au cours du temps, et occupe la configuration  $\Omega$  à un instant  $t$  (figure 3).



**figure 3** Description lagrangienne de la transformation du solide  $S$  entre ses configurations  $\Omega_0$  et  $\Omega$ .

Contrairement à l'hypothèse des petites perturbations, dans une formulation lagrangienne en grandes déformations, la configuration déformée à un instant  $t$  n'est *a priori* pas connue, et les lois de comportement peuvent dépendre de la configuration dans laquelle elles sont exprimées. La résolution du problème en description lagrangienne totale, qui utilise comme configuration de référence la configuration initiale, n'est donc pas simple. Dans Plexus, la description lagrangienne réactualisée est utilisée. Pour l'intégration du système entre deux instants  $t_0$  et  $t$  ( $t_0 < t$ ), elle consiste à utiliser comme configuration de référence la configuration à cet instant  $t$ . Il est en effet montré par la suite que, de par l'expression explicite du déplacement, la configuration à l'instant  $t$  est connue dès le début du pas. Ainsi, à chaque pas de calcul, la configuration de référence est modifiée. Cette représentation lagrangienne réactualisée permet de simplifier la programmation, de réduire la taille mémoire du problème numérique et d'utiliser les lois de comportement élasto-plastiques avec écrouissage écrites en petites perturbations.

### I.2.2 Formulation en grandes transformations

Dans une description lagrangienne réactualisée, la configuration actuelle de l'instant  $t$  remplace la configuration de référence précédente de l'instant  $t_0$ . Il est donc nécessaire d'exprimer des grandeurs définies sur la configuration de référence précédente sur la

configuration actuelle. Pour cela, il faut écrire la variation de la normale à une surface élémentaire  $ds$  à l'aide du gradient de la transformation :  $n_0 \cdot ds_0 = \det(G) \cdot G^{-t} \cdot n \cdot ds$  (1)

avec :

$G$  le gradient de la transformation permettant le passage de la configuration actuelle à la configuration initiale défini par :  $G = \text{grad}_x(x_0)$  (2)

et où l'indice  $x$  indique que les dérivées sont effectuées par rapport aux coordonnées de la configuration actuelle  $\Omega$ .

Ainsi, le passage du tenseur des contraintes de Cauchy au pas  $t_0$ , écrit dans la configuration du pas  $t_0$ , au tenseur des contraintes de Piola-Kirchoff au pas  $t_0$ , écrit dans la configuration actuelle du pas  $t$ , est donné par :

$$\int_{\partial V_0} \sigma \cdot n_0 \cdot ds_0 = \int_{\partial V} \sigma \cdot (\det(G) \cdot G^{-t} \cdot n \cdot ds) = \int_{\partial V} \det(G) \cdot \sigma \cdot G^{-t} \cdot n \cdot ds \quad (3)$$

Le tenseur des contraintes de Piola-Kirchoff s'écrit alors :

$$\pi = \det(G) \cdot \sigma \cdot G^{-t} \quad (4)$$

### I.2.3 Equations caractéristiques

En considérant un champ de déplacement virtuel  $\hat{U}$  cinématiquement admissible (vérifiant les conditions aux limites), la formulation variationnelle du Principe des Travaux Virtuels conduit à l'équation intégrale classique :

$$\forall \hat{U}, \int_{\Omega} \rho \frac{\partial^2 x_i}{\partial t^2} \cdot \hat{U} \cdot dv + \int_{\Omega} \sigma_{ij} \cdot \varepsilon_{ij}(\hat{U}) \cdot dv = \int_{\Omega} \rho g_i \cdot \hat{U} \cdot dv + \int_{\Gamma} \sigma_{ij} \cdot n_j \cdot \hat{U} \cdot ds \quad (5)$$

### I.3 Plasticité et lois de comportement

Dans une formulation explicite, le calcul de l'incrément de contrainte entre deux pas de temps de calcul est effectué à partir de l'incrément de déformation et de la loi de comportement en supposant que le matériau reste élastique. Cependant, lorsque le matériau plastifie, il est nécessaire de corriger la nouvelle contrainte calculée élastiquement afin de suivre réellement la loi de comportement et prendre en compte l'écrouissage. La méthode de retour radial [Crisfield, 1991] présentée en Annexe 2 permet de projeter la contrainte élastique sur la courbe de traction élasto-plastique. Contrairement au cas des algorithmes itératifs, elle ne nécessite aucune itération : ceci confère donc au schéma explicite une grande rapidité du traitement de la plastification.

En outre, certains matériaux possèdent une loi de comportement présentant une dépendance à la température ou la vitesse de déformation. En particulier, le comportement sous impact haute vitesse de la nuance de titane constituant les aubes dépend de la vitesse de déformation. Il est donc indispensable d'identifier expérimentalement la relation contrainte-déformation sur une plage de vitesses de déformation couvrant celle du phénomène considéré. Par ailleurs, dans le formalisme explicite, la vitesse de déformation à chaque pas de temps présente de très fortes variations, pouvant provoquer le passage intempestif d'une courbe de traction à l'autre. Une moyenne sur plusieurs pas de temps de calcul est effectuée.

### I.4 Gestion des contacts

Dans une simulation de perte d'aube, l'un des enjeux majeurs réside dans la précision de la détection des contacts et du calcul des efforts de contact. La détection dans le code

Plexus est assurée par une technique faces maîtres / nœuds esclaves. D'autres procédés, utilisant une détection par recherche d'intersection d'entités géométriques définies par des splines par exemple [Arnoult, 2000], ont été étudiées ou implémentées. Cette dernière est spécialement adaptée pour les contacts sur le carter, c'est-à-dire sur des surfaces cylindriques, car la détection s'affranchit de la facétisation de la discrétisation Eléments Finis. Néanmoins, le surcoût en temps apporté par cette technique n'est pas justifié par rapport au gain en précision dans notre application.

En ce qui concerne le calcul des efforts de contact, plusieurs approches existent. Tout d'abord, la méthode des pénalités [Hallquist, 1985] est la plus couramment utilisée dans les codes explicites commerciaux de type « accélération » comme Plexus. La force de contact, répartie sur les nœuds de la zone impliquée dans le contact, est alors proportionnelle à la profondeur de pénétration et à une raideur dite de pénalisation introduite par l'utilisateur. Cette méthode simple de mise en œuvre, rapide et ne nécessitant aucune gestion de la perte de contact, peut être efficace : elle requiert toutefois une attention particulière dans la définition de la raideur de contact appropriée. Ensuite, la méthode des multiplicateurs de Lagrange, implémentée dans Plexus par [Bonini, 1995], consiste à écrire l'effort de contact sous forme d'un multiplicateur de Lagrange. Aucune donnée utilisateur de type raideur n'est alors nécessaire et, contrairement à la méthode des pénalités, elle assure la continuité du contact. Elle peut être couplée, afin de traiter toutes les liaisons de contact en même temps, ou découplée, afin de traiter chaque zone de contact indépendamment. La première technique assure une plus grande cohérence dans la mesure où tous les efforts de contacts sont traités conjointement, mais elle augmente fortement les temps de calcul. Pour cette raison, la méthode découplée est utilisée dans les simulations de perte d'aube où de très nombreuses zones de contact sont définies.

### **I.5 Intégration temporelle : méthode et caractéristiques**

L'écriture du Principe des Travaux Virtuels (5), discrétisé en espace par Elément Finis et assemblé sur l'ensemble de la structure, donne l'expression matricielle classique :

$$M\ddot{U} + C\dot{U} + KU = F_{\text{ext}} \quad \text{ou} \quad M\ddot{U} + C\dot{U} + F_{\text{int}} = F_{\text{ext}} \quad (6)$$

avec :  $U, \dot{U}, \ddot{U}$  : vecteurs des déplacements, vitesses et accélérations aux nœuds,  
 $M$  : matrice de masse,  
 $C$  : matrice d'amortissement,  
 $K$  : matrice de raideur,  
 $F_{\text{ext}}$  : vecteur des forces extérieures,  
 $F_{\text{int}}$  : vecteur des forces intérieures.

Pour les méthodes de Newmark [Newmark, 1959], le champ de déplacement inconnu et ses dérivées temporelles s'écrivent sous forme d'un développement de Taylor au 3<sup>ème</sup> ordre :

$$\begin{cases} U^{n+1} = U^n + \Delta t \dot{U}^n + \frac{\Delta t^2}{2} \ddot{U}^n + \frac{\Delta t^3}{6} \bullet \left( \frac{\ddot{U}^{n+1} - \ddot{U}^n}{\Delta t} \right) \\ \dot{U}^{n+1} = \dot{U}^n + \Delta t \ddot{U}^n + \frac{\Delta t^2}{2} \bullet \left( \frac{\ddot{U}^{n+1} - \ddot{U}^n}{\Delta t} \right) \end{cases} \quad (7)$$

avec  $\Delta t$  l'incrément de temps entre les instants  $n$  et  $n+1$ ,  $\beta$  et  $\gamma$  les paramètres du schéma de Newmark. Si  $\bullet = 0$  alors le déplacement  $U^{n+1}$  ne dépend plus que des grandeurs du pas de

temps  $n$ , et le schéma est dit explicite. Pour le schéma explicite des différences centrées implémenté dans Plexus, le second coefficient est  $\gamma = \frac{1}{2}$ . D'où :

$$\begin{cases} U^{n+1} = U^n + \Delta t \dot{U}^n + \frac{\Delta t^2}{2} \ddot{U}^n \\ \dot{U}^{n+1} = \dot{U}^n + \Delta t \left( \frac{\ddot{U}^{n+1} + \ddot{U}^n}{2} \right) \end{cases} \quad (8)$$

A l'instant  $n$ , toutes les grandeurs cinématiques sont connues, et on cherche les grandeurs du pas de temps suivant  $n+1$ . Pour ce schéma, les déplacements et donc la configuration actuelle à l'instant  $n+1$  sont connus dès le début du pas, et cette dernière peut donc être prise comme configuration de référence.

### I.5.1 Stabilité et convergence

Pour montrer la convergence d'un schéma numérique, [Hughes, 1987] montre que la stabilité et la consistance sont une condition nécessaire et suffisante de convergence. Dans le cas particulier des différences centrées, l'algorithme est conditionnellement stable [Belytschko, 1983] [Hughes, 1987], c'est-à-dire qu'une condition de stabilité doit être imposée sur l'incrément de temps pour passer d'un pas  $n$  au pas  $n+1$  afin que les grandeurs cinématiques calculées soient bornées. Cette condition impose :

$$\Delta t = \frac{2}{\omega_{\max}} \quad (9)$$

avec  $\omega_{\max}$  la plus grande pulsation propre du système. En pratique, la détermination de  $\omega_{\max}$  nécessitant le calcul des modes propres de la structure entière, la condition appliquée dans Plexus est la condition de Courant-Friedrichs-Levy (CFL). Celle-ci précise que la pulsation  $\omega_{\max}$  est minorée par la pulsation maximale obtenue sur chaque élément indépendamment. Dans l'exemple d'un élément de poutre avec une matrice masse diagonalisée, la pulsation s'écrivant  $\omega_e = 2\frac{C_e}{L_e}$ , le pas de temps doit alors vérifier :

$$\Delta t \leq \text{Min}_e \left( \frac{L_e}{C_e} \right) = \Delta t_{\text{stab}} \quad (10)$$

avec  $L_e$  plus petite dimension d'un élément  $e$

$$C_e = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \text{ la célérité du son dans le matériau de l'élément } e$$

Le pas de calcul est déterminé à chaque étape en testant tous les éléments de la structure afin de satisfaire la condition de stabilité et assurer ainsi la convergence de l'algorithme. De façon générale, le pas de stabilité est fixé pour tout le domaine par les matériaux les plus rigides et les éléments les plus petits. Ainsi, pour les modèles utilisés en perte d'aube, les pas de temps sont classiquement de l'ordre de  $3$  à  $5 \cdot 10^{-8}$  s. Afin de réaliser une simulation sur les premiers tours moteur, de l'ordre de 15 ms par tour, de très nombreux pas de temps sont nécessaires, et le calcul sur chaque pas de temps doit alors être rapide.

### I.5.2 Amortissement

Si les déplacements sont explicites, les vitesses au pas  $n+1$  sont exprimées sous une forme implicite, car elles dépendent d'autres grandeurs du pas  $n+1$ . Les termes d'amortissement de l'équation (6) faisant intervenir les vitesses, leur prise en considération induirait une résolution itérative. Or l'objectif étant que le calcul de chaque pas de temps soit

rapide, l'amortissement est absent. Pour l'obtention d'un résultat représentatif, ceci impose par ailleurs de ne réaliser la simulation que sur de courtes périodes physiques où les effets de l'amortissement peuvent être négligés.

### I.5.3 Algorithme de la résolution dans Plexus

Les étapes successives de l'algorithme du schéma des différences centrées sans amortissement sont à présent décrites.

#### Nouvelle géométrie de la structure

Le champ de déplacement et la configuration au pas  $n+1$  sont calculés à partir du schéma d'intégration temporel (8) :

$$\begin{aligned} U^{n+1} &= U^n + \Delta t \dot{U}^n + \frac{\Delta t^2}{2} \ddot{U}^n \\ q^{n+1} &= U^{n+1} - U^n \end{aligned} \quad (11)$$

#### Incrément de déformation

$$\Delta \epsilon^{n+1} = B^{n+1} q^{n+1} \quad (12)$$

#### Nouvelles contraintes

La description adoptée pour les problèmes purement mécaniques est la description lagrangienne réactualisée : les contraintes au pas  $n+1$  sont alors obtenues en deux étapes :

$$\sigma_{n+1}^{n+1} = \pi_{n+1}^n + \bullet \pi_{n+1}^{n+1} \quad (13)$$

étape 1 : Les contraintes du pas  $n$ , calculées dans la configuration de référence du pas  $n$  sont recalculées dans la nouvelle configuration de référence du pas  $n+1$ . Le changement de base pour un tenseur s'écrit alors selon (4) :

$$\pi_{n+1}^n = \det(G) \cdot \sigma^n \cdot G^{-t} \quad (14)$$

étape 2 : L'incrément de contrainte entre les pas  $n$  et  $n+1$  est calculé par la loi de comportement  $C$  :

$$\Delta \pi_{n+1}^{n+1} = C^{n+1} \Delta \epsilon^{n+1} \quad (15)$$

#### Forces internes locales

Les forces internes élémentaires sont calculées par une intégration de Gauss (sans assemblage de matrice raideur) :  $F_{int}^{n+1} = \int_{V_e} B^{n+1} \sigma^{n+1} dv_e$  (16)

Remarque : une méthode d'intégration réduite peut être utilisée dans plusieurs types d'élément pour réduire les temps de calcul. Cette sous-intégration peut permettre d'éviter des blocages volumiques ou en cisaillement mais peut conduire au phénomène d'Hourglass, correspondant à des modes à énergie nulle. Des méthodes de stabilisation sont possibles (intégration sélective [Malkus, 1978], techniques de projection orthogonale [Flanagan, 1981], Assumed Strain Method [Abed-Meraim, 2001]) mais ne sont pas discutées ici.

#### Forces internes

Elles sont calculées par assemblage des forces internes élémentaires.

#### Forces externes et de liaisons

Elles sont calculées en fonction du chargement extérieur, des contacts...

### Nouvelles accélérations

Les accélérations au pas  $n+1$  sont calculées grâce à l'équation du mouvement et des forces internes et externes calculées précédemment :  $M\ddot{U}^{n+1} = F_{\text{ext}}^{n+1} - F_{\text{int}}^{n+1}$  (17)

Remarque : dans le cas d'une description lagrangienne, la matrice masse  $M$  ne change pas au cours du temps, et n'a donc pas besoin d'être recalculée à chaque pas de temps. La diagonalisation de la matrice masse est nécessaire pour une résolution rapide à chaque pas de temps. Ainsi,  $M$  étant diagonale, l'étape d'inversion et de calcul des accélérations est très peu coûteuse en temps CPU. Ceci entraîne néanmoins des approximations, qui sont en général sans conséquence sur la qualité et la validité du résultat final mais pouvant conduire à des perturbations numériques, et des réflexions d'ondes non physiques [Lalbin, 1998]. De plus, il est possible de montrer que le pas de temps critique calculé avec une matrice masse diagonalisée est plus grand que celui-ci obtenu avec la matrice de masse originale pleine non-diagonalisée [Zienkiewicz, 1991]. Le choix de la méthode de diagonalisation de la matrice masse est, dans Plexus, adaptée à chaque type d'élément.

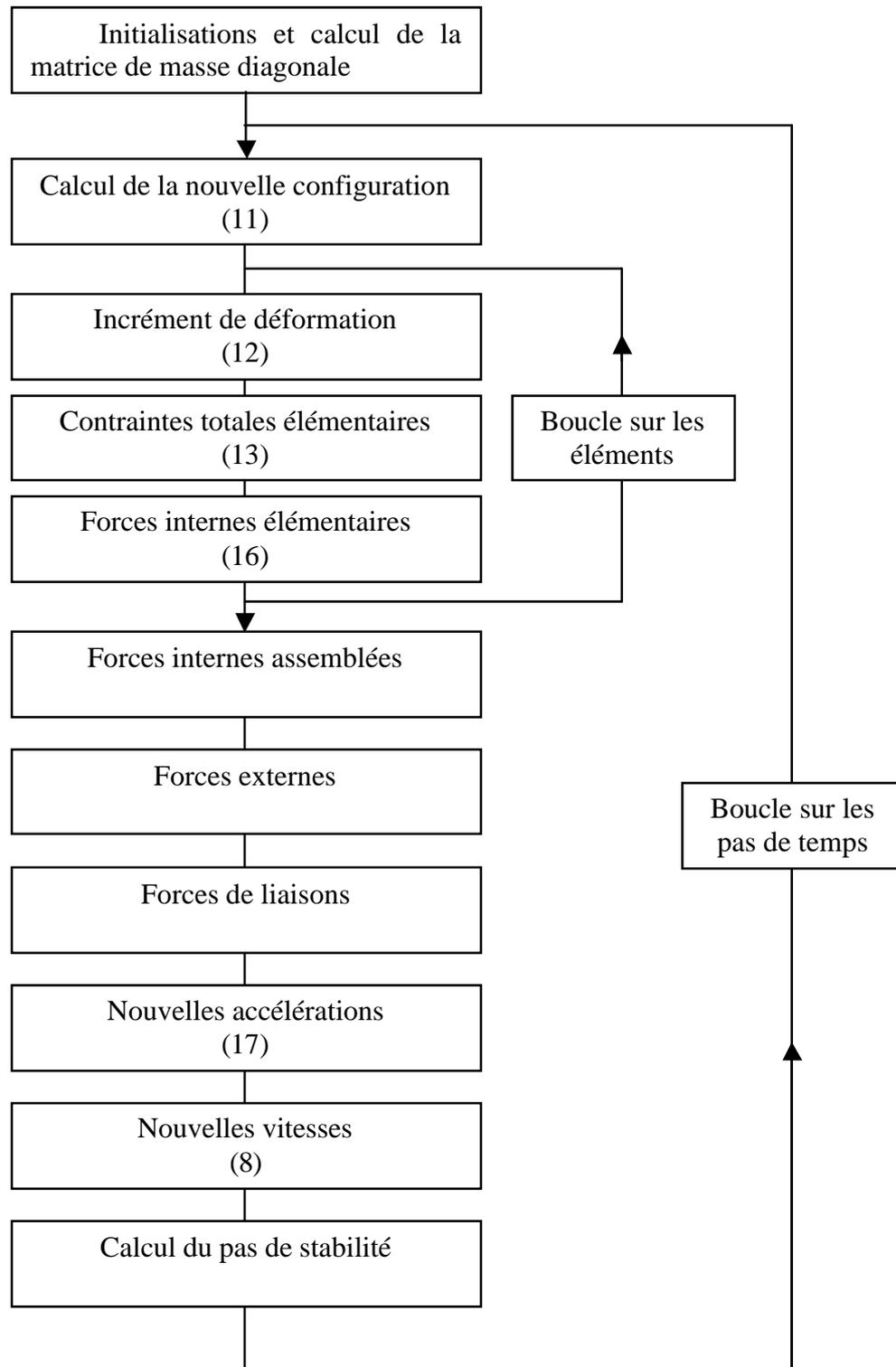
### Nouvelles vitesses

Elles sont finalement obtenues par l'écriture du schéma d'intégration de la méthode des différences centrées (8).

### Calcul du pas de stabilité

Le pas de stabilité de chaque élément est calculé, et le pas de temps appliqué à l'ensemble de la structure est imposé par le plus petit pas de temps élémentaire.

A l'issue de cette séquence, toutes les grandeurs relatives à l'instant  $n+1$  sont connues, et la boucle, décrite ci-dessous par le schéma de l'algorithme, peut recommencer depuis l'étape du calcul et à l'instant  $n+2$ .



## II. Présentation de la géométrie

L'essai partiel s'inscrit dans une étude de validation expérimentale en perte d'aube et constitue une étape intermédiaire indispensable de qualification des technologies pour :

- la rétention du carter fan,
- la tenue des aubes,
- le dimensionnement du découpleur.

Etant donné que le coût lié à l'utilisation d'un moteur complet est considérable et que l'influence des composants situés en aval du fan pour ce type de validation partielle est relativement limitée, le démonstrateur ne comporte que les composants strictement nécessaires à cette démonstration (figure 4 et figure 5). Ainsi il dispose pour la partie rotor :

- de 3 aubes creuses de soufflante, séparées par des plates-formes, 1 demi-aube située avant l'aube lâchée permettant de placer la plate-forme précédant cette aube, 18 fausses aubes avec une masse représentative permettant de réaliser l'équilibrage du rotor,
- du disque de soufflante sur lequel les aubes fan et les plates-formes sont accrochées,
- de l'arbre Basse Pression, guidé par deux paliers, ainsi qu'un arbre de liaison au moteur électrique d'entraînement guidé par deux autres roulements,

Et pour la partie stator :

- du carter de rétention et une fausse manche d'entrée, qui apporte une rigidité correspondant à celle de la manche d'un moteur réel et permettant de réduire et de rendre réalistes les déformations du carter dans ce démonstrateur,
- d'une entretoise, une virole, une équerre et un maxifond, qui remplacent un vrai carter intermédiaire,
- d'un faux appui-booster, constitué d'un carter conique accroché au maxifond permettant de représenter les contacts dans le booster et de limiter l'orbite du rotor,
- d'une liaison de 16 suspensions élastomères entre le moteur et le banc d'essai,
- d'un support palier muni d'une bride fusible susceptible de casser sous forte charge.

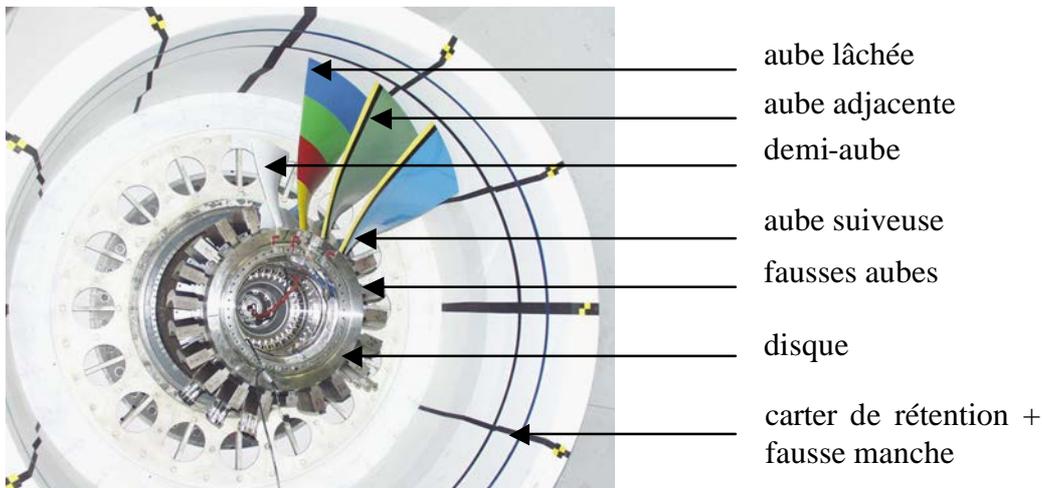
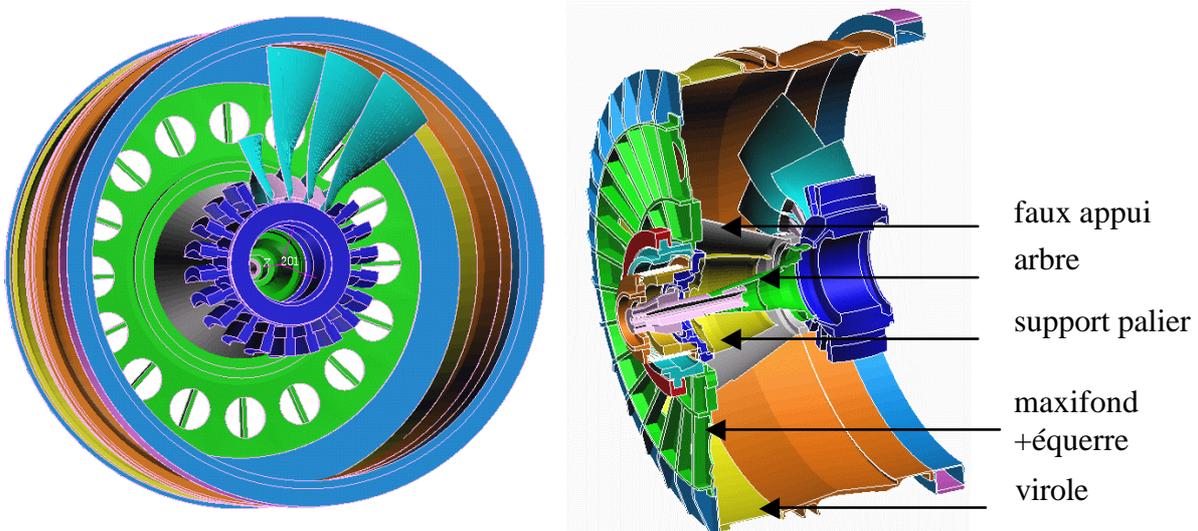


figure 4 *Vue du démonstrateur dans sa configuration au banc d'essai.*

### III. Présentation du modèle Eléments Finis

Afin de reproduire fidèlement les phénomènes de perte d'aube décrits dans le chapitre 1, tous les principaux composants du démonstrateur dans sa configuration au banc d'essai ont été modélisés (figure 5). Si les pièces massives discrétisées en éléments volumiques et les pièces minces modélisées en éléments de coque à partir de coupe 2D ou de géométries C.A.O. ne présentent pas de difficultés, les autres modèles de composants et les hypothèses simplificatrices associées doivent être précisés. Il s'agit des aubes et de la transmission des efforts entre le rotor et le stator par les paliers et entre les différents composants par les brides. La précision de la prédiction du comportement requiert une modélisation efficace de ces composants intégrés au modèle complet du démonstrateur.



**figure 5** Vues de la géométrie du modèle EF du démonstrateur dans sa configuration au banc d'essai.

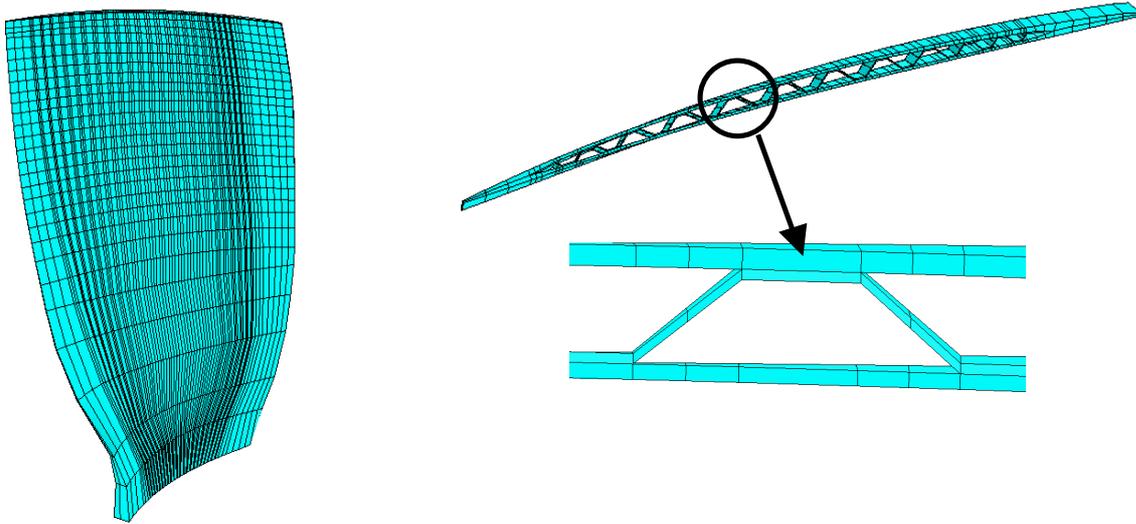
### **III.1 Modèle d'aube creuse**

Une spécificité du démonstrateur réside dans la présence d'aubes fan à structure interne creuse. Le développement de ce type d'aube est apparu avec l'exigence industrielle d'augmenter le rendement et la poussée délivrée par les moteurs civils. Une solution consiste à accroître le débit d'air en augmentant le diamètre de la soufflante. Néanmoins, la tenue aux efforts centrifuges d'une soufflante de grand diamètre avec des aubes métalliques pleines nécessiterait des structures beaucoup trop lourdes pour obtenir de bonnes performances. La réduction de la masse des parties tournantes constitue alors un impératif pour limiter les contraintes statiques centrifuges ainsi que les diverses charges dynamiques. Des aubes creuses plus légères ont alors été développées. Le procédé de fabrication de l'aube creuse en titane appelé SPFDB (Super Plastically Forming / Diffusion Bonding) est présenté en Annexe 3.

L'aube creuse est constituée de deux peaux externes et d'un raidissage intérieur en oméga. Des études ont été menées pour trouver une modélisation appropriée au calcul de dynamique rapide, notamment en ingestion d'oiseau. Le modèle retenu permet de retrouver avec une bonne précision la poche caractéristique de déformations au niveau de l'impact de l'oiseau ainsi que les zones de flambage des raidisseurs. L'ensemble de la pale est alors maillé avec des éléments de coque épaisse, de type SHB8 et présentés en Annexe 1 (figure 6). Les peaux comportent un élément dans l'épaisseur et les raidisseurs comportent deux éléments dans leur largeur afin de reproduire correctement leur flexion tout en limitant le nombre d'éléments. Cette modélisation détaillée nécessite la gestion des contacts entre la surface interne des peaux et celles des raidisseurs, augmentant encore les temps de calcul.

A la jonction peau / raidisseur, deux éléments de coque sont superposés dans le sens de leur épaisseur. Cette combinaison n'est pas permise par la théorie des coques qui suppose que la contrainte selon l'épaisseur est nulle (pour le SHB8, la contrainte dans l'épaisseur est introduite par pénalisation). Toutefois, en pratique, les résultats numériques observés confortent ce modèle face aux modèles discrétisés en éléments de volume. Ceux-ci ne rendent en effet pas bien compte de la flexion locale des raidisseurs et globale de l'aube. Seule l'utilisation de plusieurs éléments dans l'épaisseur des peaux et des raidisseurs permettrait

d'obtenir un bon comportement. Les modèles comprendraient beaucoup trop de degrés de liberté pour une utilisation industrielle avec une géométrie incluant de nombreuses aubes.



**figure 6** *Modèle d'aube creuse en éléments SHB8.*

Par ailleurs, le système d'attache de l'aube sur le disque n'est en général pas modélisé dans une approche moteur complet. Ainsi l'aube est coupée au niveau de son pied et son maillage coïncide avec celui de la surface du disque supposée cylindrique. Cette hypothèse ne permet pas de représenter les possibles mouvements axiaux ni la rotation de l'aube dans son attache et a tendance à rigidifier la liaison aube / disque en flexion comme en torsion.

Le procédé de fabrication confère au titane de l'aube un comportement différent du titane classique. La relation contraintes / déformations a été caractérisée expérimentalement par barres d'Hopkinson [Noble, 1999] selon une loi élasto-plastique de type Johnson-Cook [Johnson, 1983] sur une plage de vitesse de déformations comprise entre 0 et  $2500 \text{ s}^{-1}$ .

### **III.2 Modèle de palier**

La première difficulté de modélisation réside dans la diversité et la complexité des comportements dynamiques intervenant. La seconde difficulté dans une approche tridimensionnelle consiste à relier le maillage tournant du rotor au maillage du stator. Plusieurs modèles simples n'incluant pas de non-linéarités tels que les jeux, les contacts, les effets inertiels de billes ou la plastification de la cage ou des billes, ont été testés par Snecma Moteurs. Le modèle retenu est constitué de deux réseaux d'éléments barres en série (figure 7), l'un étant relié aux nœuds du rotor et l'autre aux nœuds du stator. Pour les roulements à billes, les trois degrés de liberté de translation entre les centres des réseaux sont imposés égaux et pour les roulements à rouleaux, seuls les degrés de translation radiaux sont égaux. Chaque réseau possède une masse égale à la moitié de celle du roulement et une raideur égale au double de la raideur du palier réel (ressort en série). La raideur utilisée en pratique est recalée sur des mesures statiques sous chargement radial.

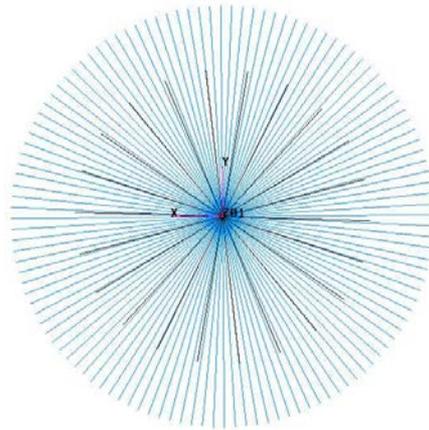


figure 7 *Modèle de palier constitué de deux réseaux de barres.*

### III.3 Modèle de bride boulonnée

Un moteur comporte de nombreuses brides reliant deux composants à l'aide de vis disposées circonférentiellement. Le comportement dynamique d'une liaison boulonnée est complexe car de nombreuses non-linéarités dues au contact avec frottement, à l'amortissement ou à la plastification interviennent. Si des modèles tridimensionnels locaux et détaillés sont utilisés en conception, il n'est pas concevable de modéliser tous les détails géométriques et les phénomènes complexes dans une approche globale. Une première solution consiste à ne pas modéliser les boulonnages et à utiliser des maillages coïncidents entre les deux composants. Une seconde consiste à modéliser les deux parties de la bride séparément et à introduire des liaisons entre les nœuds en vis-à-vis pour représenter les vis. Plusieurs modèles simplifiés ont été testés à Snecma Moteurs, mais aucun ne semble toutefois numériquement et physiquement adapté, même si aucune étude appuyée par des expériences n'a été encore réalisée pour permettre un recalage. Par souci de simplicité et à l'exception de la bride fusible du découpleur où le modèle avec l'égalité des déplacements est retenu (figure 8), les brides ne sont pas modélisées. La souplesse et la plastification des vis, les non-linéarités de contact, l'amortissement et la possibilité d'ouverture de bride ne sont pas pris en compte. Elle aura donc un comportement plus raide qu'une bride réelle. La rupture du découpleur est imposée en retirant les liaisons pour simuler la rupture des vis.

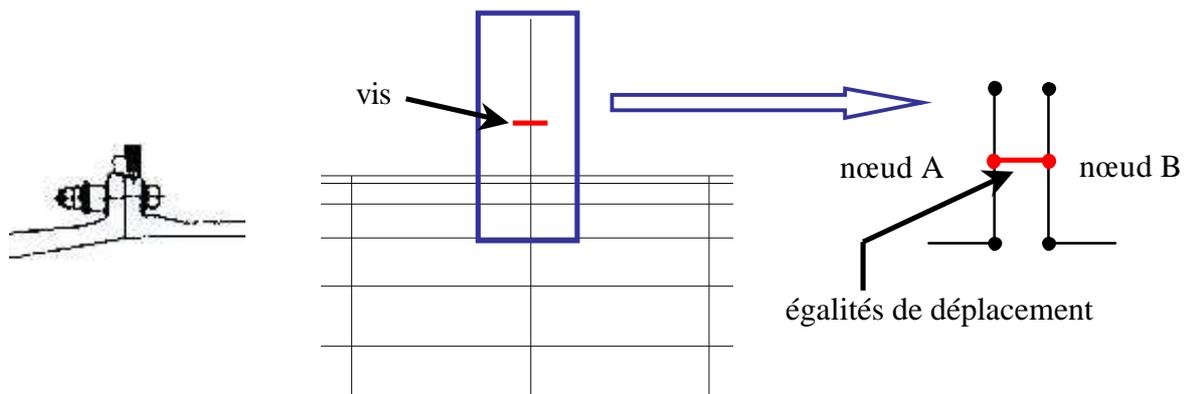
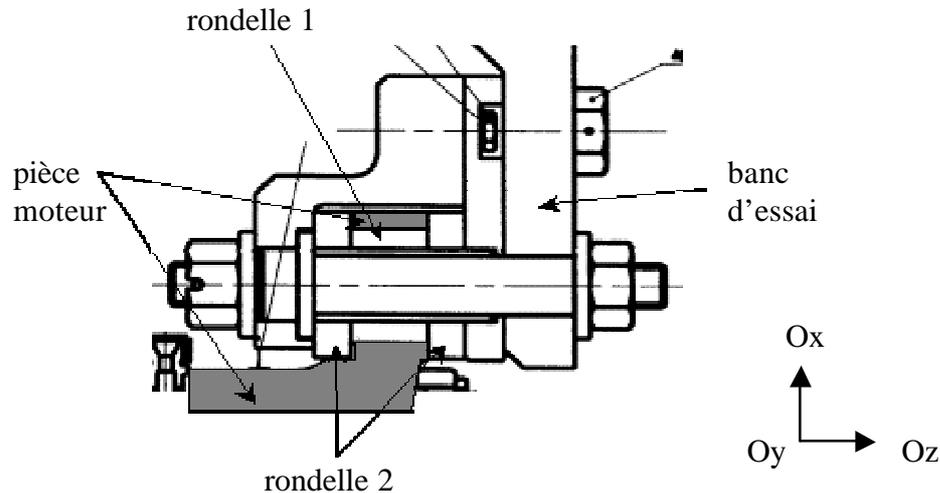


figure 8 *Modèle de bride utilisant une égalité de déplacement des nœuds en vis-à-vis.*

### III.4 Modèle de liaison élastomère

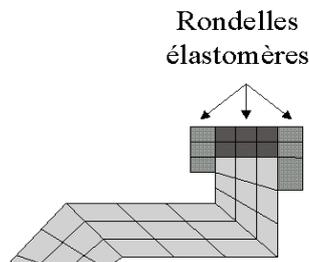
Le démonstrateur est monté sur le banc d'essai par l'intermédiaire d'une liaison constituée de 16 suspensions élastomères réparties uniformément sur la circonférence de l'extrémité du stator. Chaque plot (figure 9) est formé :

- d'une rondelle élastomère (rondelle 1) qui assure l'amortissement des déplacements selon les directions radiales ( $O_x$ ) et ( $O_y$ ).
- de deux rondelles élastomères (rondelles 2) qui amortissent les déplacements selon l'axe moteur ( $O_z$ ) et les rotations autour des axes ( $O_x$ ) et ( $O_y$ ).



**figure 9** *Géométrie de la liaison élastomère.*

L'effet amortissant a été considéré comme du second ordre par rapport aux autres phénomènes dans la réponse globale du démonstrateur lors des premiers tours moteur (cf. chapitre 1). Ainsi, le système de suspension est dans un premier temps remplacé par un anneau continu possédant le module d'Young de la partie linéaire du matériau constituant les rondelles (figure 10). Néanmoins, la liaison a été caractérisée expérimentalement selon un comportement de type visco-élastique, qui introduit de l'amortissement. L'influence de l'intégration d'un modèle de cette liaison par rapport au modèle linéaire sur les charges globales est traitée dans le chapitre 3.



**figure 10** *Modèle de la liaison élastomère.*

## IV. Les étapes d'un calcul de perte d'aube en explicite

A présent que le modèle et la méthode de résolution ont été présentés, la démarche nécessaire à la réalisation d'un calcul complet de perte d'aube est exposée. Elle se compose de trois étapes successives : le calcul des précontraintes, la détermination de la séquence de fragmentation de l'aube lâchée, puis le calcul de perte d'aube proprement dit.

### IV.1 Calcul de précontraintes

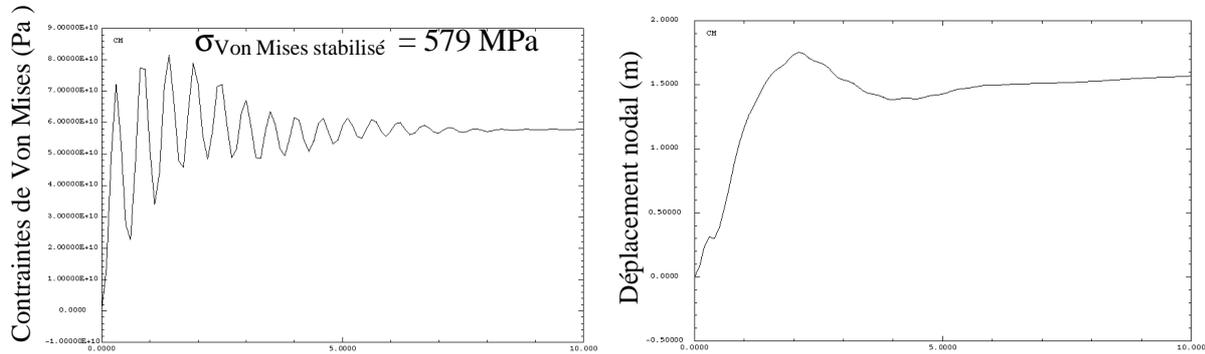
Le rotor étant en rotation stabilisée, les contraintes et déformations dues aux efforts centrifuges doivent être calculées et injectées comme conditions initiales dans le calcul de perte d'aube. Bien que le calcul des précontraintes corresponde à un calcul statique en grandes déformations et puisse être efficacement réalisé en implicite, par exemple avec le module MECANO de Samcef [Samtech, 2002], Plexus est utilisé. En effet, le chaînage nécessaire entre les deux codes n'est pas encore automatisé et requiert un traitement manuel fastidieux.

#### IV.1.1 Caractéristiques du calcul de précontraintes

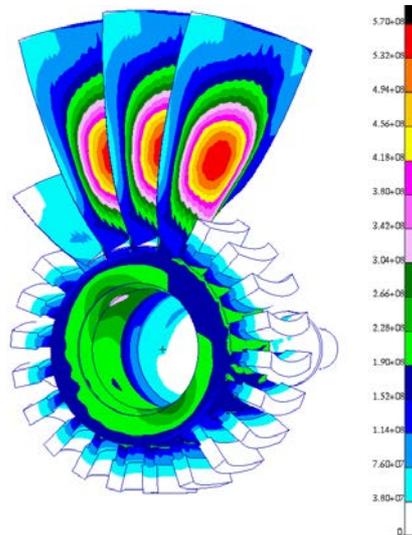
On dispose uniquement du modèle de rotor sur lequel sont appliquées les forces nodales centrifuges de la forme  $-m\omega^2r$  ( $m$  la masse nodale,  $r$  la distance radiale du nœud à l'axe de rotation et  $\omega$  la vitesse de rotation du moteur). Afin d'éviter des plastifications non-physiques dans certains éléments, les forces centrifuges sont appliquées progressivement et la limite élastique de certains matériaux est augmentée artificiellement. Pour obtenir l'état stabilisé, il est nécessaire de supprimer les oscillations de la structure non amortie en explicite. Un amortissement numérique est introduit sous la forme d'une force nodale proportionnelle à la masse nodale, à la vitesse de chaque degré de liberté, à une fréquence et à un coefficient d'amortissement réduit. En pratique, la fréquence utilisée est celle du premier mode propre de l'aube fan précontrainte qui est préférentiellement excité par l'application des forces centrifuges. Le calcul est alors effectué jusqu'à l'obtention d'une stabilisation satisfaisante des contraintes et des déplacements sur toute la structure.

#### IV.1.2 Résultats

On s'intéresse à l'élément le plus fortement contraint ainsi qu'à un nœud en sommet d'aube (figure 11). La contrainte et le déplacement tendent vers une valeur constante est jugée atteinte après un pseudo-temps de simulation de 10 ms (figure 12). Seule la dissymétrie de la répartition des contraintes au niveau de l'intérieur du disque traduit un léger déséquilibre. Cependant, le balourd résiduel, lié à la facétisation des structures symétriques et au mauvais équilibrage relatif des couples aubes / fausses aubes diamétralement opposées, est cohérent avec les balourds rencontrés sur des moteurs en développement au banc partiel pour lesquels un meilleur équilibrage n'est pas requis.



**figure 11** *Contraintes de Von Mises dans l'élément le plus contraint et déplacement d'un nœud en sommet d'aube.*



**figure 12** *Iso-contraintes de Von Mises stabilisées sur le rotor.*

#### **IV.2 Fragmentation de l'aube lâchée**

Les impacts fortement énergétiques de l'aube lâchée sur le carter provoquent une succession de ruptures de l'aube, qu'il faut déterminer assez précisément. Cette séquence conditionne en effet les positions et les énergies d'impact nécessaires au dimensionnement du carter, la position d'impact du pied de l'aube lâchée sur l'aube adjacente ainsi qu'une partie des charges transmises par les structures et contribuant à la réponse global du moteur.

Une technique de fragmentation a été développée par Snecma Moteurs pour des aubes pleines traditionnelles. Elle utilise un critère de rupture en déformations plastiques dont le principal inconvénient est de dépendre de la taille des éléments, en raison du problème de localisation dans les codes explicites [Suffis, 2001]. Les essais de perte d'aube pleine montrent que la rupture de l'aube lâchée s'effectue selon des plans parallèles à son pied. Par recalage, une règle de discrétisation a alors pu être établie et permet de définir automatiquement des zones de fragmentation cohérentes avec les essais. En revanche, ce critère n'est pas directement applicable pour les aubes creuses. En effet, la géométrie de l'aube creuse et la méthode de fabrication entraînent des modes de rupture plus complexes que ceux d'une aube pleine. Par ailleurs, peu d'essais de perte d'aube ont été réalisés à ce jour pour acquérir une expérience suffisante et connaître précisément le processus de

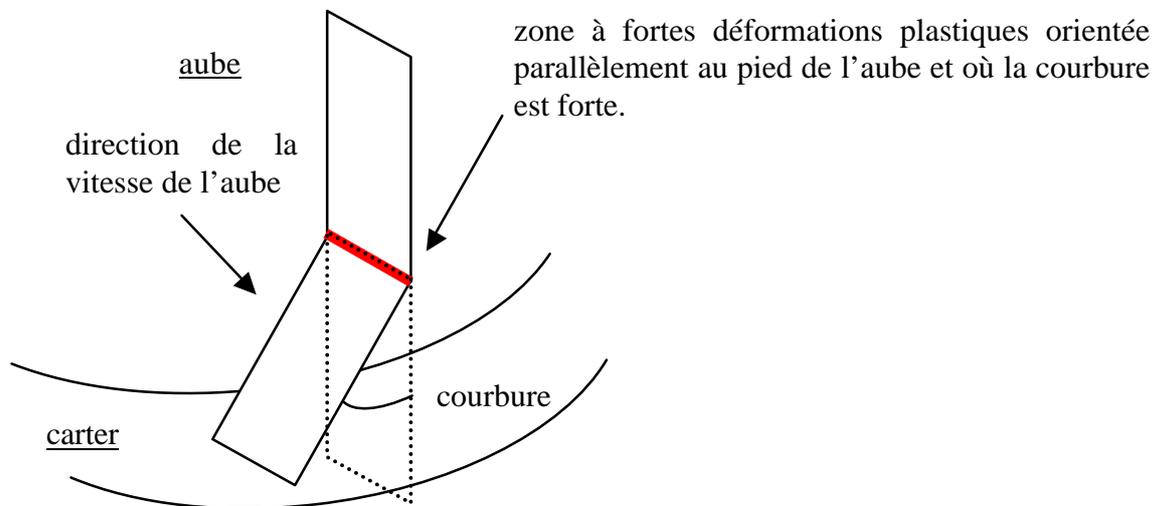
fragmentation. En outre, les essais disponibles présentent une forte dispersion expérimentale, qui tend à justifier le développement de critères de rupture plus performants.

#### IV.2.1 Méthode de détermination des plans de fragmentation des aubes creuses

Dans cette première application, les données d'essai et plus particulièrement la reconstitution de l'aube lâchée creuse étaient disponibles. Des zones expérimentales probables de fragmentation ont alors pu être déterminées. N'ayant pas de critère numérique adapté, la détermination des zones de fragmentation de la simulation consiste à tenter de retrouver les zones expérimentales supposées et de trouver les instants de fragmentation correspondants. Pour cela, plusieurs hypothèses et considérations sont utilisées :

- comme pour une aube pleine et par souci de simplification, les principales zones de rupture sont supposées être orientées parallèlement au pied,
- les déformations plastiques dans les zones de rupture doivent être importantes,
- la courbure de la zone à fortes déformations plastiques doit être forte,
- les zones de rupture doivent correspondre approximativement aux zones « identifiées » dans l'essai.

La figure 13 illustre la détermination des plans de fragmentation à l'aide de ces 4 points.

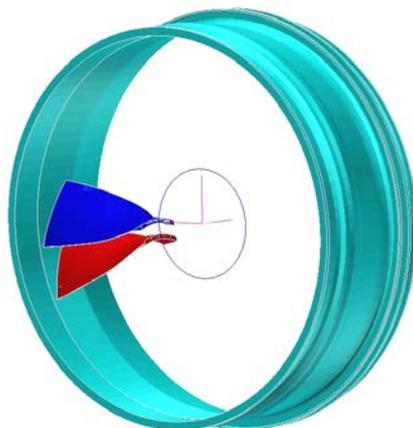


**figure 13** *Détermination numérique des plans de fragmentation de l'aube lâchée.*

Cette méthode peu prédictive nécessite de réaliser un calcul de perte d'aube, de le post-traiter pour définir une rupture, puis de recommencer le calcul en incluant la nouvelle fragmentation à l'instant voulu. En itérant ce processus, tous les plans et les instants de fragmentation peuvent être définis. Ceux-ci peuvent alors être introduits initialement dans le calcul final de perte d'aube.

#### IV.2.2 Application au modèle d'aube creuse

Afin de réduire les temps de mise en œuvre de cette seconde étape du déroulé complet, un modèle simplifié est utilisé. Celui-ci ne comporte que deux aubes et le carter (figure 14). Tous les phénomènes influant sur la cinématique des aubes lâchées et adjacentes ne sont pas représentés dans ce modèle (excentrement du rotor, souplesse au niveau de l'encastrement du carter...). Toutefois, la méthode de détermination employée est suffisamment peu précise pour pouvoir négliger les erreurs induites par ces hypothèses supplémentaires.

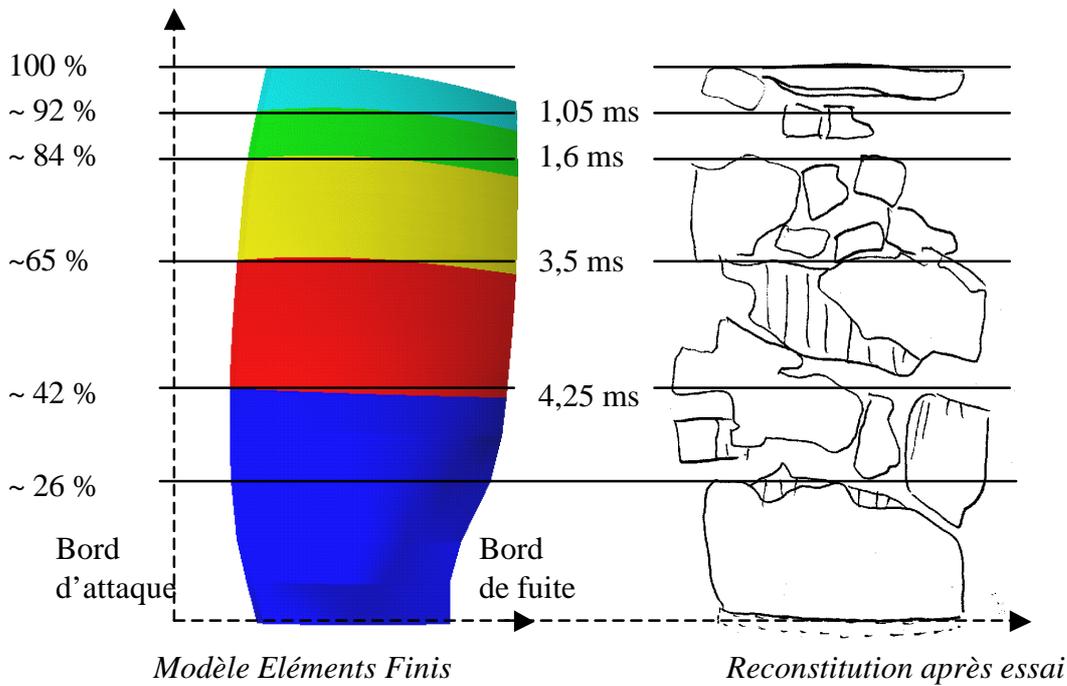


**figure 14** *Modèle simplifié pour la détermination de la séquence de fragmentation de l'aube lâchée.*

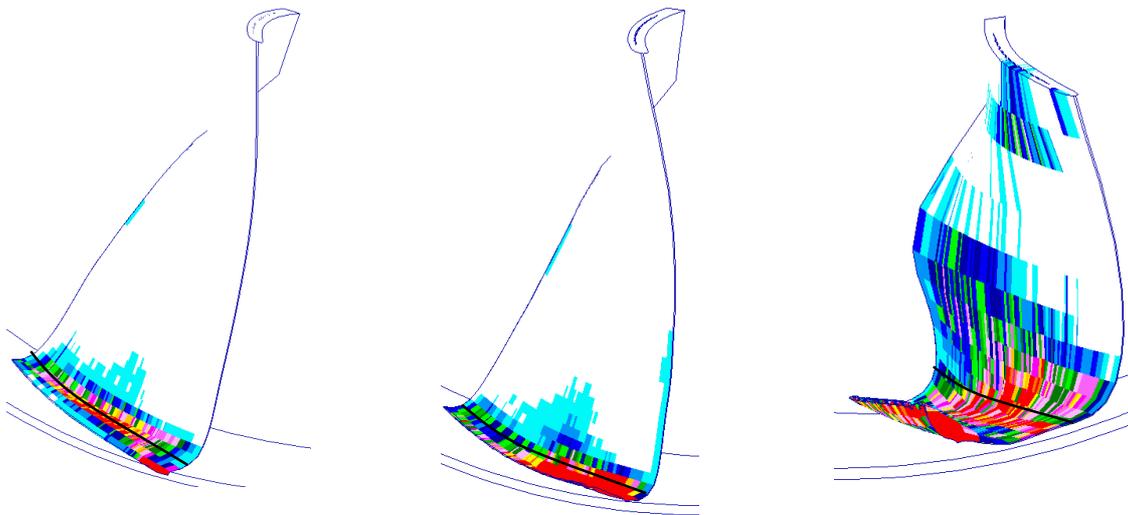
La figure 15 présente les résultats expérimentaux obtenus pour l'aube lâchée creuse. La reconstruction *post-mortem* après essai semble montrer que l'aube est brisée en 6 fragments principaux selon 5 plans privilégiés quasiment parallèles au pied, respectivement à 92, 84, 65, 42 et 26% de hauteur de pale à partir du pied de l'aube. Ces constatations sont bien évidemment sujettes aux erreurs d'interprétation. Lors du calcul, des zones à fortes déformations plastiques et forte courbure semblent définir les deux premiers plans de fragmentation en accord avec l'essai (figure 16). Le calcul montre également une zone pouvant définir le troisième plan. En revanche, le quatrième plan expérimental n'apparaît pas aussi franchement au cours de la simulation. L'une des raisons provient de la discrétisation trop grossière de l'aube au niveau de la position supposée d'apparition de ce plan. La position de ce plan a donc été imposée dans le calcul et un instant probable de rupture a été déterminé. Toutefois, en observant le comportement de l'aube lâchée dans le calcul, le dernier plan expérimental identifié ne semble pas concorder avec un plan de fragmentation, mais pourrait être apparu lors de chocs ultérieurs avec les autres composants du démonstrateur. Il n'est donc pas pris en compte dans le calcul de perte d'aube. Les résultats numériques sont reportés sur la figure 15.

Une autre simplification est apportée à ce niveau. Comme précisé dans la classification des événements (cf. chapitre 1), la trajectoire des fragments cassés n'est pas étudiée, car leur influence sur le comportement global du moteur est assez faible. Dès l'apparition de la rupture, ces fragments sont « numériquement retirés », c'est-à-dire qu'ils n'interviennent plus dans le calcul. Ceci supprime deux inconvénients : d'une part de nombreux contacts devraient être définis et compliqueraient la simulation, et d'autre part, les éléments de ces fragments ayant subi de fortes déformations imposeraient un pas de temps extrêmement petit.

En conclusion, la fragmentation de l'aube lâchée est déterminée en l'état actuel selon des critères relativement subjectifs. Ils autorisent tout de même de proposer un scénario. La comparaison des résultats d'essai et de calcul devra permettre d'évaluer la pertinence de la séquence numérique proposée.



**figure 15** Positions et instants d'apparition des plans de fragmentation de l'aube lâchée.



**figure 16** Trois premiers plans de fragmentation déterminés dans la simulation.

### IV.3 Calcul de perte d'aube

L'analyse des résultats de la simulation s'appuie sur des comparaisons calcul / essai. La première phase porte sur la chronologie des événements qui permet d'estimer la qualité du comportement global du modèle, puis les principaux phénomènes sont analysés tour à tour.

#### IV.3.1 Chronologie des événements

Dans cette comparaison, l'intérêt se porte sur les intervalles de temps entre les différents événements. En effet, le premier impact de l'aube lâchée sur le carter se produit après 0,8 ms dans le calcul contre seulement 0,4 ms dans l'essai. En revanche, la bonne corrélation entre les intervalles de temps constatés entre les autres événements montre que seules les origines

de temps différent. La cause peut provenir de l'imprécision sur la détermination expérimentale de l'instant du lâcher de l'aube. Cet offset d'environ 0,4 ms apparaît donc constamment dans la comparaison, à l'incertitude sur les données d'essai près. La chronologie comparée de la séquence d'événements est présentée en figure 17. Il faut rappeler que les événements écrits en *italique* et présentés par la suite (fragmentation de l'aube lâchée, rupture de l'aube adjacente et découplage) ne sont pas déterminés automatiquement lors de la simulation mais sont imposés après un post-traitement intermédiaire.

#### IV.3.2 Impact de l'aube lâchée sur le carter

La comparaison du comportement du carter entre le calcul et l'essai est difficile en raison du manque de données expérimentales transitoires sur les impacts sur le carter et sur le comportement propre du carter. En effet, l'analyse de films ne permet pas d'estimer correctement des déplacements caractéristiques d'un point ou d'une couronne du carter. Seules les positions expérimentales des principaux impacts de l'aube lâchée peuvent être connues approximativement en observant les nombreuses traces et en identifiant celles provenant véritablement des impacts de l'aube lâchée.

D'une part, sur la figure 18 sont représentées les marques supposées des impacts de l'aube lâchée sur le carter. Si la position expérimentale du premier impact située à 1h15 est aisément identifiable, celle du second impact à 2h15 environ est moins précise. Les positions d'impact des fragments suivants sont encore plus difficiles à distinguer et ne seront pas utilisées pour la corrélation. D'autre part, les champs de contraintes calculées sur le carter au moment des impacts successifs, permettant de définir les zones impactées par les deux premiers fragments, sont représentés. Ces deux zones sont situées sensiblement au même endroit en ce qui concerne la position horaire selon la circonférence du carter et axiale selon l'axe moteur. La détermination du premier fragment réalisée dans l'étape précédente du déroulé d'un calcul de perte d'aube semble donc donner un résultat cohérent. En revanche, l'inclinaison relative des impacts mesurés et des impacts calculés (reportés en traits pointillés sur la figure du carter expérimental) présente un léger décalage angulaire. Ceci peut être en partie imputable à une rupture non immédiate du pied de l'aube lâchée suite à l'explosion, et de l'effet sur sa cinématique. Au cours du calcul de perte d'aube, toute la longueur du pied de l'aube est supposée casser instantanément.

Par ailleurs, il est possible de calculer les énergies d'impact radial de l'aube lâchée sur le carter à partir de la masse du fragment impactant et de la vitesse du barycentre de ce fragment :  $E_c = \frac{1}{2} m_{\text{fragment}} V_{\text{impact radial}}^2$ . Ces valeurs sont utilisées pour le dimensionnement des épaisseurs du carter au droit des impacts. La bonne prédiction de la séquence de fragmentation de l'aube lâchée s'avère alors indispensable pour optimiser la conception du carter. Dans la modélisation de ce démonstrateur, aucun endommagement ou critère de rupture n'est appliqué sur le carter de rétention et l'étude n'a pas été poussée plus loin.

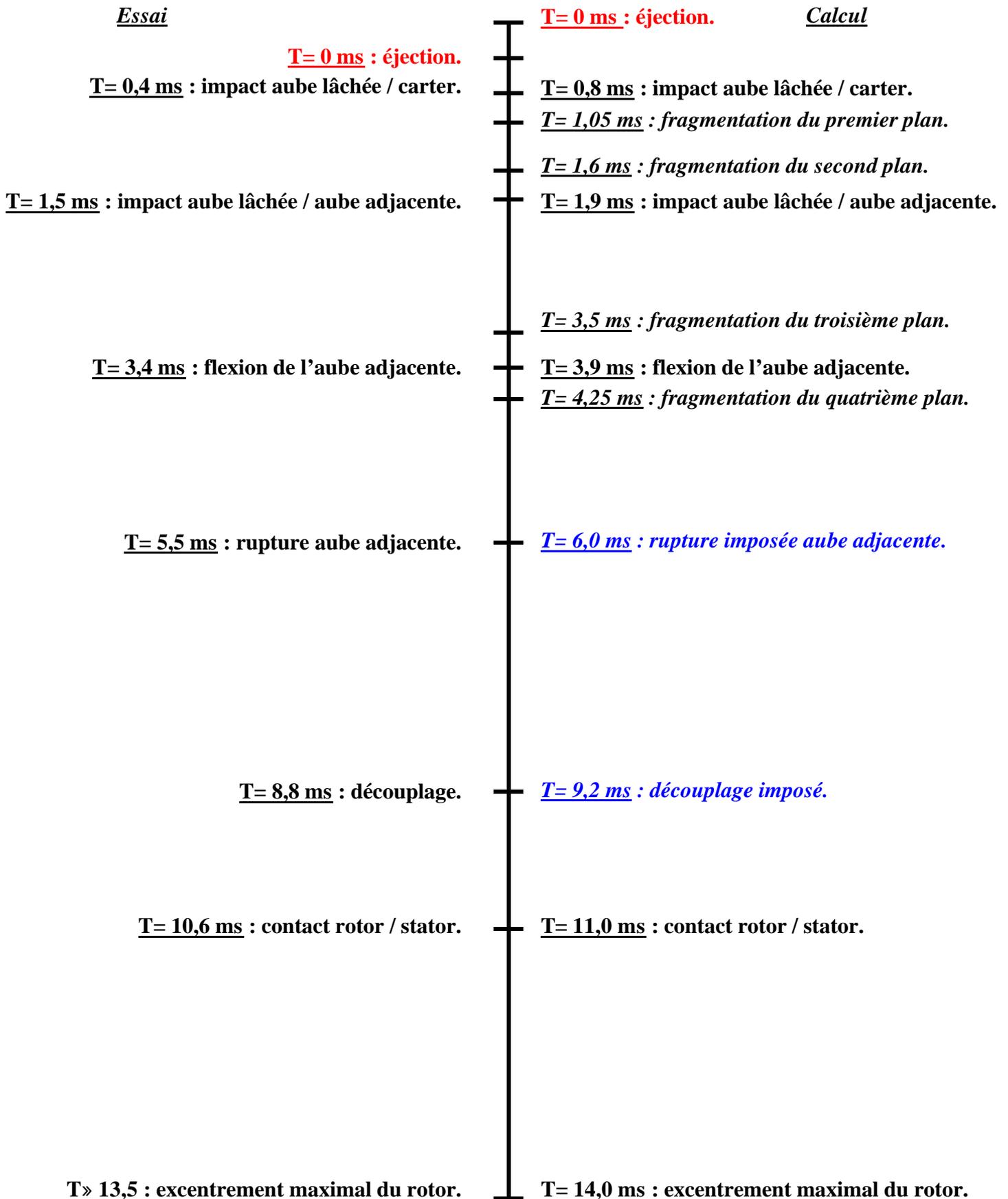
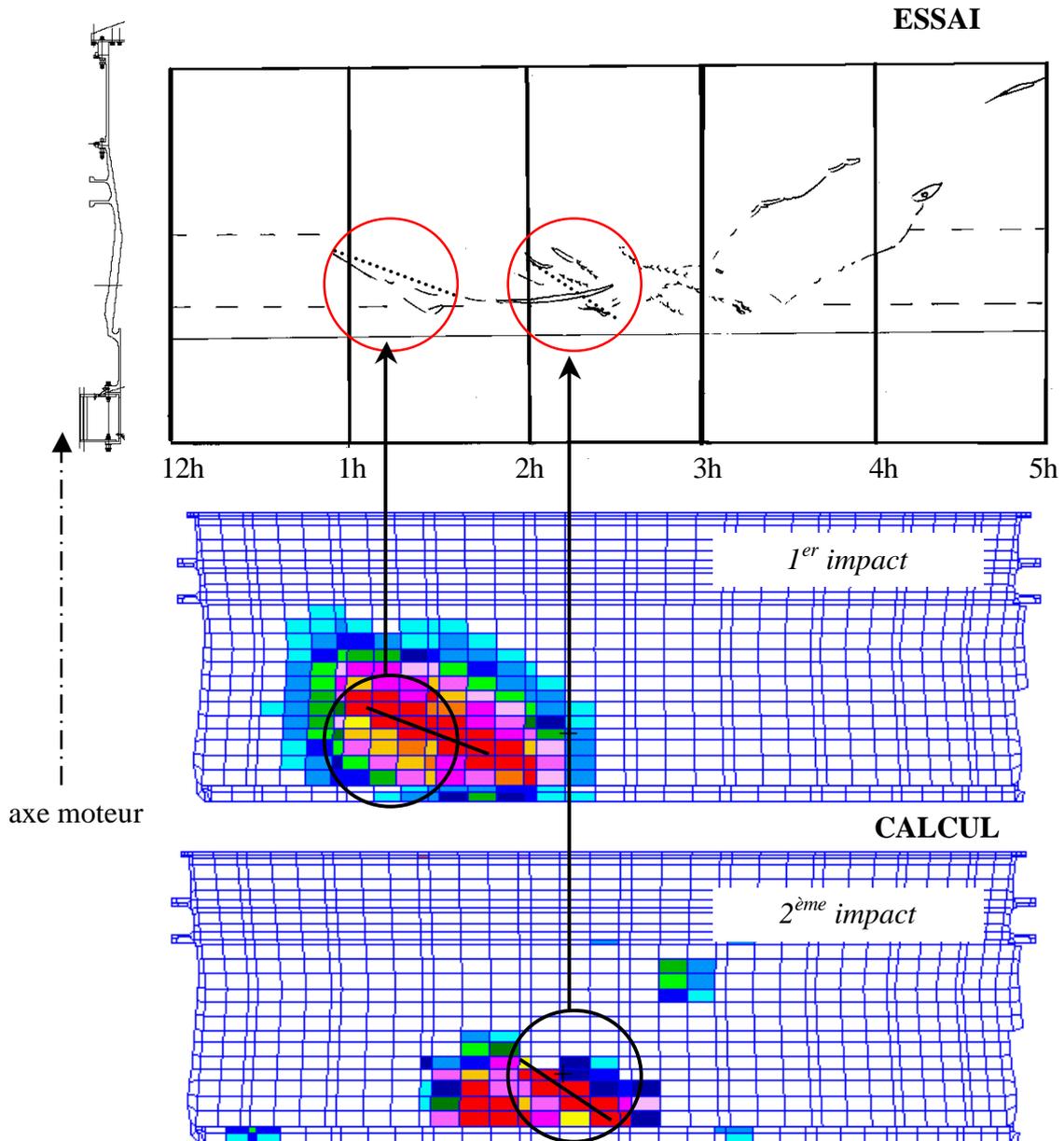


figure 17 Comparaison calcul / essai de la chronologie des événements en perte d'aube.

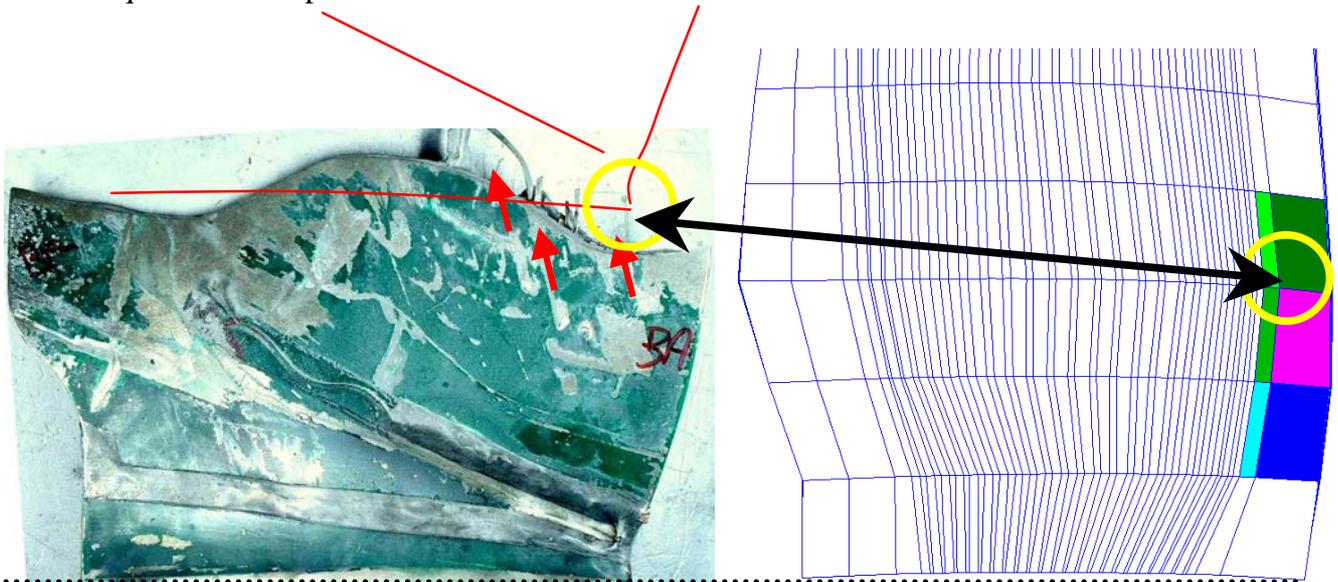


**figure 18** Comparaison calcul / essai des zones d'impact de l'aube lâchée sur le carter de rétention.

#### IV.3.3 Impact de l'aube lâchée sur l'aube adjacente

Au cours de l'essai, le pied de l'aube lâchée impacte violemment l'aube adjacente à 28% environ de hauteur de pale dans la zone creuse proche du bord d'attaque, à  $T = 1,5$  ms, soit 1,1 ms après le premier impact sur le carter. Cette estimation provient de recoupement effectués entre le scénario des films et l'expertise visuelle de l'aube reconstituée. La région d'impact est positionnée sur la figure 19. En étudiant les résultats de calcul, il apparaît que la position de cet impact se situe à environ 25% de hauteur de pale, soit seulement 3% de moins, et légèrement plus proche du bord d'attaque, dans la partie pleine. Par ailleurs, l'intervalle de temps entre le premier contact contre le carter et le premier contact contre l'aube adjacente est également de 1,1 ms. La modification de la première fragmentation de l'aube lâchée détériore la position relative des deux aubes. Ceci démontre que la cinématique de l'aube lâchée et la fragmentation s'opérant avant cet impact sont cohérentes.

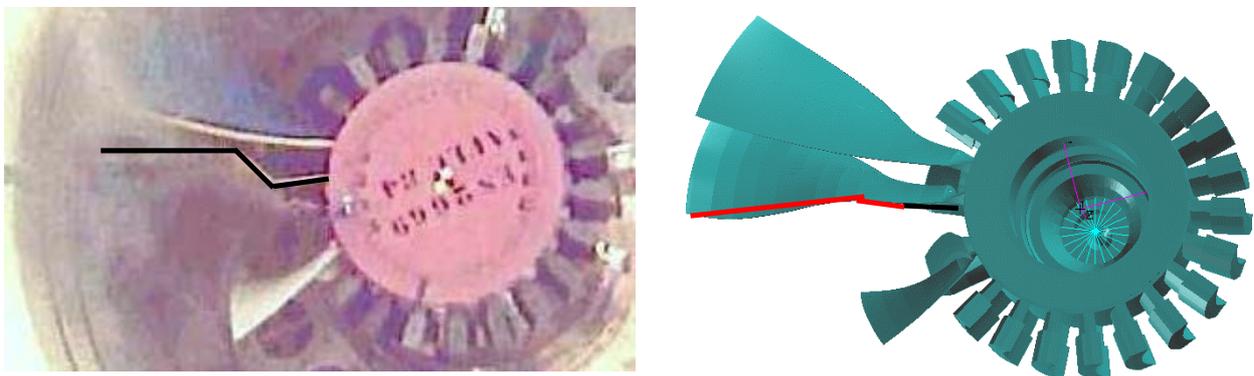
Néanmoins, une différence sur la position relative des aubes lors de l'impact peut se révéler problématique. En effet, le fait d'avoir un impact au niveau d'une zone pleine ou de la jonction entre les peaux et raidisseurs peut avoir, selon les géométries d'aube, des conséquences sur le comportement local des raidisseurs, la possibilité d'une déchirure du bord d'attaque voire la rupture de l'aube.



**figure 19** Comparaison calcul / essai de la position relative d'impact de l'aube lâchée sur l'aube adjacente.

#### IV.3.4 Comportement de l'aube adjacente

Suite à l'impact de l'aube lâchée, l'aube adjacente fléchit au niveau de la zone d'impact et entre en contact avec l'aube suiveuse (figure 20). La partie située entre le pied de l'aube adjacente et la zone d'impact fléchit très peu (flexion maximale observée de  $\sim 10^\circ$ ). La pale casse ensuite sous le point d'impact à 25% de hauteur à  $T= 5,5$  ms, soit 3,0 ms après l'impact. Lors du calcul, la première flexion n'est pas observée : les déformations au niveau de l'impact et le mouvement de flexion d'ensemble sont faibles (figure 20). L'analyse visuelle et micrographique de l'aube adjacente après essai (figure 21) montre que la rupture des raidisseurs se fait par cisaillement et par flambage et que la déchirure débute au niveau du bord d'attaque puis se propage vers l'intérieur de l'aube.



**figure 20** Comparaison calcul / essai de la flexion l'aube adjacente.



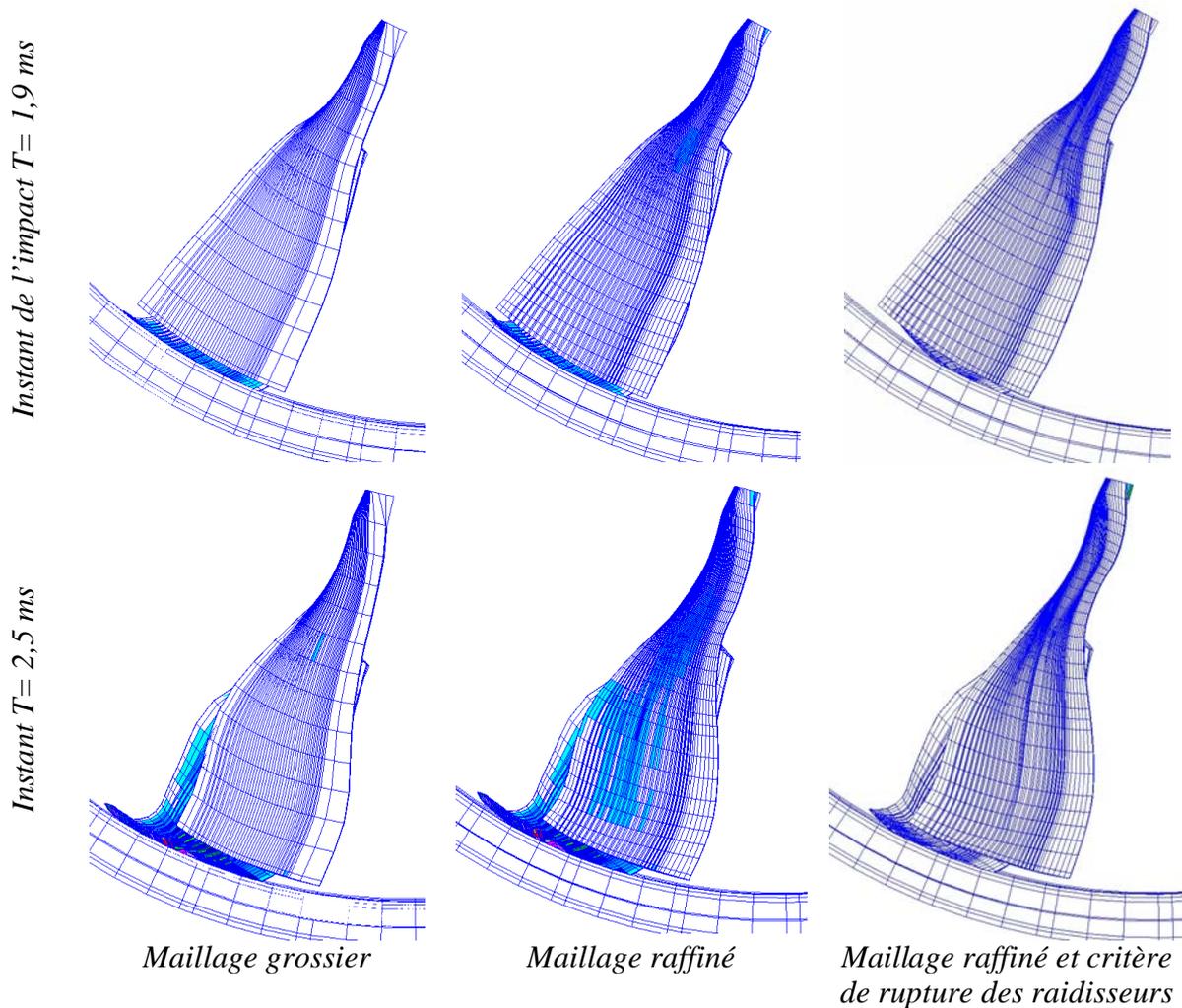
**figure 21** *Rupture des raidisseurs de l'aube adjacente par cisaillement et flambage.*

Deux raisons principales pourraient expliquer la mauvaise représentation des phénomènes locaux au niveau de la zone impactée dans la modélisation adoptée :

- le maillage de l'aube adjacente choisi initialement est grossier, afin de limiter au maximum la taille du modèle. Les contraintes et déformations se répartissent donc naturellement sur une large zone. Il ne permet donc pas une bonne représentation des phénomènes locaux,
- la modélisation des raidisseurs est trop rigide (seuls 2 éléments dans la largeur des segments diagonaux) et aucun critère de rupture n'est appliqué. De plus, le procédé de fabrication peut entraîner des modes de rupture particuliers le long de certaines discontinuités (bifurcations au niveau des soudures), impossibles à modéliser.

Ces hypothèses sont étudiées en raffinant le maillage de l'aube adjacente et en appliquant un critère de rupture en déformations plastiques sur les raidisseurs. L'aube adjacente remaillée plus finement est insérée dans un modèle simplifié comportant uniquement deux aubes et le carter fan (cf. figure 14 au § IV.2). Il faut rappeler que ce modèle ne prend pas en compte l'excentrement du rotor. Or, lors de cette séquence d'impact, comprise entre  $T=0$  ms et  $T=5,0$  ms, il reste faible : les résultats sont donc peu influencés. La figure 22 compare les résultats obtenus à deux instants (2,0 ms et 2,5 ms) pour les trois modèles considérés : maillage grossier initial, maillage fin sans rupture des raidisseurs et maillage fin avec rupture des raidisseurs pour une déformation plastique supérieure à 11,5%. Il apparaît que le raffinement de maillage améliore le comportement de l'aube adjacente, car il se crée une poche au niveau du bord d'attaque à environ 25-28% de hauteur de pale. La forme de la poche obtenue avec la prise en compte de la rupture des raidisseurs internes coïncide encore mieux avec celle de l'essai. D'autres valeurs de critère confirment ces remarques. Toutefois, les phénomènes de flambement et de rupture des raidisseurs sont très locaux et restent difficiles à représenter précisément. Ainsi, la déchirure à partir du bord d'attaque puis la rupture totale de l'aube restent encore impossibles à reproduire.

Dans la suite du calcul, il est considéré qu'à l'instant de la rupture expérimentale (vers  $T=5,5$  ms dans l'essai et vers  $T=6,0$  ms avec le décalage d'origine), le fragment rompu à 25% de hauteur de pale disparaît totalement du calcul. Ainsi, le balourd additionnel occasionné par cette rupture est pris en compte. Mais les effets dynamiques associés ne sont pas pris en compte (processus de fragmentation de l'aube adjacente, impact contre le carter et sur l'aube suiveuse, modification du centre de gravité de l'aube suiveuse et du rotor) et sont des sources potentielles d'erreur. L'objectif de ce modèle n'était pas l'étude précise du risque de rupture de l'aube adjacente qui nécessite des modélisations beaucoup plus fines et précises, ainsi qu'un critère de rupture fiable.



**figure 22** Impact de l'aube lâchée sur l'aube pour les trois modèles.

#### IV.3.5 Effort au support palier 1 et découplage

Le découpleur doit rompre en perte d'aube sous une charge déterminée, pour éviter que les composants structuraux principaux ne subissent de trop fortes charges. Le fusible, situé entre le support palier 1 et le maxifond, est formé d'une bride à 36 vis prévues pour casser en traction. Dans le cadre de l'essai, la mesure de la charge utilise 4 jauges de déformation placées sur le support palier selon la direction axiale du moteur (figure 23). A l'aide d'une recombinaison des signaux de jauge et d'un facteur de calibration  $k$ , un effort analogue à l'effort radial appliqué sur le support au niveau du palier est calculé (18). L'effort au cours de la simulation est également calculé à l'aide de l'expression.

$$F = k \sqrt{\left(\frac{\varepsilon_{12h} - \varepsilon_{6h}}{2}\right)^2 + \left(\frac{\varepsilon_{9h} - \varepsilon_{3h}}{2}\right)^2} \quad (18)$$

Les courbes décrivant les signaux de jauges et de l'effort au palier 1 sont présentées en figure 24. Le décalage d'environ 0,4 ms a été répercuté sur le graphique. Il apparaît que les résultats expérimentaux et issus du calcul avant découplage sont en accord. Seule l'évolution des niveaux des jauges à 12h et 6h entre les instants  $T = 4$  ms et  $T = 8,5$  ms diffère légèrement. En outre, la valeur de l'effort maximal et l'instant auquel il est atteint sont bien reproduits. L'effort mesuré vaut environ  $10,2 \cdot 10^4$  daN et l'effort calculé est de  $9,7 \cdot 10^4$  daN. A  $T = 9,2$  ms, la rupture successive des vis n'est pas étudiée : l'ensemble des liaisons qui composent le fusible est supposé casser brutalement. La chute de l'effort mesuré et de l'effort calculé

concorde. Ce résultat montre que la rupture du fusible au cours de l'essai doit être quasiment instantanée et que l'hypothèse retenue est justifiée *a posteriori*.

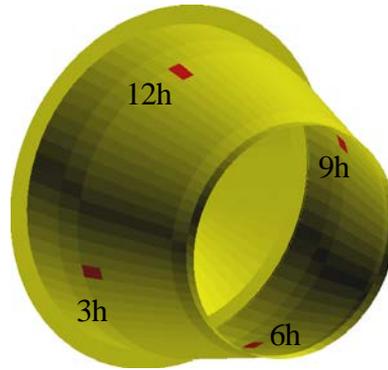


figure 23 Positionnement des jauges sur le support palier 1.

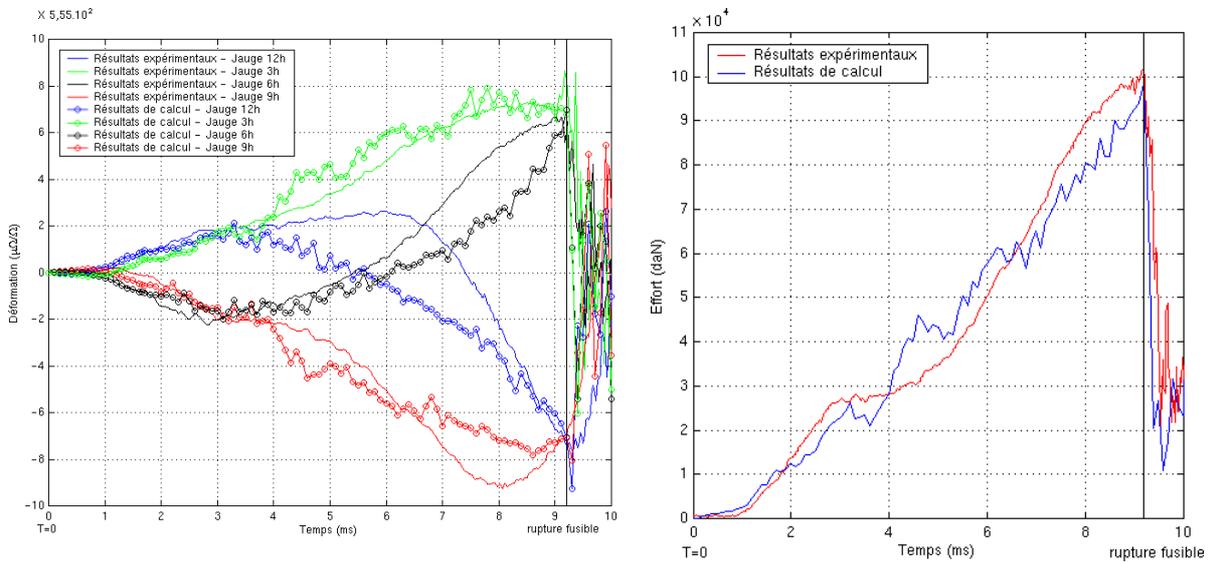
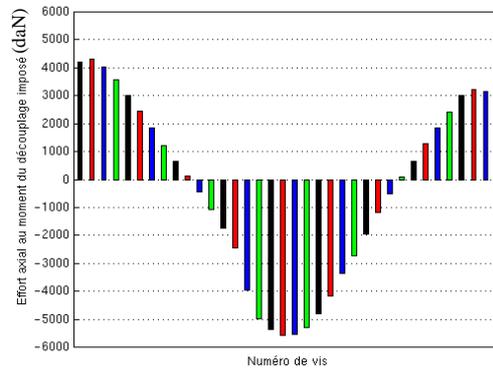


figure 24 Signaux de jauges et effort recombinaé au support palier 1 au cours du temps.

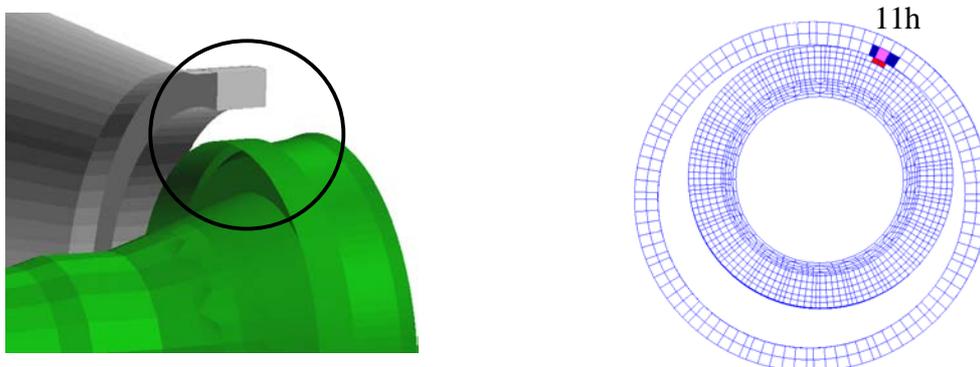
Par ailleurs, le modèle de bride permet d'évaluer les efforts dans les vis. Ainsi, les efforts axiaux avant le découplage sont représentés sur la figure 25. Les niveaux maximum pour les vis en traction (efforts positifs) sont de l'ordre de 4200 daN. Cette valeur correspond au seuil moyen de rupture en traction dynamique des vis caractérisé expérimentalement (~ 4500 daN). Les termes négatifs de compression des vis n'ont pas de signification réelle : seul le contact des deux parties de la bride doit reprendre les effets de compression.



**figure 25** Efforts dans les 36 vis du découpleur à l'instant du découplage ( $T= 9,2$  ms).

#### IV.3.6 Effort de contact rotor / stator

L'excentrement du rotor induit par le balourd et accentué par le découplage provoque dans un moteur réel des contacts dans le compresseur. Afin de représenter ce contact, mais aussi pour limiter l'orbite du rotor et éviter la rupture de l'arbre, un appui de forme conique a été monté sur ce démonstrateur (figure 26). Par une technique équivalente à la précédente, 4 jauges sont placées sur ce faux appui afin d'estimer l'effort de flexion suite au contact. A  $T= 11,0$  ms, le calcul montre (figure 26) un impact du rotor sur l'appui booster en position 11h environ. Lors de l'essai, la jauge placée en position 6h était défectueuse. En conséquence, il a été posé par hypothèse pour l'exploitation des résultats d'essai :  $e_{6h} = - e_{12h}$ .



**figure 26** Zone de contact rotor / stator et contact à l'instant  $T= 11,0$  ms – vue de face.

La courbe d'effort (figure 27) montre que le premier impact se produit au même instant ( $T= 11,0$  ms) et que la valeur d'effort diminue également au même instant ( $T= 14$  ms), cette dernière phase correspondant à la perte de contact. Il faut noter qu'avant le contact, l'effort n'est pas nul en raison des vibrations qui créent des signaux parasites. Les résultats calculés présentent néanmoins un facteur d'amplitude de 1,5 environ sur l'expérience (en particulier à 12h), répercuté sur l'effort recombinaison. Cet écart peut provenir en partie de la mauvaise estimation de la force de contact, à travers un coefficient de frottement trop élevé ou de la trop grande rigidité de la modélisation : aucun amortissement ni de plastification locale ne sont pris en compte dans la zone de contact ni dans la bride reliant l'appui au reste du stator. L'influence du coefficient de frottement a été évaluée, mais la valeur de l'effort reste du même ordre de grandeur. Ceci tend à privilégier le rôle de la rigidité du modèle de bride, même si aucune simulation avec un autre modèle de bride n'a été réalisée pour confirmer. Ces résultats montrent donc que le comportement global est bien représenté, même si localement le modèle n'est pas toujours très précis.

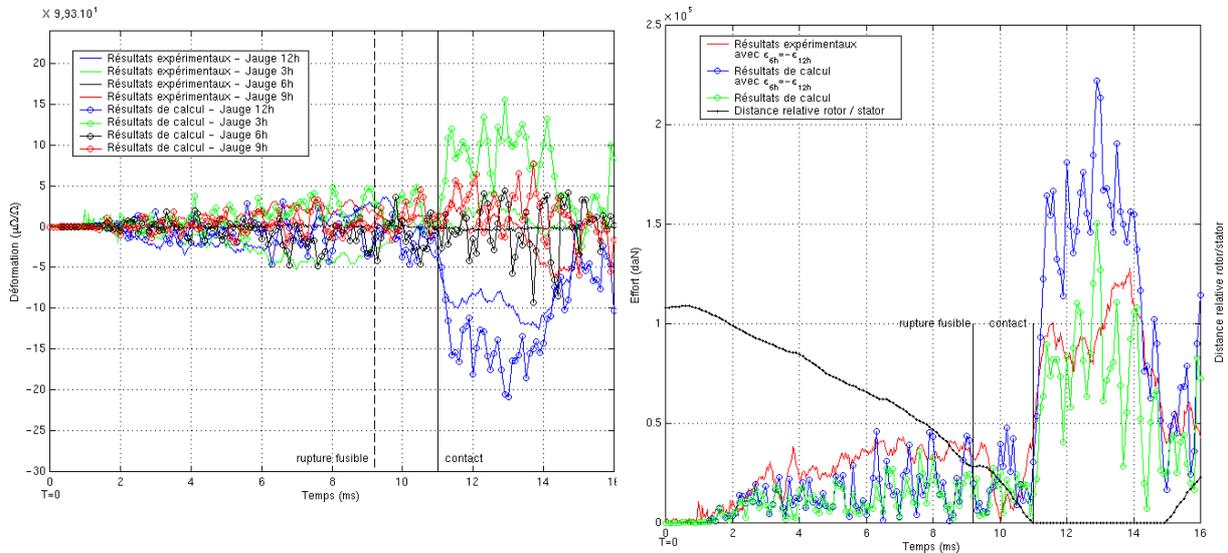
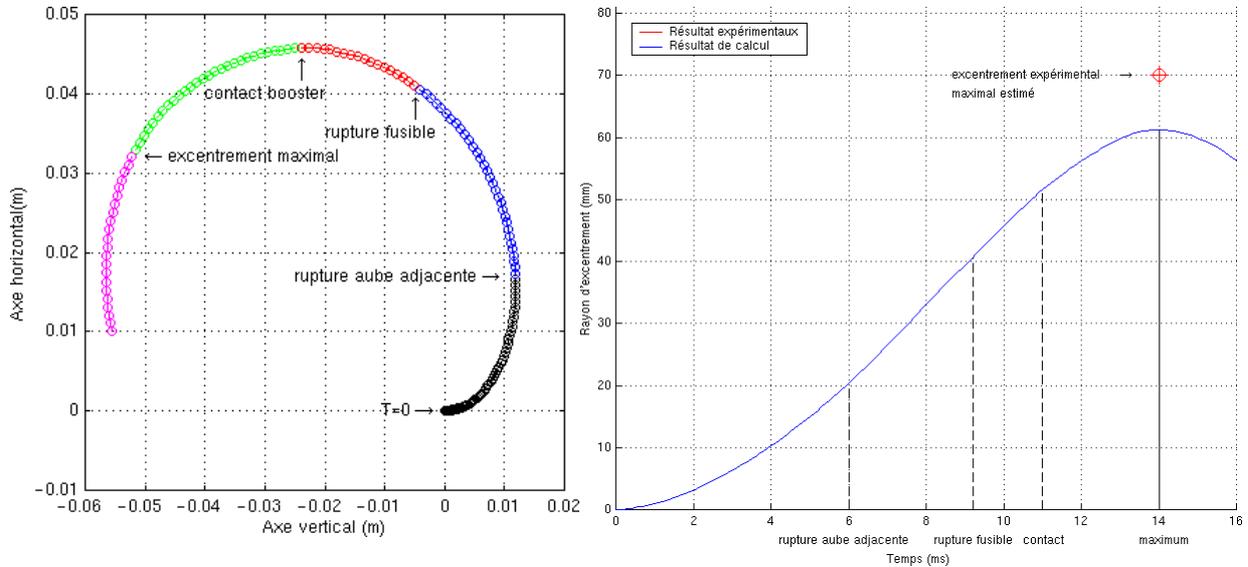


figure 27 Signaux de jauges et effort recombinaé à l'appui booster au cours du temps.

### IV.3.7 Orbite du rotor

L'étude de l'excentrement du rotor permet d'évaluer la qualité du comportement global du moteur. Dans l'essai, la trajectoire de la mire placée au centre du rotor n'a pas pu être exploitée par analyse des films et seule l'estimation du rayon d'excentrement maximal est utilisée comme élément de comparaison. Ce maximum vaut environ 70 mm et est atteint à la fin du premier tour. Le déplacement du centre du rotor estimé par Plexus est calculé en moyennant les déplacements de 4 nœuds du disque. L'ovalisation du disque est suffisamment faible pour ne pas affecter le résultat. L'évolution de la position du centre du rotor dans le plan du fan quand le moteur est vu de face est reproduite sur la figure 28. Sont également représentées les principaux événements intervenant directement dans les modifications de trajectoire. Ainsi, l'orbitage est initiée par le balourd généré par la perte de l'aube et de la plate-forme, et évolue ensuite lors de la perte de l'aube adjacente ( $T= 6,0$  ms), de la rupture du découpleur ( $T= 9,2$  ms) jusqu'à ce que le rotor entre en contact avec le booster ( $T= 11,0$  ms). Le rayon d'excentrement continue à augmenter jusqu'à la fin du premier tour moteur et diminue ensuite. La valeur maximale du rayon d'excentrement vaut environ 61 mm. En supposant fiable la valeur expérimentale, on constate donc une erreur d'environ 15% sur cette valeur maximale. Ceci pourrait s'expliquer par certaines hypothèses de modélisation :

- L'absence de prise en compte de déformations plastiques dans les roulements. En effet, lorsqu'ils plastifient, ils autorisent un plus grand débattement du rotor. Par ailleurs, la raideur introduite dans les paliers, issue de mesures statiques, n'est peut-être pas assez représentative des roulements réels en dynamique et sous fortes charges.
- Les mouvements du rotor sont modifiés à cause de la mauvaise reproduction de la flexion et de la rupture de l'aube adjacente, ainsi que des effets dynamiques induits.
- L'orbite du rotor est observé dans un repère fixe, lié au banc d'essai. Sa valeur comprend le mouvement d'ensemble du démonstrateur et l'orbite du rotor dans un repère lié au démonstrateur. Si la liaison au banc d'essai est trop raide, le comportement relatif du rotor et du stator peut être correct, malgré une mauvaise reproduction du mouvement d'ensemble. Malheureusement, des données concernant les déplacements radiaux du carter, pouvant permettre d'étayer cette hypothèse, ne sont pas disponibles.

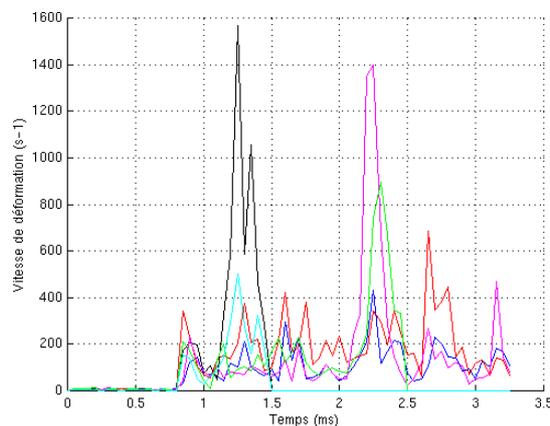


**figure 28** Déplacements et évolution du rayon d'excentrement du centre du rotor dans le plan fan au cours du temps.

#### IV.3.8 Vérification de certaines hypothèses

Il faut vérifier que le comportement des pièces modélisées avec un matériau élastique reste effectivement élastique : en particulier, dans le support palier 1 et le faux appui où des post-traitements sont effectués. Pour le support palier 1, des contraintes dépassant la limite élastique apparaissent au niveau de la bride. Celles-ci sont essentiellement dues au modèle de bride utilisant des liaisons entre les nœuds en vis-à-vis, ce qui provoque des concentrations de contraintes non-physiques. Le matériau du faux appui reste quant à lui parfaitement élastique. Au cours de l'essai, les contacts avec l'arbre créent des déformations plastiques non représentées dans le calcul. Toutefois, elles restent très localisées, n'engendrent pas de modifications majeures du comportement et peuvent être négligées dans cette simulation.

Il faut également vérifier que le domaine de sollicitation du matériau de l'aube ne sort pas de la plage caractérisée expérimentalement. Le tracé de l'évolution temporelle de la vitesse de déformation dans différents éléments de l'aube montre que cette condition est respectée (figure 29).



**figure 29** Vitesse de déformations dans l'aube lâchée.

#### **IV.4 Les points durs de modélisation et les développements nécessaires**

La mise en œuvre de ce premier calcul de perte d'aube sur un démonstrateur de pointe avant simplifiée de moteur avec les pratiques actuelles de modélisation à Snecma Moteurs soulève un certain nombre de questions. Une partie de ces problèmes doit être résolue afin d'améliorer la précision de la prédiction et d'envisager réellement la réalisation du même type de simulation sur un moteur complet. Cette dernière simulation doit en effet concourir à faire progresser les méthodes de prédiction pour la conception des composants et à réduire les coûts liés à validation expérimentale.

##### **IV.4.1 Modélisation de l'aube creuse et de sa fragmentation**

En premier lieu, la modélisation de l'aube creuse ne s'avère pas totalement satisfaisante : la structure géométrique et le comportement dynamique de l'aube creuse sont complexes. D'après cette première étude, mais également à travers diverses simulations de perte d'aube et d'ingestion d'oiseau avec des modèles comportant uniquement quelques aubes creuses, seuls des modèles finement maillés permettent d'obtenir des résultats relativement prédictifs et satisfaisants. Cette discrétisation fine des aubes n'est donc pas compatible avec des applications sur moteur complet, où il est indispensable de limiter au maximum le nombre de degrés de liberté de chaque composant tout en conservant un comportement global représentatif du modèle de démonstrateur. En outre la détermination des zones de fragmentation de l'aube lâchée s'appuie essentiellement sur un critère simplifié en déformations plastiques équivalentes, applicable dans le cadre précis d'aube pleine avec des règles de maillage définies (le critère est en effet dépendant du maillage). Elle ne peut donc pas, en théorie, s'appliquer dans le cas d'aube creuse, technologie nouvelle pour laquelle peu d'essais sont disponibles et qui révèlent une grande dispersion expérimentale. Ce problème lié à la prédiction de l'endommagement voire de la rupture se retrouve aussi sur le comportement de l'aube adjacente. Une thèse réalisée par Arnaud Suffis, en collaboration avec le CEA / DAM de Valduc, l'INSA de Lyon et Snecma Moteurs, a été engagée sur la détermination de modèles physiques et numériques d'endommagement et de rupture. Elle doit permettre de définir un critère de rupture indépendant de la finesse de discrétisation et d'améliorer ainsi la prédiction de la séquence de fragmentation et la rupture des aubes, [Suffis, 2002]. Les résultats intermédiaires, certes prometteurs, n'étant pas encore définitifs, la validation du comportement local du modèle d'aube creuse en perte d'aube n'est donc pas encore réellement acquise.

Ainsi, le modèle actuel d'aube creuse tout en pénalisant fortement les temps de calcul manque de précision sur le comportement local. La réduction du nombre de degrés de liberté en conservant un comportement global identique représente donc un enjeu majeur pour espérer pouvoir simuler une perte d'aube sur une architecture de démonstrateur comportant toutes les aubes fan.

##### **IV.4.2 Modélisation de composants**

D'autre part, la simplicité des modèles des principaux composants de liaison limite la qualité et le réalisme des résultats numériques.

Les roulements sont des mécanismes aux comportements dynamiques difficiles à modéliser. Il n'est alors pas trivial de développer un modèle représentatif alliant la simplicité d'intégration et la rapidité en temps de calcul au sein d'une géométrie complète. La modélisation simplifiée actuelle permet tout de même une bonne transmission d'effort entre le

rotor et le stator à travers sa raideur globale et conduit à une valeur d'effort représentative de celle mesurée en essai. Néanmoins, la prise en considération des principales non-linéarités sous fortes charges, dont les modifications de raideur suite à la plastification des éléments du roulement, pourrait par exemple autoriser un plus grand excentrement du rotor.

Les brides boulonnées constituent également une liaison entre deux composants faisant intervenir des phénomènes dynamiques complexes. Les modèles utilisés, ou l'absence de modèle, ne permettent pas de bien représenter la transmission d'effort et introduisent une trop grande rigidité à laquelle s'ajoute l'absence d'amortissement, de contact et d'ouverture de bride. En outre, la rupture de la bride fusible n'est pas automatique et doit être imposée par l'utilisateur. Le caractère prédictif du modèle concernant l'événement essentiel de découplage est ainsi largement pénalisé.

Enfin, le comportement de l'accroche au banc d'essai, composée d'élastomères, est linéarisé, avec une incertitude sur la valeur de la raideur linéaire à utiliser. L'influence de la prise en compte d'un modèle plus réaliste sur des grandeurs significatives doit être étudiée.

#### IV.4.3 Temps de calcul

La simulation de perte d'aube sur ce démonstrateur de pointe avant a nécessité environ 400 heures sur une plate-forme monoprocesseur IBM / SP. Le simple passage à une autre plate-forme plus moderne et performante peut permettre une réduction importante de ce temps : elle requiert ainsi moins de 200 heures sur un IBM / RG. Toutefois, si ce type de calcul présente un intérêt certain dans la compréhension et la prédiction du comportement, les temps restent totalement prohibitifs pour une application industrielle en conception dans un cadre itératif d'optimisation de composants. Il est alors indispensable de trouver des méthodes de réduction appropriées, autres que la simplification des maillages, pour la simulation des phénomènes rapides d'impact sur de grandes géométries.

L'autre aspect essentiel réside dans les temps de mise en œuvre d'un tel modèle. Il nécessite en effet des maillages spécifiques et induit des temps importants pour la génération du maillage. Ces travaux participent alors à définir l'importance des nombreux phénomènes à reproduire et par conséquent la modélisation optimale pour prédire le comportement global du moteur avec une précision acceptable. Ainsi, si ces calculs devaient ensuite entrer dans la boucle de conception, les modèles pourraient alors être fournis par les différents bureaux d'études dédiés à chaque composant, et cela grâce notamment au traitement des maillages incompatibles et de bases modales dans le formalisme explicite [Faucher, 2003].

## V. **Conclusions**

Après avoir défini le cadre physique de l'étude à réaliser et présenté le principe du code de dynamique rapide Plexus, le modèle Eléments Finis du démonstrateur et le déroulement complet permettant la réalisation de la simulation de perte d'aube ont été exposés. L'analyse des résultats souligne deux points particuliers.

Le premier concerne la qualité des résultats du comportement d'ensemble de la machine, obtenus avec les modélisations actuelles. Ceci atteste de l'apport de l'approche explicite sur un modèle plus détaillé qu'en implicite pour une meilleure compréhension de l'événement de perte d'aube et du dimensionnement. Néanmoins, le caractère peu prédictif de la rupture au niveau de la bride fusible et de la fragmentation des aubes pénalise fortement la

généralisation de l'emploi de Plexus sur d'autres géométries. De plus, la mauvaise maîtrise des modèles simplifiés de composants tels que les paliers et la liaison élastomère au banc d'essai peut grandement fausser la simulation.

Le second point relève des problèmes liés aux larges temps de calcul. D'une part, les structures étudiées sont constituées de multiples composants parfois géométriquement complexes, pouvant entraîner l'utilisation de très nombreux éléments, non justifiée par leur rôle dans la réponse globale. D'autre part, le pas de temps de stabilité, généralement imposé par un élément localisé dans une zone fortement sollicitée et discrétisée finement, s'applique à tout le maillage, y compris aux zones ne nécessitant pas une telle finesse. Ce dernier thème entre dans le cadre des solutions proposées par les techniques de décomposition en sous-domaines [Gravouil, 2000] [Faucher, 2003].



---

# CHAPITRE 3

## Les développements

---

L'étude présentée au chapitre 2 a montré que le calcul explicite de perte d'aube sur une pointe avant de moteur et sur les premiers instants après le lâcher permettait une bonne corrélation à l'essai. La phénoménologie ainsi que les charges au premier support palier étant bien estimées, il peut être complémentaire aux calculs traditionnels de dynamique d'ensemble.

Néanmoins, cette simulation souffre de fâcheuses imperfections et la recherche d'amélioration même partielle mérite d'être approfondie. L'une des principales difficultés à surmonter est apparue avec la complexité du comportement et de la modélisation de l'aube creuse, ainsi que des temps de calcul consécutifs considérables. En outre, la modélisation des composants de liaison reste perfectible. L'objet de ce chapitre est alors en premier lieu d'étudier l'influence des paramètres de modélisation de ces composants de liaison et de proposer éventuellement des modèles plus représentatifs, toujours simples. Puis, la mise en œuvre d'une nouvelle modélisation de l'aube moins coûteuse en temps CPU est abordée.

### **I. Amélioration des modèles des composants de liaison**

La modélisation d'éléments de liaison constitue un problème crucial. En effet, ils sont généralement formés par assemblage de pièces et sont le siège de phénomènes dynamiques difficiles à reproduire. Or, les efforts transitant par ces liaisons conditionnent en grande partie le comportement de la structure et la validité de la simulation. Dans une approche globale, il devient alors inutile de vouloir capter des informations précises si les modèles de liaison ne sont pas représentatifs. En perte d'aube, la liaison au banc par élastomères, les paliers et les brides boulonnées représentent les principaux composants de liaison. L'étude précédente montre que les modèles simplifiés actuels permettent d'obtenir des résultats convenables. Cependant, tester les effets de modification sur la réponse du moteur présente un grand intérêt pour améliorer la modélisation de l'ensemble ou justifier l'utilisation des modèles actuels.

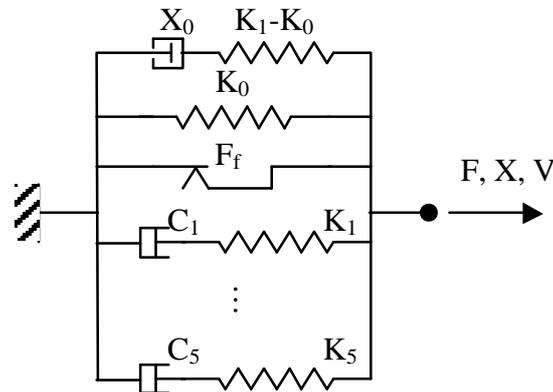
#### **I.1 Elastomère**

Dans un premier temps, l'influence de la modélisation de la liaison au banc d'essai par élastomère est étudiée.

### I.1.1 Implémentation et validation

Les suspensions élastomères présentées au chapitre 2 avaient été caractérisées expérimentalement en quasi-statique et en dynamique par des essais de choc. Leur comportement dans les deux directions privilégiées distinguées, axiale et radiale, a été identifié à l'aide d'un modèle rhéologique de Maxwell généralisé, complété par des cellules aux effets non-linéaires (figure 30). Celui-ci permet de reproduire dans un modèle global la visco-élasticité du caoutchouc et les effets des non-linéarités internes (contact, frottement ...). Le modèle dans chaque direction comprend alors :

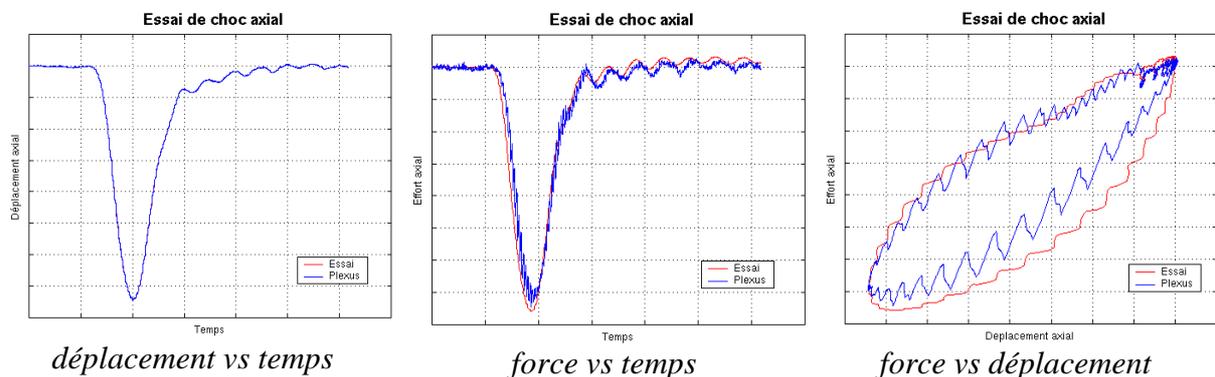
- cinq cellules de Maxwell, de variable les couples  $(C_i, K_i)$  correspondants aux pulsations caractéristiques  $\omega_i = K_i / C_i$ ,
- une raideur bilinéaire, définie par trois paramètres  $X_0$ ,  $K_0$  et  $K_1$ ,
- un frotteur de Coulomb, de coefficient  $F_f$ .



**figure 30** *Modèle rhéologique de la liaison élastomère.*

Le détail de l'expression donnant la force totale  $F$  en fonction du déplacement  $X$  et de la vitesse  $V$  n'est pas donné. Malgré tout, celle-ci fait intervenir la dérivée temporelle de la force  $\dot{F}$ , qui est sous forme implicite. Pour simplifier, la forme de la dérivée à l'instant  $n+1$  a été posée sous la forme :  $\dot{F}_i^{n+1} = \frac{F_i^{n+1} - F_i^n}{\Delta t}$ .

Après implémentation du modèle de liaison dans Plexus, l'essai le choc axial est simulé. L'évolution de l'effort au cours du temps dans le calcul est très proche de celle de l'essai (figure 31), à l'exception d'un léger retard et d'une valeur maximale légèrement inférieure. Les résultats dans le sens radial sont de même nature



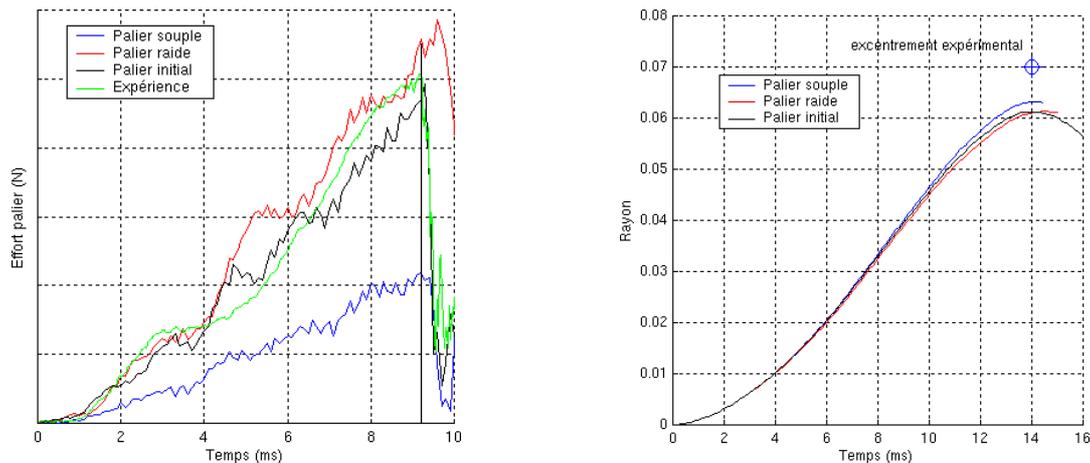
**figure 31** *Comparaison de la liaison élastomère entre le modèle Plexus et l'essai.*

### I.1.2 Application au calcul de pointe avant de moteur

Dans le modèle de pointe avant de moteur, l'anneau circulaire plein est remplacé par les 16 plots élastomères répartis uniformément sur la circonférence de l'accroche, conformément à la configuration de l'essai. La simulation est réalisée dans les mêmes conditions et la comparaison effectuée sur les grandeurs caractéristiques du comportement global ne montre aucun écart significatif. Il apparaît que la dissipation introduite par la présence d'élastomère n'affecte pas le comportement du démonstrateur sur le premier tour moteur, soit environ 14,5 ms. Une application sur une géométrie simplifiée, de masse et de raideur globalement équivalentes au démonstrateur et sollicitée par un effort de fréquence représentative, a confirmé que l'amortissement de la réponse n'intervient qu'après plusieurs dixièmes de secondes, soit plus de deux tours après le lâcher.

## I.2 Palier

Le modèle simplifié de roulement est composé de deux réseaux de barres en série, reliés au rotor et au stator et liés par leur centre. Les résultats de la première simulation semblent montrer que, même si l'effort au support palier 1 est correct, les paliers semblent participer à limiter l'orbite du rotor notamment. Une première étape consiste alors à tester différentes raideurs au palier 1 pour en connaître l'influence : une raideur 10 fois plus grande et une raideur 10 fois plus faible que la raideur initiale sont choisies (figure 32). Pour le palier souple, l'effort devient très faible donc faux et l'orbite du rotor augmente peu. Pour le palier raide, l'effort augmente un peu mais les résultats restent proches de la première solution. Ainsi, pour ce modèle de palier simplifié, la raideur initiale choisie donne de bons résultats et semble correcte.



**figure 32** Comparaison de l'effort au support palier1 et de l'orbite du rotor.

En dehors de l'absence des non-linéarités, une simplification du modèle de palier réside dans le comportement en compression mais également en traction des barres. Or, dans un roulement, le comportement en traction n'est pas réaliste. Des barres ne travaillant qu'en compression sont alors introduites dans le modèle de palier du premier démonstrateur étudié. La première possibilité consiste à garder les mêmes caractéristiques de barre (masse et raideur) que dans le modèle précédent. Dans un second cas, seul le réseau de barres relié au stator est conservé. Les caractéristiques globale du palier sont alors reportées exclusivement sur ce réseau. Par souci de simplification de mise en œuvre, le réseau de barres relié au rotor est conservé mais sa raideur est arbitrairement augmentée pour pouvoir le considérer comme rigide. Dans l'ensemble, l'utilisation de ces deux modèles de palier ne modifie pas la

dynamique du moteur et la chronologie des événements. En revanche, l'effort recombinaison au support du premier palier est modifié (figure 33). Il est sous-estimé d'environ 15% par rapport au modèle initial et à l'essai. A travers ces constatations qui vont à l'encontre de l'objectif initial, il semble que la prise en compte de la traction des barres permet de mieux reproduire le comportement d'ensemble du roulement, en particulier, l'ovalisation de la cage du roulement.

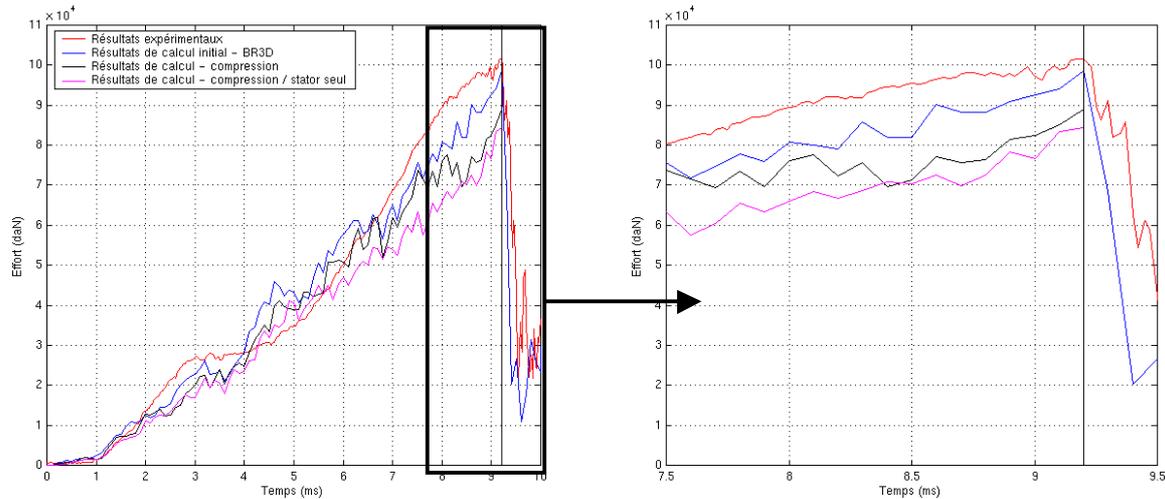


figure 33 Comparaison de l'effort au support palier 1.

### I.3 Bride boulonnée

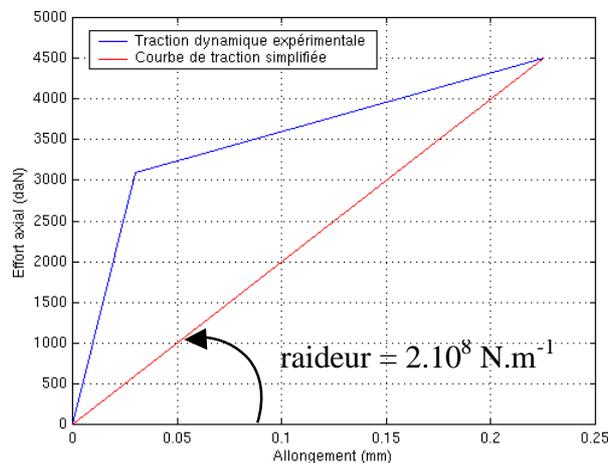
La modélisation actuelle de bride avec égalité de déplacement ne représente pas correctement la complexité des phénomènes physiques. De plus, pour la bride fusible, elle nécessite une intervention manuelle pour imposer l'instant de rupture à partir de l'estimation d'une charge globale sur le support palier. Or, le modèle doit permettre une meilleure prédiction des charges supportées, et rompre automatiquement lors du découplage.

Une étude bibliographique a été réalisée afin d'examiner des solutions potentielles. Tout d'abord, de nombreux articles proposent des formules empiriques utilisées pour le dimensionnement des brides sous charge statique en fonctionnement normal, en tenant compte de la présence de matériaux différents, des effets de température ou de la précontrainte de serrage [Guillot, 1989]. Celles-ci ne sont toutefois pas applicables pour créer un modèle intégré au calcul de perte d'aube.

Plusieurs auteurs proposent par ailleurs des études explicites tridimensionnelles du comportement dynamique des brides sous charges ultimes. Dans le cadre du dimensionnement aéronautique [Czachor, 2003] ou dans d'autres domaines [Ray, 2001], les modèles incluent une modélisation des vis et des boulons, la gestion de contact avec frottement entre les composants de la bride, voire la pré-tension des vis. Ces modèles locaux comportent déjà plusieurs centaines de milliers de degrés de liberté. Le dimensionnement utilise en premier lieu des modèles de la structure entière, utilisant des liaisons non-linéaires de différentes natures au niveau de la bride et permettant d'extraire les charges et les déplacements à appliquer sur le modèle tridimensionnel raffiné. L'emploi d'éléments de liaison non-linéaires pour remplacer une liaison complexe peut également servir à modéliser des assemblages soudés [Combescure, 1999].

D'autre part, dans le cadre du projet européen CERES (Cost-Effective Rotordynamics Engineering Solutions), un modèle non-linéaire simplifié de bride recalé sur des essais est

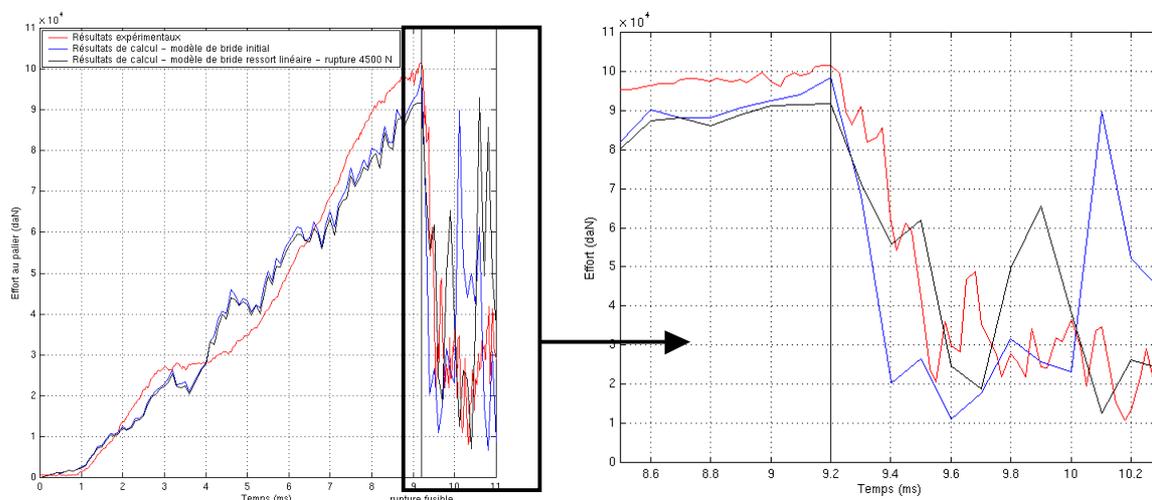
développé [Boeswald, 2002] [Boeswald CERES, 2002]. Une amélioration naturelle du modèle existant consiste par conséquent à remplacer les égalités de déplacement entre les nœuds en vis-à-vis de la bride par des ressorts, éventuellement non-linéaires, et dotés d'un critère de rupture pour le découpleur. La géométrie de la bride fusible favorisant la rupture des vis en traction, les ressorts ne possèdent qu'une raideur axiale et l'égalité des déplacements dans le plan est conservée. Ainsi, le cisaillement des vis et le glissement entre les deux parties de la bride ne sont pas permis. La raideur en traction ainsi que la valeur de l'effort axial de rupture retenues pour le ressort sont issues d'essais de traction dynamique des vis. Ces caractérisations faisant apparaître une dispersion sur l'effort à rupture, une courbe de traction moyenne est utilisée (figure 34) : la limite élastique vaut 3100 daN et la limite à rupture vaut 4500 daN. A ce stade, deux types de loi sont utilisés pour les vis. Dans un premier temps, la raideur en traction est la loi bi-linéaire expérimentale et dans un second temps, la raideur est introduite sous forme linéaire simplifiée. En compression, la raideur est arbitrairement prise égale à la raideur linéarisée de traction.



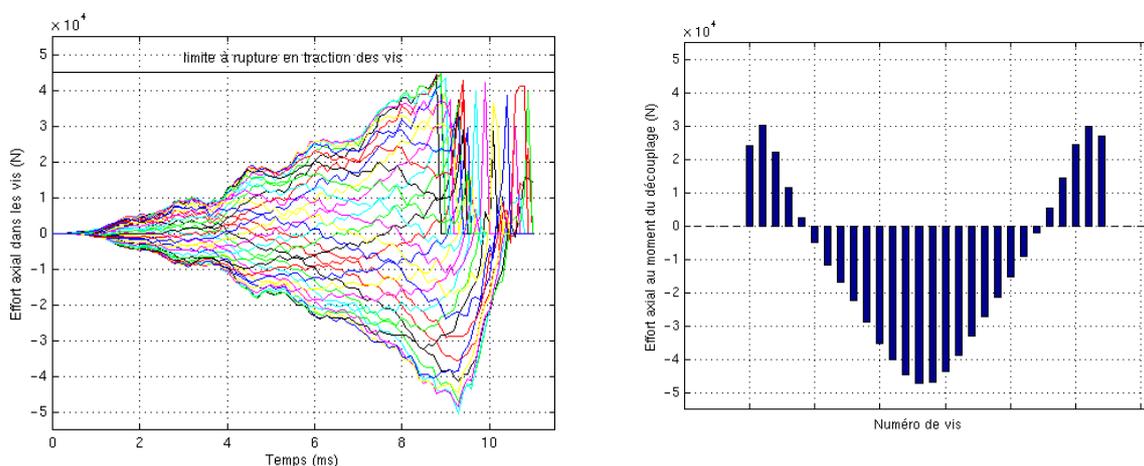
**figure 34** Courbe de traction expérimentale bi-linéaire des vis et modèle linéaire.

Pour les modèles avec des ressorts bi-linéaires ou linéaires, la comparaison de l'évolution de la valeur de l'effort au support palier par rapport au modèle incluant le modèle initial de bride montre que l'instant du découplage est parfaitement reproduit. En effet, l'effort chute brutalement en suivant la courbe expérimentale, après avoir atteint à  $T= 9,2$  ms la valeur maximale de  $9,2.10^4$  daN, soit moins de 10% au-dessous de la valeur mesurée lors de l'essai (figure 35). De plus, la rupture de la première vis se produit vers  $T= 8,9$  ms et à l'instant  $T= 9.2$  ms du découplage, 8 des 36 vis sont cassées (figure 36). Cela confirme que la rupture et la chute d'effort induite sont brutales dès la rupture de la première vis.

En conclusion, le modèle de bride avec des ressorts doté d'un critère de rupture permet de conserver le comportement d'ensemble du démonstrateur et d'améliorer le caractère prédictif de la simulation. La donnée précise de la loi de comportement élasto-plastique des vis, qui n'est pas toujours parfaitement connue lors de simulations prédictives, n'est pas nécessaire et une loi linéaire simplifiée suffit.



**figure 35** Comparaison de l'effort au support palier 1.



**figure 36** Evolution de l'effort axial dans les 36 vis du découpleur au cours du temps et effort axial dans les vis à l'instant du découplage.

## II. Homogénéisation de l'aube creuse

Lors d'une ingestion d'oiseau, seules les aubes fan subissent un dommage manifeste. Le comportement local des raidisseurs des aubes creuses revêt alors un caractère capital pour le dimensionnement et la modélisation prédictive. Le modèle initial de l'aube creuse décrivait scrupuleusement la structure interne des raidisseurs afin de reproduire au mieux la flexion et le flambage des raidisseurs qui déterminent la déformée de l'aube et la poussée résiduelle de la soufflante. Ce modèle existant a donc été appliqué au calcul de perte d'aube sur pointe avant de moteur. Néanmoins, ce modèle est très coûteux en temps CPU et nécessite l'utilisation de maillages fins pour obtenir des comportements locaux satisfaisants. Dans l'optique de simuler la perte d'aube sur un modèle comprenant un fan complet et bien d'autres composants, ce modèle n'est plus adapté car l'objectif est de calculer des grandeurs caractéristiques du comportement global et non local. Il semble donc judicieux de chercher à simplifier la modélisation de l'aube creuse pour réduire le nombre d'éléments et les temps de calcul, en dégradant au minimum le comportement local des aubes et surtout en conservant la précision sur le comportement global du moteur. Pour cela, la structure et le comportement des aubes creuses en perte d'aube doivent être analysés en détail à l'aide des observations

effectuées au chapitre précédent. Ainsi, les trois différents types de comportement d'aube et leurs particularités sont distingués :

- l'aube lâchée subit des impacts très violents qui induisent de fortes contraintes à d'importantes vitesses de déformations et une rupture rapide des raidisseurs.
- l'aube adjacente subit également un impact brutal par le pied de l'aube lâchée. La position et la vitesse relatives des deux aubes à l'instant du contact dépendent de la cinématique de l'aube lâchée et donc de la séquence de fragmentation. Les raidisseurs de l'aube adjacente peuvent casser sous cet impact et le bord d'attaque de l'aube risque de se déchirer.
- suite à l'excentrement du rotor et à l'ovalisation du carter, des contacts apparaissent entre le carter et les aubes dites frotteuses, qui entrent en vibration.

Des simulations de perte d'aube creuse sur des modèles admettant une loi élastique linéaire des raidisseurs montrent que les comportements des aubes sont très proches, surtout pour les aubes lâchée et frotteuses. Les peaux à comportement élasto-plastique avec écrouissage isotrope contribuent alors essentiellement à la réponse de l'aube. La première idée consiste à remplacer la structure interne creuse par une structure pleine pourvue d'un matériau isotrope homogène, dont la masse volumique permet conserver la masse de l'aube. Le calcul du module d'Young de ce matériau pour recalculer la raideur de l'aube par analyse modale n'est pas satisfaisant. Des simulations de perte d'aube avec ce type de modèle confirment ce dernier résultat. Cette solution a donc été abandonnée au profit des techniques d'homogénéisation.

## **II.1 Etude bibliographique sur l'homogénéisation**

La recherche d'un modèle d'aube creuse plus approprié a conduit à mener une étude bibliographique sur les principes de l'homogénéisation et plus particulièrement sur l'homogénéisation des structures périodiques de type plaque raidie. Celle-ci s'est concentrée naturellement vers les méthodes applicables aux structures hétérogènes dont le raidissage périodique s'apparente à celui de l'aube creuse considérée.

### **II.1.1 Problématique**

La problématique de l'homogénéisation consiste à construire des modèles simplifiés en remplaçant par une structure homogène équivalente [Bornert, 1998] :

- une structure hétérogène à l'échelle microscopique de type métallique ou composite pour la détermination de lois de comportement équivalentes à l'échelle mésoscopique ou macroscopique (taille de la structure),
- une structure géométriquement complexe, le plus souvent une structure creuse de type sandwich pourvue d'un raidissage interne périodique.

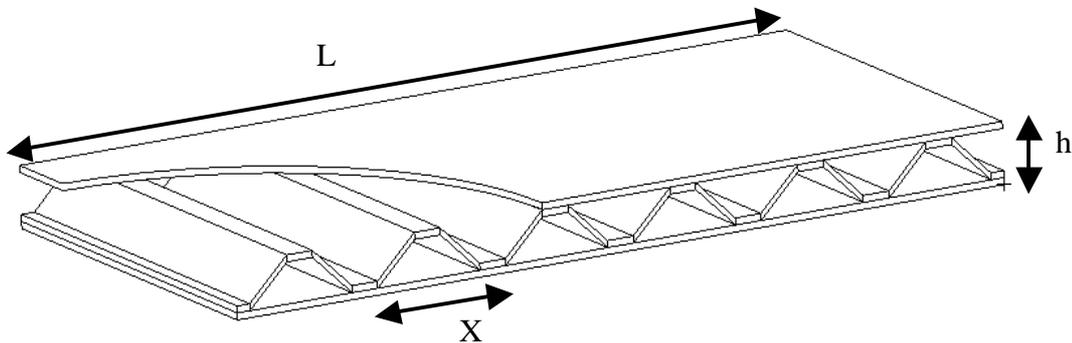
Les techniques d'homogénéisation visent alors de permettre l'étude du comportement global d'une structure sans modéliser tous les détails géométriques à l'échelle des hétérogénéités. Dans le cadre des structures périodiques, elles autorisent par conséquent le remplacement de la structure interne creuse et complexe par un modèle simplifié à comportement homogène équivalent, et donc la réduction des temps de calcul.

### **II.1.2 Méthodes proposées**

Les panneaux composites ou les panneaux structuraux métalliques légers sont de plus en plus utilisés dans l'industrie car ils présentent des avantages indéniables en terme de rapport raideur sur masse et de résistance à la corrosion. Ainsi ils se retrouvent désormais

couramment en construction navale, automobile et aéronautique et remplacent des structures métalliques classiques. Leur mise en œuvre sur des composants possédant un rôle structural notamment requiert le développement de méthodes numériques adaptées à leur dimensionnement. En effet, des grandeurs globales doivent être connues en conception mais la modélisation fine de tous les détails géométriques des hétérogénéités nécessitent d'énormes capacités machine et des temps CPU très importants. Les techniques d'homogénéisation permettent alors l'étude industrielle d'un navire ou d'un avion complet dont la coque ou le fuselage sont constitués de panneaux composites ou de panneaux creux renforcés par des raidisseurs.

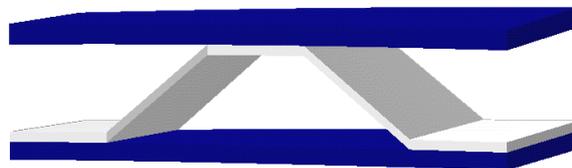
Parmi les différentes structures hétérogènes, il existe plusieurs types de raidissage : les raidissages aléatoires ou périodiques. Dans notre application, la recherche se restreint à l'étude de structures de type plaques raidies périodiques. De nombreux travaux ont été menés sur les structures bi-périodiques dans le plan moyen d'une plaque en nid d'abeille [Triplett, 1998], [Burton, 1997]... D'autres auteurs se sont intéressés aux raidissages mono-périodiques dans une direction du plan et invariants dans l'autre direction, tels que les raidissages droit, en triangle, curviligne ou en oméga (figure 37), ce dernier motif correspondant à celui de l'aube creuse.



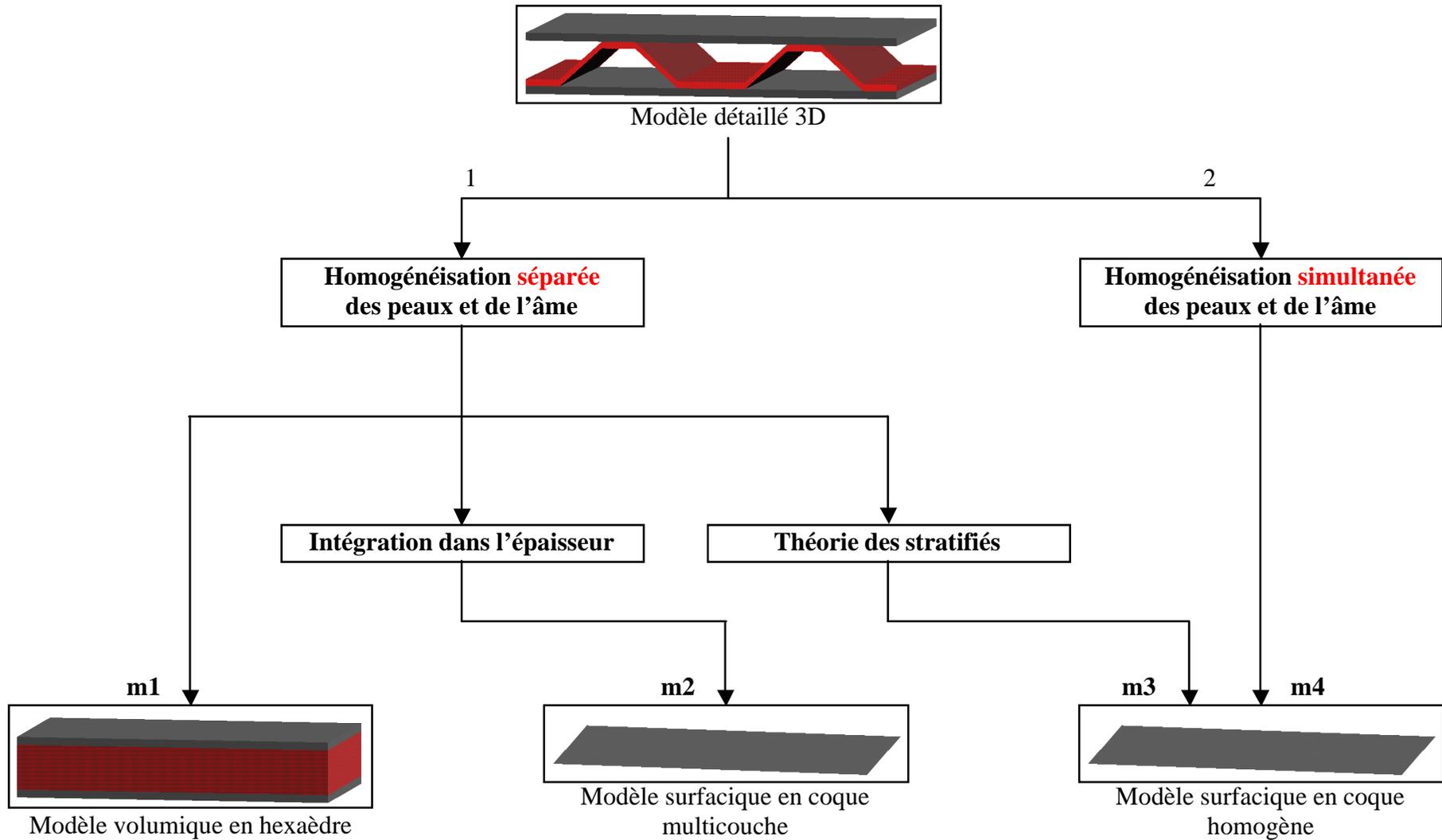
**figure 37** *Plaque creuse tridimensionnelle.*

Les caractéristiques de modèle homogénéisé équivalent sont déterminées par résolution de problèmes posés sur la cellule de base (figure 38). Le point de départ est donc l'écriture du problème d'élasticité tridimensionnel (ou bidimensionnel si la plaque est invariante dans une direction, comme pour le raidissage en oméga). Ce type de cellule mince et périodique se caractérise par la présence de deux échelles spatiales [Caillerie, 1984] :

- une échelle macroscopique où la structure apparaît comme homogène,
- une échelle microscopique dépendante de la taille et de la période des hétérogénéités.



**figure 38** *Cellule de base creuse tridimensionnelle avec raidissage en oméga.*



**figure 39** Méthodes d'homogénéisation d'une plaque avec raidissage périodique.

Deux paramètres sont introduits :  $e=h/L$ , qui est l'inverse de l'élanement du panneau, et  $\varepsilon=X/L$ , qui caractérise la taille de la période par rapport à celle du panneau (figure 37). Le processus d'homogénéisation consiste alors à faire tendre les deux paramètres  $e$  et  $\varepsilon$  vers 0 (noté  $e$  ou  $\varepsilon \rightarrow 0$ ) ; trois familles de méthodes se distinguent alors :

- la première famille où  $e \rightarrow 0$  puis  $\varepsilon \rightarrow 0$  : le premier passage à la limite conduit à une plaque périodique, décrite selon la théorie de Kirchhoff-Love ou de Reissner-Mindlin, qui est ensuite homogénéisée.
- la seconde famille où  $\varepsilon \rightarrow 0$  puis  $e \rightarrow 0$  : l'homogénéisation est d'abord réalisée dans le plan, le second passage à la limite conduisant à une plaque homogène selon une théorie de Kirchhoff-Love ou de Reissner-Mindlin.
- la troisième famille où  $e$  et  $\varepsilon \rightarrow 0$  simultanément : la plaque homogène est obtenue en une étape selon la théorie de Kirchhoff-Love uniquement, sans cisaillement transverse.

Le choix de la méthode est conditionné par la valeur du rapport  $e/\varepsilon$  (épaisseur sur période). Les comportements équivalents obtenus par les trois familles de méthode sont différents [Kohn,1984]. La discussion sur les différences entre les modèles obtenus par ces méthodes est proposée notamment par [Bourgeois, 1997] mais n'est pas l'objet de ce chapitre.

Deux approches sont alors envisagées (figure 39) : l'homogénéisation par la seconde famille, notée homogénéisation séparée de l'âme (1), et l'homogénéisation par la troisième famille, notée homogénéisation simultanée des peaux et du raidissage interne (2).

#### a. Homogénéisation simultanée numérique

L'aube étudiée dans cette application présente des valeurs de  $e$  et de  $\varepsilon$  du même ordre de grandeur (de l'ordre du centimètre), si bien que la méthode la plus appropriée est celle où les deux paramètres doivent tendre simultanément vers 0. L'âme et les peaux peuvent alors être homogénéisées simultanément en exploitant la périodicité dans le plan et en considérant comme cellule de base, la période constituée par l'âme et les parements (figure 38). L'homogénéisation permet de remplacer la structure tridimensionnelle hétérogène initiale par une structure de type plaque [Buannic, 2003] ou coque homogène équivalente [Kalamkarov, 1992]. Le modèle Eléments Finis obtenu correspond ici à un modèle de type coque homogène noté **m4**.

#### b. Homogénéisation séparée analytique

Dans cette seconde approche, l'âme est homogénéisée de façon indépendante en considérant comme cellule de base le motif de l'âme seule n'incluant pas les peaux. Cette étape peut être assimilée à  $\varepsilon \rightarrow 0$ . L'âme est donc remplacée par un milieu homogène continu équivalent et la description locale des peaux est conservée. Dans le cas où les épaisseurs des segments droits et diagonaux d'un raidissage en oméga sont égales, [Libove, 1951] propose des formules analytiques pour le calcul des constantes élastiques du matériau homogène équivalent. Toutefois, la structure de l'aube est formée par le procédé SPFDB. La structure interne créée par expansion superplastique est différente de la structure des panneaux sandwich raidis conventionnels dans la mesure où l'épaisseur des segments diagonaux est plus faible que celle des segments droits accrochés aux peaux qui ne subissent pas d'expansion. [Ko, 1980] présente alors les expressions analytiques correspondant à cette nouvelle configuration. Le module d'élasticité  $E_x$  dans la direction de l'invariance ainsi que les modules de cisaillement  $G_{xy}$  et  $G_{zx}$  sont déterminés par la loi des mélanges, analogues à celle utilisée par exemple pour les composites fibre-matrice classiques [Gay, 1989]. Les autres modules sont obtenus par des calculs élémentaires de Résistance des Matériaux, dont

les expressions ne sont pas explicitées dans ce document. L'Annexe 3 propose tout de même de voir l'influence des principales caractéristiques de la géométrie du raidissage sur les propriétés du matériau homogénéisé.

A l'issue de cette étape, l'aube est décrite par ses deux peaux métalliques et une âme pleine homogénéisée équivalente. Il est alors possible de construire soit :

- un modèle volumique **m1** comportant trois couches d'éléments hexaédriques dans l'épaisseur (une couche pour chacune des peaux et une pour l'âme homogène équivalente),
- un modèle surfacique **m2** avec des éléments de coque multicouche. Ceci revient à faire puis  $e \rightarrow 0$  (passage en coque) mais en gardant une description explicite des trois couches,
- un modèle surfacique en coque homogène équivalente **m3** après avoir appliqué la théorie des stratifiés. Ceci revient à faire puis  $e \rightarrow 0$  (passage en coque). Ce modèle en coque homogène équivalente possède *a priori* des caractéristiques différentes de celles obtenues avec la méthode d'homogénéisation simultanée conduisant au modèle **m4**. Toutefois, des applications sur des cellules élémentaires en oméga ont montré, pour les modèles **m3** et **m4**, que les deux approches donnaient, en élasticité, des matrices de rigidité en membrane et en flexion quasiment très proches.

### II.1.3 Prise en compte de la plastification et choix d'une méthode

En perte d'aube, le comportement global des aubes creuses dépend essentiellement du comportement de ses peaux. La prise en compte de leur plastification est donc importante pour reproduire avec une bonne précision la cinématique de l'aube et les principaux comportements du moteur. Il est donc nécessaire de voir comme traiter la plasticité pour les différents modèles homogénéisés proposés, sachant que la plasticité anisotrope pour les modèles obtenue par homogénéisation séparée et possédant une âme orthotrope n'est pas étudiée.

Tout d'abord, pour le modèle volumique **m1**, la plastification des peaux est traitée localement par Plexus lors du calcul des contraintes aux points de Gauss. De même pour le modèle surfacique multicouche **m2**, la plastification doit être traitée localement aux points d'intégration : un élément de coque dont l'intégration dans l'épaisseur permet la prise en compte des différentes couches et matériaux doit au préalable être programmé. La plasticité de l'âme orthotrope n'étant pas étudiée, seule la plastification aux points d'intégration correspondants aux peaux métalliques élasto-plastiques est effectuée classiquement par retour radial. Le développement et la validation de cet élément sont proposés au paragraphe II.2.

En revanche, les modèles **m3** et **m4** sont constitués de coque homogène équivalente : le comportement élasto-plastique des peaux implique alors un traitement global de la plasticité dans la section et par conséquent la détermination d'un critère de plasticité en contraintes généralisées. Les premiers travaux dans ce domaine se limitent à l'étude de l'analyse limite dans le cas d'une loi de comportement élasto-plastique parfaite du matériau constituant les peaux et l'âme [Bourgeois, 1997]. Le domaine de plasticité généralisé s'appuie sur le critère de plastification introduit par Ilyushin [Ilyushin, 1956], qui est l'équivalent du critère de Von Mises écrit en contraintes généralisées. Il doit être construit numériquement à partir d'un ensemble points de l'espace des contraintes généralisées. Cette étape requiert la réalisation de calcul Eléments Finis sur la cellule de base pour différents cas de chargement. La figure 40 propose un exemple traduisant l'évolution de la plastification de la cellule lorsque celle-ci est

soumise à un couple de chargement élémentaire (de membrane ou de flexion). Le domaine de plasticité généralisé est finalement construit en appliquant tous les couples de chargements élémentaires possibles sur la cellule.

Soit, le champ de contraintes planes dans chaque couche :  $\{\sigma\} = \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_{xy} \end{Bmatrix}$

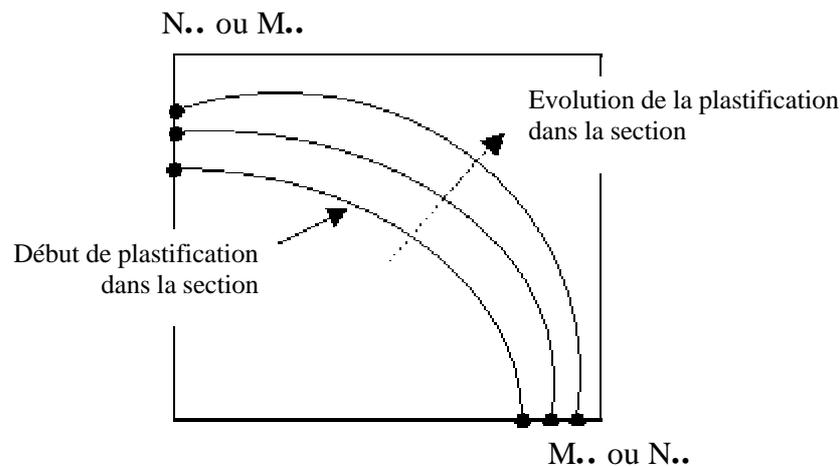
Le champ de contraintes intégrées s'écrit :  $\{\sigma\}_g = \begin{Bmatrix} \{N\} \\ \{M\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \end{Bmatrix} = \int_{-h/2}^{h/2} \{\sigma\} dz \\ \begin{Bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{Bmatrix} = \int_{-h/2}^{h/2} \{\sigma\} z dz \end{Bmatrix}$

Et le critère d' Ilyushin s'écrit :  $f = \sigma_{eq}^2 - \sigma_Y^2 = N_{eq}^2 + \frac{1}{\sqrt{3}}(NM)_{eq} + M_{eq}^2 - \sigma_Y^2 = 0$

$$N_{eq} = N_x^2 + N_y^2 + 3N_{xy}^2 - N_x N_y$$

avec  $M_{eq} = M_x^2 + M_y^2 + 3M_{xy}^2 - M_x M_y$

$$(NM)_{eq} = \left| N_x M_x + M_y M_y + 3N_{xy} M_{xy} - \frac{1}{2}(N_x M_y + N_y M_x) \right|$$



**figure 40** Construction numérique du domaine de plasticité en contraintes généralisées.

La principale hypothèse de la loi de comportement proposée par [Bourgeois, 1997] est que, dès que la contrainte atteint le seuil de plasticité, toute la section est supposée plastifiée et il n'y a pas de progression physique de la plastification dans l'épaisseur même pour la flexion pure. D'autres auteurs [Simo, 1992] [Zeng, 2001] proposent des améliorations de ce critère pour prendre en compte l'érouissage isotrope et la progression de la plastification dans la section, pour des coques homogènes constituées d'un seul matériau dont on connaît la loi de comportement élasto-plastique. Malheureusement, dans le cas d'une loi élasto-plastique (avec érouissage isotrope et dépendance à la vitesse de déformation) pour les peaux et d'une âme orthotrope élastique, la détermination du domaine de plasticité devient très problématique. Par ailleurs, dans la mesure où la structure de l'aube étudiée n'est pas

parfaitement périodique, les épaisseurs des peaux et de l'âme varient le long de l'aube et chaque cellule doit être homogénéisée individuellement. La construction d'un domaine de plasticité généralisé pour chaque cellule rend cette méthode irréalisable.

En conclusion, seuls les modèles **m1** et **m2** sont retenus pour la phase de comparaison au modèle creux et de validation. Pour ces deux modèles créés par homogénéisation séparée, le calcul analytique des caractéristiques effectives de chaque motif en oméga supposé localement périodique peut facilement être automatisé à partir d'un maillage Eléments Finis du modèle creux initial.

#### II.1.4 Domaine de validité et extension à la dynamique

Les techniques d'homogénéisation présentées, et d'une manière générale, ne s'appliquent que dans un cadre particulier. En effet, elles ne sont valables qu'en petites déformations, ne prenant pas en compte le flambage des raidisseurs par exemple, pour des structures parfaitement planes présentant une réelle périodicité unidirectionnelle et une uniformité de la structure du raidissage. Or, la géométrie de l'aube étudiée, qui n'est pas périodique, et les sollicitations lors du phénomène de la perte d'aube sortent complètement de ce domaine de validité théorique. Néanmoins, il s'agit de trouver, dans un contexte industriel, un modèle simplifié d'aube creuse permettant d'obtenir des résultats numériques satisfaisants dans des temps de calcul raisonnables pour le bureau d'études.

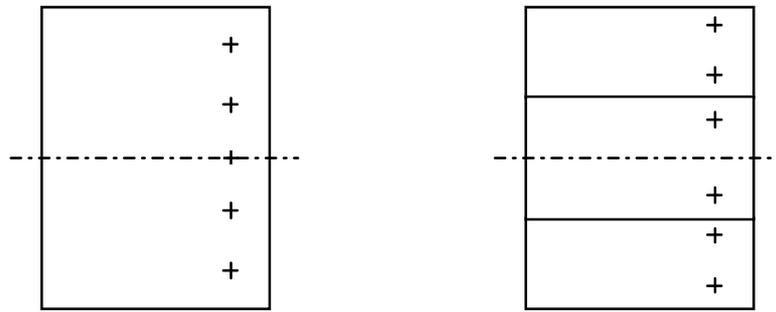
En outre, si l'homogénéisation propose les caractéristiques équivalentes statiques de l'âme (raideur) pouvant être étendues à la dynamique, il est nécessaire de déterminer la densité de la zone raidie. La densité moyenne de cette zone dans le modèle d'aube creuse est calculée puis appliquée sur toute l'âme équivalente. Cette hypothèse permet de simplifier la mise en œuvre des modèles homogénéisés en ne calculant pas la masse réelle de chaque cellule élémentaire, mais risque localement de modifier la répartition de masse dans l'aube.

## II.2 Développements et mise en œuvre de l'élément multicouche

La construction du modèle homogénéisé **m2** nécessite la programmation d'un élément de coque multicouche avec intégration dans l'épaisseur. Celui-ci se base sur de l'élément de coque homogène Q4GS de Plexus issu de la simplification de la formulation de l'élément de coque q4γ24de Batoz [Batoz, 1992] (cf. Annexe 1). Cet élément quadrangulaire possède six degrés de liberté par nœuds (trois translations et trois rotations). Le calcul des forces internes est effectué sur quatre points d'intégration dans le plan et cinq dans l'épaisseur, afin de bien prendre en compte la plastification dans la section (le même élément avec seulement trois points d'intégration peut également être utilisé dans le cas de l'élasticité pour réduire les temps de calcul. Néanmoins, en plasticité, les résultats sont moins bons qu'avec cinq points). Le principe de l'élément multicouche est d'intégrer les contraintes dans l'épaisseur en tenant compte des différentes couches, c'est-à-dire des différents matériaux disposés selon différentes épaisseurs. Par commodité, l'élément est appelé par la suite Q4GM.

### II.2.1 Choix des points d'intégration dans l'épaisseur

Les caractéristiques de l'élément multicouche résident dans la présence de trois couches dont les épaisseurs respectives sont variables et de la non-linéarité du comportement des couches. Pour simplifier la programmation, on se limite à l'utilisation exclusive de trois couches dans l'épaisseur, même si la méthodologie peut se généraliser à un nombre quelconque de couches. L'intégration est réalisée avec deux points d'intégration par couche (figure 41).



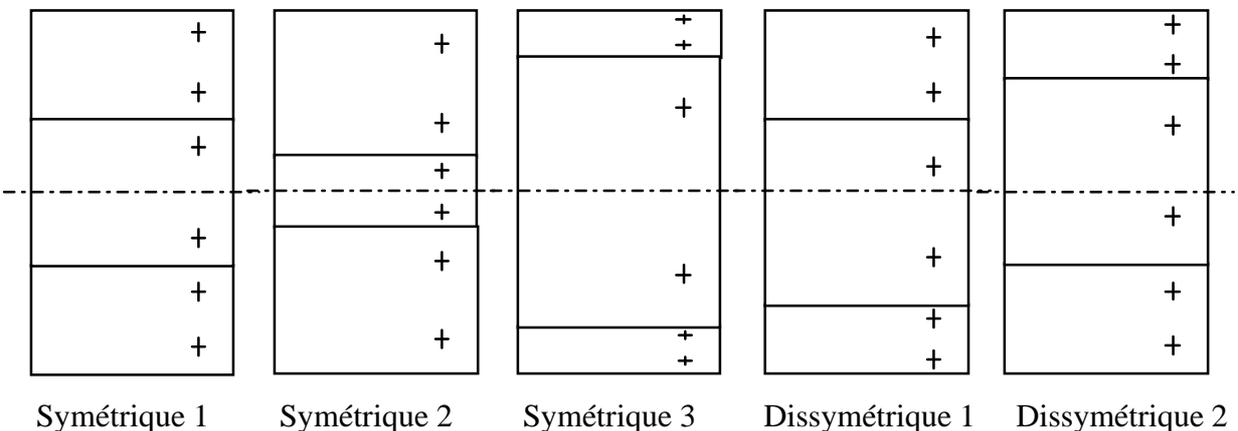
**figure 41** *Coque homogène 5 points de Gauss / Coque multicouche 6 points de Gauss*

### II.2.2 Validation de l'implémentation

L'élément Q4GM étant implémenté, la validation s'effectue en le comparant à l'élément Q4GS de référence. Pour cela, les trois couches sont supposées être constituées d'un même matériau isotrope élasto-plastique. Pour l'élément Q4GS, les simulations sont réalisées avec trois et cinq points de Gauss. Pour l'élément Q4GM, plusieurs configurations sont étudiées en faisant varier les épaisseurs de couche pour évaluer l'influence de la position des points d'intégration dans l'épaisseur (figure 42) :

- le modèle symétrique 1 possède trois couches d'épaisseurs voisines,
- le modèle symétrique 2 possède une couche centrale très fine et deux couches externes épaisses,
- le modèle symétrique 3 possède une couche centrale très épaisse et deux couches externes fines,
- le modèle dissymétrique 1 possède une couche inférieure fine et les deux autres couches d'épaisseurs voisines,
- le modèle dissymétrique 2 possède une couche supérieure fine et les deux autres couches d'épaisseurs voisines.

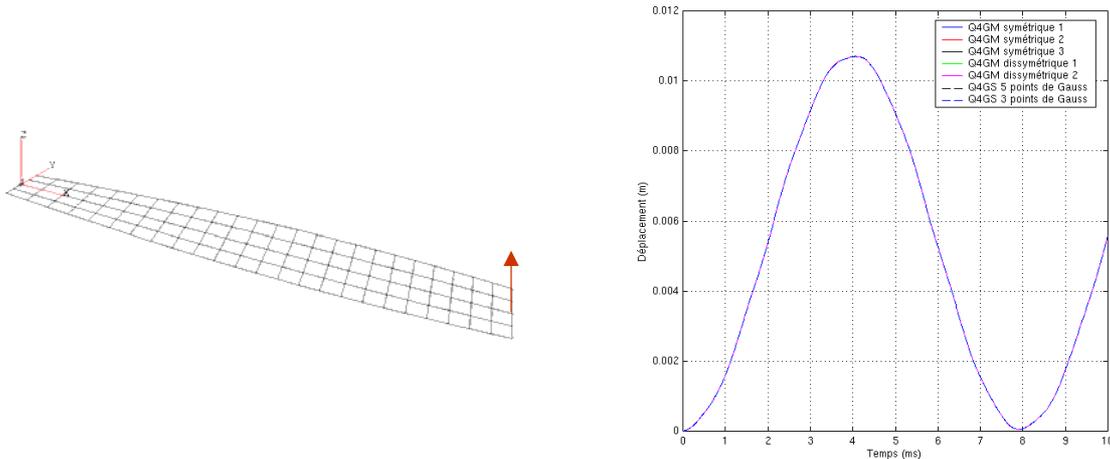
La répartition des épaisseurs au sein de l'aube se rapproche essentiellement du cas symétrique 1 et dans certaines zones du cas symétrique 3, c'est-à-dire que les trois couches sont d'épaisseurs voisines ou que la couche centrale est plus épaisse. D'une manière générale les deux peaux ont la même épaisseur. Néanmoins, les autres configurations peuvent être présentes localement, en particulier aux extrémités.



**figure 42** *Différentes configurations du modèle en coque multicouche.*

### a. Elasticité

Ce premier cas-test, classiquement utilisé pour vérifier la stabilité des éléments de coque [Macneal, 1985], permet de valider le comportement de l'élément Q4GM en élasticité. Il est constitué d'une poutre vrillée encastée à une extrémité et où un effort nodal constant est appliqué à l'autre extrémité (figure 43). On s'intéresse au déplacement de l'extrémité où est appliqué l'effort en fonction du temps (figure 43). Les cinq différentes configurations de l'élément Q4GM donnent les mêmes résultats que ceux de l'élément Q4GS et de la solution analytique.



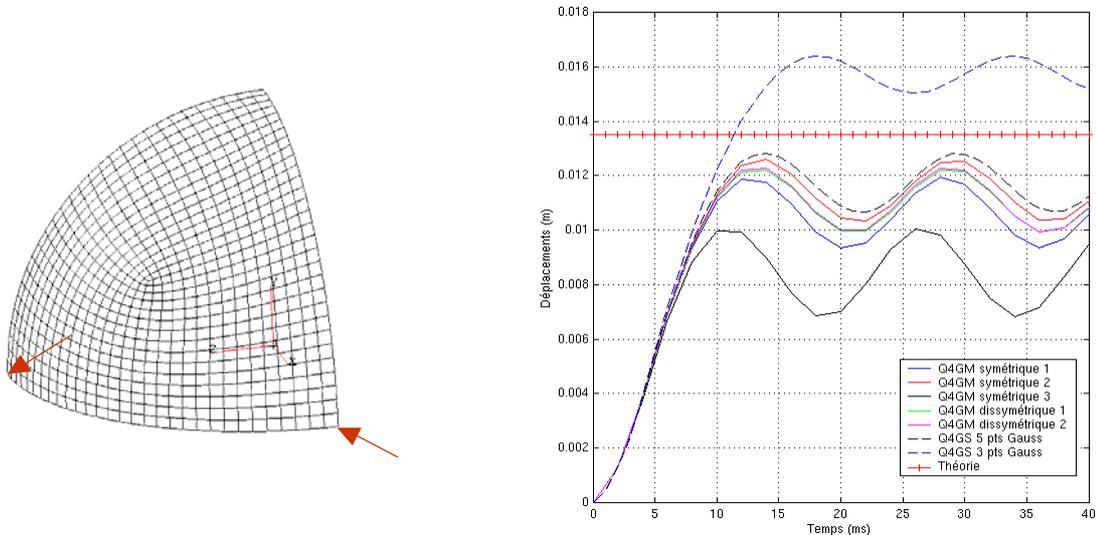
**figure 43** Poutre vrillée en flexion – modèle et résultat.

### b. Plasticité

Le second cas-test se compose d'une sphère mince (rapport diamètre/épaisseur  $\approx 100$ ) élasto-plastique sur laquelle s'applique un effort constant de compression sur un diamètre et un effort de traction de même norme sur un autre diamètre (figure 44). Par symétrie, seul  $1/8^{\text{ème}}$  de la sphère est maillé. On s'intéresse au déplacement du nœud sur lequel s'applique l'effort de traction en fonction du temps.

Par rapport à la solution de référence, non analytique mais obtenue numériquement avec un modèle volumique finement discrétisé [Zeng,1998], les résultats obtenus avec l'élément Q4GS pour trois et cinq points d'intégration dans l'épaisseur donnent respectivement un déplacement supérieur et inférieur (figure 44) ; le modèle avec cinq points d'intégration est jugé meilleur. Les résultats obtenus avec l'élément Q4GM pour les modèles symétriques 1 et 2 et dissymétriques 1 et 2 donnent des déplacements inférieurs à la solution théorique, indiquant une plus grande rigidité. Ils restent néanmoins proches de ceux de l'élément Q4GS à cinq points d'intégration.

En revanche, le modèle symétrique 3 avec des couches externes très fines est beaucoup plus raide (valeur du déplacement et fréquence d'oscillation par rapport à la solution stabilisée). Dans cette application, la flexion domine par rapport à l'effet de membrane et de cisaillement : la raideur du modèle dépend fortement du nombre et de la position des points d'intégration dans l'épaisseur. Le modèle symétrique 3 ne présente donc pas, dans ce cas-test sévère pour les éléments de coque, une distribution des points d'intégration dans la section permettant d'estimer correctement l'évolution de la plastification.



**figure 44** *Hémissphère pincée élasto-plastique – modèle et résultat.*

### II.2.3 Conclusions

L'élément multicouche avec plastification dans les couches en configuration purement isotrope possède un comportement identique à celui de la coque homogène de référence dans le cas élastique. En plasticité, les résultats obtenus avec cet élément sont globalement assez proches de ceux de la coque homogène. Si les épaisseurs des couches sont très disproportionnées, des différences notables peuvent apparaître par rapport à la coque homogène traditionnelle et à la solution théorique. Ainsi, à l'exception de ces configurations extrêmes, l'élément multicouche peut convenablement être utilisé dans la suite de l'étude.

La configuration avec des peaux externes très fines étant néanmoins présente dans le modèle d'aube homogénéisée en coque multicouche, les écarts constatés en comportement plastique pourront produire des différences sur la réponse de ce modèle par rapport aux autres modèles d'aube étudiés.

## II.3 Application de l'homogénéisation aux structures creuses

Le but est d'appliquer finalement l'homogénéisation sur l'aube creuse et d'intégrer les modèles homogénéisés dans le celui du démonstrateur. Les modèles d'aubes homogénéisés **m1** et **m2** sont donc construits. Avant de simuler la perte d'aube sur le démonstrateur avec les deux modèles d'aube homogénéisée, des études préliminaires sur des géométries creuses simplifiées sont réalisées pour valider la méthode retenue.

### II.3.1 Construction du modèle d'aube creuse

Une coupe transversale des trois modèles d'aube est présentée sur la figure 45. Afin de limiter le nombre de degrés de liberté du modèle **m1**, chacune des couches ne possèdent qu'un seul élément dans l'épaisseur. Les deux peaux sont discrétisées à l'aide d'éléments CUB8 à 8 points de Gauss et l'âme à l'aide d'élément CUBE à un point de Gauss au centre. L'utilisation d'éléments sous-intégrés CUBE est justifiée par des simulations donnant des résultats identiques pour des temps de calcul inférieurs par rapport à un modèle avec l'âme maillée en éléments CUB8.

Etant donné que la géométrie de l'aube creuse ne présente pas une parfaite périodicité du raidissage, les caractéristiques de l'âme orthotrope équivalente sont calculées sur chaque

cellule. Les valeurs des modules d'Young calculées dans les trois directions sont représentées sur la figure 46. Il apparaît qu'à l'exception des zones situées proches des bords (bords d'attaque et de fuite, pied de l'aube) les valeurs des modules d'Young de l'âme homogénéisée sont du même ordre de grandeur. De plus, elles sont en moyenne 100 inférieures à la valeur du module d'Young du matériau des peaux.

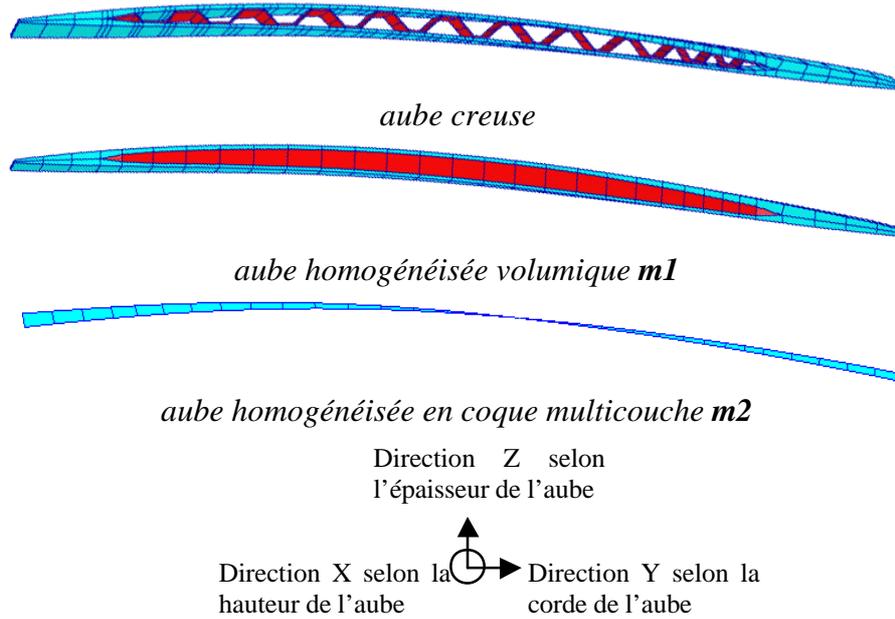


figure 45 Coupes transversales des trois modèles d'aube.

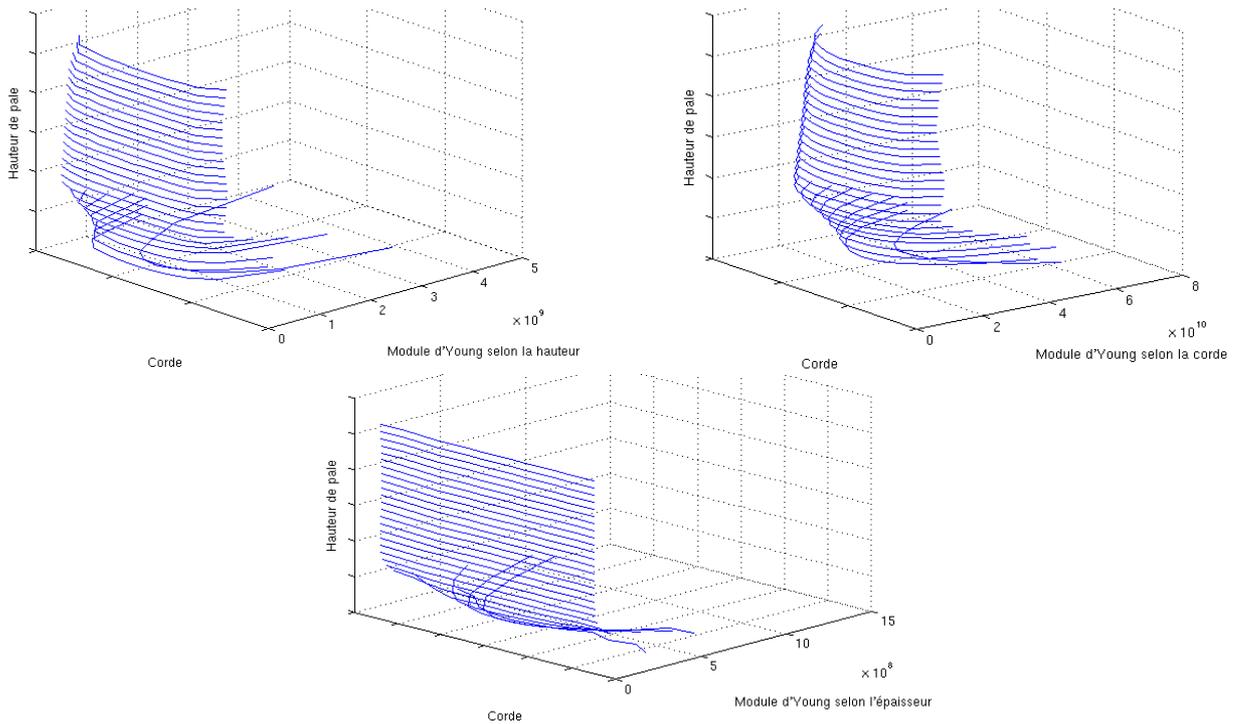
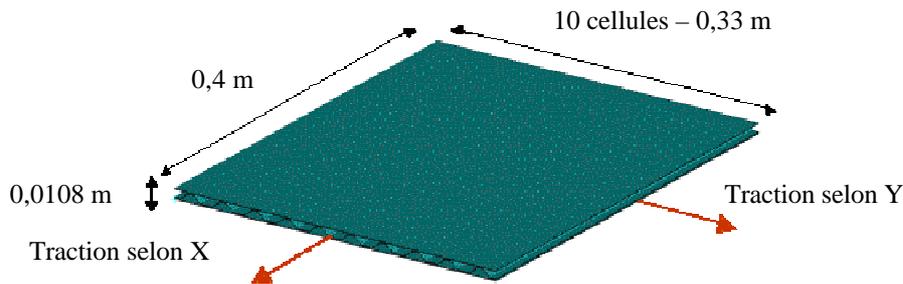


figure 46 Evolutions des modules d'Young de l'âme dans l'aube.

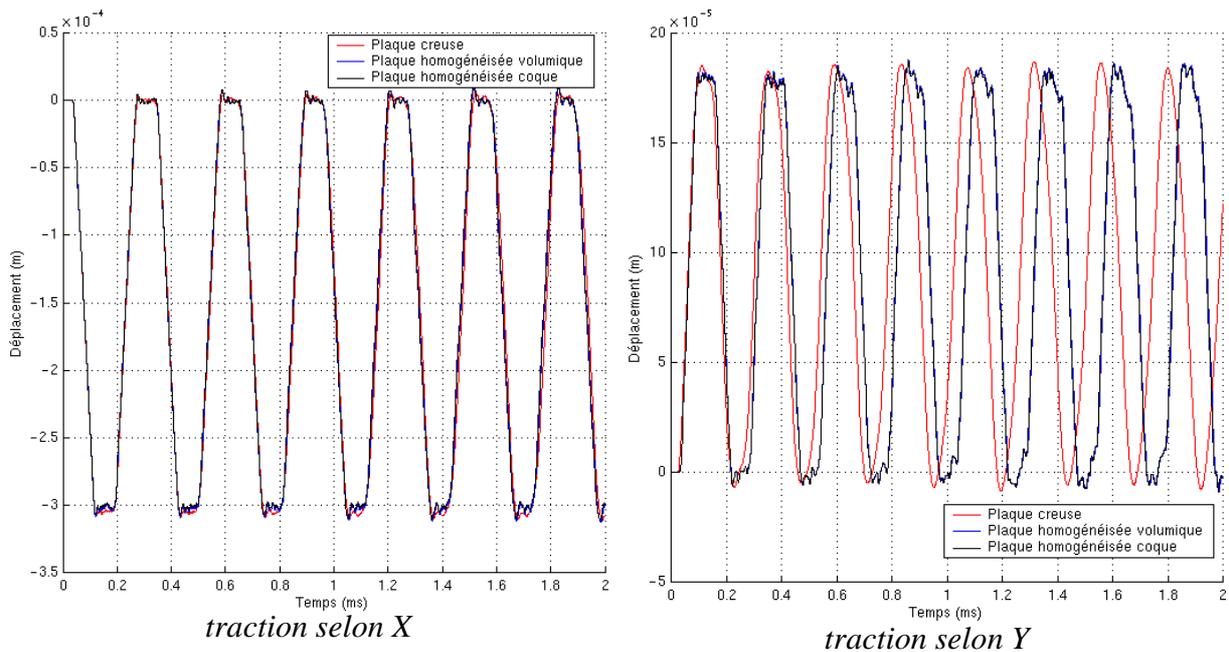
### II.3.2 Validation sur un cas-test académique en élasticité

La première étude préliminaire consiste à appliquer les méthodes d'homogénéisation à une plaque plane parfaitement périodique afin de comparer le comportement en élasticité par rapport à la géométrie creuse initiale correspondante.

La plaque plane dont le raidissage en oméga est parfaitement périodique est soumise à un effort de traction selon les sections de normale orientée selon les deux directions X et Y du plan médian, la section opposée étant encastree. Le motif de raidisseur possède des paramètres géométriques caractéristiques du modèle d'aube creuse. Afin de s'affranchir des effets de bords, la plaque comprend dix cellules dans sa largeur et on s'intéresse au déplacement d'une section située au milieu de la plaque (figure 47).



**figure 47** *Plaque avec raidissage interne en traction selon les deux directions du plan.*



**figure 48** *Déplacements selon les directions X et Y des modèles creux, homogénéisé volumique m1 et homogénéisé en coque multicouche m2.*

Pour la traction dans la direction X, qui est la direction de l'invariance du raidissage, les déplacements des modèles homogénéisés **m1** et **m2** sont égaux à ceux du modèle creux initial (figure 48). Ce résultat n'est pas surprenant dans la mesure où le module d'Young calculé de l'âme homogénéisée dans cette direction provient de la loi des mélanges et représente donc

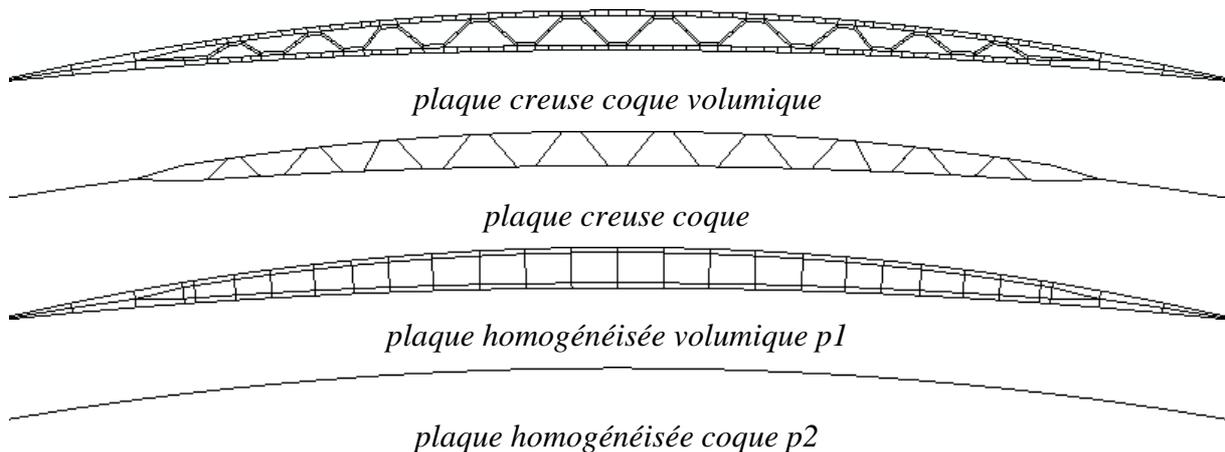
bien la raideur du modèle creux. Pour la traction dans la direction Y, qui est la direction de la périodicité du raidissage, les différences sur l'amplitude et la fréquence d'oscillation des déplacements des deux modèles homogénéisés montrent que les modèles homogénéisés sont plus souples. Comme la masse de l'âme est uniforme et conservée, la raideur donc le module d'Young sont trop faibles. L'erreur sur la fréquence d'oscillation est inférieure à 2,5%, donc l'erreur en module d'Young est inférieure à 7% environ (module d'Young homogène au carré de la fréquence). Cependant, le modèle Eléments Finis de la plaque creuse ne comporte que deux éléments linéaires dans les segments diagonaux du raidissage. Ainsi, il est légèrement trop raide en ne représentant pas exactement la flexion de ces segments, et les écarts ne proviennent pas uniquement de l'homogénéisation. En définitive, les modèles homogénéisés corrélaient assez bien le modèle creux en élasticité.

### II.3.3 Validation sur une géométrie d'aube simplifiée

Cette seconde étude préliminaire est menée sur une plaque creuse bombée, dont la structure du raidissage est basée sur une coupe transversale caractéristique de l'aube creuse simplifiée : les épaisseurs des deux peaux sont égales et le raidissage non-périodique est symétrique. La hauteur de la plaque satisfait également aux dimensions caractéristiques de l'aube creuse. En dehors des modèles correspondant aux modèles d'aube creuse, d'aube homogénéisée **m1** et **m2**, un modèle creux tout en coque est construit (la figure 49). Ce dernier permet également de mieux évaluer le comportement du modèle initial d'aube creuse.

La base de la plaque est encastree et le sommet est soumis à des efforts répartis simulant l'impact sur le carter et qui provoquent une flexion globale avec plastification. La comparaison s'effectue sur la déformée des structures au cours du temps, en deux étapes.

Dans un premier temps, on s'affranchit de l'homogénéisation en considérant des modèles homogènes purement isotropes. Ainsi, seuls des modèles dérivés des modèles homogénéisés p1 et p2 sont utilisés car les deux modèles creux n'ont pas d'équivalents. La discrétisation du modèle homogénéisé en coque est réalisée en éléments de coque multicouche Q4GM, mais peut également être réalisée en éléments de coque homogène Q4GS pour ce cas isotrope, en vue de confronter les deux approches. Dans un second temps, la comparaison est réalisée sur les 4 modèles creux et homogénéisés.

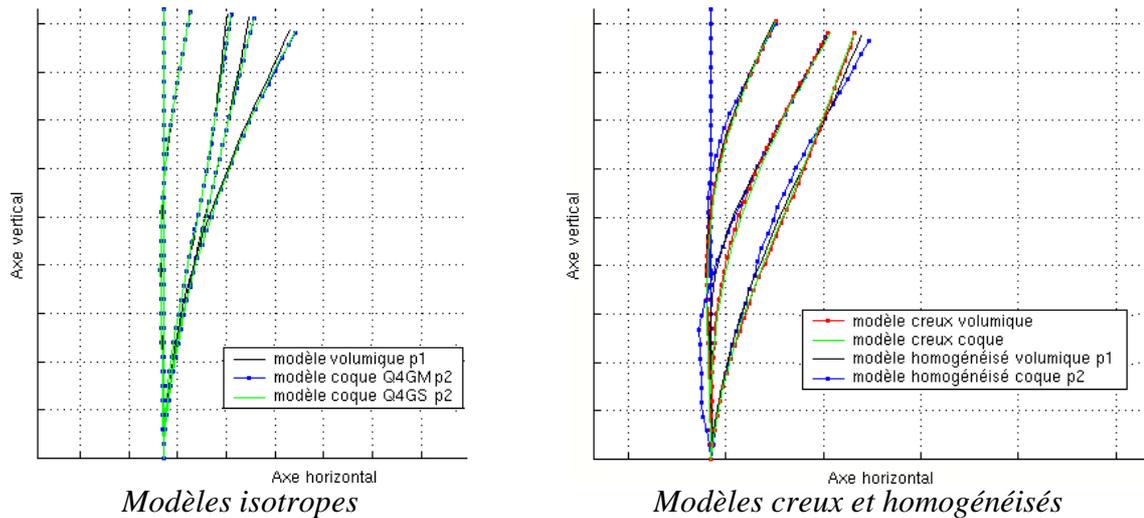


**figure 49** Coupes transversales des 4 modèles simplifiés d'aube.

Les résultats sont présentés en figure 50. Ils montrent tout d'abord que les deux modèles creux ont des comportements quasiment identiques. Ceci montre alors que, malgré la

superposition de coque dans l'épaisseur, le modèle initial d'aube creuse produit des résultats cohérents. Par ailleurs, le modèle homogénéisé volumique p1 est légèrement plus raide que les modèles en coque p2 dans les cas isotrope et homogénéisé. Enfin, les deux modèles homogénéisés sont plus souples que les modèles creux.

Il apparaît alors d'une part que le changement de discrétisation entre le modèle d'aube creuse et les modèles homogénéisés introduit un peu de souplesse, en particulier pour le modèle en coque multicouche et d'autre part, que l'homogénéisation réalisée, qui n'est pas parfaite, introduit également de la souplesse.



**figure 50** Comparaison de la flexion des modèles simplifiés d'aube.

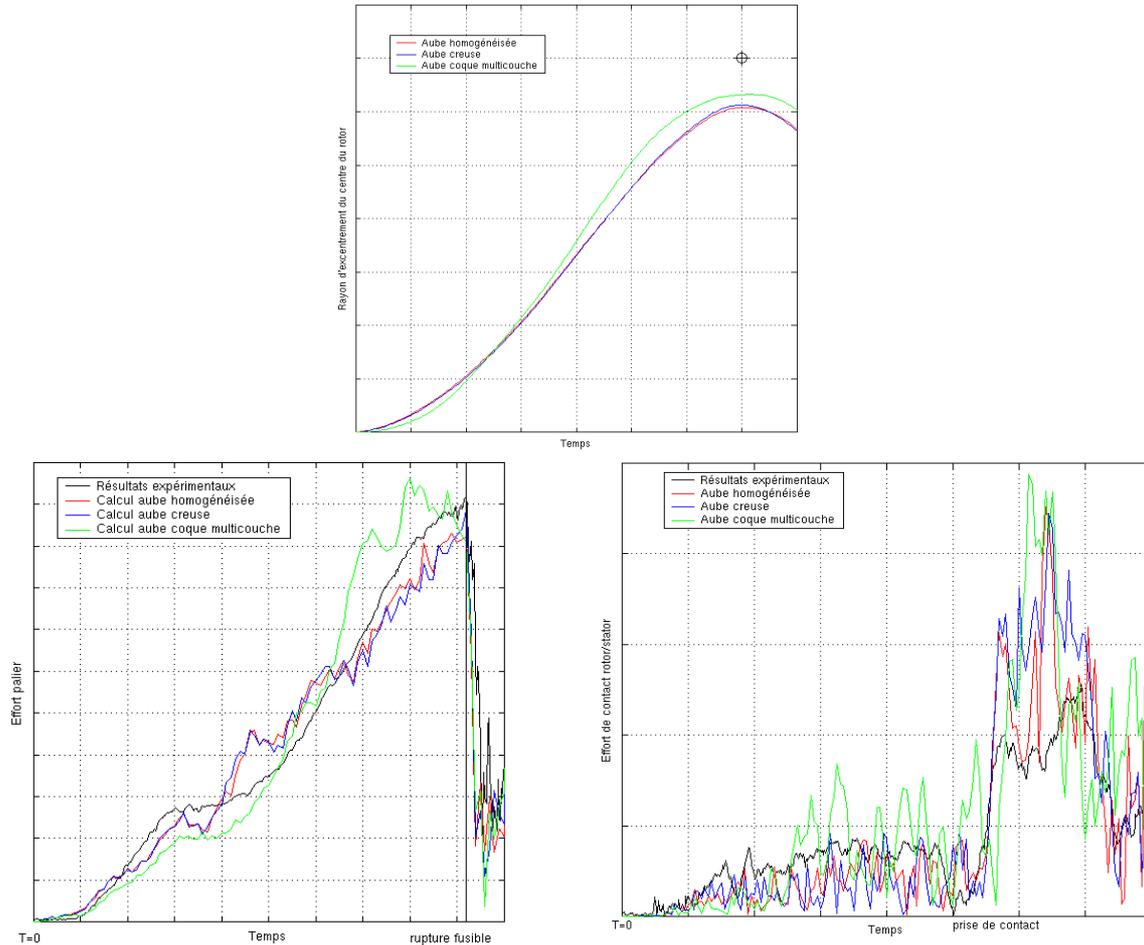
## II.4 Application au calcul de pointe avant de moteur

Les modèles d'aube homogénéisée sont intégrés dans le modèle du démonstrateur. L'objectif est de quantifier l'influence des nouveaux modèles d'aube sur le comportement global de la structure par rapport aux résultats présentés au chapitre 2 obtenus avec le modèle initial d'aube creuse. Par la suite, le modèle de démonstrateur avec des aubes homogénéisées volumiques est simplement appelé modèle volumique, le modèle de démonstrateur avec des aubes homogénéisées en coque multicouche est appelé modèle coque et le modèle initial de démonstrateur est appelé modèle creux.

### II.4.1 Comparaisons des résultats

Les comparaisons s'effectuent sur les grandeurs caractéristiques du comportement d'ensemble et utiles au dimensionnement des composants : l'orbite du rotor, l'effort au premier support palier et l'effort de contact rotor / stator au niveau de l'appui booster.

Pour le modèle volumique, les trois résultats étudiés sont quasiment identiques à ceux du modèle creux. Ainsi, les différences avec l'essai pour ces deux modèles s'expliquent essentiellement par la modélisation simplifiée des autres composants. Pour le modèle coque, des écarts apparaissent, en particulier au niveau de l'orbite maximum du rotor et de l'effort au palier. Ces écarts peuvent provenir d'une différence de comportement en flexion des aubes adjacente et suiveuse, qui va modifier la position du centre de gravité du rotor et entraîner une augmentation de l'orbitage et des efforts au support palier.



**figure 51** *Comparaison des grandeurs globales entre les différents modèles complet.*

#### II.4.2 Gain en temps de calcul

Le modèle creux comprend environ 100 000 éléments et 140 000 nœuds, soient environ 500 000 degrés de liberté. Afin de réduire les temps de calcul, le choix avait été fait de prendre un maillage plus grossier pour les aubes adjacente et suiveuse par rapport à celui de l'aube lâchée.

Le modèle volumique comporte quant à lui environ 90 000 éléments et 120 000 nœuds, soient environ 420 000 degrés de liberté. Par souci de simplification de mise en œuvre, les trois aubes présentent le même maillage, celui de l'aube lâchée. Le modèle coque comporte environ 70 000 éléments et 100 000 nœuds, soient environ 350 000 degrés de liberté. La finesse de maillage des aubes dans le sens de la corde et de la hauteur est identique à celle du modèle volumique. Le gain sur le nombre de degrés de liberté par rapport au modèle creux est d'environ 15% pour le modèle volumique et d'environ 30 % pour le modèle coque. Il aurait été supérieur à 20% et 35 % respectivement à finesse équivalente des maillages d'aube. Ces pourcentages incluent également les simplifications sur les maillages du disque et des fausses aubes réalisées pour les deux modèles homogénéisés (tous les autres composants conservent leur maillage initial).

En outre, le pas de temps de stabilité, imposé dans les trois modèles par un élément de l'aube lâchée, est 1,5 fois plus grand pour le modèle volumique et est 8 fois plus grand pour le modèle coque, en début de calcul où les éléments sont non déformés. Le gain théorique, si les

éléments ne se déformaient pas et le pas de temps n'évoluait pas, serait alors de 33% et 85% respectivement.

Avec ces considérations sur les différence entre le nombre de degrés de liberté et la valeur du pas de stabilité, le gain en temps de calcul sur 1,25 tour moteur (17,5ms de temps physique) est de **40% pour le modèle volumique** et de **70% pour le modèle coque**. L'ensemble de ces résultats est rapporté dans le tableau 1

	<b>Modèle creux</b>	<b>Modèle homogénéisé volumique</b>	<b>Modèle homogénéisé coque</b>
<b>Nombre d'éléments</b>	100 000	90 000	70 000
<b>Nombre de nœuds</b>	140 000	120 000	100 000
<b>Nombre de d.d.l.</b>	500 000	420 000	350 000
<b>Gain en nombre de d.d.l.</b>	-	<b>15%</b>	<b>30%</b>
<b>Gain sur le pas de stabilité</b>	-	<b>~ 1,5</b>	<b>~ 8</b>
<b>Gain en temps de calcul</b>	-	<b>40%</b>	<b>70%</b>

**tableau 1** Comparaison des tailles des modèles complets et gains en temps de calcul.

## **II.5 Comparaison des comportements des modèles d'aube homogénéisée et d'aube creuse**

Les comparaisons précédentes laissent apparaître que les modèles d'aube homogénéisée permettent d'obtenir des résultats relativement satisfaisants en réduisant les temps de calcul. Il est à présent intéressant d'étudier plus en détail les différences de comportement local des aubes. Ceci permettra de mettre en évidence les limites de l'homogénéisation ainsi que d'expliquer les différences sur le comportement global.

La première étude consiste à comparer les modèles d'aube en analyse modale, puis lors de simulations explicites mettant en jeu les trois comportements identifiés de l'aube en perte d'aube. Pour les deux types d'analyse, une première étape utilise les modèles pouvant être rendus purement isotropes et une seconde étape compare les modèles creux et homogénéisés. Les trois modèles d'aube homogène considérés dans un cas parfaitement isotrope sont :

- le premier modèle, noté **i1**, qui est une aube volumique géométriquement identique au modèle **m1** mais dont l'âme est désormais constituée du même matériau élasto-plastique que les peaux,
- le second modèle, noté **i2**, qui est une aube en coque multicouche Q4GM géométriquement identique au modèle **m2** mais dont l'âme est constituée du même matériau élasto-plastique que les peaux,
- le troisième modèle, noté **i3**, qui est une aube en coque homogène Q4GS.

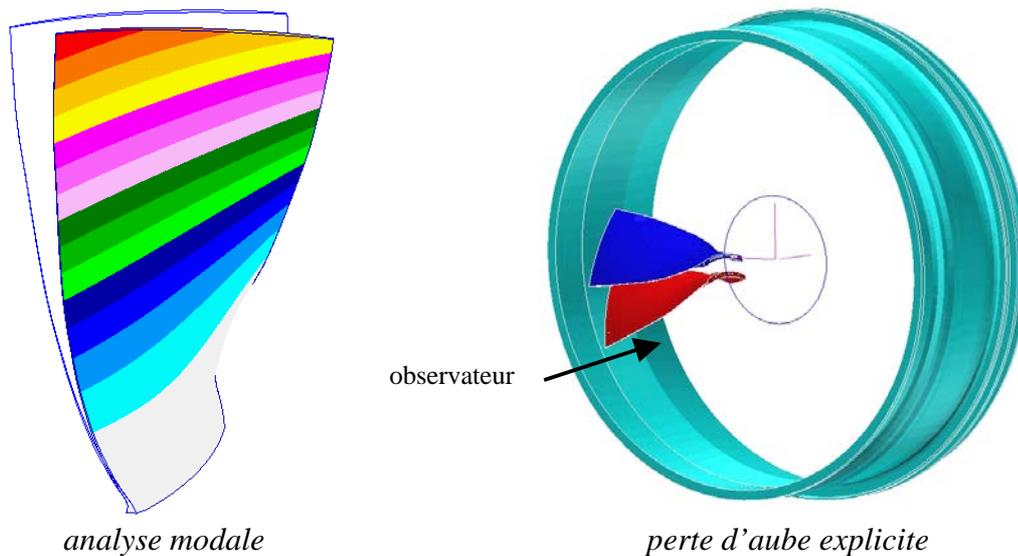
L'analyse modale est réalisée à l'aide du code implicite Samcef [Samtech, 2002] sur une aube encastree en son pied et en rotation. Les conditions sont choisies de la sorte, car

elles correspondent approximativement à celles des aubes accrochées au disque et entraînées en rotation. Or ce sont les premiers modes en rotation (notamment de flexion et de torsion) qui sont sollicités dans la réponse : tout d'abord dans le calcul de précontraintes, puis lors de l'impact et de la vibration des aubes frotteuses. Les éléments constituant l'aube sont quadratiques afin d'obtenir un comportement plus réaliste. Un exemple de mode 1F (premier mode de flexion) de l'aube encastrée en pied et sous chargement centrifuge est montré en figure 52. La comparaison s'effectue sur les 30 premiers modes propres. Le MAC (Modal Assurance Criterion) permet de déterminer le niveau de corrélation entre deux bases modales en quantifiant l'erreur sur leurs déformées [Allemand, 1983]. Ce critère étant sous forme d'un produit scalaire normé, plus il est proche de 1 plus les déformées modales sur l'ensemble de la pale sont proches.

$$\text{MAC}_{ij} = \left( \frac{\Phi_1^i \cdot \Phi_2^j}{\|\Phi_1^i\| \cdot \|\Phi_2^j\|} \right)^2 \text{ avec } \begin{array}{l} \Phi_1^i \text{ le } i^{\text{ème}} \text{ mode calculé avec le modèle 1} \\ \Phi_2^j \text{ le } j^{\text{ème}} \text{ mode calculé avec le modèle 2} \end{array}$$

En perte d'aube explicite, les comparaisons s'effectuent sur des géométries simplifiées :

- pour les aubes lâchée et adjacente, le modèle simplifié comporte les deux aubes ainsi que le carter, comme lors de la détermination des plans de fragmentation de l'aube lâchée (figure 52). La séquence de fragmentation de l'aube lâchée creuse est également appliquée sur les aubes homogénéisées.
- pour les aubes frotteuses, le modèle comporte une seule aube dont le pied est entraîné en rotation et le carter légèrement excentré afin de provoquer un contact.

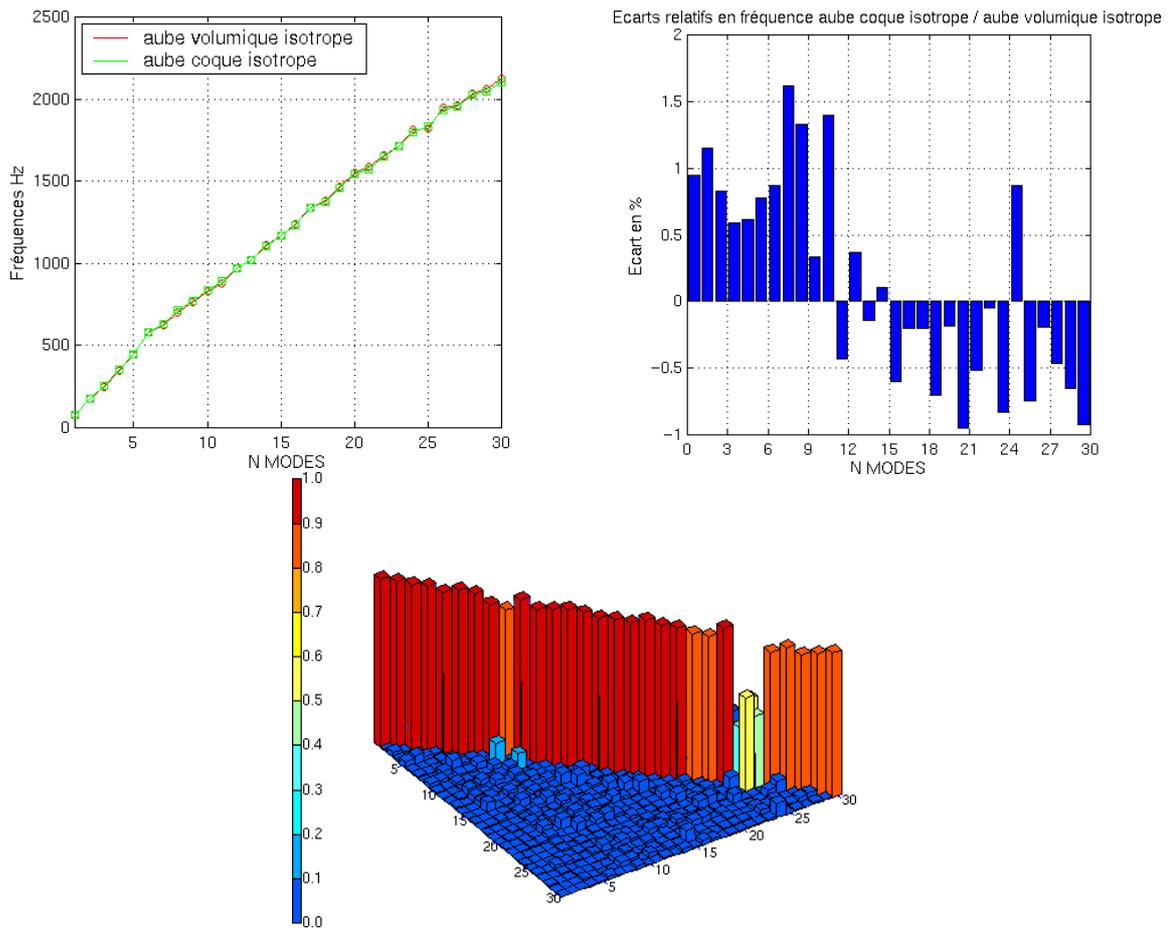


**figure 52** Modèles pour la validation de l'aube homogénéisée.

### II.5.1 Analyse modale des modèles isotropes

Conformément aux remarques déjà observées avec l'élément Q4GM, les deux modèles en coque **i2** et **i3** sont parfaitement identiques, car en analyse modale le comportement est élastique. Les modèles volumique **i1** et surfacique **i2** présentent également des comportements vibratoires très proches (figure 53). A l'exception des 24 et 25<sup>ème</sup> modes, tous les modes sont appariés, avec une valeur du critère de MAC supérieure à 0,8 et un écart en fréquence

inférieur à 2%. Cela signifie la représentation des principaux modes de flexion et de torsion est cohérente pour les deux types de modélisation, et que seuls certains modes d'ordre élevé diffèrent.



**figure 53** Comparaison des fréquences et des modes propres entre les modèles d'aube isotrope i1 et i2.

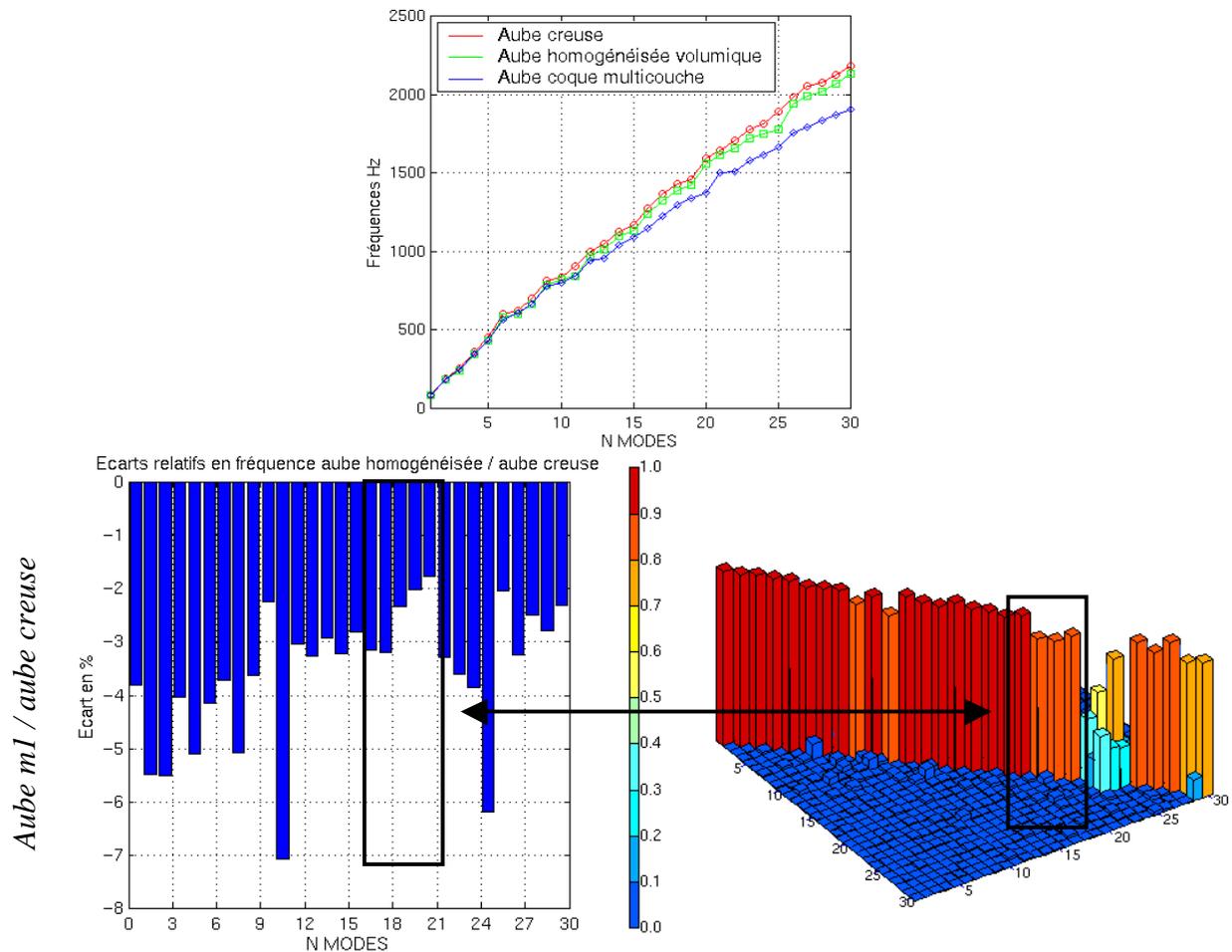
### II.5.2 Analyse modale des modèles creux et homogénéisés

Il apparaît tout d'abord que la valeur du critère de MAC pour les 30 premiers modes entre les modèles creux et homogénéisé volumique **m1** (figure 54) est supérieure à 0,8 pour les 22 premiers modes, se dégrade notamment autour du 23 au 25<sup>ème</sup> mode puis est supérieure à 0,7 au-delà du 26<sup>ème</sup> mode. Par ailleurs, l'erreur en fréquence est de l'ordre de 4,5% en moyenne sur les modes appariés, ce qui représente une différence assez faible. Sur la figure 55, la comparaison des déformées modales pour les modes mal appariés montre que celle du 23<sup>ème</sup> mode est très proche sur l'ensemble de la pale avec uniquement des différences locales sur les zones fortement déformées suffisamment significative pour faire baisser la valeur du MAC. Ce mode étant d'un ordre assez élevé avec des déformées locales complexes, il n'est pas étonnant d'obtenir ce type d'erreur après homogénéisation. Les 24<sup>ème</sup> et 25<sup>ème</sup> modes possèdent des fréquences proches et leur déformées respectives montrent que leur ordre est simplement inversé. De nouveau, des différences au niveau local modifient légèrement la fréquence du mode et perturbe la déformée.

Il apparaît ensuite sur la figure 54 que le modèle homogénéisé en coque multicouche **m2** corrèle moins bien le modèle creux et le modèle **m1**. Sur les 15 premiers modes, la valeur

du MAC est satisfaisante et l'erreur en fréquence est inférieure à 10%. En revanche, au-delà de ce mode, le comportement modal du modèle **m2** se différencie nettement et devient plus souple. Néanmoins, pour les modes 16 et 19 par exemple (figure 56), qui présentent une valeur de MAC très faible, les déformées modales ne sont pas totalement contradictoires par leur forme sur l'ensemble de la pale mais différent localement. Les écarts ne s'expliquent alors pas uniquement par l'homogénéisation proprement dite mais aussi probablement par les différences existantes entre un modèle en éléments volumiques et un modèle en coque.

De plus, pour les deux modèles homogénéisés, la densité de l'âme creuse a été répartie uniformément sur l'âme sans tenir compte des différences entre chacune des cellules de base creuse. La répartition de masse des modèles **m1** et **m2** diffère donc légèrement de celle du modèle creux. Par ailleurs, même si une attention particulière a été portée sur la détermination des épaisseurs de couche du modèle en coque **m2** à partir du modèle tridimensionnel, celle-ci peut causer d'autres écarts sur la répartition de masse et de raideur. Ces raisons n'expliquent pas toutes les différences de comportement, mais peuvent les augmenter.



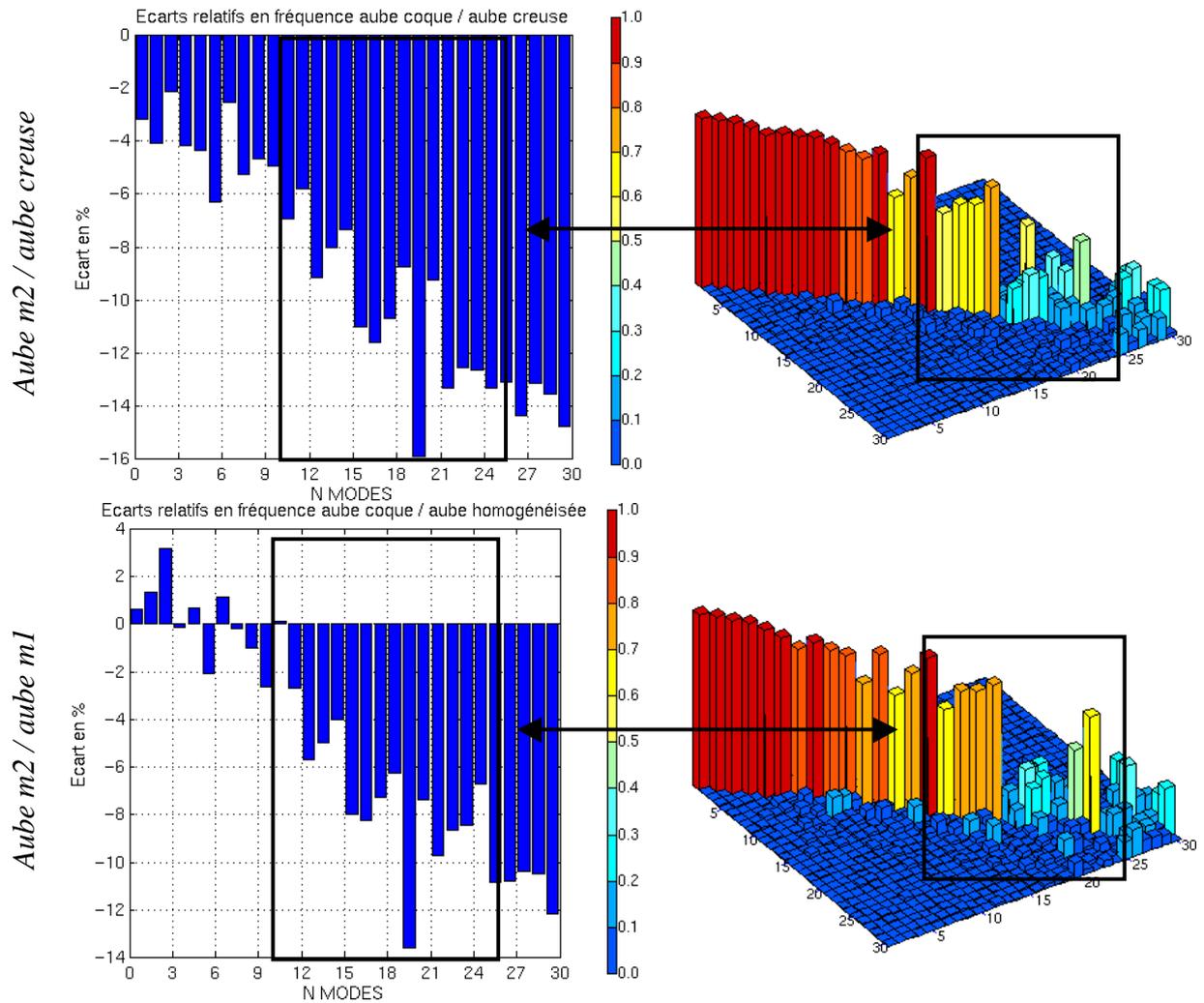
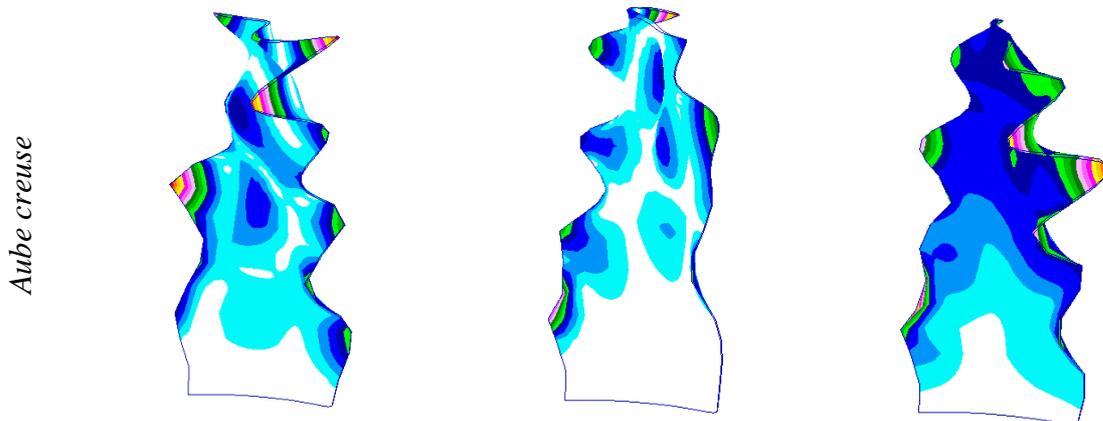
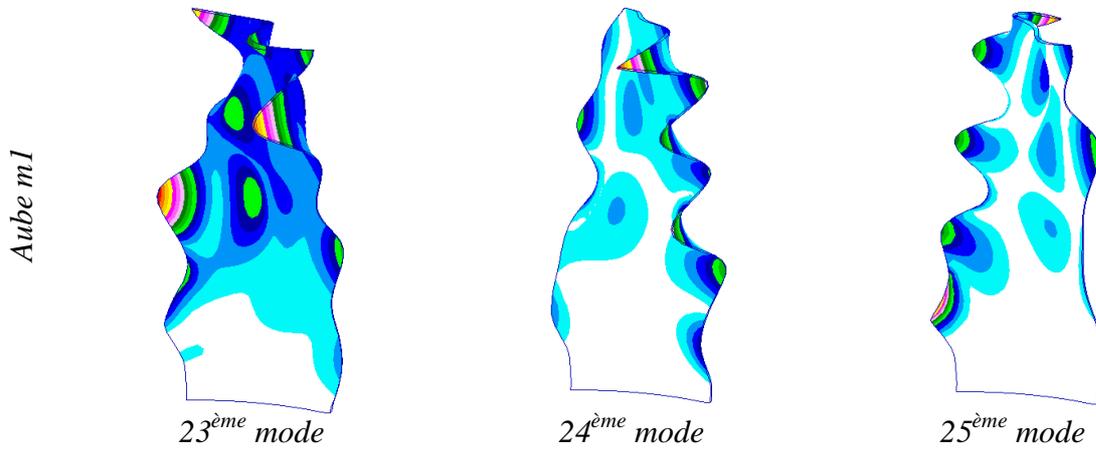
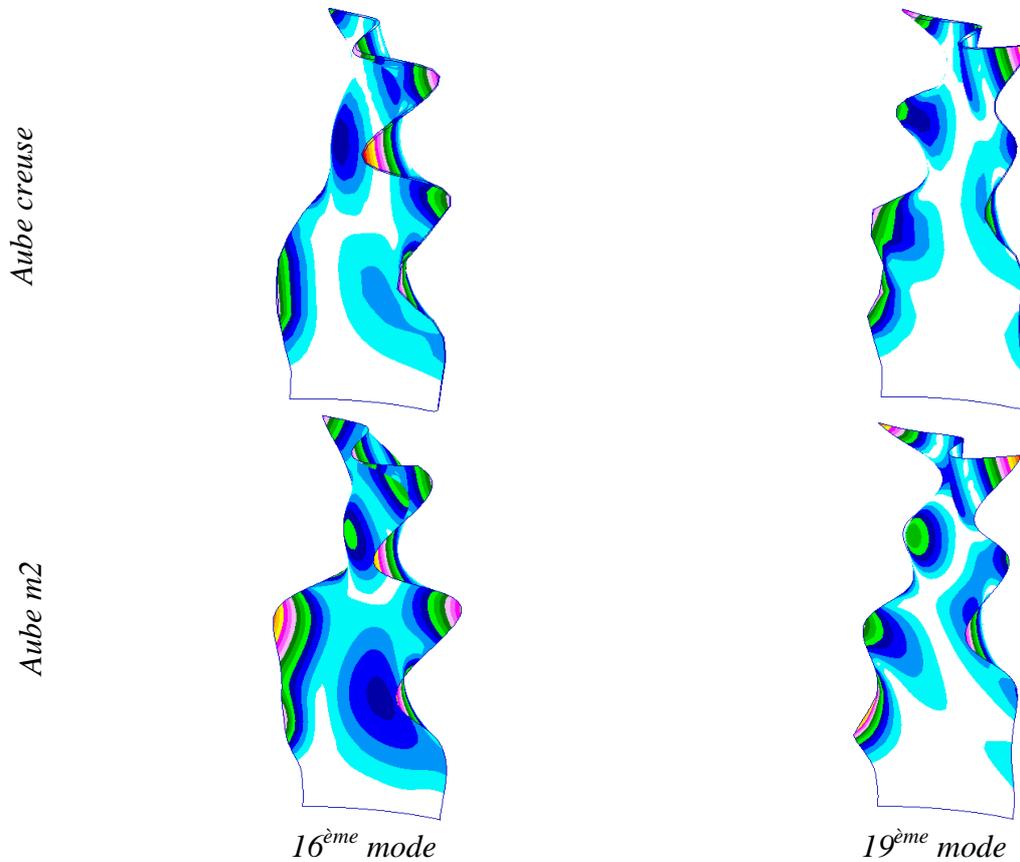


figure 54 *Comparaison des fréquences et des modes propres entre les différents modèles d'aube.*





**figure 55** *Comparaison des déformées des 23, 24 et 25<sup>ème</sup> modes de l'aube creuse et de l'aube homogénéisée volumique m1.*



**figure 56** *Comparaison des déformées des 16 et 19<sup>ème</sup> modes de l'aube creuse et de l'aube homogénéisée en coque multicouche m2.*

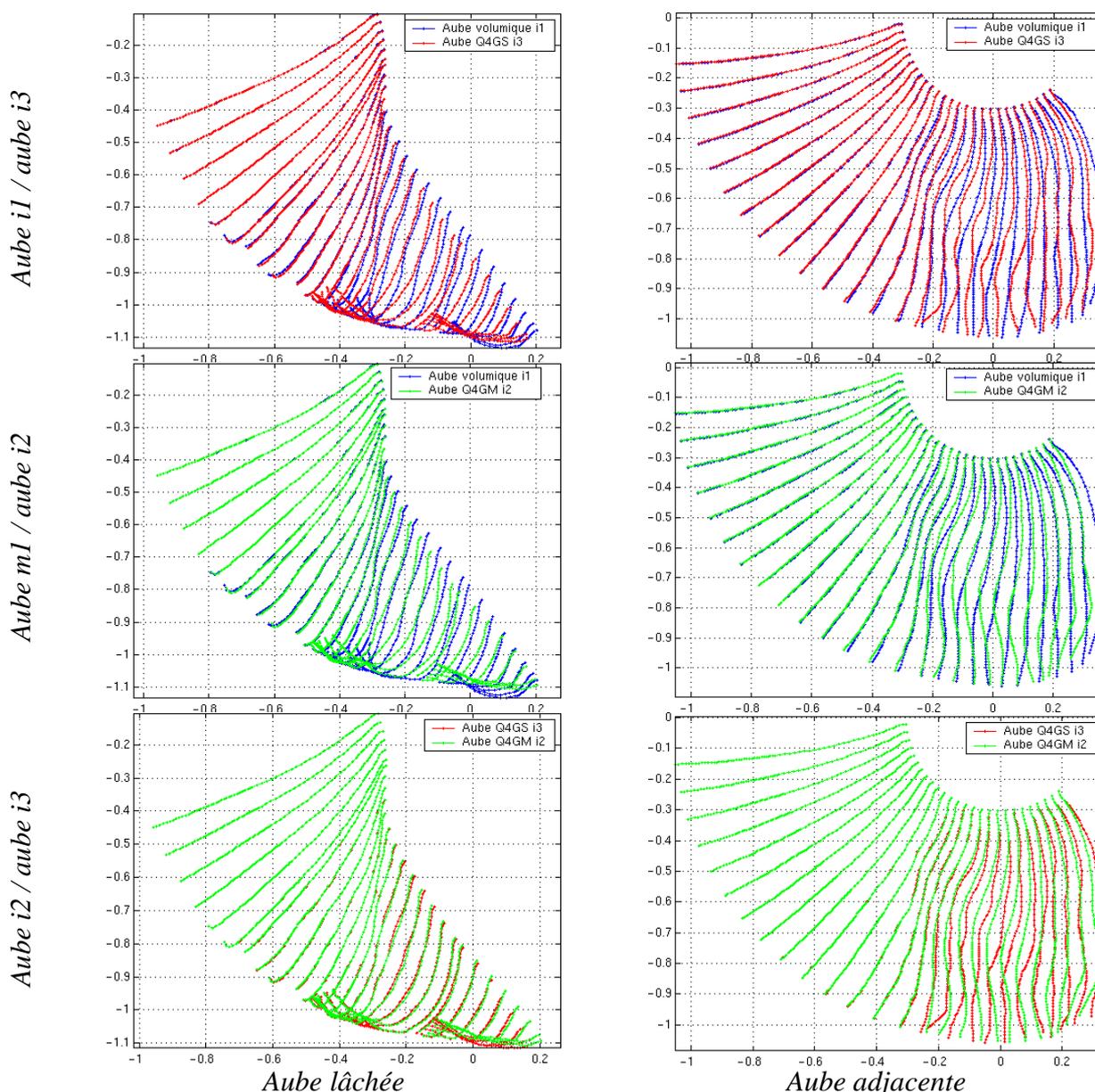
### II.5.3 Perte d'aube sur les modèles isotropes

La comparaison entre les différents modèles s'effectue sur les déformées des bords d'attaque des deux aubes au cours du temps lorsque le moteur est observé de face et sur les efforts en pied d'aube adjacente, qui traduisent les efforts transmis au reste de la structure suite à sa flexion sous l'impact de l'aube lâchée.

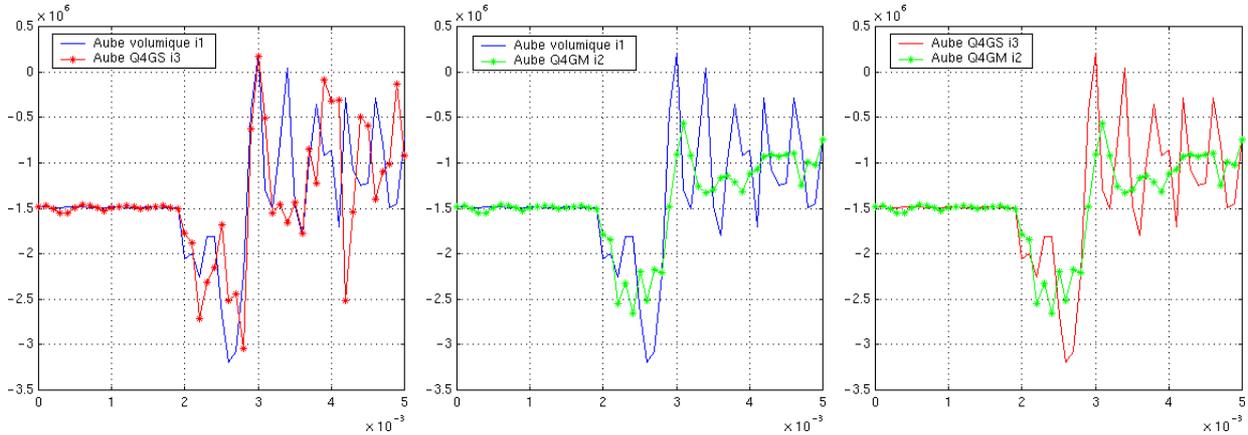
### Déformées des bords d'attaque et Efforts en pied d'aube adjacente

Les déformées de l'aube lâchée des modèles d'aube **i2** et **i3** sont similaires. En revanche, le comportement de l'aube adjacente entre ces deux modèles présente des différences (figure 57) : la flexion globale de l'aube par rapport à sa trajectoire sous l'impact de l'aube lâchée semble identique, mais il apparaît des vibrations « parasites » supplémentaires dans le comportement du modèle **i2**. Cette déviation provient de l'influence de la position des points de Gauss en plasticité. Pour les deux modèles **i2** et **i3**, les différences avec le modèle volumique **i1** sont du même ordre : les aubes lâchée et adjacente fléchissent plus ce qui dénote le comportement plus souple des modèles en coque.

Les niveaux d'effort en pied d'aube adjacente sont quant à eux similaires en terme de valeur moyenne, même si ceux du modèle en coque multicouche présentent moins de variations d'amplitude (figure 58).



**figure 57** Comparaison des positions du B.A. de l'aube lâchée et de l'aube adjacente au cours du temps entre les trois modèles d'aube.



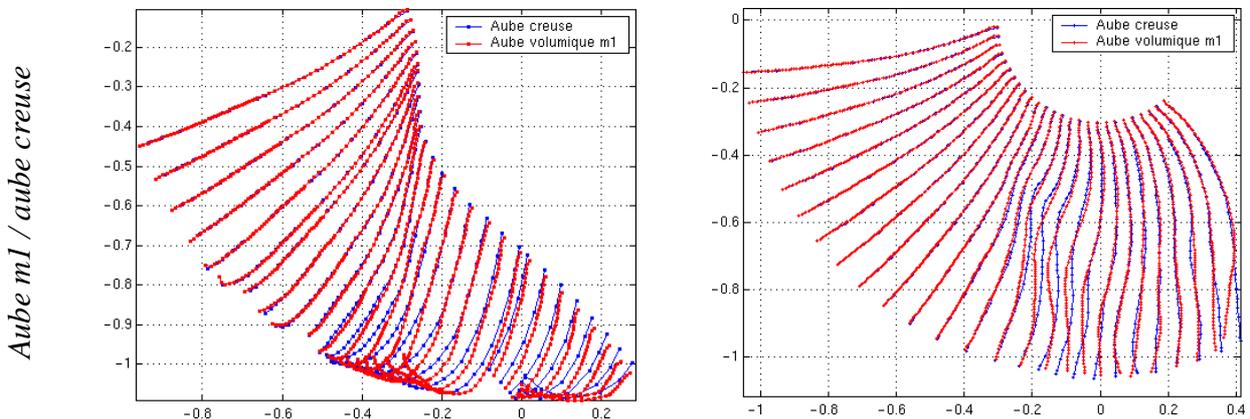
**figure 58** *Comparaison des efforts en pied d'aube adjacente au cours du temps entre les trois modèles d'aube.*

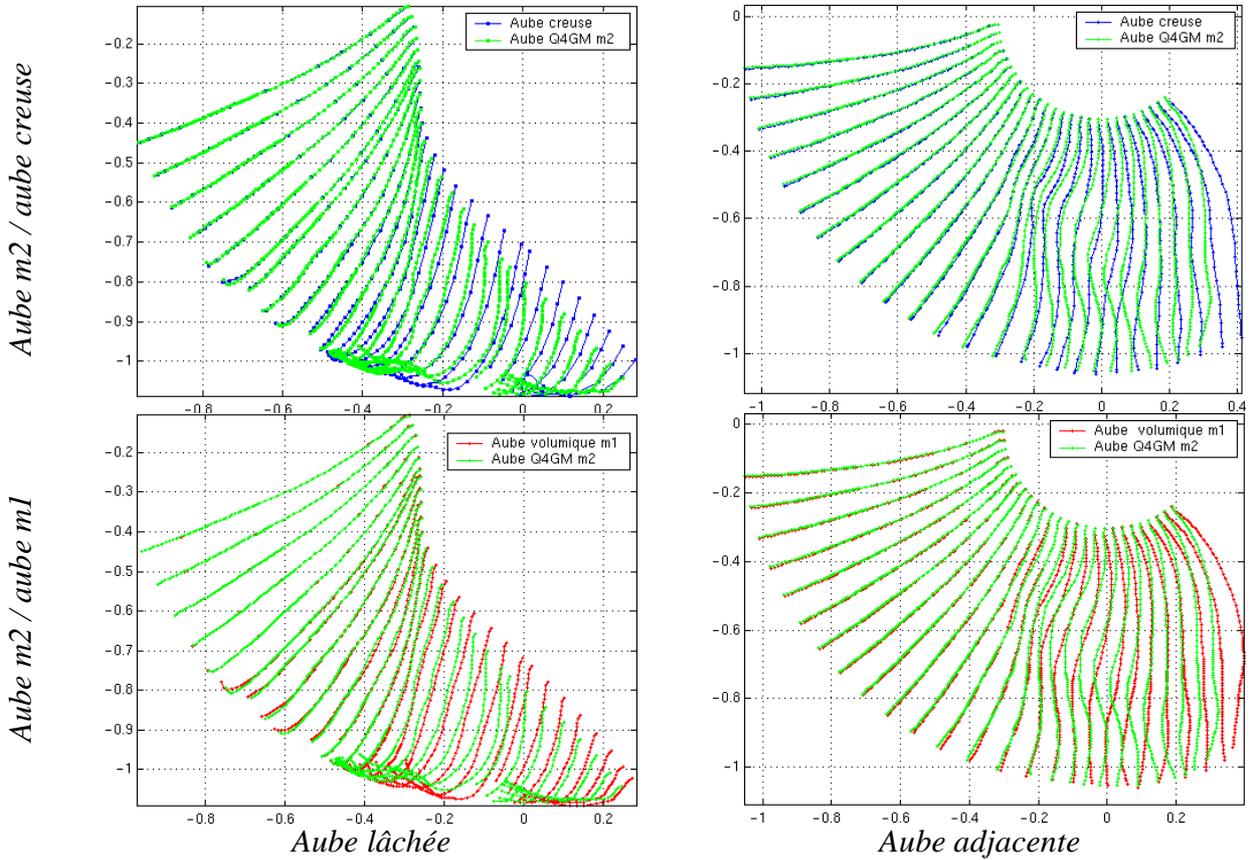
#### II.5.4 Perte d'aube sur les modèles creux et homogénéisés

##### Déformées des bords d'attaque et Efforts en pied d'aube

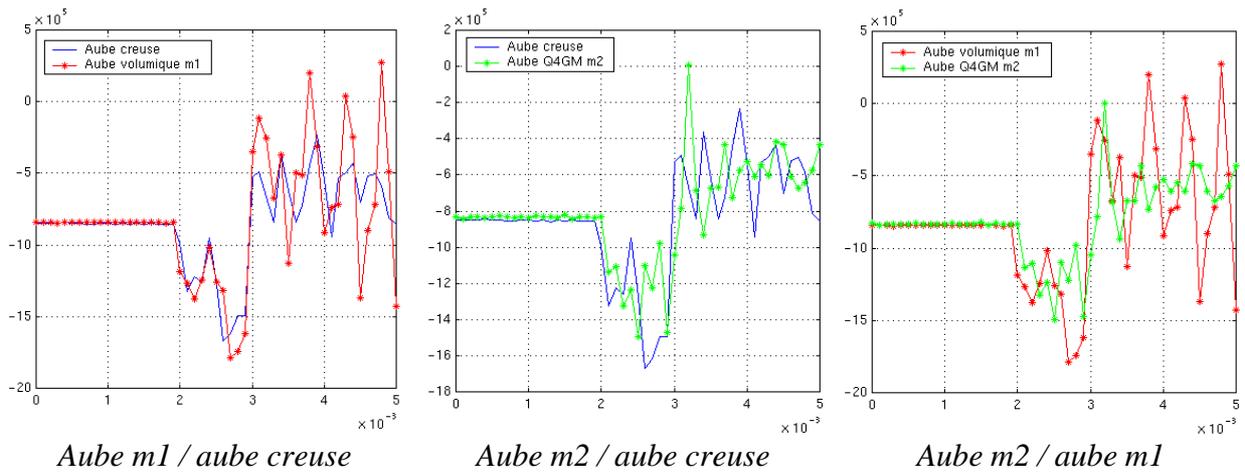
La figure 59 présente les déformées des bords d'attaque des aubes au cours du temps. Les modèles d'aube creuse et **m1** présentent des cinématiques globalement identiques. En particulier, la position du pied de l'aube lâchée impactant l'intrados de l'aube adjacente, qui est une donnée importante du calcul, est cohérente. Mais la courbure de l'aube lâchée lors de l'impact sur le carter ne reste pas localisée en sommet de pale, et la forme de la poche au bord d'attaque de l'aube adjacente diffère. Le modèle **m2** est une nouvelle fois plus souple que les deux autres modèles. Ceci se traduit par une flexion beaucoup plus importante de l'aube lâchée lors de l'impact sur le carter et de l'aube adjacente lors de l'impact du pied de l'aube lâchée. En outre, la position du pied de l'aube lâchée du modèle **m2** n'est pas totalement identique à celle obtenue avec le modèle creux, ce qui favorise encore les différences de comportement de l'aube adjacente en modifiant la zone d'impact relative.

En moyenne, les valeurs d'effort normal proposées en figure 60, mais également d'effort radial et orthoradial non présentées, sont assez proches pour les trois modèles. Toutefois, les amplitudes ainsi que la pseudo-fréquence d'oscillation calculées avec les deux modèles d'aube homogénéisée diffèrent.





**figure 59** Comparaison des positions du bord d'attaque de l'aube lâchée et de l'aube adjacente au cours du temps entre les trois modèles d'aube.

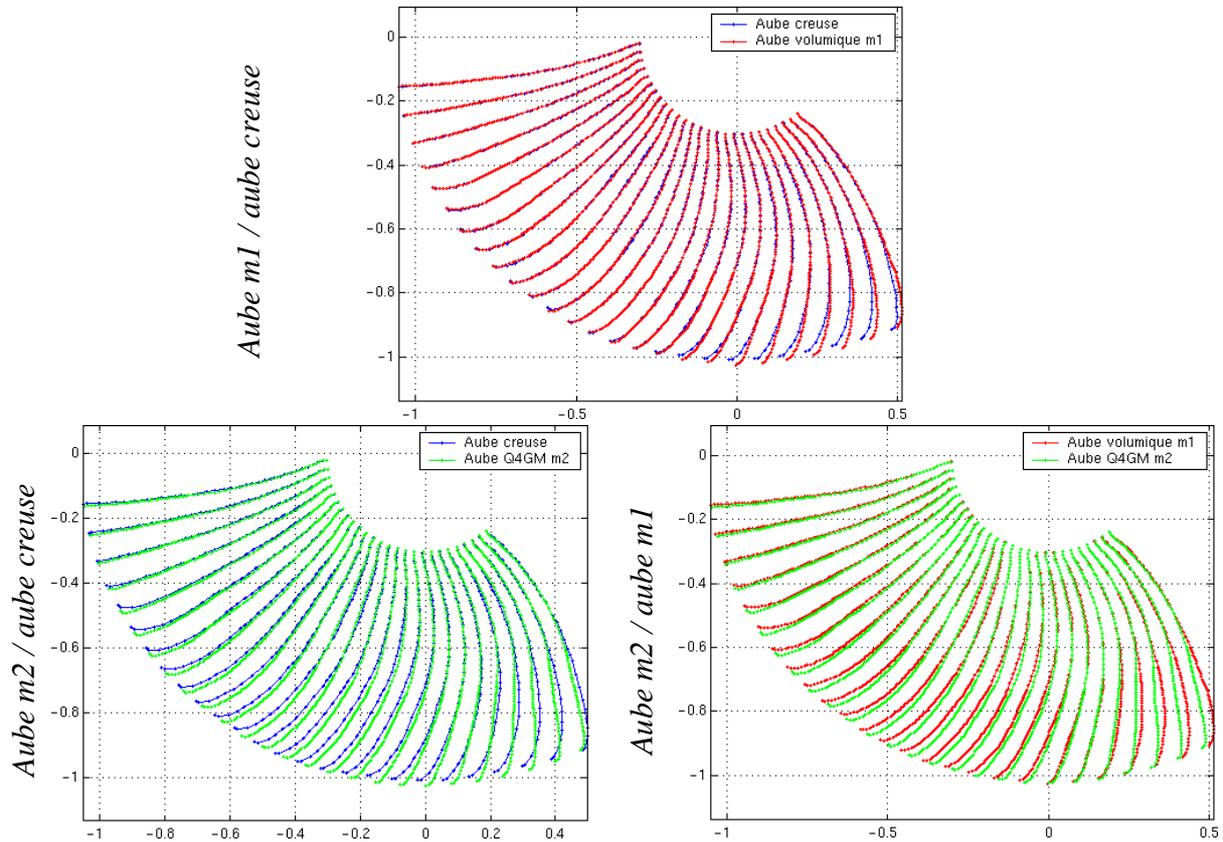


**figure 60** Comparaison des efforts en pied d'aube adjacente au cours du temps entre les trois modèles d'aube.

### II.5.5 Comportement des aubes frotteuses creuses et homogénéisées

Le dernier comportement d'aube caractéristique est celui des aubes frotteuses. Il est indispensable de s'assurer que l'homogénéisation n'introduit pas d'erreur trop importante lorsque les aubes restantes du rotor entrent en contact avec le carter fan. Les observations sur les déformées des bords d'attaque (figure 61) et sur les efforts en pied d'aube rejoignent les précédentes : le modèle d'aube **m1** est légèrement plus souple que le modèle d'aube creuse

mais les résultats sont globalement proches, alors que le modèle **m2** présente des différences de comportement plus marquées.



**figure 61** Comparaison des positions du bord d'attaque de l'aube frotteuse au cours du temps entre les trois modèles d'aube.

### II.5.6 Conclusion sur les modèles d'aube homogénéisée

Les différentes simulations effectuées sur des modèles simplifiés et sur les aubes permettent de trouver plusieurs raisons expliquant les différences de comportement local entre un modèle creux et les deux modèles homogénéisés utilisés.

En premier lieu, certains problèmes sont liés à la construction même de la masse et de la raideur des modèles homogénéisés :

- bien évidemment, la méthode d'homogénéisation utilisée et appliquée sur ce type de géométrie pseudo-périodique ne donne pas forcément des caractéristiques équivalentes exactes donc une raideur exacte. De plus, comme précisé lors de la validation en analyse modale, la répartition de masse de l'âme des modèles homogénéisée n'est pas absolument identique à celle du modèle creux.
- le modèle en coque multicouche a été construit à partir du maillage de l'aube homogénéisée volumique. Ainsi, les épaisseurs des trois couches calculées pour chaque élément ne traduisent pas forcément exactement la géométrie initiale tridimensionnelle. Comme le point précédent, ceci est susceptible de modifier la répartition de masse et la raideur des peaux et de l'âme.
- en plasticité, la dépendance du comportement de la coque multicouche à la position des points d'intégration dans l'épaisseur va dégrader la réponse lors d'une perte d'aube qui provoque une forte plastification dans les aubes.

Dans un second temps, les différences dans les hypothèses de discrétisation induisent des erreurs :

- le modèle constitué d'éléments de coque possède un comportement assez différent des deux autres modèles qui sont assez proches entre eux. Ces derniers sont à quelques détails près constitués de trois éléments volumiques dans l'épaisseur. Or, pour simuler des problèmes en flexion dominante d'une aube relativement épaisse, la modélisation en coque n'est pas forcément la plus appropriée.

Enfin, plusieurs autres paramètres ajoutent des imprécisions :

- en raison des différences de matériau de l'âme homogénéisée et des raidisseurs creux (module d'Young et masse volumique), les vitesses de propagation d'ondes dans l'âme sont différentes. Pour la perte d'aube, cela peut entraîner des réflexions d'ondes supplémentaires notamment en pied d'aube adjacente et des comportements dynamiques différents. Par exemple, dans le sens de la hauteur de pale, ces vitesses sont de l'ordre de  $5000 \text{ m.s}^{-1}$  pour les raidisseurs en titane et de  $3500 \text{ m.s}^{-1}$  seulement pour l'âme homogénéisée.
- pour les modèles homogénéisés en perte d'aube, les raidisseurs sont purement élastiques. Pour le modèle creux, le titane qui compose les raidisseurs a un comportement élasto-plastique. Toutefois, une simulation de perte d'aube avec une aube creuse pourvue de raidisseurs purement linéaires, donne des résultats proches de la simulation de référence. C'est d'ailleurs en partie pour cette raison, que l'utilisation de raidisseurs homogénéisés élastiques a été justifiée.

## **II.6 Conclusions sur l'homogénéisation**

A l'aide d'une méthode d'homogénéisation analytique applicable par théorie aux plaques avec un raidissage périodique en oméga, la structure interne de l'aube creuse a été remplacée par une structure pleine à comportement équivalent. Cette homogénéisation séparée des peaux et de l'âme autorise la construction de deux modèles d'aube homogénéisée. Le premier consiste en un modèle composé de trois couches d'éléments volumiques et le second en un modèle surfacique composé de coque multicouche. La comparaison des comportements locaux des modèles d'aube homogénéisée par rapport à ceux du modèle d'aube creuse détaillé initial fait apparaître certaines différences pour le modèle volumique et de plus grands écarts pour le modèle en coque. Ces deux modèles d'aube homogénéisée ont été introduits dans le modèle de démonstrateur et permettent un gain important en temps de calcul en conservant des résultats par rapport au modèle de référence et aux essais acceptables dans la limite de l'erreur maximale souhaitée. Néanmoins, malgré le gain de temps CPU supérieur, les plus grandes différences de comportement local du modèle d'aube homogénéisée en coque, en particulier pour l'aube adjacente, justifient l'utilisation préférentielle du modèle d'aube homogénéisée volumique. En effet, rien ne permet d'affirmer que pour une autre géométrie d'aube, les écarts sur les grandeurs caractéristiques du comportement d'ensemble ne soient pas plus importants.

Toutefois, le modèle détaillé d'aube creuse doit quand même être conservé dans le cadre de l'étude précise et locale de la fragmentation de l'aube lâchée et de la tenue de l'aube adjacente. Il serait alors utilisé uniquement au sein d'un modèle simplifié ne comprenant que quelques aubes et le carter de rétention.

### III. Conclusions

Dans un premier temps, l'étude sur la modélisation de la liaison au banc élastomère et des paliers n'a pas apporté d'améliorations. En revanche, le modèle simple de bride fusible, où les vis sont désormais représentées par des ressorts avec rupture en traction, permet de simuler automatiquement le phénomène de découplage conformément à l'essai. Le caractère prédictif de ce modèle est donc fortement accru. Pour nuancer cette dernière assertion, il est néanmoins envisageable que pour une autre bride fusible, les résultats soient moins probants et nécessitent un recalage de la valeur à rupture des liaisons introduites.

Ensuite, une méthode d'homogénéisation analytique a été utilisée afin de remplacer les raidisseurs internes de l'aube creuse par une âme pleine homogène équivalente. Ceci a conduit à la création d'un modèle d'aube homogénéisée volumique ainsi qu'à un modèle en coque multicouche avec prise en compte de la plastification dans les peaux métalliques. Certes, ces simplifications entraînent une détérioration du comportement local des aubes. Mais pour le modèle d'aube homogénéisée volumique, la cinématique d'ensemble du démonstrateur reste inchangée. En constatant le gain relativement important en temps de calcul d'environ 40% avec ce modèle d'aube homogénéisée, la procédure est retenue pour la prochaine modélisation d'aube creuse. Malgré le gain en temps de calcul supérieur obtenu avec le modèle d'aube en coque multicouche, les différences de comportements locaux très prononcées affectent trop fortement le comportement global pour rendre ce modèle fiable vis-à-vis du modèle de référence. Ainsi, pour un démonstrateur pourvu d'aubes creuses différentes et pour lequel une comparaison aube creuse / aube homogénéisée ne sera pas envisageable, l'obtention de grandeurs caractéristiques identiques n'est pas garantie.

A ce stade, les efforts ne se sont concentrés que sur une partie de l'ensemble des problèmes évoqués. Des solutions concernant l'amélioration de la prédiction de la fragmentation et l'utilisation de techniques numériques pour la réduction des temps de calcul seront envisagées en perspectives. Cependant, la démarche adoptée apporte de nouveaux outils indispensables à l'étude suivante portant sur la simulation prédictive, c'est-à-dire que l'essai n'a pas encore eu lieu, d'une perte d'aube sur un démonstrateur plus complexe.



## **CHAPITRE 4**

# **Nouveau calcul de perte d'aube sur un moteur complet**

---

L'objectif de la thèse est de procéder à une simulation de perte d'aube en dynamique explicite sur un moteur représentatif d'un moteur complet. Celle-ci doit être la plus prédictive possible, et il s'agit de montrer l'intérêt et la complémentarité de cette démarche pour le dimensionnement par rapport aux simulations traditionnelles en dynamique implicite. Pour ce faire, le travail s'est décomposé en trois étapes. La première consistait à effectuer un calcul explicite sur une géométrie de démonstrateur partiel plus simple avec les pratiques actuelles de Snecma Moteurs et dont l'essai de rétention avait été réalisé. Celui-ci a prouvé que l'approche explicite sur un modèle détaillé apporte des éclaircissements sur la chronologie de perte d'aube lors des premiers tours moteur ainsi que des estimations convenables des principales grandeurs caractéristiques du comportement d'ensemble. Dans un second temps, la résolution de certaines insuffisances de la simulation a été accomplie, en particulier sur les temps de calcul et la capacité à prédire plus précisément le comportement. Ces deux améliorations étaient indispensables pour envisager la suite de l'étude. De nouvelles pistes sont également proposées au chapitre suivant, mais n'ont pu être mises en application sur des géométries aussi complexes et prouver toute leur efficacité.

La dernière étape conduit alors à s'intéresser à un démonstrateur représentatif d'un moteur complet pour lequel un essai de lâcher d'aube est prévu. Ce type de calcul n'a encore jamais été réalisé à Snecma Moteurs. Les méthodes et les modèles développés, appliqués dans cette nouvelle simulation, sont les mêmes que dans la précédente. Néanmoins, de nombreuses difficultés demeurent encore de par la taille et la complexité du modèle, ainsi que par l'absence de données expérimentales permettant une validation. Un certain nombre de résultats peuvent malgré tout être comparés à ceux obtenus par les simulations de dynamique d'ensemble avec un modèle spécifique possédant ses propres limitations.

Ce chapitre propose par conséquent de présenter la mise en œuvre du modèle explicite et de la simulation de perte d'aube. Puis l'analyse des résultats numériques se concentre sur les différences entre les modèles explicites et implicites ainsi que sur les nouveaux types de résultats accessibles.

## **I. Présentation de la géométrie**

Le démonstrateur s'intègre dans un projet global de développement de nouvelles technologies. Son efficacité requiert une définition perspicace et économique de sa configuration, sachant qu'il doit être utilisé pour la réalisation d'essais partiels :

- de rétention pour d'étudier :
  - la fragmentation des aubes creuses,
  - la tenue des aubes suiveuses,
  - la rétention du carter fan,
  - la charge à rupture du découpleur,
  - la tenue aux charges de l'arbre et du carter intermédiaire.
- de windmilling, en vue de vérifier la tenue aux charges et à la fatigue sous fort balourd suite à la perte d'aube et au découplage.

### **I.1 Configuration**

Une coupe du démonstrateur est représentée sur la figure 62. Celle-ci laisse apparaître :

- la partie avant du moteur :
  - la soufflante, le booster, et l'arbre Basse Pression,
  - le carter de rétention, le réservoir d'huile et l'AGB (Accessory Gear Box, soit la boîte de transmission permettant d'alimenter l'avion en électricité),
  - le carter intermédiaire.
- des fausses pièces :
  - une manche d'entrée,
  - des inverseurs de poussée largement simplifiés,
  - un stator Haute Pression,
  - une turbine Basse Pression représentative en masse.
- l'accrochage au banc de la machine :
  - à l'avant : un faux mât relié au caisson supérieur du banc par 6 plots élastomères,
  - à l'arrière : des pièces d'adaptation pour l'accrochage au banc d'essai,
  - une bielle de reprise axiale entre le faux mât avant et l'accrochage arrière.

### **I.2 Le démonstrateur est-il représentatif d'un moteur complet ?**

Tel qu'il a été conçu, le démonstrateur correspond à la partie avant d'un moteur réel et sa partie arrière est largement simplifiée (absence du compresseur Haute Pression, de la chambre de combustion, des turbines Haute et Basse Pression, du carter d'échappement...). De plus, la suspension avant, rattachée au carter intermédiaire, n'est pas totalement conforme à celle utilisée pour assembler réellement le moteur à l'aile de l'avion. Toutefois, au cours des premiers tours moteur suivant la perte d'aube, les phénomènes étudiés, transitoires et fortement non-linéaires, sont essentiellement situés dans la partie avant du moteur. Leur déroulement est peu dépendant du comportement des parties absentes du démonstrateur situées plus en aval : par exemple pour la turbine, une pièce très simplifiée avec une masse représentative suffit. Les charges transitoires transmises dans les structures au cours des premiers tours sont donc représentatives de celles se produisant dans un moteur réel.

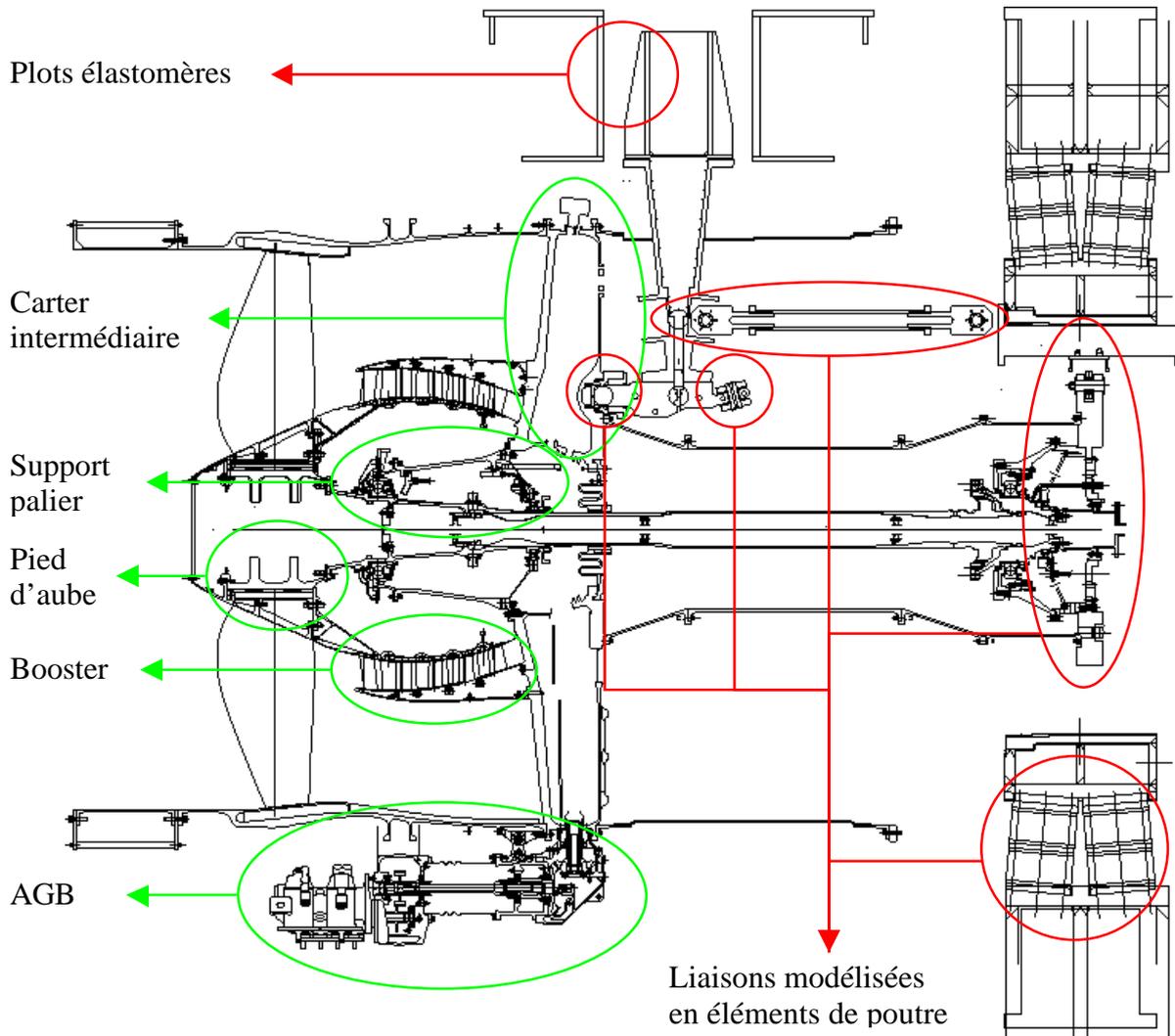


figure 62 Vue en coupe du moteur.

## II. Présentation du modèle Eléments Finis

Comme lors de l'étude précédente, la majeure partie des composants est maillée à partir de coupes bidimensionnelles ou de géométries C.A.O. tridimensionnelles pour les pièces non-axisymétriques. Néanmoins, certaines simplifications géométriques et hypothèses de modélisation ont dû être apportées. La modélisation des principales pièces concernées et reportées sur la figure 62 fait l'objet de ce paragraphe.

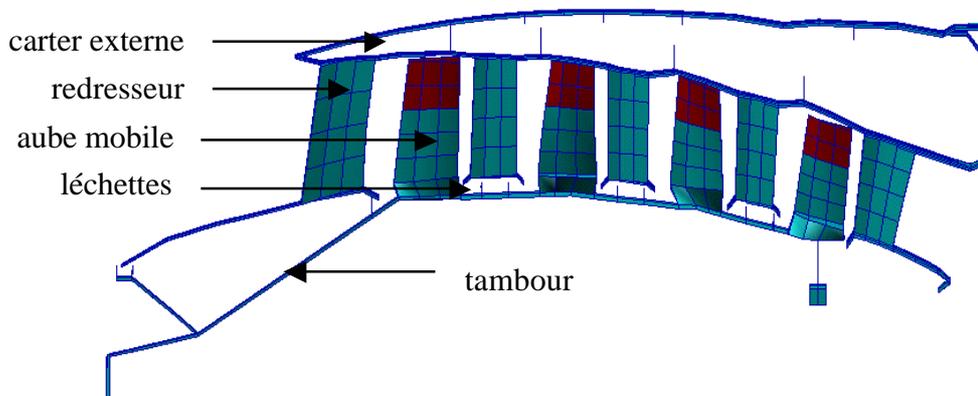
### II.1 Compresseur Basse Pression

#### II.1.1 Simplifications géométriques

Le booster comporte 4 étages de roues aubagées mobiles avec environ 70 aubes par étage et 5 étages fixes avec environ 100 redresseurs par étage. Un maillage très détaillé de chaque aube et redresseur serait pénalisant. Or pour la simulation de perte d'aube sur moteur complet, le comportement local du booster est supposé être du second ordre par rapport à d'autres événements. En revanche, les études implicites montrent que la contribution du comportement global du booster influe assez fortement le comportement global du moteur. Il

est alors nécessaire de reproduire avec une bonne précision la raideur de contact des aubes sur le carter. Pour cela, la raideur du premier mode de flexion des aubes, principalement sollicité lors du contact, doit être réaliste. Ainsi, un maillage comprenant uniquement 5 éléments selon la hauteur et 3 selon la corde, est suffisant (figure 63). Pour les redresseurs qui apportent de la raideur au carter en flexion, un maillage similaire est retenu. Par ailleurs, on observe expérimentalement que le sommet de certaines aubes est détruit après essai. La prise en compte de cette rupture, à l'aide d'un critère en déformations plastiques, peut se révéler utile pour estimer la destruction partielle ou totale des aubes et par conséquent l'évolution de la raideur de contact.

En outre, la modélisation de l'attache aube / tambour est simplifiée, conformément à une étude déjà menée sur le booster d'un autre moteur. Cette attache, constituée initialement par un système de type « marteau » (glissière radiale dans laquelle les pieds des aubes sont insérés), est remplacée par une couronne pleine discrétisée en éléments volumiques. La densité du matériau permet de conserver la masse globale. Un choix de module d'Young doit cependant être réalisé : le recalage s'effectue sur le jeu en sommet d'aube lors du calcul des précontraintes. Ainsi, plusieurs valeurs ont été testées jusqu'à ce que la déformée des aubes et le jeu en sommet d'aube en rotation soient cohérents. Le reste du compresseur, c'est-à-dire le tambour et les carters, est modélisé en éléments de coque de type Q4GR. Seules les extrémités des aubes sont discrétisées en éléments Q4GS car elles subissent des contacts.



**figure 63** *Vue du maillage du compresseur Basse Pression.*

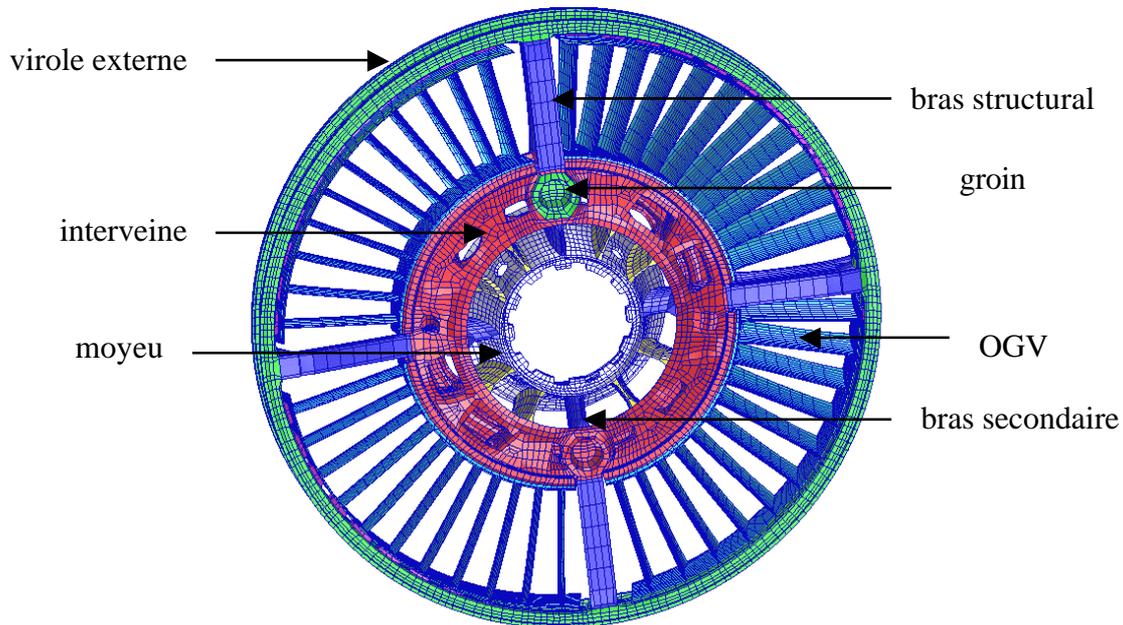
### II.1.2 Gestion des contacts

*A priori* trois zones sont concernées par le contact. La première se situe entre les sommets d'aube et les carters. La seconde se localise au niveau des aubes et des redresseurs. Néanmoins, compte-tenu de la géométrie du compresseur, l'éventualité d'une prise de contact entre les aubes et les redresseurs est peu probable. En effet, en perte d'aube l'arbre a plus tendance à fléchir qu'à bouger axialement ; les faibles jeux en sommet d'aube favorisent alors les contacts avec les carters puis la rupture des aubes. L'expérience semble confirmer ce comportement, même si certains redresseurs présentent des marques pouvant être causées ultérieurement par les impacts des nombreux fragments. Cette deuxième zone de contact n'est donc pas retenue dans cette application. La troisième met en jeu les léchettes assurant l'étanchéité et la base des redresseurs.

## II.2 Carter intermédiaire

### II.2.1 Simplifications géométriques

De par son rôle structural au sein du moteur, le carter intermédiaire est l'une des pièces les plus importantes. Il assure en effet l'une des deux jonctions avec l'aile de l'avion. Son dimensionnement doit donc être soigné pour allier légèreté et résistance aux fortes charges. Le carter intermédiaire est également l'une des pièces les plus complexes géométriquement. Les différentes parties de ce composant sont présentées en figure 64. Une attention particulière a alors été portée dans les choix de simplifications pour représenter au mieux son comportement tout en minimisant le nombre de degrés de liberté.



**figure 64** *Vue du maillage du carter intermédiaire.*

Cette pièce comprend 4 bras structuraux primaires et 44 OGV. Ces derniers, pour des raisons aérodynamiques, ne sont pas tous identiques ni disposés parfaitement régulièrement sur la circonférence. Néanmoins, les différences sont suffisamment faibles pour ne pas influencer le comportement global et pour n'utiliser qu'un seul type d'OGV suivant une répartition uniforme. De même, pour les bras structuraux, seuls deux types ont été distingués, dont l'un contient l'attache avec l'accroche avant, appelée groin. Quelques structures internes et autres évidements sur le moyeu et l'interveine ont été rajoutés ou enlevés afin de rendre le carter symétrique. Avec ces hypothèses, le maillage a été réalisé à l'aide d'éléments hexaédriques sur un seul secteur compris entre deux bras structuraux, puis complété par symétrie. Ceci provoque l'apparition d'un second groin symétrique au premier. Cette approximation, comme les autres, ne doit en pratique pas trop perturber le comportement du carter intermédiaire. Afin de réduire le nombre de degrés de liberté, des éléments CUBE à un seul point de Gauss ont été sélectionnés. L'utilisation de ces éléments est justifiée par le comportement supposé du carter intermédiaire en perte d'aube. Ainsi, comparativement aux éléments complètement intégrés CUB8, ils s'appliquent aussi bien aux parties internes (interveine, moyeu) qui sont raides et massives, et limitent les risques de blocages dans les zones plus souples susceptibles de répondre préférentiellement en flexion (bras, OGV, virole

externe). Malgré ces simplifications, le maillage comporte tout de même 30 000 éléments, soit près de 15 % du nombre total de degrés de liberté du modèle complet (figure 64).

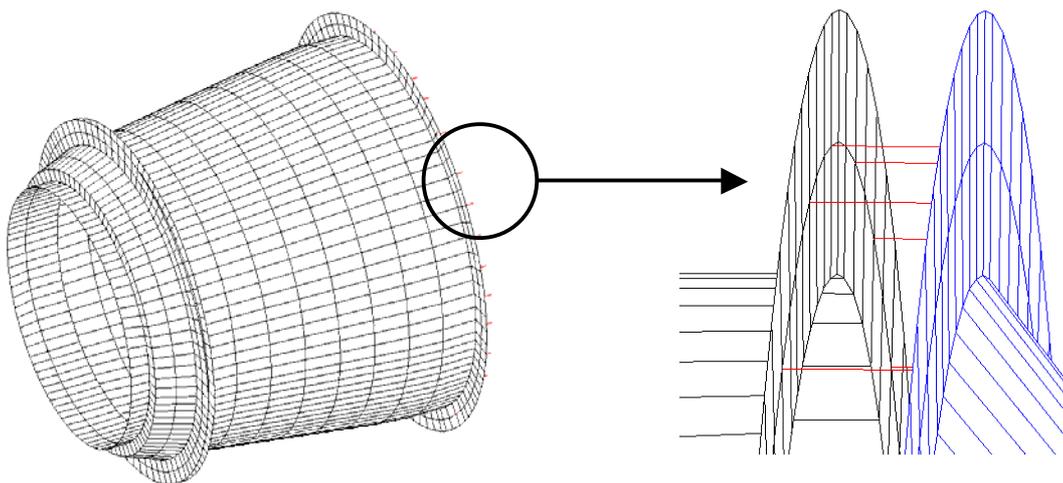
### II.2.2 Validation du maillage

La masse finale du modèle de carter est de 262 kg, donc très proche des 260 kg mesurés expérimentalement. La validation de ce modèle a été effectuée en analyse modale par comparaison avec un modèle différent de carter intermédiaire utilisé dans en implicite et recalé sur un essai. Ainsi par rapport au modèle implicite et à l'essai, les principaux modes sont présents, mais leurs fréquences sont plus hautes et ne sont pas toujours dans le bon ordre. En revanche, le mode de torsion (flexion des bras primaires et des OGV, opposition de phase entre la couronne externe et l'interveine dans le plan fan) qui est supposé participer majoritairement sous les sollicitations de type perte d'aube, selon des études préliminaires implicites, est bien corrélé à l'essai. Plus de détails sont données en Annexe 4.

Pour des applications explicites, le maillage doit être bien « fait » : d'une part, le modèle utilisé en implicite pour le recalage des essais comporte beaucoup trop de degrés de liberté pour pouvoir être intégré dans le modèle de démonstrateur, et d'autre part, il est discrétisé avec des éléments mal conditionnés pour l'explicite. Le modèle dédié à l'explicite est donc conservé sans recalage.

### II.3 Support palier

Le premier support palier est discrétisé en éléments de coque de type Q4GR. Des vis fusibles permettent de le relier à l'interveine du carter intermédiaire (figure 65). Conformément à l'étude sur le premier démonstrateur, une première configuration utilise des liaisons d'égalité de déplacements et une seconde utilise des ressorts linéaires avec une limite à rupture moyenne déterminée par essai. Le second support palier est également muni d'un système fusible. Mais celui-ci ne se situe pas au niveau d'une bride le reliant au carter intermédiaire, mais directement au niveau de l'accroche du roulement. La prise en compte de la rupture de ce second découpleur sera donc effective en annulant dans la modélisation les relations entre les centres des deux réseaux de barres du palier 2.



**figure 65** *Maillage du support palier 1 et des éléments fusibles.*

## II.4 Accrochage au banc d'essai

Le démonstrateur présente deux sortes d'accroches : des liaisons de type élastomère et des barres de reprise de poussée.

### II.4.1 Liaisons élastomères

Le moteur est relié au banc par 10 plots élastomères à l'arrière et par 6 autres à l'avant (figure 66). Afin de prédire correctement le comportement du moteur, il faut disposer d'une bonne modélisation de la raideur de ces liaisons souples. Pour le moment, des modèles linéaires sont utilisés par manque de résultats expérimentaux caractérisant proprement ces liaisons. L'étude précédente (cf. chapitre 3) montre cependant la faible influence de la modélisation d'une suspension avec amortissement sur les premiers instants après la perte d'aube. Ainsi, même si ces liaisons sont de nature un peu différente, leurs comportements sont similaires et les erreurs induites par ces simplifications sont d'un ordre inférieur aux autres hypothèses de modélisation du moteur.

### II.4.2 Barres de reprise de poussée

Des barres de reprise de poussée sont situées entre les accroches avant et arrière, et entre l'accroche avant et le carter intermédiaire (figure 67). Celles-ci sont modélisées en éléments de poutre, dont les caractéristiques sont issues des modèles de dynamique d'ensemble du moteur complet, elles-mêmes issues des géométries réelles. La bielle axiale, qui permet de rigidifier le système d'accroche, est reliée aux accroches avant et arrière par des rotules. De même, l'accroche avant est reliée au carter intermédiaire au niveau du groin par une rotule : la modélisation utilise alors des liaisons assurant au cours du temps une distance constante entre les nœuds de l'extrémité de la barre et les nœuds du composant auquel elle est liée. Les translations sont donc bloquées, mais les rotations sont libres.

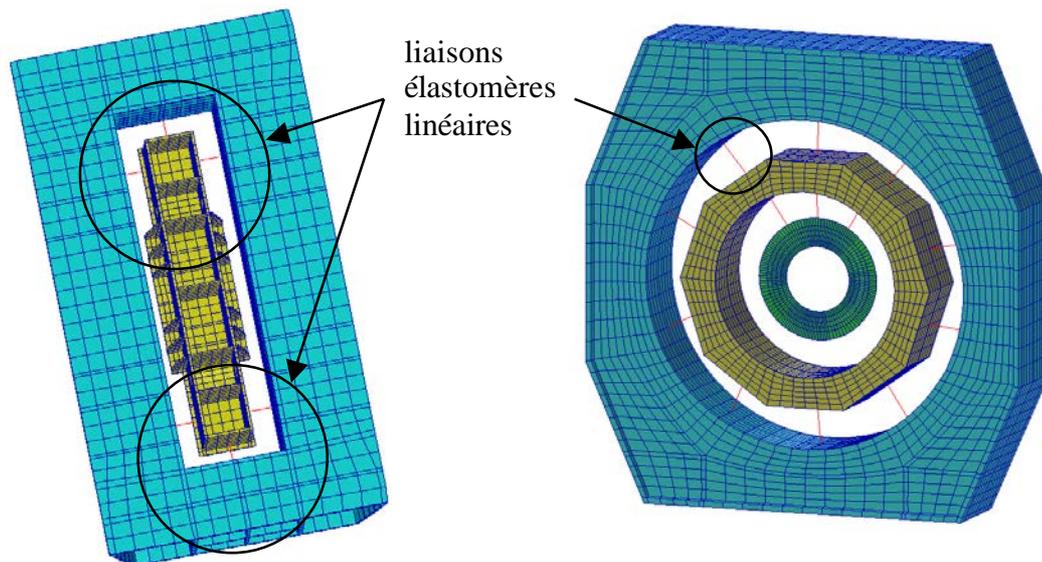
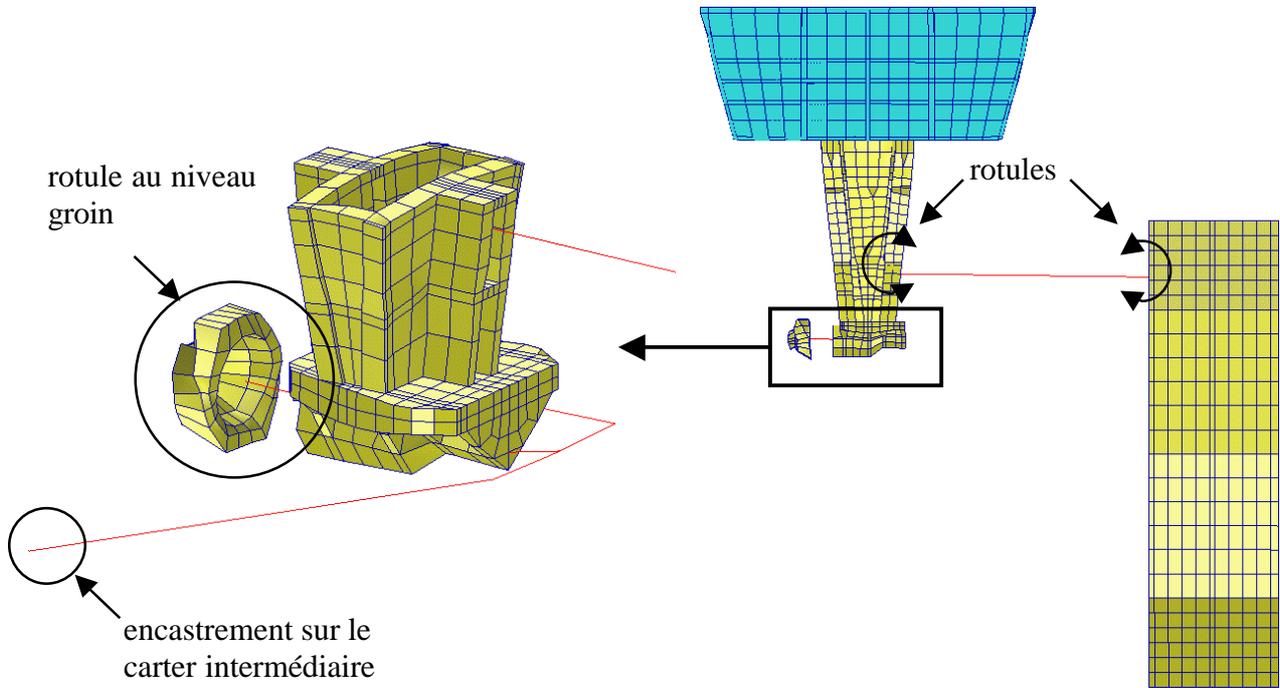


figure 66 Vue des maillages des accroches avant et arrière.



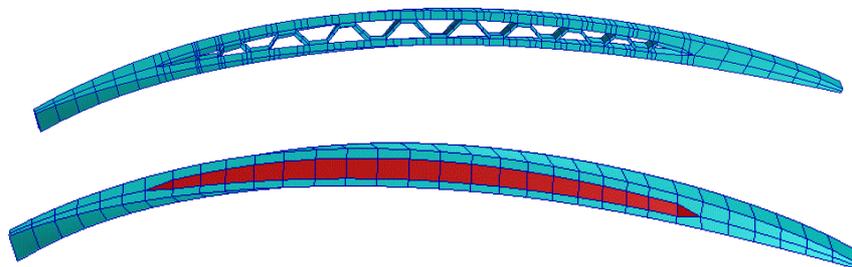
**figure 67** Détails des liaisons des barres de reprise de poussée et du groin.

## II.5 Aube creuse homogénéisée

La géométrie de l'aube creuse est différente de la précédente et est en particulier plus vrillée (figure 69). Néanmoins, le matériau constitutif est identique et la structure interne creuse est formée du même type de raidissage en oméga imparfaitement périodique, dont le maillage à l'aide d'éléments SHB8 conduit au modèle d'aube détaillée. La méthode d'homogénéisation introduite au chapitre précédent pour réduire les temps de calcul est également appliquée. Il faut donc procéder aux comparaisons en analyse modale et en perte d'aube entre les modèles d'aube pour s'assurer que le comportement global du moteur ne sera pas trop modifié par rapport à un modèle utilisant le modèle initial d'aube creuse.

### II.5.1 Application de l'homogénéisation à l'aube creuse

Le calcul des caractéristiques de l'âme équivalente orthotrope conduit au modèle d'aube homogénéisée volumique (figure 68), le modèle en coque multicouche n'étant pas utilisé. Contrairement à l'aube du premier démonstrateur, les modules d'Young évoluent fortement le long du volume de l'âme en raison de la forme très vrillée de la pale. Une comparaison de la coupe du maillage de l'aube creuse et de l'aube homogénéisée volumique, présentée en figure 68, illustre clairement le gain en nombre d'éléments donc en degrés de liberté.



**figure 68** Modèle d'aube homogénéisée volumique.



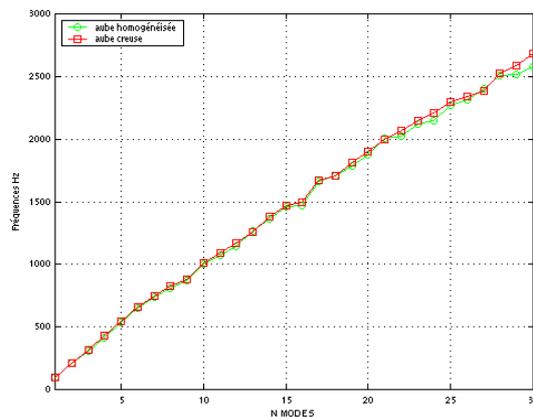
**figure 69** *Modèle d'aube creuse en éléments SHB8.*

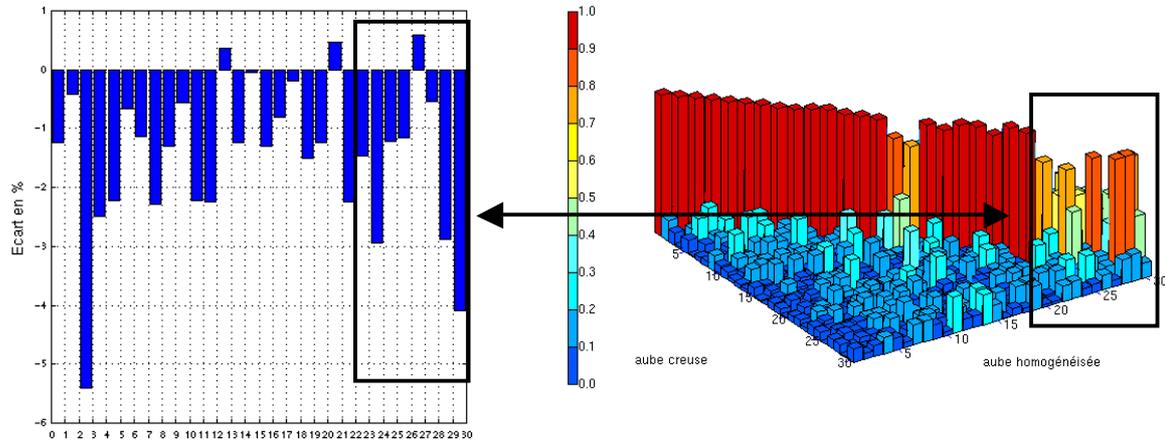
### II.5.2 Validation de l'homogénéisation

La démarche suit le processus de validation déjà appliqué pour le premier modèle d'aube creuse : analyse modale avec précontraintes, puis perte d'aube pour les trois comportements caractéristiques d'aube lâchée, adjacente et frotteuse.

#### a. Analyse modale

Les fréquences des 30 premiers modes propres des deux modèles sont très proches : l'écart est inférieur à 5% (figure 70). Le critère de MAC supérieur à 0,7 sur les 23 premiers modes prouve qu'ils sont bien corrélés. Au-delà, le comportement de l'aube homogénéisée diffère de celui de l'aube creuse notamment au niveau local, mais les déformées modales sont globalement identiques.

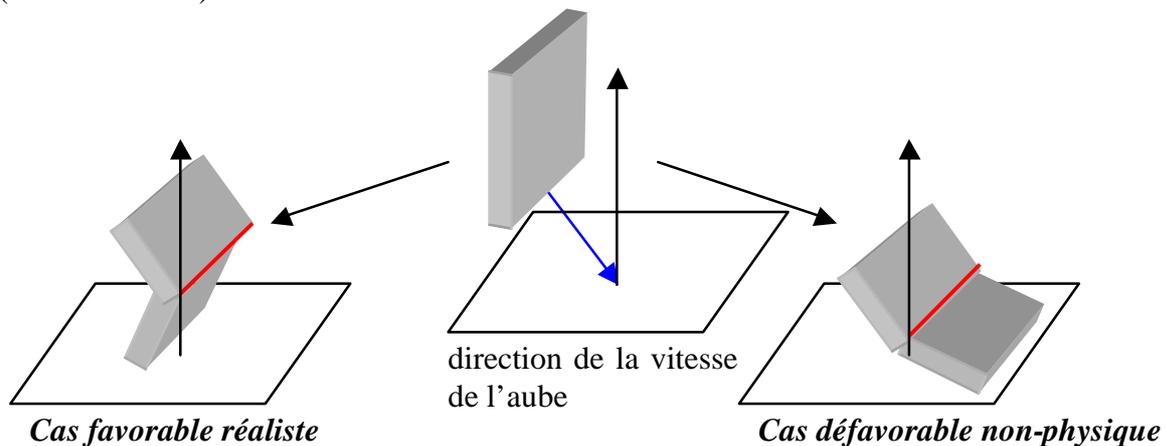




**figure 70** Comparaison des fréquences et des modes propres entre les modèles d'aube creuse et homogénéisée.

### b. Perte d'aube

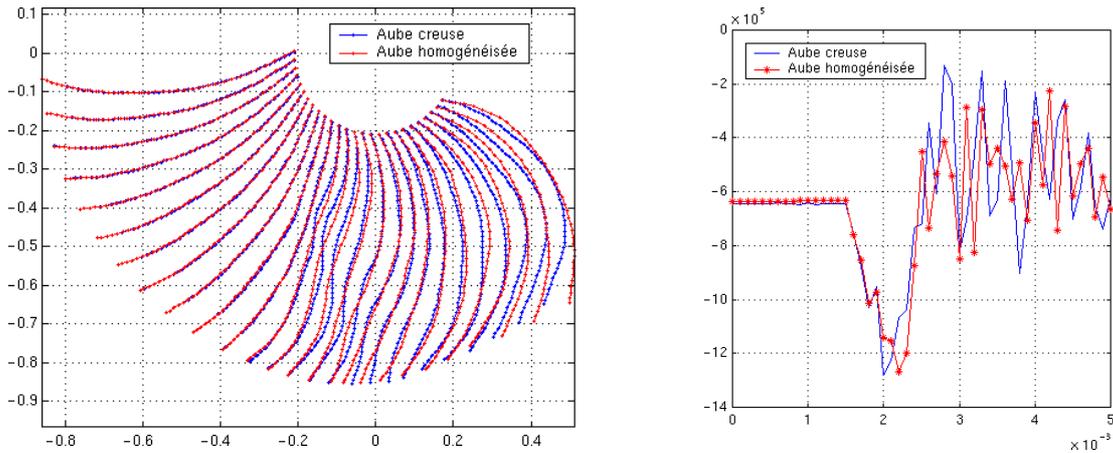
Il est d'abord nécessaire de préciser un problème numérique rencontré. Lors du contact de l'aube lâchée homogénéisée sur le carter, l'aube se ne plie pas dans le sens physique attendu. Ce problème, illustré en figure 71, n'est pas imputable à l'homogénéisation. Il se produit parfois en explicite pour des contacts normaux ou tangents par rapport à la surface impactée et pour des formes particulières des surfaces impliquées dans un contact traité par la méthode des multiplicateurs de Lagrange découplée. En revanche, le comportement local légèrement différent de l'aube creuse ne cause pas ce problème. Le calcul de précontraintes qui nécessite d'avoir l'aube lâchée accrochée au disque utilise alors le modèle d'aube homogénéisée, mais l'aube lâchée creuse est conservée au sein du modèle complet pour le calcul de perte d'aube. Dans la mesure où celle-ci n'est pas rattachée au disque et où les précontraintes ne sont pas appliquées initialement sur cette aube, il n'y a pas d'incompatibilité d'enchaînement avec les précontraintes. Le temps de calcul n'est alors pénalisé que pendant les premières millisecondes de calcul avant que l'aube creuse ne soit complètement détruite (environ  $\frac{1}{2}$  tour).



**figure 71** Problème numérique lors d'un contact aube / carter.

Cette étape de validation utilise la séquence de fragmentation de l'aube lâchée creuse définie par la suite (cf. paragraphe III.2). Elle s'effectue à l'aide du modèle simplifié ne comprenant que deux aubes (aube lâchée creuse et aube adjacente homogénéisée) et le carter

fan, pareillement aux études sur la première géométrie. La figure 72 illustre la bonne corrélation entre le modèle d'aube creuse et homogénéisée au niveau de la déformée du bord d'attaque et des efforts en pied d'aube adjacente. Ces résultats et ceux concernant les aubes frotteuses non présentés sont semblables aux comparaisons effectuées sur la géométrie d'aube précédente et justifient l'utilisation de ce modèle simplifié.



**figure 72** Comparaison des positions du bord d'attaque de l'aube adjacente et des efforts en pied d'aube adjacente au cours du temps entre les deux modèles d'aube.

### II.5.3 Modèles d'aube retenus

Comme indiqué précédemment, le modèle d'aube lâchée homogénéisée est utilisé pour le calcul de précontraintes mais le modèle d'aube lâchée creuse est conservé dans le calcul de perte d'aube. Les maillages des 21 autres aubes homogénéisées du rotor ne sont pas tous identiques : l'aube adjacente et les deux aubes suiveuses sont discrétisées plus finement que les aubes frotteuses dont seul le comportement en flexion / torsion lors du contact avec le carter est intéressant. Contrairement au premier modèle de démonstrateur, le maillage de l'aube adjacente est choisi assez fin pour espérer pouvoir représenter correctement son mouvement de flexion, et par conséquent reproduire avec une meilleure précision la position du centre de gravité du rotor, donc le balourd dynamique.

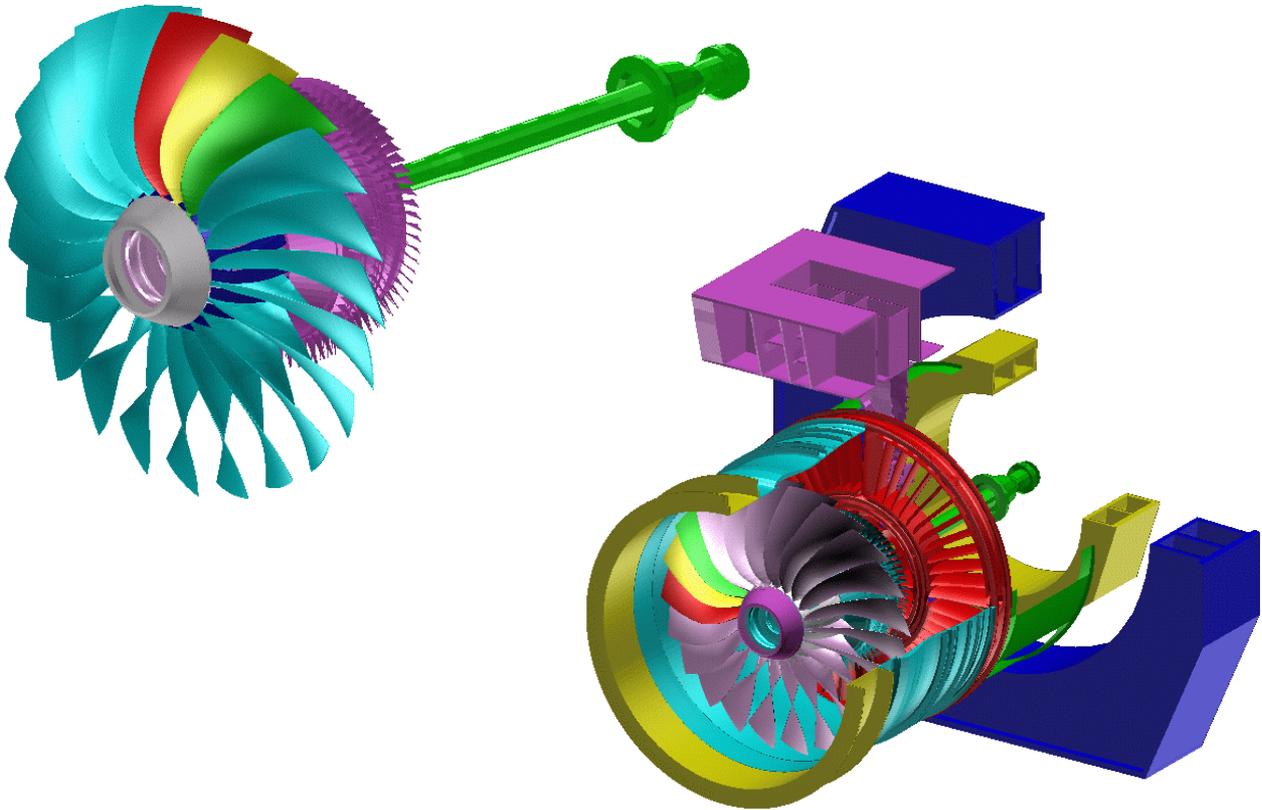
## II.6 Démonstrateur complet

### II.6.1 Modèles

Les caractéristiques des maillages du rotor et du démonstrateur complet présentés en figure 73 sont reportées dans le tableau 2.

	<b>Rotor</b>	<b>Complet</b>
<b>Nombre d'éléments</b>	82 000	220 000
<b>Nombre de nœuds</b>	110 000	290 000
<b>Nombre de d.d.l.</b>	375 000	1 100 000

**tableau 2** Taille des modèles de rotor et de démonstrateur complet.



**figure 73** *Vue des modèles du rotor et du démonstrateur complet.*

Afin de valider la qualité du maillage d'ensemble, son analyse modale est réalisée et les modes sont comparés au modèle utilisé pour les simulations implicites de perte d'aube et de décélération (cf. Annexe 5).

Comme précisé lors de la présentation du modèle de palier, les simulations de perte d'aube sont réalisées sur deux configurations : en effet, lors de la création des jeux de données et des premières simulations, le modèle de bride fusible appliqué avec succès sur le premier démonstrateur n'était pas encore validé. La première configuration comporte alors une bride du premier support palier avec les liaisons d'égalité de déplacements entre les nœuds en vis-à-vis. La seconde configuration comprend des ressorts linéaires avec un critère de rupture en traction.

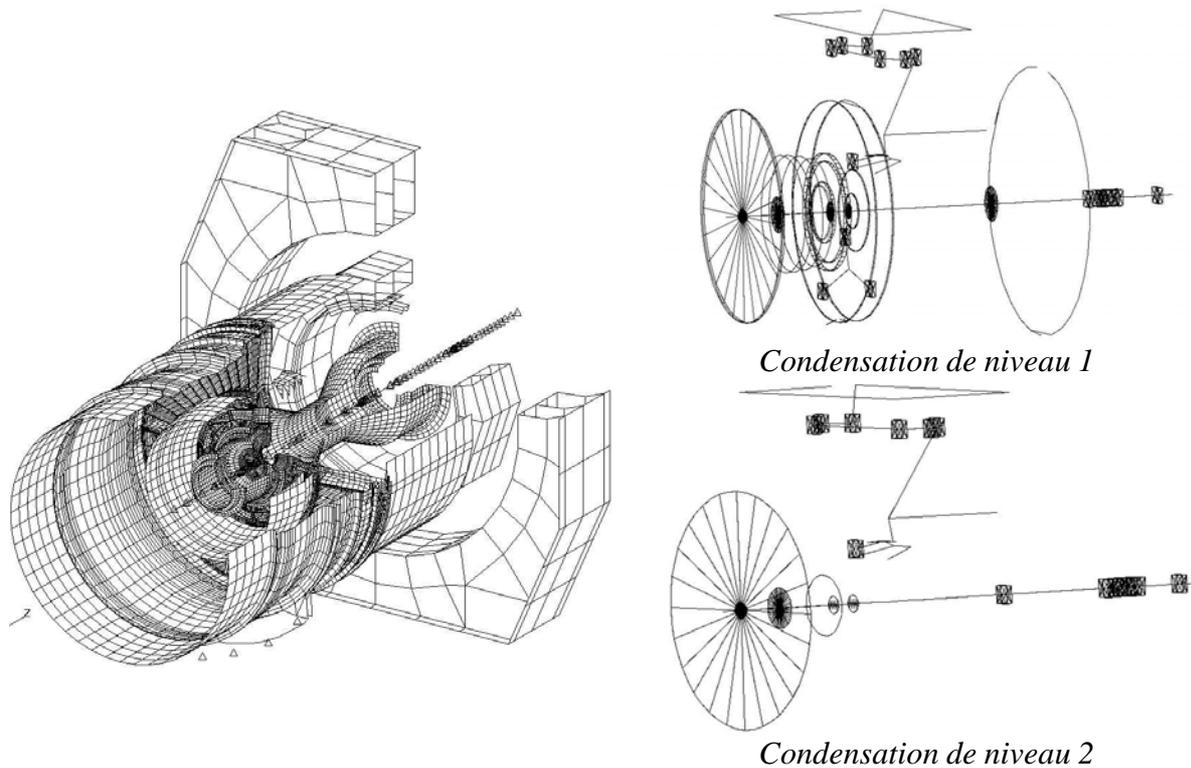
### II.6.2 Zones de contact

Les principales zones de contact sont définies dans le module fan (aubes sur le carter et aubes entre elles) et dans le booster (aubes et léchettes sur le carter). D'autres contacts possibles dans des zones localisées, considérés comme du second ordre, ne sont pas définis afin de simplifier la mise en œuvre du calcul. Une vérification visuelle permettra de vérifier ce choix ou de déterminer d'éventuels enrichissements pour les simulations futures.

## **II.7 Présentation du modèle implicite et comparaison avec le modèle explicite**

La figure 74 présente une vue des maillages 3D, condensés en super-éléments de 1<sup>er</sup> et de 2<sup>nd</sup> niveau du modèle de perte d'aube - décélération pour les simulations de dynamique effectuées en implicite temporelle transitoire avec le module MECANO / ROTOR de Samcef.

Ce modèle doit être comparé à celui de l'étude explicite proposé en figure 73. Quatre grandes classes de différences se distinguent.



**figure 74** *Vue des modèles de démonstrateur complet pour le calcul implicite.*

Tout d'abord, dans le modèle implicite, le rotor est un modèle 1D classique constitué d'une série poutres / masses / ressorts avec un comportement linéaire. Les masses et les ressorts sont « représentatifs » des composants supportés tels que les aubes fan. Le balourd est introduit en supprimant la masse correspondante, ce qui autorise notamment de simuler la perte d'1 aube ou de 1,5 aube par exemple. La modélisation des contacts des aubes sur les carters dans le fan et le booster sont des ressorts non-linéaires, pour lesquels une raideur de contact doit être introduite par l'utilisateur.

Ensuite, la discrétisation des pièces du stator en implicite est globalement moins fine. En effet, les détails du comportement des zones en contact par exemple ne sont pas l'objectif visé par cette modélisation. Seul le carter intermédiaire, dont les différentes parties sont obtenues par maillage automatique, déroge à cette règle.

De plus, les liaisons au niveau des paliers, des brides ou des accroches au banc présentent les mêmes caractéristiques (masse, raideur...) mais ne sont pas forcément modélisées identiquement. Par ailleurs, les brides fusibles sont constituées de liaisons linéaires avec une limite à rupture, comme dans la seconde configuration explicite étudiée.

Enfin, les différents modules du modèle 3D peuvent être réduits en super-éléments, c'est-à-dire qu'ils ne sont plus représentés que par leur base modale respective (condensation de Craig-Bampton), et seuls les nœuds d'interface entre les composants sont retenus. Un deuxième niveau de condensation est possible pour réduire encore le nombre de degrés de liberté.

### III. Calcul de précontraintes et fragmentation de l'aube lâchée

Ces deux étapes préparatoires au calcul transitoire de perte d'aube sont présentées.

#### III.1 Précontraintes

Le rotor tourne à plein régime. L'état stabilisé étant atteint, la contrainte maximale située au centre des aubes vaut 548 MPa (figure 75). La répartition des contraintes et la valeur maximale sont conformes aux résultats obtenus par un calcul statique sur une aube seule. Par ailleurs, à l'exception des différences de maillage entre les aubes et la facétisation des pièces de révolution, le rotor est symétrique. L'observation de la répartition des contraintes, sur l'ensemble des aubes et sur l'arbre confirme qu'il est équilibré.

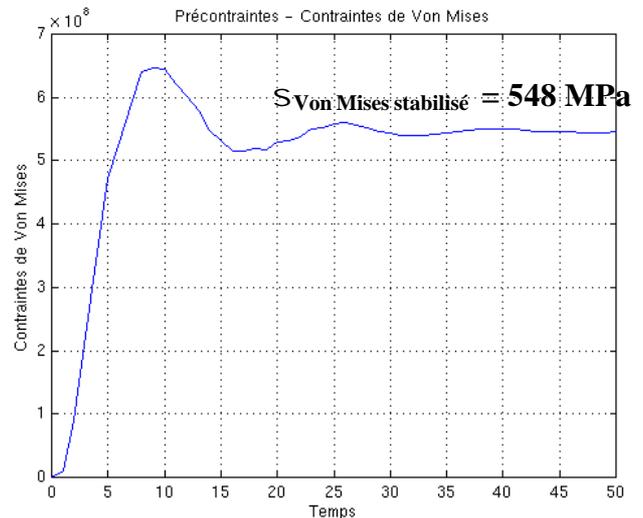
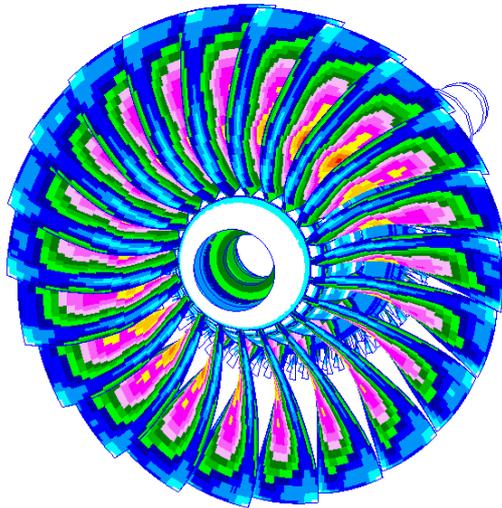
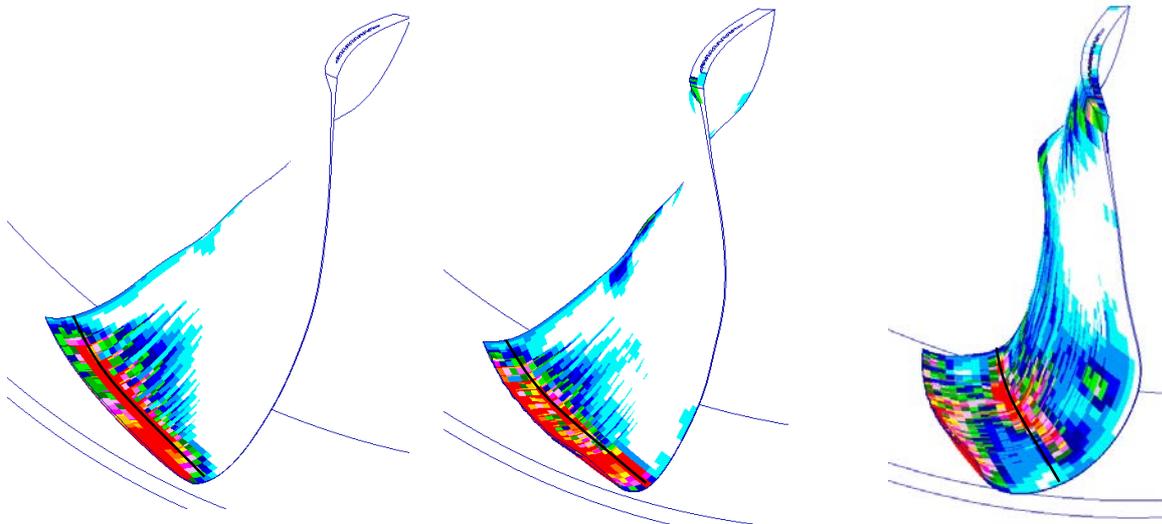


figure 75 Résultats du calcul des précontraintes.

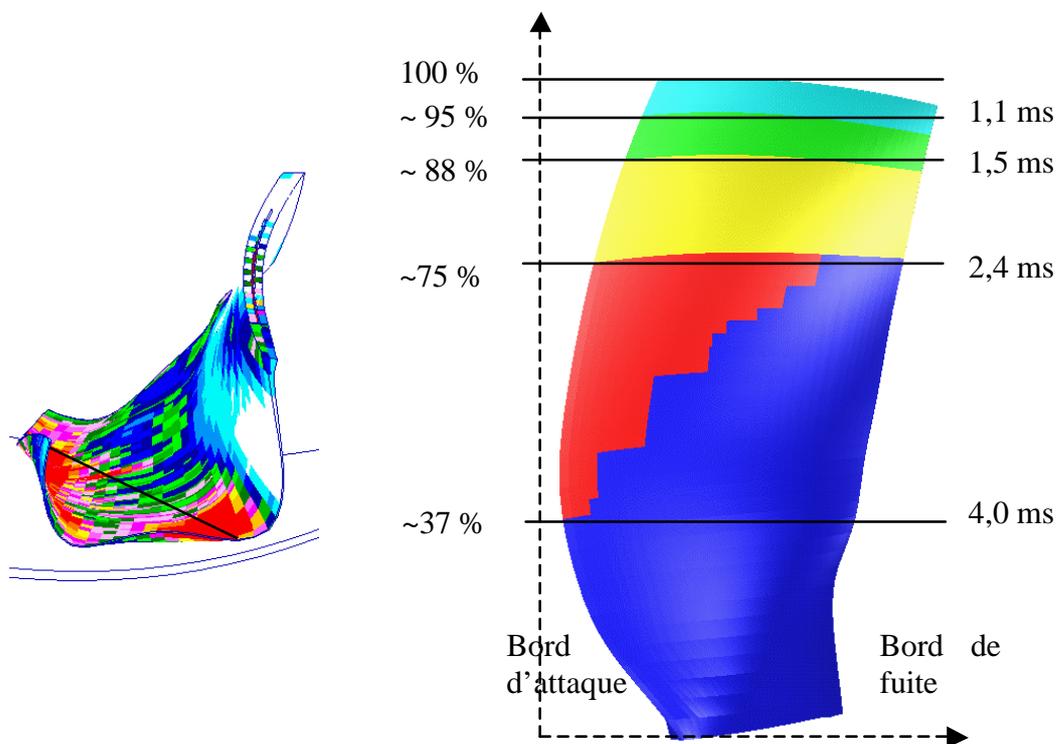
#### III.2 Fragmentation de l'aube lâchée

La seconde phase intermédiaire consiste à définir la séquence de fragmentation de l'aube lâchée. La procédure est de nouveau basée sur l'évaluation d'un taux de déformations plastiques suffisamment important pour considérer que la rupture est atteinte (cf. Chapitre 2). Toutefois, comme aucun essai pouvant permettre un recalage n'était disponible sur ce type d'aube, le choix des positions de fragmentation est plus arbitraire que précédemment, et il s'agit alors de trouver une séquence plausible.

La figure 76 illustre la séquence des trois premières fragmentations selon des plans. En revanche, pour la fragmentation suivante, les zones à fortes déformations plastiques ne se situent plus selon un plan, mais se concentrent entre le bord d'attaque de l'aube au niveau du contact sur le carter et l'extrémité du fragment également en contact avec le carter (figure 77). Un quatrième fragment a donc été défini entre ces deux zones. Après avoir percuté le carter et fini de glisser sur l'aube adjacente, la dernière portion d'aube incluant le pied se retrouve en arrière du plan fan et ne risque pas de toucher d'autres aubes. Elle est alors considérée détruite à  $T = 6,5$  ms.



**figure 76** Trois premiers plans de fragmentation déterminés dans la simulation.



**figure 77** Définition des positions et des instants d'apparition des plans de fragmentation de l'aube lâchée.

#### IV. Calcul de perte d'aube

Le modèle a été effectué dans le but de représenter au mieux les phénomènes du premier ordre. Comme dans la précédente simulation, les autres phénomènes de moindre importance ne seront pas pris en compte. Ainsi, la possibilité de rupture d'une plate-forme et l'influence des morceaux d'aube centrifugés ne sont pas étudiées.

Ce chapitre illustre les principaux résultats issus de la simulation. Dans la mesure du possible, les grandeurs caractéristiques du comportement global du démonstrateur calculées

en explicite sont comparées aux simulations implicites. Sinon, l'accent est porté sur les nouveaux résultats pouvant être obtenus par l'approche explicite. Les configurations implicites utilisées correspondent à un balourd initial d'1 aube ou d'1,5 aube. Dans la première configuration explicite, la rupture du découpleur est imposée lorsque l'effort au palier atteint la valeur spécifiée par le dimensionnement. Dans la seconde configuration, le modèle de bride fusible intégré rompt automatiquement. On rappelle que la modélisation du fusible au palier 1 constitue la seule différence entre les deux configurations explicites.

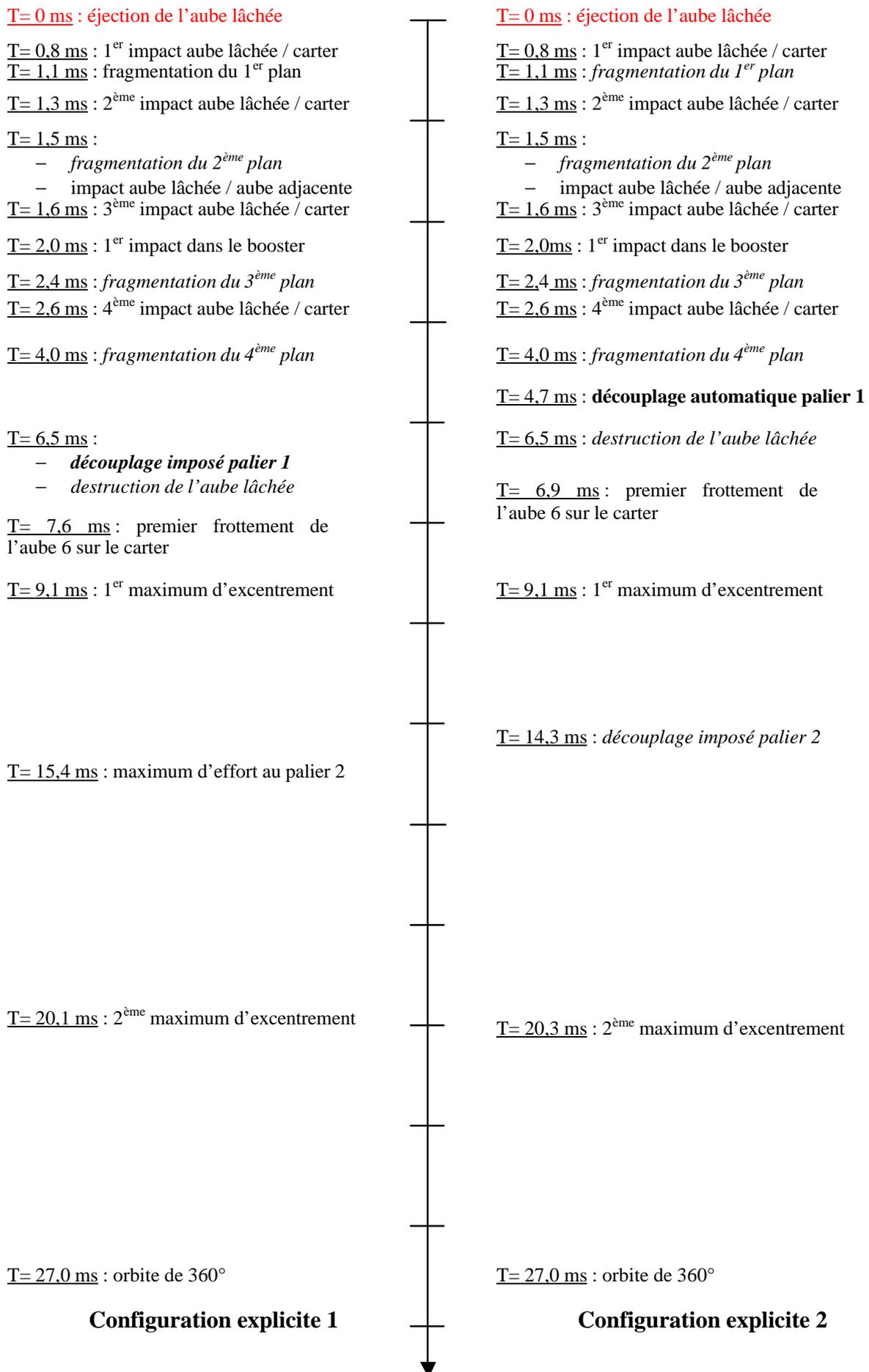
#### **IV.1 Chronologie des événements**

En premier lieu, le comportement d'ensemble du moteur est évalué en représentant chronologiquement les principaux événements de la perte d'aube sur 27 millisecondes, soit les deux premiers tours moteur environ. La chronologie suivante présente les scénarii pour les deux simulations explicites réalisées (figure 78). Les événements marqués *en italique* sont imposés dans le calcul, en particulier les fragmentations de l'aube lâchée et les découplages du second palier. Il apparaît dans l'ensemble que les phénomènes se produisent à des instants proches, à l'exception du découplage du premier palier, et les maxima de l'orbite du rotor qui dépendent de ce premier découplage.

#### **IV.2 Impact de l'aube lâchée sur le carter**

La définition d'une séquence de fragmentation de l'aube lâchée conduit à une succession d'impacts sur le carter fan, identiques dans les deux simulations. Leurs positions horaires sur la circonférence du carter sont représentées sur la figure 79 : l'aube étant lâchée en position 12h, les 4 premiers impacts se situent approximativement en position 1h30, 2h00, 2h15 et 2h45.

Le risque de rupture du carter ne pouvant être évalué par manque d'une loi de comportement et d'un critère adaptés, il est donc supposé se déformer sans déchirure ni rupture. Ce bilan devra encore être confronté à l'essai pour vérifier que la chronologie déterminée dans la simulation et les niveaux d'énergie d'impact sont cohérents avec les empreintes et les déchirures qui seront laissées sur le carter de rétention.



**figure 78** Séquence d'événements des deux configurations explicites.

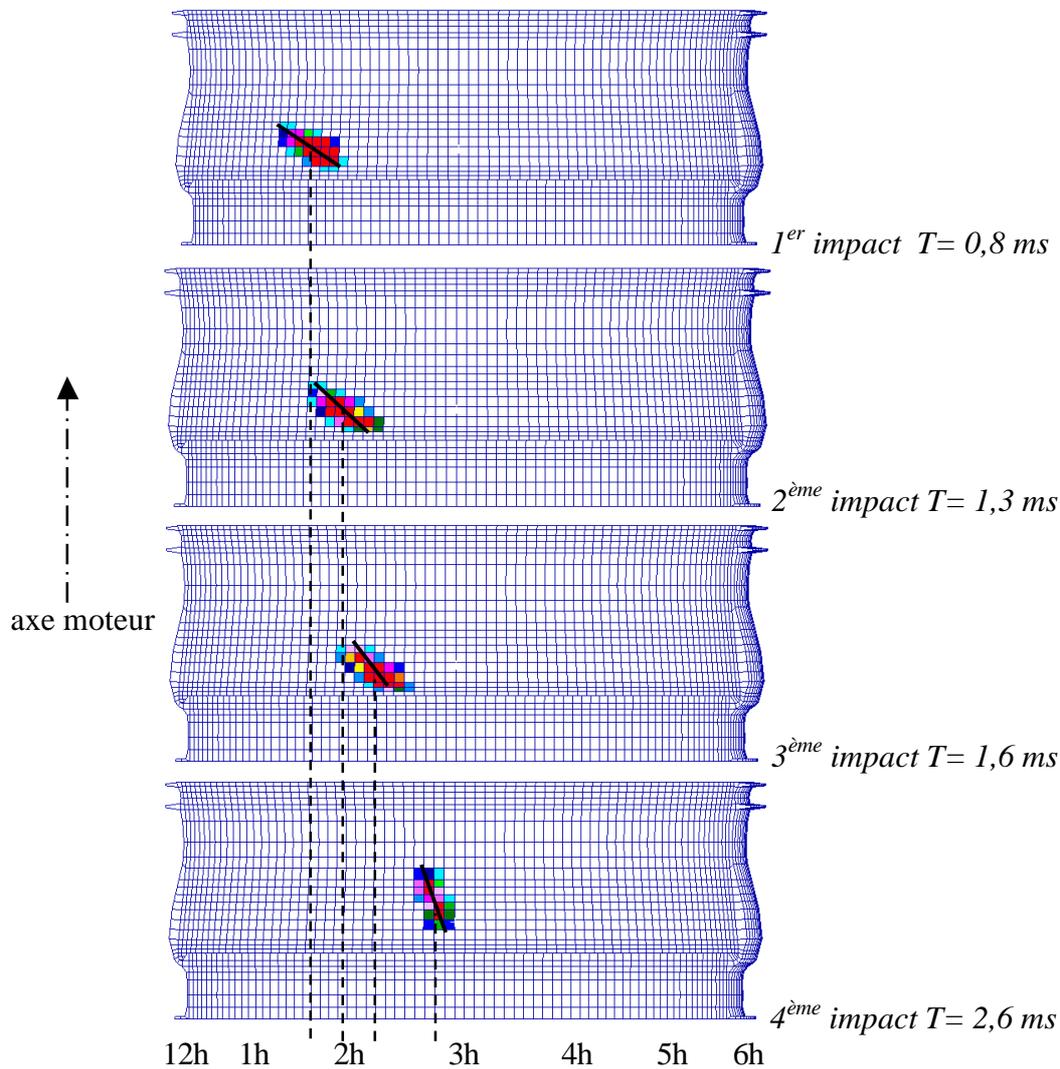
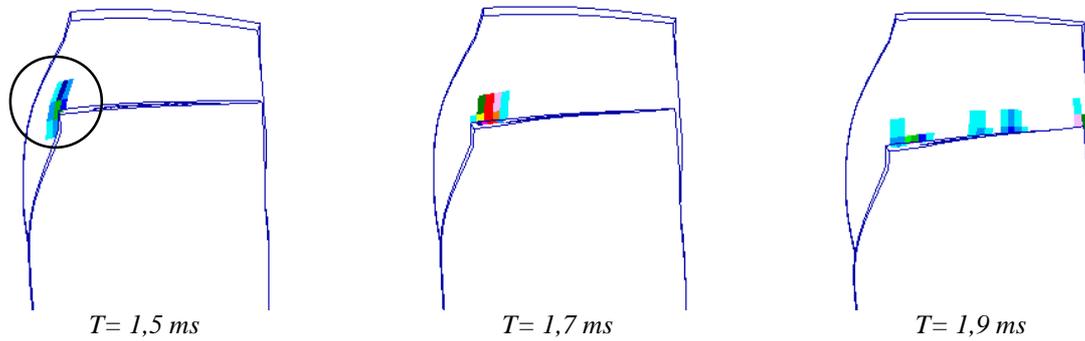


figure 79 Positions des zones d'impact de l'aube lâchée sur le carter de rétention.

### IV.3 Impact de l'aube lâchée sur l'aube adjacente

A  $T = 1,5$  ms le pied de l'aube lâchée percute l'aube adjacente au niveau de son bord d'attaque. Ce premier impact se situe à environ 18% de hauteur de la pale à la jonction entre le bord d'attaque plein et la zone raidie creuse. A  $T = 1,7$  ms, de forts efforts de contact se situent dans la zone creuse, pouvant entraîner la rupture des raidisseurs. A partir de  $T = 1,9$  ms le bord de fuite de l'aube lâchée percute le bord de fuite de l'aube adjacente. Par la suite, l'aube lâchée continue à glisser le long de l'aube adjacente. La figure 80 montre la répartition des efforts de contact au cours de cette séquence, identique dans les deux simulations explicites.

Le premier contact entre les deux aubes se produit après la première fragmentation de l'aube lâchée. Dans une simulation réalisée sans fragmentation, cet impact se produit légèrement plus tard, à  $T = 1,6$  ms, et se situe au même niveau, soit à 21% de hauteur de pale dans le début de la zone creuse. L'influence de la première fragmentation est donc relativement faible sur ce résultat et donc sur le comportement de l'aube adjacente.



**figure 80** Positions de l'impact de l'aube lâchée sur l'aube adjacente.

Suite au premier impact du pied de l'aube lâchée et au glissement de cette dernière, l'aube adjacente fléchit et percute l'aube suiveuse. La flexion des deux aubes va modifier la position de leur centre de gravité et celle du rotor complet. Ainsi, l'orbite du rotor et les conséquences induites dépendent du comportement de ces aubes. La comparaison des aubes creuses et homogénéisées montrant que leurs comportements sont proches, l'homogénéisation n'introduit pas d'erreur trop importante sur l'évaluation du balourd.

Dans cette simulation, l'essai n'étant pas encore réalisé aucun recalage n'est encore possible, en outre aucun modèle d'endommagement pouvant permettre la prédiction de la rupture des aubes n'est pas disponible : l'aube adjacente est supposée ne pas casser.

#### **IV.4 Efforts aux supports palier 1 et 2 - découplage**

La valeur de l'effort radial de rupture spécifiée pour le palier 1 est de  $7.10^4$  daN. De plus, le palier 2 doit casser sous une charge radiale théorique de  $3.10^4$  daN. Le premier fusible doit casser avant le second dans l'ordre de rupture prévu lors de la conception et calculé par les simulations implicites. Le dimensionnement de ces découpleurs étant capital, l'estimation numérique des efforts doit être bonne. L'évolution des efforts aux deux paliers pour les modèles explicites est représentée sur la figure 81. Suite au découplage du palier 1, la méthode de calcul de l'effort fait qu'il n'est pas parfaitement nul, pourtant plus aucun effort ne passe dans le reste de la structure via la bride.

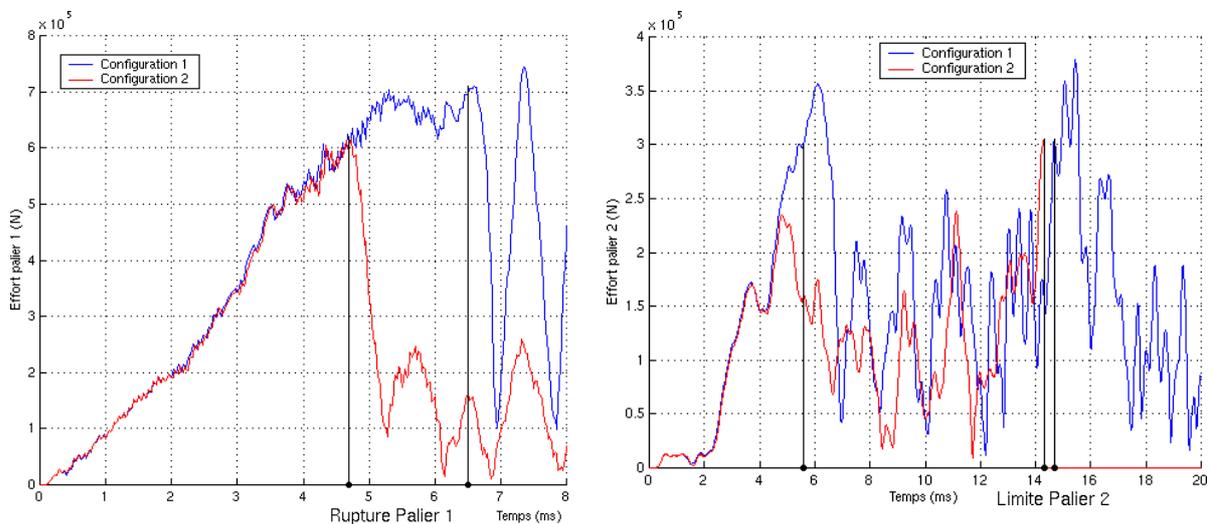
Dans la première configuration explicite sans bride fusible automatique, l'effort dans le premier fusible atteint une valeur proche de la limite spécifiée vers  $T = 5,3$  ms. Le découplage a été finalement volontairement imposé à  $T = 6,5$  ms lorsque l'effort la dépasse franchement. Or avant  $T = 6,5$  ms, l'effort au palier 2 a déjà atteint sa limite théorique. Ce résultat n'est donc *a priori* pas cohérent et permet de supposer que la rupture du palier 1 doit se produire légèrement plus tôt, entre 5,3 et 6,5 ms. A ce niveau, la simulation n'a pas été refaite, en avançant l'instant de rupture imposé, mais une hypothèse sur le scénario de rupture est effectuée afin de respecter l'ordre théorique. Ainsi, le palier 2 est supposé ne pas casser tout au long de la simulation et la rupture du fusible au palier 1 reste imposée à  $T = 6,5$  ms. A  $T = 15,0$  ms, l'effort au palier 2 atteint de nouveau sa limite, mais sa rupture n'est pas effectuée. Cette hypothèse entraîne bien sûr un doute sur la validité du reste du calcul mais permet tout de même de fournir des éléments de comparaison intéressants avec les autres simulations.

Dans la seconde configuration, la première vis de la bride fusible du support palier 1 casse entre les instants 4,4 et 4,5 ms. Le découplage, se traduisant par la chute brutale de l'effort, est effectif très rapidement après cette première rupture, vers  $T = 4,7$  ms. A cet instant, 15 des 36 vis sont cassées et l'effort radial dans le palier 1 vaut seulement  $6,2.10^4$  daN.

Evidemment, lorsque la limite à rupture des vis est augmentée, l'évolution de la courbe d'effort tend vers celle de la première configuration. Ce résultat permet déjà de formuler deux hypothèses qu'il faudra vérifier après l'essai :

- soit la valeur réelle de rupture du fusible, à travers la limite à rupture des vis fusibles, est plus faible que la valeur spécifiée,
- soit la valeur retenue dans le modèle pour la rupture des vis n'est pas bonne et ne permet pas à elle-seule de bien prendre en compte les effets de la géométrie réelle de la bride.

Bien que la différence avec la valeur à rupture spécifiée soit supérieure à 10%, la simulation a été continuée en conservant la valeur à rupture des vis initialement choisie. La limite d'effort au palier 2 est alors atteinte à  $T = 14,3$  ms et la rupture est imposée. Par rapport à la première configuration, l'effort au palier 2 diminue plus tôt suite à la rupture plus précoce du palier 1, puis son augmentation jusqu'à rupture est similaire. Il faut rappeler que pour la première simulation, le palier 2 n'est pas cassé. L'effort dépasse donc la valeur limite, mais très rapidement diminue de nouveau.



**figure 81** *Effort au palier 1 et au palier 2 au cours du temps.*

Ces différents résultats sont désormais comparés aux simulations implicites réalisées avec un balourd d'1 aube et d'1,5 aube (figure 82). Plusieurs constatations peuvent être faites.

D'une part, pour le palier 1 en implicite, les instants de rupture avec 1 aube et 1,5 aube encadrent l'instant de rupture de la seconde configuration explicite. Ceci indique deux hypothèses sur les comportements relatifs des types de modélisation : tout d'abord, le balourd généré par la perte d'une seule aube en explicite, avec les effets de la dynamique de la flexion des aubes fan, semble donc plutôt correspondre à un balourd implicite de 1,25 aube. Par ailleurs, les différences de comportement dans le booster lors des contacts aubes / carter, étudiées par la suite, peuvent influencer sur les charges aux paliers.

D'autre part, pour le palier 2 en implicite, les ruptures se produisent beaucoup plus tôt qu'en explicite, à 11 et 8,2 ms. L'instant de rupture de ce palier est donc très sensible aux différences de comportement entre les modèles explicite et implicite.

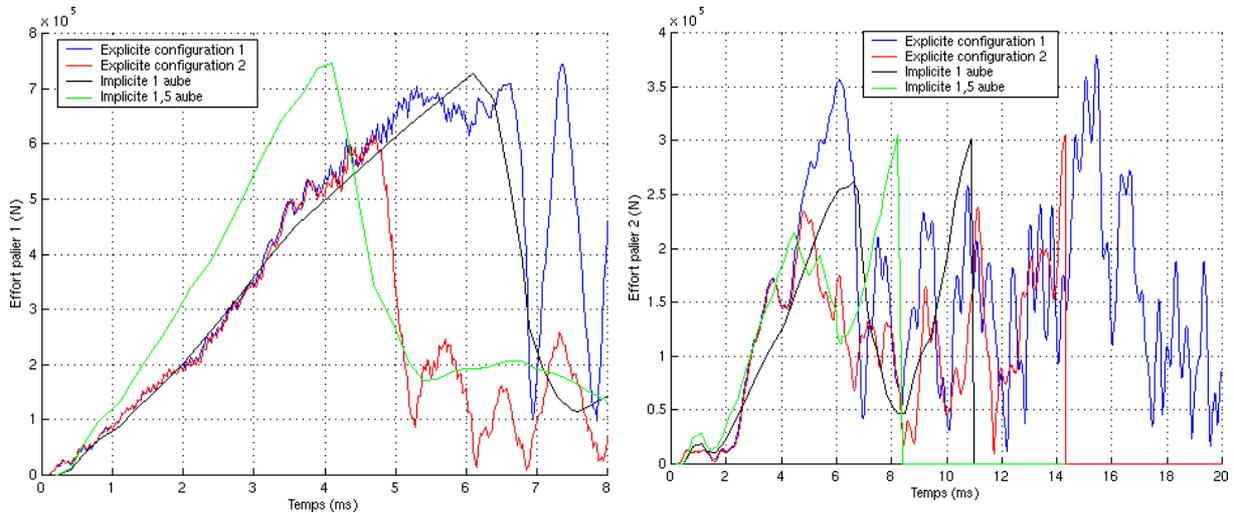


figure 82 Comparaison des efforts explicites / implicites au palier 1 et au palier 2.

#### IV.5 Comportement du booster

Les jeux en sommet des aubes et des léchettes avec le carter du booster sont faibles afin d'améliorer les performances aérodynamiques. Ainsi, dès que le rotor commence à s'excentrer, les aubes et les léchettes entrent en contact avec les carters. Les contacts des léchettes ne sont pas étudiés en détail. Certes ils contribuent à transmettre des efforts et à limiter l'orbite du rotor mais leurs effets ne sont pas de première importance. Les figures suivantes permettent alors d'illustrer la chronologie des contacts et de la dégradation des aubes. En outre, les résultats des deux configurations explicites étant du même ordre de grandeur, seule la première est présentée.

Dans un premier temps, la figure 83 représente la norme de la composante radiale de l'effort total de contact pour chaque étage mobile, exprimée dans un repère fixe. Le premier contact se produit dans les étages 1 et 2 vers  $T = 2,0$  ms. Ils apparaissent alors successivement, vers  $T = 2,5$  ms dans l'étage 3 et  $T = 4,5$  ms dans l'étage 4. Ces temps semblent cohérents avec les petits jeux en sommet d'aube et la flexion du rotor. Après la première prise de contact, les valeurs d'effort ne s'annulent jamais, sauf dans l'étage 4, attestant ainsi d'un contact permanent jusqu'à la fin de la simulation. La comparaison de l'effort entre les simulations explicite et implicite avec 1 aube lâchée montre en première approximation que l'évolution des niveaux d'effort est cohérente, en particulier pour l'étage 4 où les pics d'effort explicite suite à des prises de contact brutales d'une ou plusieurs aubes correspondent assez bien. Néanmoins, l'effort explicite beaucoup plus bruit  est largement plus faible. La dynamique globale du démonstrateur semble alors proche dans les deux modélisations mais la raideur introduite dans le modèle implicite simplifié paraît trop importante.

Un objectif de la simulation explicite avec une représentation détaillée du booster est de mettre en évidence l'évolution de la séquence de contact ainsi que les risques de rupture des aubes lors des premiers tours.

La figure 85 représente l'indice de plastification de chacune des aubes des roues mobiles, qui vaut 1 dès qu'un élément de l'aube plastifie. A un décalage temporel près, négligeable pour l'interprétation, l'ordre de prise de contact des aubes correspond à l'ordre de première plastification. Pour les deux premiers étages, les premières aubes impactées se situent dans la direction du balourd, c'est-à-dire diamétralement opposées à l'aube lâchée (aubes n 25 à 45 sur 70 ou 76 selon les étages, avec l'aube n 1 située derrière l'aube lâchée

par convention). Par ailleurs, la figure 84 montre qu'un très fort pourcentage d'aube est endommagé, jusqu'à 100% pour les 3 premiers étages. En revanche, la déformation plastique est inférieure à 10%. Il est alors probable que la rupture des sommets d'aube intervienne plus tard dans la chronologie et aucune rupture n'est introduite dans la modélisation explicite.

Ces différentes remarques constituent un point important pour discuter la validité des paramètres des modèles implicites. En effet, dans les modèles implicites, pour s'affranchir de la difficulté à déterminer une raideur de contact qui évolue au cours du temps avec la dégradation des aubes et des carters, le jeu en sommet d'aube est supposé nul, ce qui implique une prise de contact immédiate dès l'éjection de l'aube, et la raideur introduite est constante.

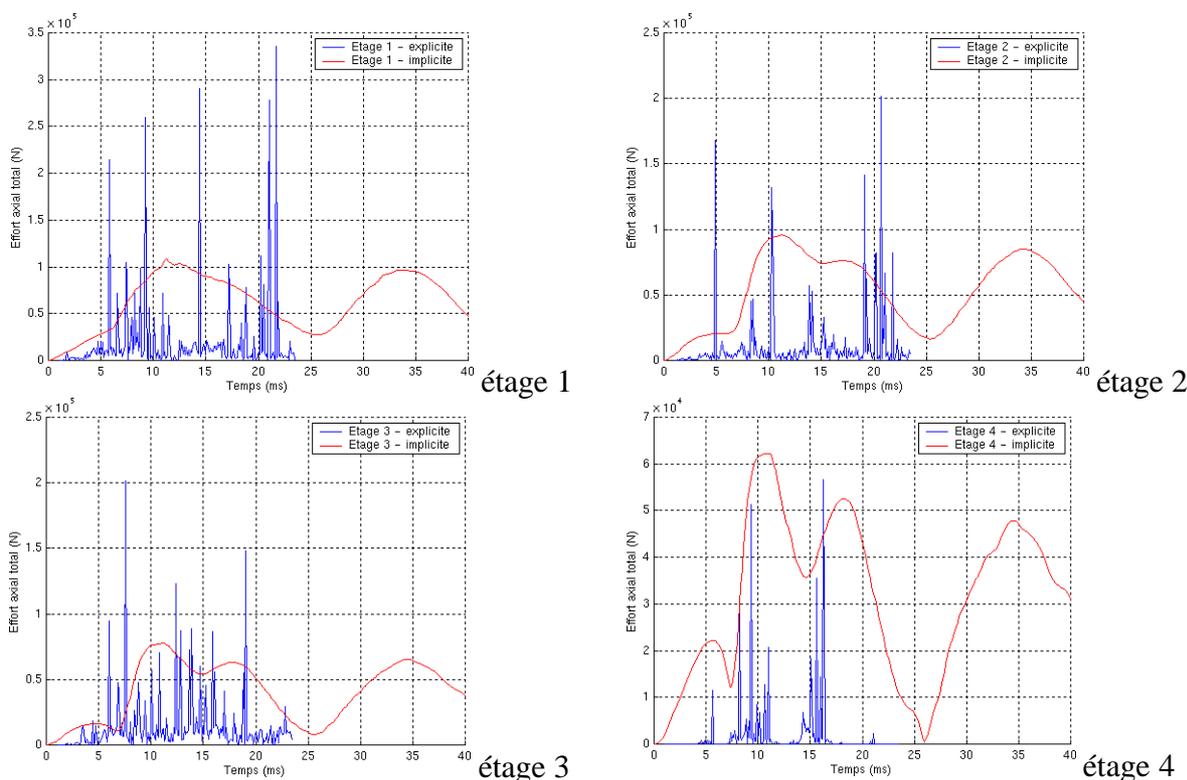


figure 83 Efforts de contact radiaux dans le booster au cours du temps.

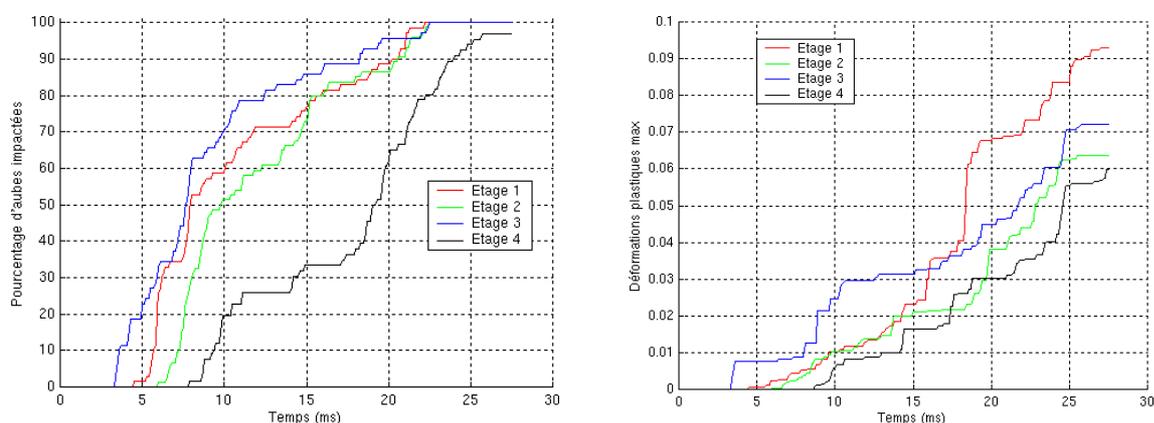
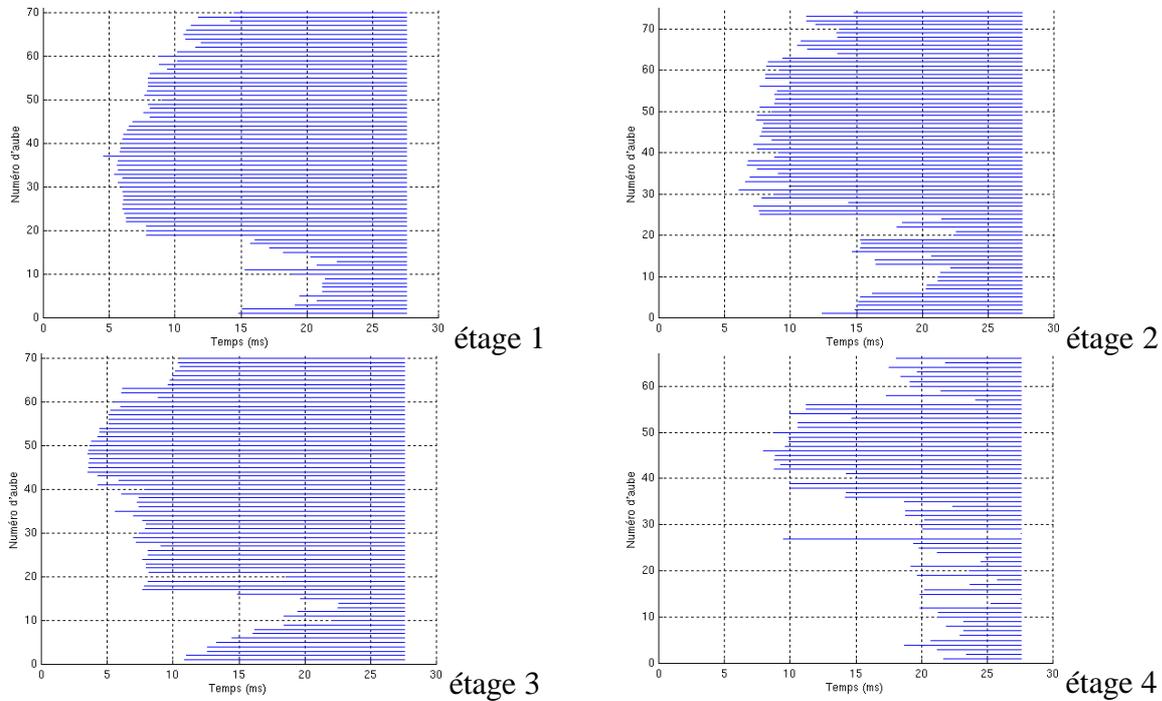


figure 84 Evolution de la dégradation des aubes du booster au cours du temps.



**figure 85** Evolution du dommage de chaque étage mobile au cours du temps.

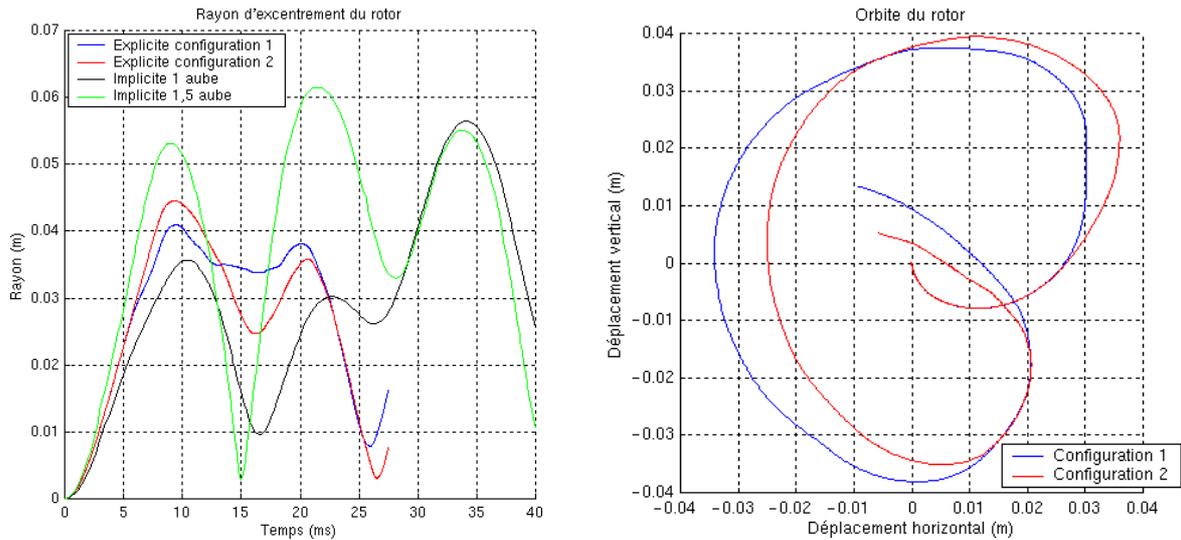
#### IV.6 Orbite du rotor

Lors des deux premiers tours et pour les deux configurations explicites, le rayon d'orbite du rotor passe par deux pics successifs (figure 86). Quelques différences apparaissent cependant. Les rayons d'orbitage maximum sont atteints dans la première configuration à  $T=9,1$  ms et  $T=20,1$  ms et valent respectivement 41 et 38 mm. Pour la seconde avec découplage automatique, ils sont atteints à 9,1 et 20,3 ms et valent respectivement 44 et 36 mm. La rupture plus précoce du découpleur dans la seconde configuration, alors que la vitesse d'excentrement est forte, favorise un plus grand débattement. De plus, la diminution de l'orbite suite à ce premier pic est plus importante que dans la première configuration. En revanche, le second pic est quasiment identique dans les deux configurations : ceci tend à montrer que le comportement du palier 2, dont la rupture dans la seconde configuration est effective à  $T=14,3$  ms, n'influe pas sensiblement sur l'excentrement du rotor.

Les maxima du rayon d'orbitage calculés en implicite encadrent ceux des deux calculs explicites (figure 86). Ces deux pics se produisent à des instants comparables, mais leurs amplitudes tendent à confirmer les résultats concernant les efforts aux paliers : la non-prise en compte des effets dynamiques de la flexion des aubes en implicite dégrade la précision du comportement du moteur. Ainsi, le balourd dynamique dû à la perte d'une aube en explicite et à la flexion des autres aubes fan pourrait se traduire en implicite par le balourd statique d'une masse équivalant approximativement à 1,25 aube. Il faut noter que l'introduction d'aubes homogénéisées ne doit pas perturber le balourd dynamique, dans la mesure où la cohérence des modèles creux et homogénéisé a été vérifiée.

Par ailleurs, le rotor des simulations implicites se recentre très fortement entre les deux pics. En explicite, il ne se recentre véritablement qu'à la fin du second tour. ; la rupture plus rapide du palier 2 dans les modélisations implicites va modifier les interactions entre le rotor et le stator ce qui peut en partie expliquer cet écart.

En outre, lors du deuxième pic en implicite avec 1,5 aube lâchée et après le deuxième tour en implicite avec 1 aube lâchée, le rayon d'orbite franchit quasiment le double du jeu initial en sommet d'aube fan de 36 mm. Ceci semble signifier qu'un fort déplacement d'ensemble du démonstrateur s'ajoute à l'orbite propre du rotor.

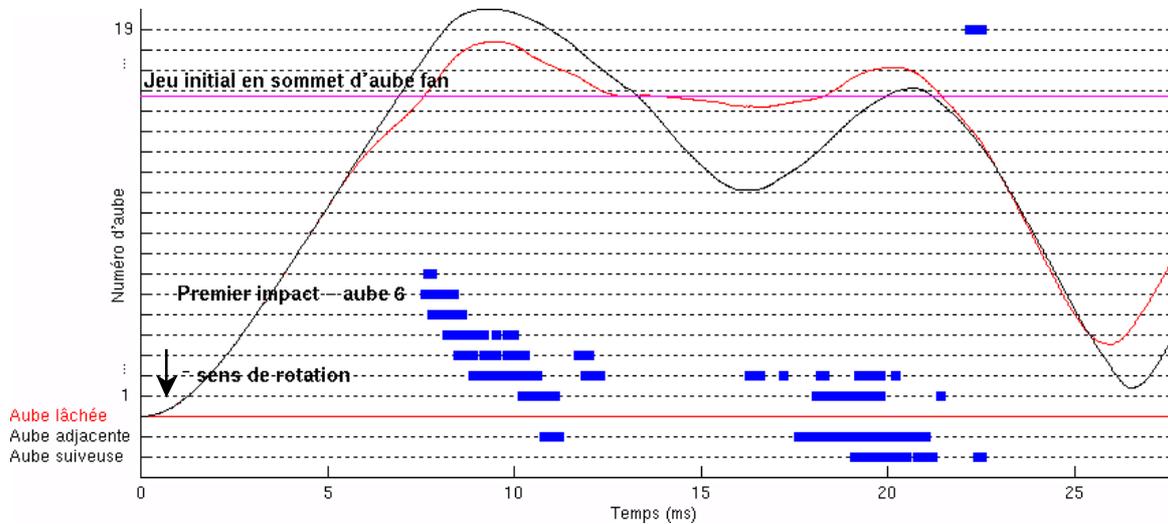


**figure 86** Evolution du rayon d'excentrement du centre du rotor au cours du temps et déplacements du centre du rotor dans le plan fan.

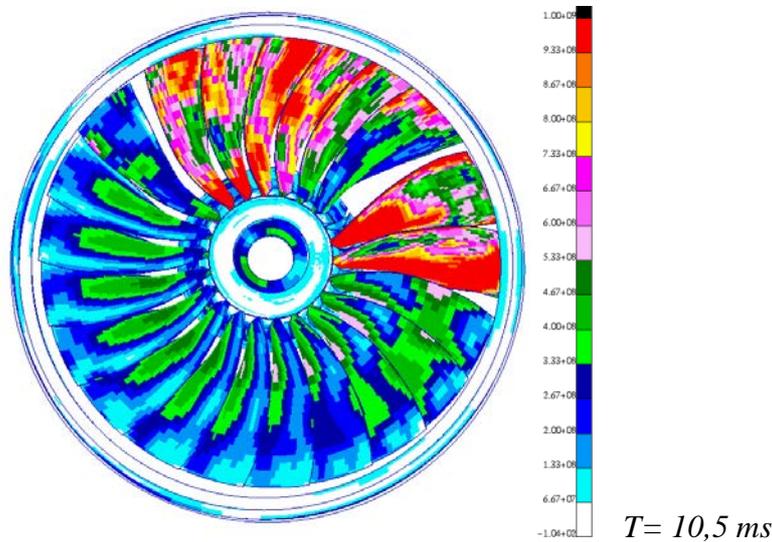
#### IV.7 Comportement des aubes frotteuses

Une convention sur la numérotation des aubes fan est adoptée : l'aube lâchée, l'aube adjacente et l'aube suiveuse sont respectivement les aubes 22, 21 et 20. Ainsi l'aube 19 est située juste après l'aube suiveuse, et par suite l'aube 1 se situe avant l'aube lâchée. Les déplacements du centre du rotor dans les deux simulations explicites sont différents : le déroulement global du frottement des aubes sur le carter va donc présenter quelques écarts. Néanmoins, comme il s'agit de donner un résultat qualitatif et que les deux configurations donne un bilan comparable, seule la première est présentée.

Suite à l'excentrement du rotor, les aubes entrent en contact avec le carter fan (figure 87). A  $T = 7,6$  ms, l'aube n° 6 frotte pour la première fois. Le carter de rétention étant alors globalement peu déformé, cet instant correspond quasiment à la consommation du jeu initial en sommet d'aube fan, soit 36 mm. Puis d'autres aubes frottent à leur tour (figure 88). Cette première séquence de frottement se termine à  $T = 12,5$  ms. Une seconde série de contact se produit entre  $T = 16$  ms et  $T = 22,5$  ms lorsque du second pic. A ce stade de l'étude, il n'est pas possible de statuer sur les risques de rupture des sommets ou des aubes entières, même si les niveaux de contraintes et de déformations plastiques sont élevés. Néanmoins, l'intérêt est de reproduire l'emplacement et le nombre d'aubes en contact. Ces données, qui déterminent une partie des efforts échangés entre le rotor et le stator, pourront directement être comparées aux films d'essai pour caractériser qualitativement le comportement global des modèles explicites.



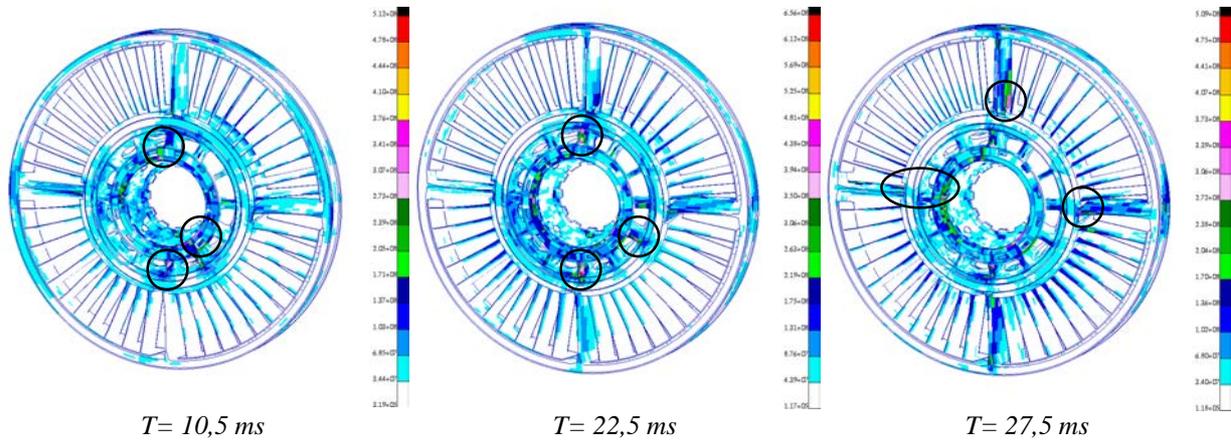
**figure 87** *Chronologie de l'impact des aubes frotteuses sur le carter.*



**figure 88** *Vue des aubes lors du frottement sur le carter.*

#### **IV.8 Comportement du carter intermédiaire**

Un point critique en perte d'aube est le risque de rupture immédiate (ou par fatigue en windmilling) du carter intermédiaire. Cet aspect n'est pas accessible avec cette modélisation, néanmoins l'état de contraintes du carter à différents instants indique la localisation des zones fortement chargées ainsi que la durée des périodes à fort chargement. La figure 89 propose une vue de la répartition de la contrainte de Von Mises à trois instants critiques, c'est-à-dire juste après les deux pics d'orbite du rotor et juste après le recentrage à la fin du second tour. Les zones les plus sollicitées sont les bras structuraux primaires et secondaires. La contrainte de Von Mises reste en général inférieure à la limite élastique, celle d'un aluminium soit environ 300 MPa, sauf sur quelques éléments et sur des instants très courts de l'ordre de quelques millisecondes. L'étude n'a pas été poussée plus loin, mais dans un premier temps ce type de résultat peut permettre de définir les zones critiques à observer ou à renforcer au cours de l'essai.



**figure 89** *Etat de contraintes du carter intermédiaire au cours du temps.*

#### **IV.9 Déplacements caractéristiques dans les accroches**

Le moteur étant relié au banc par des liaisons non-infiniment rigides, mais au contraire assez souples, la validité du comportement du modèle de démonstrateur peut reposer en partie sur la représentation de ces liaisons. Les déplacements caractéristiques des liaisons sont donc évalués pour permettre à nouveau une comparaison du comportement d'ensemble entre les différentes modélisations. Les paramètres des modèles de liaisons pourront également être modifiés pour recaler l'essai.

La figure 90 représente les déplacements axiaux du groin, qui relie l'accroche avant au carter intermédiaire, et de la barre de reprise de poussée, qui relie l'accroche arrière à l'accroche avant. Elle montre clairement des différences de comportement d'ensemble entre les modèles explicites et implicites. En particulier, dans les deux configurations explicites, les éléments de liaisons subissent d'abord un mouvement de traction vers l'avant puis de compression alors qu'en implicite ils ne subissent que de la traction. La figure 91 présente sous forme schématique ces deux états des liaisons en explicite. Tout d'abord, le balourd initial opposé à l'aube lâchée se trouve en position 6h et tend à faire basculer le moteur vers le bas et donc à tirer les accroches. L'inversion se produit lorsque le balourd se trouve en position 12h. Il tend alors à faire basculer le moteur vers le haut et donc à pousser les accroches. Ce mouvement global du moteur vers le haut est favorisé par le frottement des aubes fan sur le carter en position 12h environ, à partir de l'instant  $T = 7,6$  ms (voir figure 88).

Les écarts entre l'explicite et l'implicite peuvent provenir soit d'une différence de comportement de la ligne complète groin / accroche avant / barre de reprise / accroche arrière, soit d'une différence de sollicitation par l'ensemble rotor / stator. La première raison invoquée peut être écartée de par la construction même des modèles de liaisons dans les deux approches et par des simulations effectuées sur ces modèles séparément. Si aucune conclusion définitive ne peut encore être tirée sur ce premier point sans validation complémentaire, les différences locales accentuent les écarts provoqués principalement par les autres différences de modélisation induisant une différence de sollicitation de l'ensemble rotor / stator.

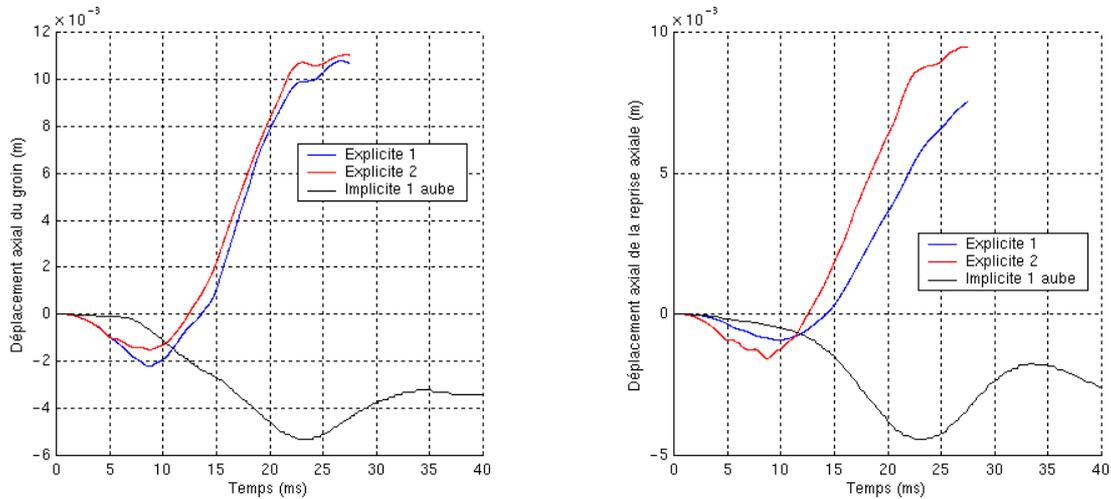


figure 90 Déplacements axiaux du groin et de la barre de reprise de poussée.

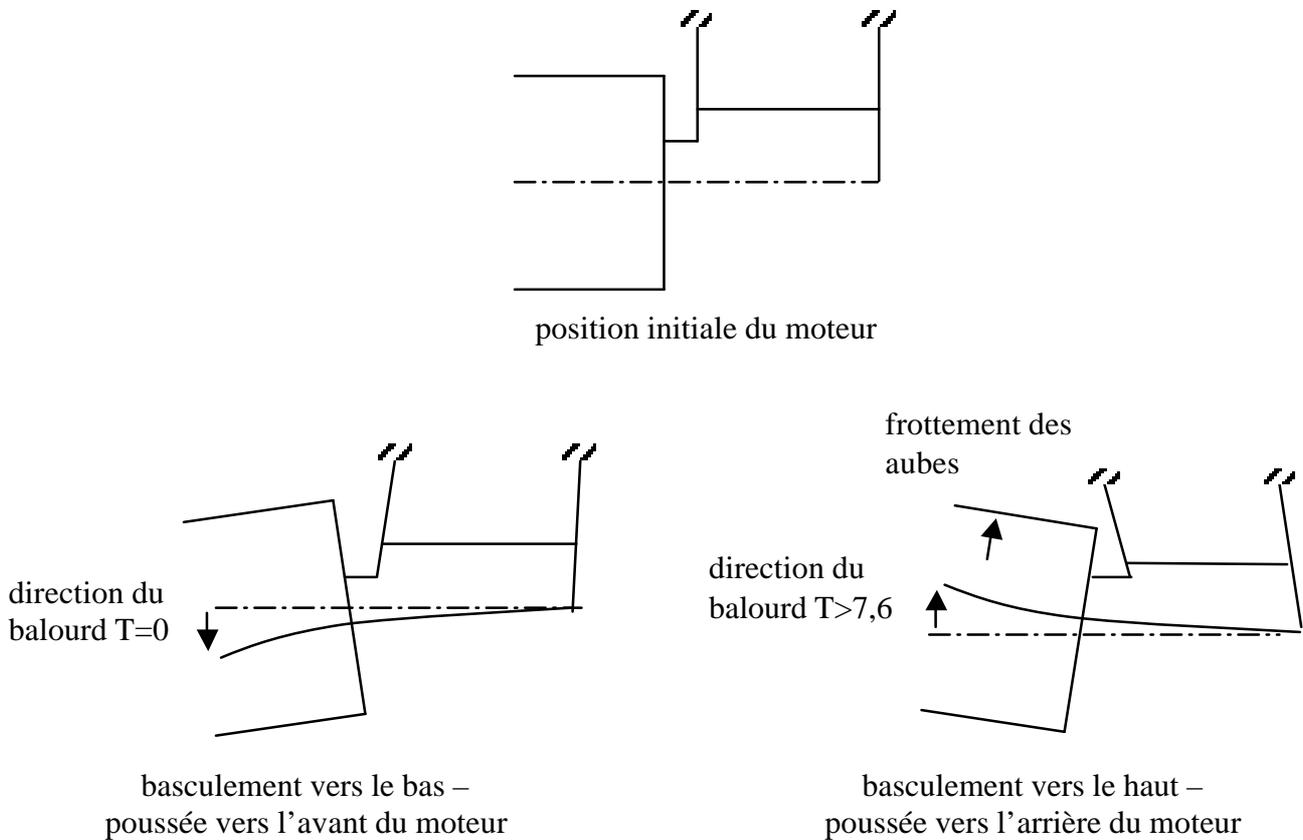


figure 91 Déplacements des liaisons.

#### IV.10 Vérification de certaines hypothèses et commentaires

Le principal examen réalisé *a posteriori* sur ce modèle concerne le risque de plastification dans les zones supposées conserver un comportement élastique. Ainsi à l'exception de zones très localisées, composées d'éléments de petite taille favorisant les concentrations de contraintes ou soumises à des efforts ponctuels, l'hypothèse de linéarité matérielle est justifiée. Ces zones se situent en particulier dans quelques éléments des bras structuraux du carter intermédiaire. De même, les éléments des pièces reliées aux poutres

constituant les liaisons par quelques nœuds uniquement subissent des efforts localisés et des surcontraintes locales non-physiques.

Des vérifications sont également effectuées visuellement sur de possibles pénétrations entre des composants indiquant l'absence ou la mauvaise gestion du contact. Il faut également remarquer qu'aucune étude d'influence n'a été réalisée sur la valeur des coefficients de frottement introduits dans les différentes zones de contact. Une modification de ces coefficients induirait un changement des efforts dans le booster et du frottement des aubes fan sur le carter. Ainsi la dégradation des aubes, l'orbite du rotor et le comportement d'ensemble seraient également différents. Néanmoins, il n'est pas aisé de quantifier réellement les écarts.

#### **IV.11 Temps de calcul**

La simulation de perte d'aube en explicite peut être décomposée en deux phases distinctes, séparées par la destruction de l'aube lâchée. Pendant la phase de fragmentation de l'aube lâchée, la modélisation détaillée creuse impose un petit pas de temps, d'autant plus faible que les éléments sont fortement déformés. Il atteint parfois moins de  $2 \cdot 10^{-8}$  s, et jusqu'à  $T = 6,0$  ms, chaque milliseconde de temps physique requiert environ 24 h de temps CPU sur une plate-forme IBM / RG. Par l'augmentation du pas de temps et la réduction du nombre de contact, les millisecondes suivantes requièrent moins de 14 h CPU. Ainsi pour 2 tours de simulation, environ 450 h CPU sont nécessaires, soient près de 19 jours CPU.

### **V. Conclusions**

D'une part, cette simulation montre que la méthode explicite n'est pas encore parfaite sur le plan de la prédiction. De nombreuses incertitudes persistent sur la fragmentation et le risque de rupture des aubes ainsi que sur les modèles de composants (palier, bride booster...). L'amélioration des modèles simplifiés de composants entamée au chapitre précédent devra être poursuivie, grâce à des développements spécifiques recalés sur des essais dédiés. De même, un modèle d'endommagement avec effet retard doit être évalué pour résoudre les problèmes de prévision de la fragmentation des aubes.

Néanmoins, en dépit de l'absence des résultats d'essai, ces calculs explicites sur un modèle tridimensionnel détaillé fournissent d'ores et déjà des résultats intéressants et complémentaires par rapport aux habituelles simulations implicites de dynamique d'ensemble.

Les deux approches font preuve d'un comportement global parfois très différent. En particulier, les instants de rupture des paliers ne sont pas identiques induisant un orbitage du rotor différent. De même, les contacts dans le booster et les déplacements des accroches ne sont pas en accord.

Les raisons proviennent de la différence entre les détails géométriques (surtout sur le rotor) qui conditionne en partie la précision du calcul, mais également des choix de modélisation. Se pose alors la question du bien-fondé de certaines hypothèses sur les paramètres du modèle implicite dont :

- la valeur du balourd, basée sur la perte d'une masse correspondant à la quantité d'aube lâchée sans prise en compte de la dynamique des autres aubes et de l'évolution de la position du centre de gravité du rotor,
- la raideur de contact dans le booster. Ce paramètre représente à lui-seul le comportement complexe du contact des aubes sur les carters. Il est donc mal connu et étant ici considéré comme constant, il ne rend pas bien compte de la dégradation des

aubes, donc de l'évolution de la raideur de contact et du jeu entre les carters et les aubes.

La définition précise et la réalisation de dépouillements complémentaires permettra de recalculer certains paramètres des modèles implicites et de les comparer aux paramètres utilisés actuellement. En particulier, la modélisation explicite ne présuppose pas l'introduction d'une loi de décélération du rotor, et seule la vitesse initiale de rotation est requise. Il est alors possible de calculer directement la décélération du rotor à l'aide du modèle explicite, de la comparer aux données difficilement observables en essai et pour laquelle une loi simplifiée est utilisée dans les modèles implicites.

La validation finale ne pourra être réalisée que grâce aux résultats de l'essai de perte d'aube prévu. Dans le cas où ce dernier se déroule conformément aux conditions initiales imposées dans les simulations, en particulier la position horaire du lâcher, les comparaisons s'effectueront sur les résultats présentés, mais porteront également sur d'autres résultats (issus de signaux de jauges, des déplacements des accroches arrières...). Un recalage pourra alors s'effectuer par exemple en modifiant des paramètres explicites - valeur à rupture des vis fusibles, raideur des paliers et des liaisons - ou en introduisant de nouvelles hypothèses - rupture d'une partie de l'aube adjacente, rupture des aubes du booster - pour tenter de retrouver les charges et déplacements caractéristiques du comportement d'ensemble.

D'autre part, si l'approche explicite semble donner des résultats encourageants sur le plan de la qualité et de la complémentarité avec l'approche implicite, une nouvelle étape consiste à réduire les temps de calcul et de mise en œuvre du modèle. L'utilisation d'aubes homogénéisées en lieu et place d'aubes creuses a déjà permis de réaliser la simulation de perte d'aube avec un gain estimé à 40% comme pour le premier démonstrateur étudié. Compte-tenu des importants temps CPU, supérieur à 400 heures, ce gain n'est pas négligeable. Or le temps de mise en œuvre du modèle complet a nécessité plusieurs semaines. Les bureaux d'études ne peuvent donc pas se permettre de réaliser un tel maillage s'il leur est impossible d'effectuer rapidement des études d'influence sur certains paramètres à moindre coût. Des techniques numériques de réduction de temps de calcul doivent alors être appliquées. En particulier, la méthode de décomposition en sous-domaines avec traitement des interfaces à maillages incompatibles et réduction en base modale en explicite [Faucher, 2003], est envisagée. Pour conserver une bonne précision et réduire au maximum les temps de calcul, la tâche consistera à optimiser le choix de la décomposition en sous-domaines, à déterminer les sous-domaines pouvant être réduits en base modale et à optimiser le nombre de modes à retenir. La possibilité d'utiliser les bases modales de certains composants à comportement élastique, déjà calculées pour d'autres applications dans les bureaux d'études, devra être évaluée. En particulier, tous les composants du stator compris entre le carter intermédiaire et l'arrière du démonstrateur sont concernés. Ce dernier aspect devrait permettre d'éviter le maillage spécifique à l'explicite de certaines géométries complexes, de réduire le temps de mise en œuvre du modèle et ainsi de faciliter l'intégration de la simulation de perte d'aube en dynamique rapide sur un tel démonstrateur, dans le cadre des itérations aéromécaniques en conception.



# CHAPITRE 5

## Les perspectives

---

La recherche d'une meilleure précision au plus faible coût dans les modèles numériques est une constante incontournable pour les industriels. Ce travail de thèse illustre en partie ce thème à travers une simulation prédictive de perte d'aube sur un démonstrateur représentatif d'un moteur complet. Cependant, certaines des solutions envisagées visant cet objectif n'ont pas pu être utilisées dans ce calcul et doivent être évaluées pour les applications futures. Celles-ci concernent alors l'amélioration de la prédiction du processus de fragmentation des aubes par un critère fiable et la réduction des temps de calcul par des techniques numériques.

En outre, le modèle explicite détaillé offre l'opportunité d'étudier pour la première fois l'effet d'une ingestion d'oiseau sur le comportement global d'un moteur, en particulier s'il est muni d'éléments fusibles, dont le rôle est de ne casser que sous de fortes charges comme en perte d'aube. Pour cela, et contrairement au modèle de perte d'aube, le rotor devra comprendre un fan complet possédant toutes ses aubes : le modèle de rotor doit donc être remplacé par celui utilisé en précontraintes, avec 22 aubes homogénéisées. Pour envisager la validité de l'utilisation du modèle complet, il faut d'abord qualifier le comportement du modèle d'aube homogénéisée en ingestion d'oiseau par rapport au modèle d'aube creuse.

### I. Fragmentation de l'aube lâchée

Les modèles Eléments Finis actuels associés au critère de rupture recalé sur des essais sont capables de prédire avec une bonne précision la fragmentation d'un certain type d'aube lâchée pleine. Toutefois, le critère étant simplement basé sur les déformations plastiques, il dépend du maillage et ne s'adapte pas directement à d'autres géométries d'aube. En particulier, il ne permet pas de déterminer automatiquement et donc de prédire les ruptures d'aubes lâchée et adjacente, dans le cas des aubes creuses qui sont de nouvelles technologies proposées par Snecma Moteurs. Or, ces deux événements sont des éléments cruciaux de la prédiction numérique et du dimensionnement d'un moteur en perte d'aube et doivent faire l'objet d'améliorations.

Une thèse en collaboration avec le CEA / DAM de Valduc et l'INSA de Lyon est en cours sur le développement de modèles physiques et numériques de fragmentation. Les développements effectués n'ont pas pu être appliqués dans cette étude. Néanmoins, il est intéressant de voir succinctement en quoi la méthode consiste et ce qu'elle apportera.

## **I.1 Principe général**

Le principe consiste à développer et implémenter dans le code Plexus un modèle de plasticité de Von Mises isotrope couplé à de l'endommagement avec effet retard [Suffis, 2002]. Les modèles d'endommagement utilisés classiquement ne sont pas objectifs vis-à-vis de la taille du maillage, ce qui se traduit par le phénomène de localisation. Ce problème se rencontre également dans le cadre de matériaux parfaitement plastiques ou élasto-plastiques à écrouissage négatif, et a pour conséquence, en dynamique, de confiner la déformation plastique dans les éléments qui plastifient en premier. L'introduction d'un effet retard vise alors à limiter le taux d'endommagement local et à entraîner l'extension de la zone endommagée sur plusieurs éléments. L'objet n'est pas ici de donner les détails du critère, mais des validations sur une poutre en flexion bidimensionnelle, par exemple, montrent que la zone d'endommagement converge vers une solution unique avec l'augmentation de la finesse de maillage, alors que sans l'effet retard, elle tend à se concentrer sur une bande de quelques éléments seulement quelque soit le raffinement du maillage (cf. Annexe 6).

## **I.2 Applications futures**

L'intérêt de ces travaux est de pouvoir appliquer le modèle d'endommagement avec effet retard sur les aubes pleines et creuses, en particulier l'aube lâchée et l'aube adjacente. Il faut au préalable avoir identifié expérimentalement les paramètres du modèle sur les matériaux considérés.

D'un point de vue qualité de la prédiction, la méthode devrait permettre de détecter automatiquement les zones de rupture des aubes, correspondant à un endommagement de 1. Pour l'aube lâchée, les zones de fragmentation ne seraient plus forcément des plans et pourraient suivre un chemin de propagation plus réaliste. Pour l'aube adjacente, l'apport serait très important dans la mesure où actuellement, aucun moyen ne permet de conclure sur sa tenue ou sa rupture suite à l'impact du pied de l'aube lâchée. D'autre part, d'un point de vue gain de temps, la phase préliminaire itérative de détermination des plans de fragmentation de l'aube lâchée serait supprimée. Il serait également envisageable d'utiliser le modèle d'endommagement pour les matériaux tels que ceux du carter de rétention afin de pouvoir prédire le risque de déchirure et de rupture lors des impacts successifs de l'aube lâchée.

## **II. Méthode numérique de réduction des temps de calcul**

Dans cette thèse, il s'agit de prédire précisément le comportement global d'une structure de moteur complet sur les premiers instants après une perte d'aube. L'avant du moteur subit de nombreuses non-linéarités transitoires et requiert une discrétisation fine pour une représentation fidèle des détails géométriques. L'utilisation du formalisme explicite est donc justifiée. En revanche, le reste de la structure répond essentiellement selon ses modes propres de vibration excités par les ondes élastiques qui le traversent. Cette zone où l'ébranlement est prépondérant ne nécessite pas la même finesse de maillage et de discrétisation temporelle. Avec le formalisme explicite des différences centrées appliqué à l'ensemble de la structure, la résolution sur la zone ébranlée, qui représente généralement une part non-négligeable de la taille totale du modèle, est donc pénalisée par :

- l'utilisation de pas de temps très petits sur l'ensemble de la structure, imposés par les éléments de la zone impactée maillée finement,
- sa trop grande finesse de maillage. En effet, son maillage étant continu et dépendant de celui de la zone fine, il n'est pas toujours évident de l'adapter à sa propre géométrie et à

son propre domaine de sollicitations, optimisant ainsi au maximum le nombre de degrés de liberté.

Les modèles très volumineux et les temps de calcul induits rendent ce type de simulation incompatible avec le besoin industriel. Ainsi, compte-tenu des spécificités du schéma explicite d'intégration temporelle, son application à l'ensemble du modèle et sur toute la durée physique de la simulation n'est pas la solution optimisée. Une amélioration numérique primordiale consiste alors à prendre en considération les différentes natures de phénomènes intervenant sur des échelles différentes au niveau spatial et temporel.

Le couplage multi-échelle en temps peut être réalisé en combinant successivement les avantages des schémas implicites et explicites. Dans le cadre d'une thèse en collaboration entre Snecma Moteurs et l'université de Liège, [Noels, 2002] propose au sein d'un code de calcul possédant les deux formulations un critère autorisant le passage automatique d'un schéma à l'autre. La bascule s'applique à l'ensemble de la structure, et est basée sur la taille du pas de temps nécessaire à chacun des deux algorithmes pour intégrer correctement le système. Les grandeurs cinématiques doivent être transférées en assurant la stabilité et l'équilibre de la structure. Des cas-tests en perte d'aube sur des géométries simplifiées, dont celle utilisée par la suite (cf. II.5.1), ont démontré que cette approche peut réduire sensiblement les temps de calcul. Lors des phases comportant peu de plastification et de contact (vol libre de l'aube lâchée...) le schéma implicite autorise l'emploi de grands pas de temps et devient plus efficace que l'explicite. Toutefois, l'avantage de l'implicite risque de ne pas être aussi flagrant avec des modèles beaucoup plus grands, en raison des temps d'inversion de matrice d'un tel système. Une autre issue est possible grâce aux méthodes de décomposition d'une structure en sous-domaines qui permettent de faire cohabiter plusieurs échelles de temps et d'espace. En les associant au traitement des maillages incompatibles à l'interface entre les sous-domaines et à l'utilisation de bases modales pour certaines parties du modèle, la finesse de discrétisation et le schéma d'intégration temporelle peuvent être choisis de manière adéquate dans chaque domaine. Ces développements ont été apportés et implémentés par [Gravouil, 2000], [Bousquet, 2000], [Herry, 2002] et [Faucher, 2003] dans Europlexus, qui remplace la version actuelle de Plexus avec ce nouveau formalisme. Néanmoins, seul le couplage entre les schémas explicites des différences centrées, avec des pas de temps propres sur chaque sous-domaine, est réalisé dans Europlexus de par l'absence de solveur implicite. Le principe général de ces techniques ainsi que des exemples simples mais caractéristiques des applications pour Snecma Moteurs sont présentés.

## **II.1 Principe de la décomposition en sous-domaines**

L'objectif est tout d'abord de découpler les échelles de temps entre différentes parties d'un modèle Eléments Finis. La méthode implémentée repose sur les travaux de [Gravouil, 2000]. La structure est décomposée en plusieurs sous-domaines, et la continuité aux interfaces entre les sous-domaines est assurée à l'aide de l'introduction d'efforts d'interface par des multiplicateurs de Lagrange. Le principe est donné dans un cas simple, pour une décomposition en 2 domaines possédant des pas de temps constants et multiples l'un de l'autre, en Annexe 7.

## **II.2 Maillages incompatibles**

### **a. Principe général**

Cette approche permet de découpler les échelles d'espace en autorisant un maillage spécifique à chaque domaine. Ainsi un domaine est doté de sa propre finesse de maillage et pour les zones ébranlées éloignées des principales non-linéarités la discrétisation peut être largement simplifiée. En plus de la diminution du nombre de degrés de liberté, la taille du pas de temps propre aux sous-domaines augmente et ceci améliore encore les gains en temps de calcul. Le traitement de l'incompatibilité consiste à écrire des relations cinématiques entre les degrés de liberté des nœuds des deux interfaces.

### **b. Choix de l'espace de discrétisation des multiplicateurs de Lagrange**

La méthode est limitée à l'emploi de maillages hiérarchiques aux interfaces, mais dans le cadre des géométries usuelles à Snecma Moteurs, ce dernier point ne représente pas une restriction trop contraignante. Deux choix sont disponibles dans Europlexus : la méthode *mortar* et la méthode dite optimale. Pour la méthode optimale, tous les nœuds des extrémités des domaines concernés sont projetés sur l'interface. Elle assure une continuité cinématique parfaite. Mais elle peut entraîner une augmentation artificielle de la rigidité de l'interface si celle-ci présente peu de nœuds communs entre les différents sous-domaines. Pour la méthode *mortar*, le support des multiplicateurs est restreint aux nœuds du domaine discrétisé le plus finement. Elle n'assure pas forcément un collage parfait mais n'introduit pas de rigidité supplémentaire. Par ailleurs, elle fait intervenir moins de degrés de liberté à l'interface que la méthode optimale et le coût de la résolution du problème d'interface s'en trouve réduit. Pour ces raisons, l'utilisation de la méthode *mortar* est généralement privilégiée.

Certaines matrices, dont l'opérateur de condensation permettant le calcul des multiplicateurs de Lagrange, dépendent de la géométrie locale de l'interface. Afin de limiter le recalcul fréquent de ces matrices lors de grandes déformations, il est préférable d'éloigner les interfaces incompatibles des zones subissant ces grandes déformations.

## **II.3 Réduction en base modale en explicite**

L'utilisation des deux méthodes précédentes permet d'adapter la finesse du maillage et les pas de temps dans chaque domaine. Néanmoins, le nombre d'éléments nécessaire à une bonne représentation du comportement de la zone ébranlée peut encore être largement réduit. D'où l'intérêt de la projection modale, couramment utilisée en implicite, adaptée au formalisme explicite et entraînant une grande diminution du nombre d'inconnues. La méthode implémentée dans Europlexus permet l'utilisation des différentes combinaisons modales classiques, comme celle de Craig-Bampton [Faucher, 2003].

La structure du système projeté est rigoureusement identique à celle du système sans projection. Le processus de résolution ne change pas et l'algorithme à plusieurs pas de temps est directement applicable. Par ailleurs, le pas de temps sur le sous-domaine réduit est estimé directement à partir de la plus grande fréquence propre du système projeté. Le pas de temps ainsi calculé est fréquemment supérieur à celui donné par la condition CFL.

## **II.4 Règles d'utilisation et paramétrages**

L'utilisation pratique des techniques multi-échelles pose le problème du respect de certaines règles et du choix des différents paramètres permettant d'obtenir un résultat

satisfaisant et optimisé. Dans tous les cas, la détermination du meilleur paramétrage découlera de la capitalisation d'expérience à travers les simulations futures. Plusieurs paramètres d'utilisation peuvent néanmoins être cités :

- Il est préférable d'effectuer un découpage de la structure en étudiant la position des interfaces afin d'estimer *a priori* le rapport entre le coût lié à la résolution du problème d'interface et le gain apporté sur chaque sous-domaine. Le calcul et l'inversion de l'opérateur de condensation est une opération coûteuse, en particulier avec l'utilisation de base modale. Elles le sont d'autant que le nombre de degrés de liberté de l'interface est grand. Ainsi, il peut être préférable de modifier un choix de découpage apparemment intuitif visant à augmenter la taille d'un sous-domaine avec un grand pas de temps au profit de la réduction de la taille de l'interface.
- Seul le contact entre les nœuds esclaves / éléments maîtres d'un même domaine sont supportés par le code, ce qui impose de regrouper dans un même domaine les entités mises en jeu dans un contact. En effet l'algorithme de contact impose la valeur du pas de temps de calcul. La gestion des contacts entre différents sous-domaines nécessiterait alors un traitement complexe des instants communs de calcul entre ces domaines.
- Il n'y a pas de règle clairement établie concernant le rapport maximum de pas de temps autorisé entre les différents sous-domaine. Mais à travers différentes expériences numériques [Faucher, 2003], un rapport allant jusqu'à 100 semble possible. Par ailleurs, fixer le pas de temps pour un sous-domaine qui subit peu de déformations et dont le pas de temps propre est trop grand peut être un moyen de respecter cette limitation.
- Le choix de la méthode de projection et de la troncature de la base modale font appel à l'analyse du type de problème et du domaine de sollicitation ainsi qu'à l'expérience. Ces deux thèmes ne sont pas spécifiques à l'utilisation des bases modales en explicite et un aperçu des principaux modes de réduction est proposé dans [Craig, 2000].

## **II.5 Etude de faisabilité en perte d'aube sur une structure complexe**

Il faut en premier lieu remarquer qu'Europlexus ne permettait pas de réaliser une simulation de perte d'aube sur des modèles tel que ceux des deux démonstrateurs. En effet, ils utilisent différentes liaisons, qui n'étaient pas encore compatibles avec le formalisme multi-domaine. En outre, la réduction en base modale nécessite des données contenant les informations requises par Europlexus pour créer la base modale (matrices de masse et de raideur réduites et matrice de projection). Or, cette étape était indisponible à Snecma Moteurs lors de l'étude. L'objet de ce paragraphe consiste alors à montrer sur des géométries moins complexes les grands avantages en terme de temps de calcul proposés par les techniques multi-échelles sans réduction modale. Un modèle simplifié de rotor et de stator sert d'exemple pour illustrer la prise en compte de contacts, de type impact aube / carter dans le formalisme multi-domaine. Le faible nombre de degrés de liberté ne permet pas de mettre en évidence les gains potentiels. Le modèle de rotor du premier démonstrateur, qui comprend un nombre de degrés de liberté représentatif des applications industrielles classiques, permet quant à lui d'entrevoir les gains potentiels en temps CPU.

### **II.5.1 Cas-test représentatif d'une perte d'aube**

La géométrie du premier cas-test (figure 92) comprend un rotor (un arbre et 24 aubes simplifiées maillées en éléments de coque, un disque maillé en éléments hexaédriques), et un stator (un carter et un support palier maillés en coque, un palier). Celle-ci permet d'évaluer la prise en compte des contacts dans le formalisme de décomposition de domaines, sans rechercher à optimiser le rapport précision / temps du calcul. En préambule du calcul transitoire, le calcul des précontraintes est effectué. Pour le calcul de perte d'aube, la structure

est décomposée en 4 sous-domaines (figure 92). En particulier, le premier inclut les éléments intervenant dans les contacts aube lâchée / carter et aubes / aubes, c'est-à-dire l'avant du carter et toutes les aubes. La figure 93 et la figure 94 montrent que la réponse dynamique du modèle avec décomposition est très proche de celle du modèle de référence. Ainsi, l'orbite du rotor et les contraintes dans différents éléments de la structure affichent quasiment les mêmes évolutions.

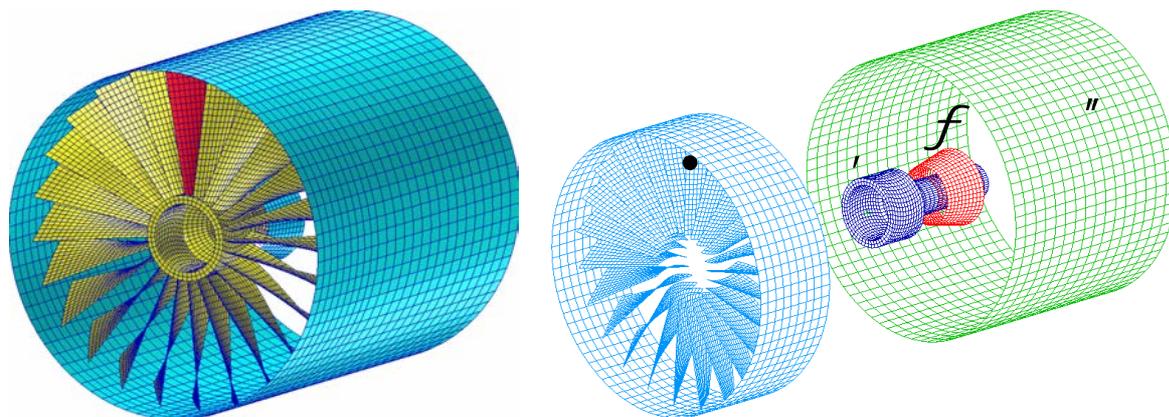


figure 92 Maillage et décomposition en 4 sous-domaines du cas-test représentatif.

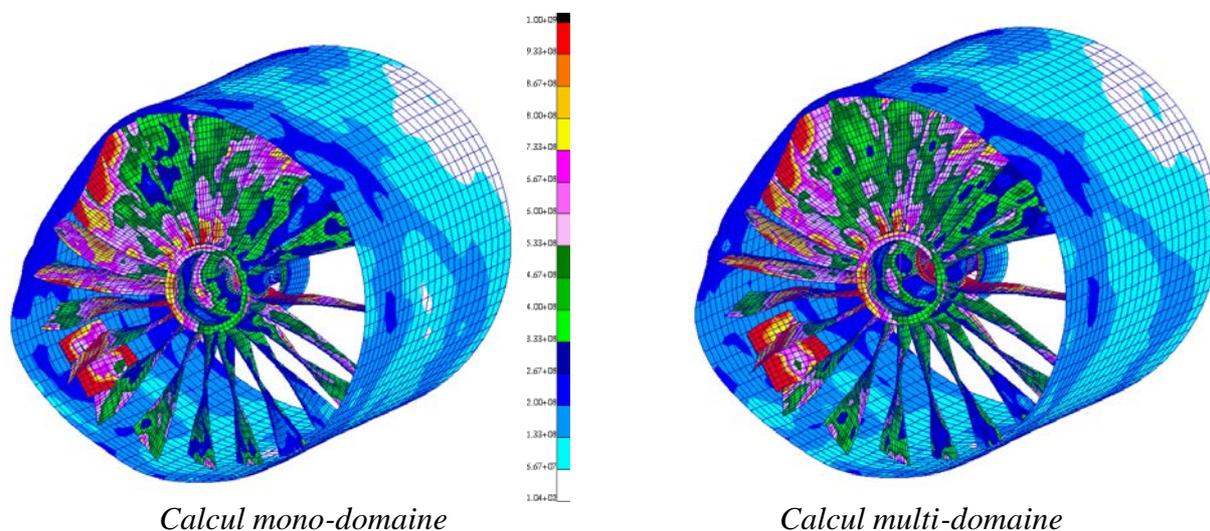


figure 93 Déformées et contraintes de Von Mises au temps  $T=10$  ms.

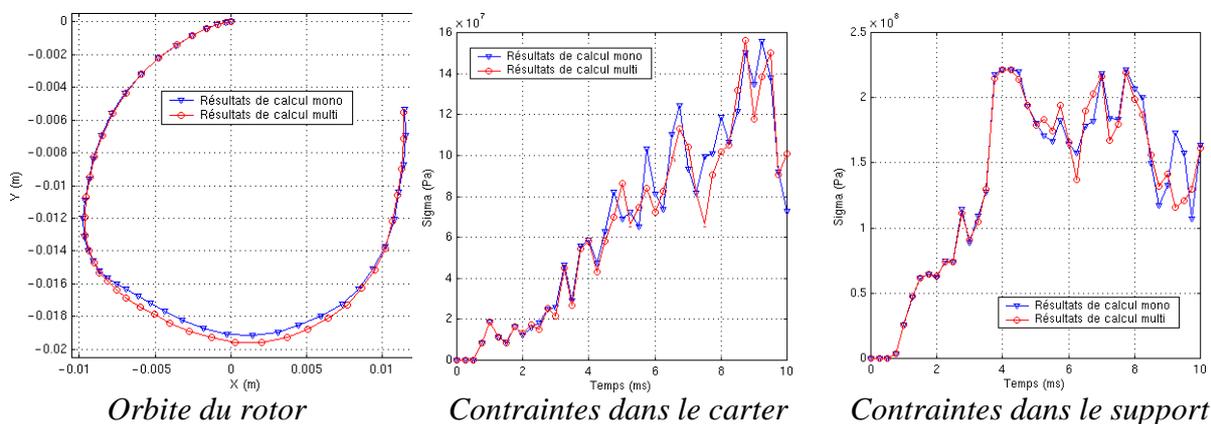


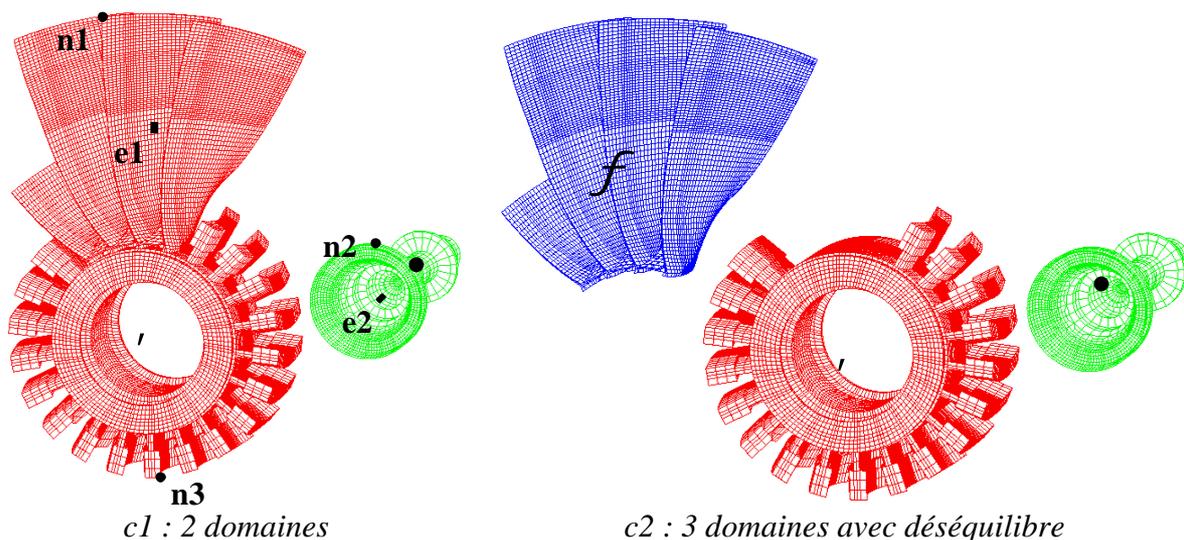
figure 94 Comparaison des modèles mono et multi-domaine.

### II.5.2 Calcul de précontraintes sur le rotor du premier démonstrateur

Le modèle de rotor du premier démonstrateur, comprenant des aubes homogénéisées et utilisé pour le calcul des précontraintes, constitue une application industrielle intéressante pour évaluer les gains en temps de calcul pour différentes décompositions de la structure. Ce modèle comprend en effet près de 220 000 degrés de liberté et est représentatif des tailles de modèles couramment utilisés industriellement. Les 4 configurations multi-domaines étudiées (figure 95) sont comparées au calcul mono-domaine traditionnel. La première, notée c1, est composée d'un domaine pour l'arbre et d'un domaine pour le disque aubagé. Les configurations c2, c3 et c4 se distinguent par le choix de la décomposition au niveau du couple aubes / fausses aubes en vis-à-vis. La comparaison s'effectue sur l'évolution au cours de la simulation des déplacements de 3 nœuds et des contraintes de Von Mises en 2 éléments, significatifs du comportement de la structure. La figure 96 montre que toutes les configurations donnent le même résultat.

D'autre part, il est intéressant de constater que le découpage d'une structure équilibrée selon son axe de rotation, avec des domaines non-équilibrés individuellement, ne perturbe pas la réponse. Ce type de problème, abordé par [Faucher, 2003] apparaît en particulier dans le cas de sous-domaines réduits en base modale déséquilibrés lors de grandes rotations et conduit à un désaxement progressif en raison des interpolations de vitesse aux interfaces. Ce n'est pas le cas du calcul de précontraintes réalisé dans le repère tournant.

En ce qui concerne les temps de calcul (tableau 3), il apparaît que les configurations les plus avantageuses sont celles qui isolent les 3 aubes dans un domaine, soient c2, c3 et c4. En effet, dans ce cas, la taille du domaine contenant les aubes, dont le pas de temps est le plus faible, est plus petite que dans les autres configurations. Il apparaît en revanche que la configuration c1 avec 2 domaines uniquement est moins performante qu'en mono-domaine. Le sous-domaine 1 possède certes un pas de temps 10 fois supérieur au sous-domaine 2, mais il contient moins de 10% du nombre total de degrés de liberté. Cela met bien en évidence que le coût lié au traitement du problème d'interface peut devenir supérieur au gain apporté par une décomposition mal choisie.



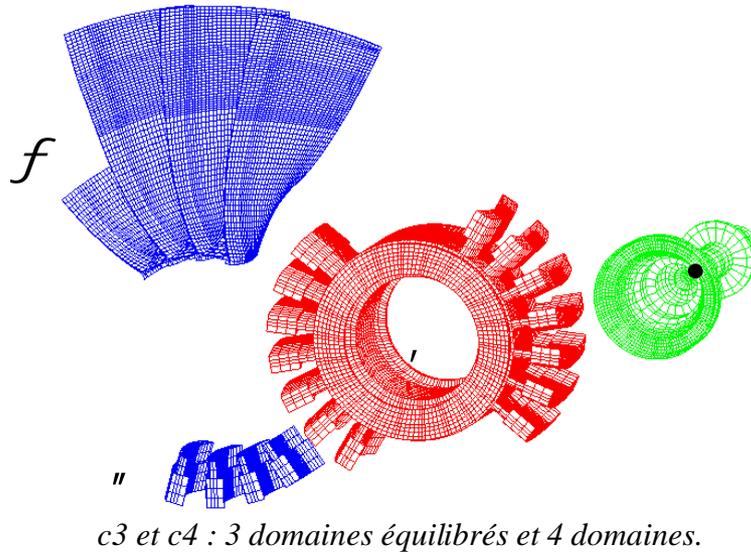


figure 95 Maillage et différentes décompositions en sous-domaines du rotor.

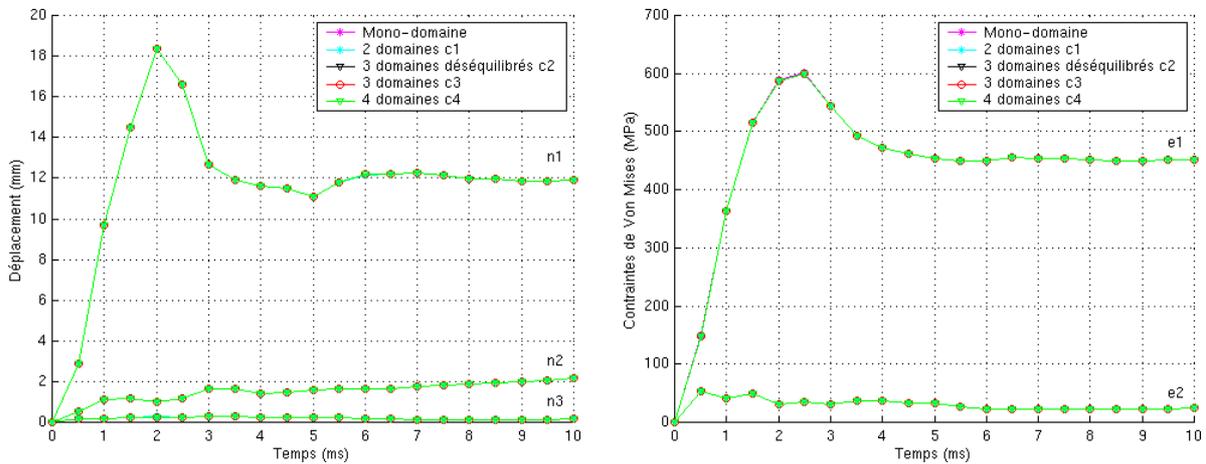


figure 96 Comparaison des déplacements nodaux et des contraintes de Von Mises entre les différentes configurations.

	Validité	Temps de calcul	Gain
Mono-domaine	OK	100 %	-
c1	OK	110 %	-10 %
c2	OK	73 %	27 %
c3	OK	70%	30%
c4	OK	70%	30%

tableau 3 Comparaison des temps de calcul.

## II.6 Conclusions

Le premier exemple permet de valider que les méthodes multi-échelles donnent des résultats très proches pour un calcul simplifié de perte d'aube. Le second exemple commence à aborder véritablement le problème du choix des paramètres inhérents à la décomposition en sous-domaines et visant à réduire les temps de simulation. Une décomposition simple montre

qu'un gain de 30% est facilement possible. Malheureusement, l'absence temporaire des fonctionnalités indispensables aux simulations de perte d'aube dans le formalisme multi-domaine par rapport au mono-domaine n'a pas permis de faire une étude plus approfondie de toutes les capacités et d'optimisation. Néanmoins, des cas-tests industriels [Faucher, 2003] affichent des gains supérieurs à 700% grâce notamment à l'utilisation de base modale.

Dans le cas du démonstrateur représentatif d'un moteur complet, une décomposition « intelligente » consisterait à isoler les aubes fan dans un domaine avec le carter de rétention, afin que le petit pas de temps imposé par un élément d'une aube ne soit pas imposé au reste de la structure. Par ailleurs, les principaux composants situés en aval du carter intermédiaire seraient susceptibles d'être réduits en base modale, de par leur comportement linéaire. Ils représentent environ 40% du nombre total de degrés de liberté, soit 500 000 environ. En supposant par exemple qu'une centaine de modes pour chacun de ces composants suffise à représenter correctement leur comportement et en réduisant le nombre de nœuds d'interface retenus dans la condensation par un découpage judicieux, seuls quelques milliers de degrés de liberté permettraient de remplacer les 500 000 précédents. Même si le traitement des interfaces nécessite des temps relativement longs, le gain de temps total de simulation par rapport à l'état actuel serait considérable.

### III. Evaluation du modèle d'aube homogénéisée en ingestion d'oiseau

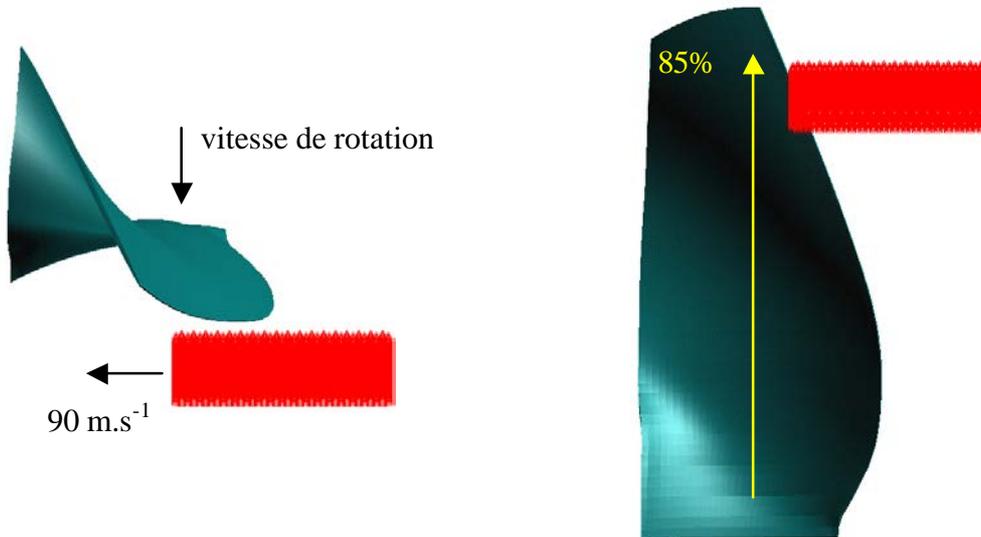
Il est primordial d'évaluer le comportement des éléments fusibles lors d'une ingestion d'oiseau, qui ne doit donc pas entraîner leur rupture. Il est alors envisagé d'utiliser le modèle de démonstrateur complet pour une simulation d'ingestion d'oiseau afin de vérifier la tenue du découpleur. Contrairement à la perte d'aube, où le balourd initial provient de l'absence d'une aube, l'ingestion d'oiseau provoque des déformations localisées sur les aubes fan et donc un faible déséquilibre. En dehors de la modélisation du moteur proprement dite, la qualité du calcul d'ingestion repose alors sur la bonne estimation du comportement local de l'aube et de la modification de la position de son centre de gravité. Or, si les déformées expérimentales après ingestion sont reproduites avec une relative précision avec le modèle d'aube creuse, elles n'ont pas été évaluées avec le modèle d'aube homogénéisée.

#### III.1 Présentation du modèle

Le modèle simplifié comporte une seule aube et un oiseau. Le pied de l'aube est entraîné à la vitesse de rotation du moteur à plein régime, la vitesse axiale de l'oiseau est de  $90 \text{ m.s}^{-1}$  et l'impact initial de l'oiseau se situe à 85% de hauteur de la pale (figure 97). La méthode SPH (Smooth Particules Hydrodynamics) implémentée dans Plexus [Letellier, 1996] est utilisée pour modéliser l'oiseau par un cylindre dont les principales caractéristiques sont données au tableau 4. Ces paramètres correspondent à l'ingestion d'un goéland lors de la phase de décollage, mais d'autres espèces d'oiseau et de paramètres de tir utilisés en certification pourraient être choisis.

Masse (lbs)	Longueur (mm)	Diamètre $\phi_{\text{moyen}}$ (mm)
2,5 ( $\approx 1,13 \text{ kg}$ )	260	76,3

**tableau 4** *Caractéristiques de l'oiseau.*

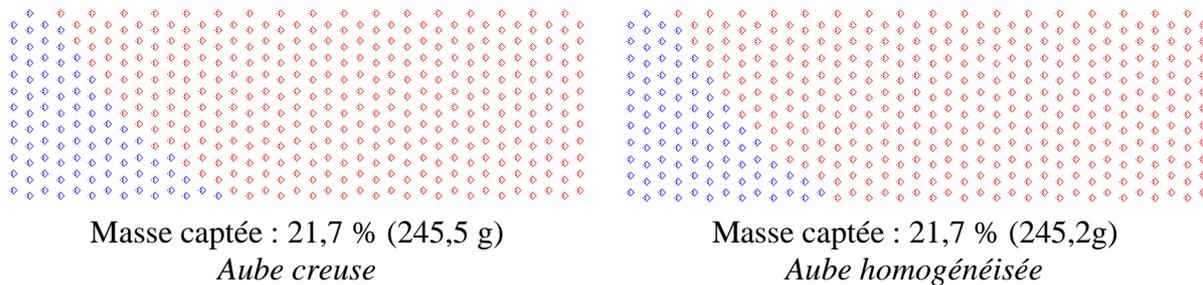


**figure 97** *Modèle pour le calcul d'ingestion.*

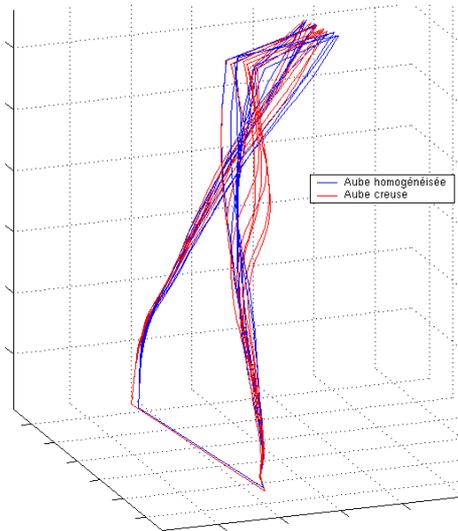
La simulation est réalisée avec le modèle détaillé d'aube creuse puis avec le modèle d'aube homogénéisée volumique sur un temps physique de 3ms. La discrétisation selon la hauteur de l'aube est identique pour les deux modèles. Evidemment, le calcul préliminaire de précontraintes est effectué. La comparaison s'effectue sur la forme de la découpe de l'oiseau, les déplacements du centre de gravité de l'aube ainsi que les efforts en pied d'aube.

### **III.2 Comparaisons**

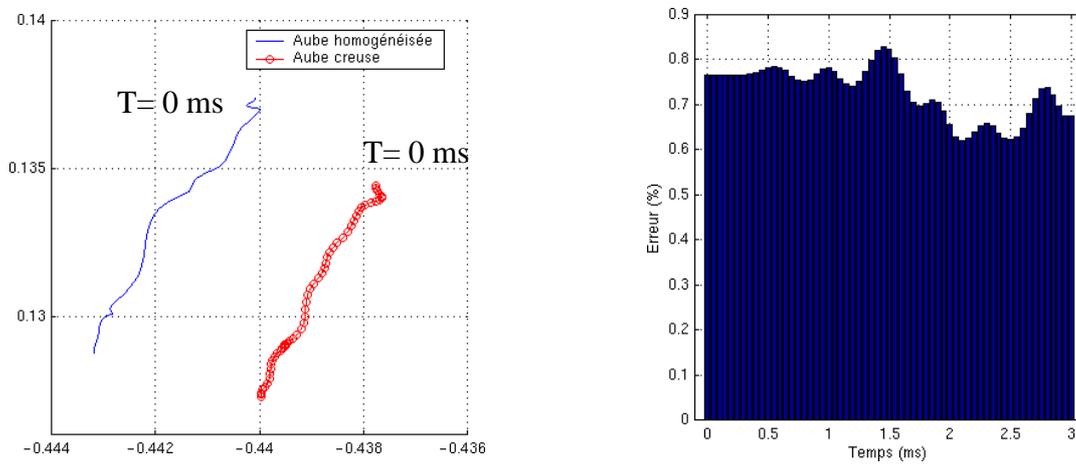
Pour que la comparaison soit fiable, il faut s'assurer que les deux aubes captent la même masse d'oiseau : la tranche (figure 98) possède la même forme dans les deux cas et représente 21,7 % de la masse initiale de l'oiseau. Sur la figure 99, il apparaît que la déformée de l'aube homogénéisée au cours du temps diffère très largement de celle de l'aube creuse. La poche caractéristique au bord d'attaque, suite aux déformations plastiques dans la zone d'impact et des raidisseurs, n'apparaît pas dans le modèle homogénéisé. Le comportement local des raidisseurs n'est donc pas reproduit avec précision. En revanche, la position radiale du centre de gravité de l'aube homogénéisée garde par rapport à celle de l'aube creuse une erreur quasiment constante et faible tout au long de la simulation (figure 100). En effet, l'aube subit une déformation locale ainsi qu'une déformation globale de flexion / torsion prépondérante comparable dans les deux modélisations. Par ailleurs, les efforts transmis par le pied d'aube au reste de la structure (figure 101) sont presque identiques.



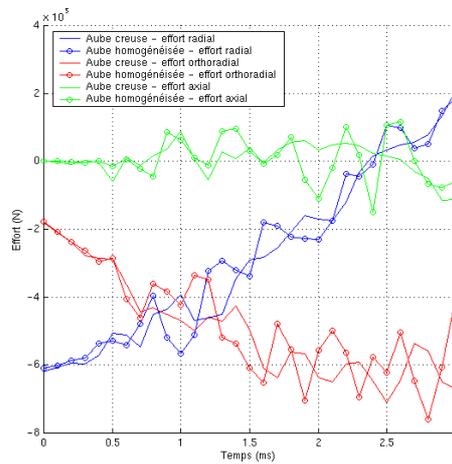
**figure 98** *Comparaison de la découpe de l'oiseau et de la masse captée.*



**figure 99** Comparaison des déplacements de l'aube dans le repère d'entraînement.



**figure 100** Comparaison des déplacements et de l'erreur sur la position du centre de gravité de l'aube dans le repère d'entraînement.



**figure 101** Comparaison des efforts en pied d'aube dans le repère d'entraînement.

### **III.3 Conclusions**

Le comportement local de l'aube homogénéisée en ingestion est différent de celui de l'aube creuse. Toutefois, l'évolution de la position du centre de gravité qui provoque le faible balourd est relativement proche dans les deux modélisations d'aube. Ceci semble alors justifier l'utilisation d'un modèle homogénéisé dans un démonstrateur, pour lequel seule l'influence du balourd du rotor est étudiée. Cette dernière assertion devrait néanmoins être validée plus nettement par un calcul d'ingestion sur un secteur comprenant plusieurs aubes et donc plusieurs découpes successives de l'oiseau. En effet, la première aube impactée n'est généralement pas la plus critique. En outre, ce calcul explicite permet de connaître les efforts axiaux et radiaux à appliquer sur le rotor des modèles implicites pour lesquels l'oiseau et l'impact ne peuvent pas être modélisés directement.

## **IV. Conclusions**

Un critère d'endommagement, en cours de développement par un doctorant, devrait largement contribuer à l'amélioration de la prédiction de la rupture des aubes et du carter. Ce thème constitue un enjeu capital pour la justesse de la simulation et du dimensionnement à la perte d'aube. Il doit permettre de gagner du temps en supprimant la phase de détermination des plans de fragmentation de l'aube lâchée et dans certains cas, de fastidieuses études d'influence permettant de recalculer des essais avec le critère simplifié actuel.

Ensuite, des techniques numériques multi-échelles ont été envisagées. En particulier, la méthode basée sur le formalisme de décomposition en sous-domaines est appliquée sur des géométries assez simples. La diminution des coûts de calcul est effective, et d'après des résultats de la littérature avec base modale, il en résulte que les temps de calcul peuvent encore être très largement réduits...

Enfin, le modèle de perte d'aube du démonstrateur représentatif du moteur complet, avec le modèle d'aube homogénéisée développé, pourrait servir à étudier le comportement du découpleur en ingestion d'oiseau. Des études complémentaires doivent encore être menées pour valider totalement le modèle homogénéisé en ingestion par rapport au modèle d'aube creuse. Une nouvelle fois, l'approche explicite permettrait d'extraire des données utiles à la détermination de paramètres des modèles de dynamiques d'ensemble. Notamment l'intérêt serait porté sur la valeur du balourd dynamique à travers les efforts radiaux et axiaux sur le rotor provoqués par l'impact de l'oiseau et la déformation des aubes.

Par ailleurs, grâce aux méthodes multi-échelles et au critère d'endommagement recalculé sur le matériau des aubes, la possibilité de conserver le modèle détaillé d'aube creuse n'est pas à exclure. En particulier, les aubes fortement sollicitées en perte d'aube ou en ingestion d'oiseau sont concernées mais l'utilisation d'aubes homogénéisées pour le reste du fan assurerait tout de même une bonne précision avec un gain non négligeable sur les temps de simulation.

# CONCLUSION GENERALE

---

Les enjeux technologiques, économiques et stratégiques conduisent les motoristes à perfectionner la conception de leurs produits afin d'en assurer l'intégrité lors de conditions exceptionnelles de fonctionnement. Actuellement, le dimensionnement des composants à la perte d'aube doit répondre aux exigences de certification et requiert la réalisation d'essais partiels destructifs et onéreux. En outre, ces essais intermédiaires de validation interviennent tardivement dans le processus et tout échec lié à un comportement déficient engendre des surcoûts et des retards conséquents. La simulation numérique par Eléments Finis apparaît donc indispensable pour contribuer à une meilleure prédiction des études expérimentales et du comportement des structures. Elle doit alors permettre l'amélioration de la compréhension des phénomènes physiques et des outils numériques en vue de la réduction du nombre d'essais, des coûts et des cycles de développement.

Après une brève description de l'architecture d'un moteur, le premier chapitre a présenté la phénoménologie de l'événement de perte d'aube pouvant être observée lors d'essais et permettant d'identifier la nature physique du problème à modéliser. Le second chapitre a alors proposé de justifier et de décrire l'algorithme d'intégration temporelle choisi : il s'agit de la méthode explicite des différences centrées, implémentée dans le code de dynamique rapide Plexus. Elle est en effet adaptée pour la modélisation de comportements dynamiques fortement non-linéaires rencontrés lors d'impact à haute vitesse. Puis, une simulation de perte d'aube sur un démonstrateur partiel a été effectuée avec les pratiques disponibles à ce jour à Snecma Moteurs. La comparaison des résultats numériques aux données expérimentales a souligné l'intérêt de l'approche sur la compréhension du comportement du moteur et a conduit à identifier un certain nombre de lacunes. Celles-ci concernent particulièrement la modélisation très coûteuse de l'aube creuse, l'absence de modèles fiables et prédictifs de composants de liaison comme la bride fusible, l'absence d'un critère fiable de rupture des aubes, et l'incompatibilité des importants temps de calcul dans un cadre industriel.

De plus en plus, le monde industriel assiste à un passage de modèles très partiels vers des modèles complets représentatifs des structures réelles. Ceci est rendu accessible par les perpétuels progrès informatiques et nécessaire par la volonté d'améliorer la précision du comportement global en fonction des comportements locaux des composants. Afin d'accéder à une bonne prédiction du comportement moteur en perte d'aube, la résolution de quelques-uns des problèmes identifiés a alors été effectuée. Dans le troisième chapitre, une méthode d'homogénéisation a été appliquée pour réduire la taille du modèle actuel d'aube creuse en

préservant la précision de la simulation sur le comportement global de la structure. D'autre part, une étude d'influence sur l'effet de la modélisation des éléments de liaison tels que les brides, les paliers et l'accroche élastomère a été menée. Seule une modification du modèle de bride a été retenue car elle permet d'augmenter la prédiction du découplage. Les modèles simplifiés de palier et d'accroche sont maintenus.

Dans le quatrième chapitre, la description du modèle et la simulation explicite de perte d'aube sur un moteur représentatif d'un moteur complet ont été présentées : à l'exception de l'aube lâchée, il utilise le modèle d'aube homogénéisée. La qualité des résultats ne pourra être réellement sanctionnée qu'après comparaison aux données de l'essai correspondant prévu ultérieurement. Néanmoins, l'approche explicite détaillée et coûteuse apporte déjà des informations importantes sur les hypothèses retenues dans les modélisations traditionnelles implicites pour des moteurs complets. En particulier, le balourd introduit dans ces modèles ainsi que le comportement du booster ne semblent pas judicieux. Une perspective à ce travail sera alors de collecter des informations issues du calcul explicite pour identifier des paramètres des modèles implicites. L'intérêt véritable de cette approche relativement à l'implicite s'exprime en terme de gain en précision des résultats et donc du dimensionnement. Mais il ne pourra être évalué qu'après l'essai et d'éventuels recalages.

Enfin, le cinquième chapitre a présenté des voies de résolution pour les problèmes exposés grâce à des développements externes. Ceux-ci concernent un critère d'endommagement devant permettre la prédiction de la rupture des aubes et la décomposition en sous-domaines devant réduire sensiblement les temps de calcul. De plus, l'emploi de bases modales et d'interfaces incompatibles pourrait permettre l'intégration directe de modèles issus des différents bureaux d'études, réduisant ainsi les temps de mise en œuvre du modèle complet. Une perspective d'utilisation du modèle complet pour la problématique de l'ingestion d'oiseau en dynamique rapide a également été présentée. La pertinence du comportement du modèle d'aube homogénéisée au sein d'une structure complète en ingestion doit encore faire l'objet de validations supplémentaires par rapport au modèle d'aube creuse.

Ces travaux de thèse sur la modélisation de la perte d'aube en dynamique rapide ne sont pas de nature théorique. Aucune méthode originale n'a été proposée pour améliorer les modèles de composant, pour l'homogénéisation et pour les techniques numériques de réduction des temps de calcul. En revanche, l'apport se situe sur la mise en œuvre d'applications académiques de la littérature dans un modèle industriel complexe. Les objectifs ont été partiellement atteints dans la mesure où pour la première fois à Snecma Moteurs une telle simulation a été effectuée. La modélisation inhabituelle de composants comme le booster ou les accroches au banc ainsi que la réduction de la taille du modèle d'aube creuse ont été réalisées avec succès. Les points concernant la prédiction de la rupture des aubes et la réduction des temps de calcul ont été anticipés par Snecma Moteurs et des travaux de recherche ont été lancés parallèlement à cette thèse : ils n'ont donc pu qu'être abordés sur des cas simples. Néanmoins, si les résultats d'essai montrent que l'approche explicite sur moteur complet s'avère utile et complémentaire par rapport aux méthodes habituelles, ces deux dernières améliorations sont vitales pour convaincre les bureaux d'études de les utiliser en conception.

---

# BIBLIOGRAPHIE

---

- [Abed-Meraim, 2001] ABED-MERAIM F., COMBESURE A., Stabilité des Eléments Finis sous-intégrés, rapport interne n°247, LMT ENS Cachan, 2001.
- [Allemand, 1983] ALLEMANG R.J., BROWN D.L., A correlation coefficient for modal vector analysis, 1<sup>st</sup> IMAC Proceeding, 110-116, 1983.
- [Arnoult, 2000] ARNOULT E., Modélisation numérique et approche expérimentale du contact en dynamique : application au contact aubes / carter de turboréacteur, thèse de doctorat, ECN, 2000.
- [Batoz, 1992] BATOZ J.L., DHATT G., Modélisation des structures par Eléments Finis, vol. 3 coques, Hermes, 1992.
- [Belytschko, 1983] BELYTSCHKO T., HUGHES T., Computational methods for transient analysis, North Holland, 1983.
- [Boeswald CERES, 2002] BOESWALD M., LINK M., Joint models theory and application report, CERES W1-2-UK, 2002.
- [Boeswald, 2002] BOESWALD M., LINK M., MEYER S., WEILAND M., Investigations on the non-linear behaviour of a cylindrical bolted casing joint using high level base excitation tests, Université de Kassel, 2002.
- [Bonini, 1995] BONINI J., Contribution à la prédiction numérique de l'endommagement de stratifiés composites sous impact basse vitesse, thèse de doctorat, ENSAM, 1995.
- [Bornert, 1998] BORNERT M., BRETHEAU T., GILORMINI P., Homogénéisation en mécanique des matériaux 1 et 2 - Matériaux aléatoires élastiques et milieux périodiques, Hermes Sciences, 1998.
- [Bourgeois, 1997] BOURGEOIS S., Modélisation numérique des panneaux structuraux légers, thèse de doctorat, LMA ESM2, 1997.

- [Bousquet, 2000] BOUSQUET N., BUNG H., COMBESCURE A., LEPAREUX M., EUROPLEXUS Une méthode de décomposition de domaines en dynamique explicite, rapport interne n°243, LMT ENS Cachan, 2000.
- [Buannic, 2003] BUANNIC N., CARTRAUD P., QUESNEL T., Homogenization of corrugated core sandwich panels, *Composite Structures*, 59, 299-312, 2003.
- [Bui, 2002] BUI Q.V., PONTHOT J.P., STAINIER L., Development of theoretical transient analysis of long duration events, including elastic-plastic material behaviour, contacts and large deformations, rapport CERES W1.4-ULG-1, 2002.
- [Burton, 1997] BURTON W.S., NOOR A.K., Assessment of continuum models for sandwich panel honeycomb cores, *Computers Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 145 (3-4), 341-360, 1997.
- [Caillerie, 1984] CAILLERIE D., Thin elastic and periodic plates, *Mathematical Methods for Applied Science*, 6, 159-191, 1984.
- [Carney, 2003] CARNEY K., PEREIRA M., REVILOCK D., MATHENY P., Jet engine fan blade containment using two alternate geometries, 4<sup>th</sup> European LS-DYNA Conference, 2003.
- [Combescure, 1999] COMBESCURE A., Modélisation du comportement non-linéaire des assemblages soudés par une liaison élasto-plastique endommageable, rapport interne n°226, LMT ENS Cachan, 1999.
- [Craig, 2000] CRAIG R.R., Coupling of substructures for dynamic analyses : an overview, 41<sup>st</sup> AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures Structural Dynamics and Materials Conference, Atlanta, 2000.
- [Crisfield, 1991] CRISFIELD M.A., Non-linear finite element analysis of solids and structures, John Wiley & Sons, vol.1, 1991.
- [Czachor, 2003] CZACHOR R.P., Unique challenges for bolted joint design in high-bypass turbofan engines, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2003*, Atlanta, 2003.
- [Dubigeon, 1992] DUBIGEON S., Mécanique des milieux continus, Lavoisier, 1992.
- [FAA, 1984] FEDERAL AVIATION ADMINISTRATION, Federal Aviation Regulations Part 33, Section 33.94, 1984.
- [Faucher, 2003] FAUCHER V., Méthodes de réduction en dynamique explicite multi-échelles pour l'analyse des structures complexes sous impact, thèse de doctorat, LMT ENS Cachan, 2003.
- [Flanagan, 1981] FLANAGAN D.P., BELYTSCHKO T., A uniform strain hexahedron and quadrilateral with orthogonal hourglass control, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 17, 679-706, 1981.
- [Finn, 1995] FINN M.J., GALBRAITH P.C., WU L., HALLQUIST J.O., LUM L., LIN T.-L., Use of a coupled explicit-implicit solver for calculating

- spring-back in automotive body panels, *Journal of Materials Processing Technology*, 50, 395-409, 1995.
- [Gay, 1989] GAY D., *Matériaux composites, Série Mécanique*, Hermes, 1989.
- [Groll, 2000] VON GROLL G., *Windmilling in Aeroengine*, rapport de Ph.D, Imperial College, 2000.
- [Gravouil, 2000] GRAVOUIL A., *Méthode multi-échelles en temps et en espace avec décomposition de domaines pour la dynamique non-linéaire des structures*, thèse de doctorat, LMT ENS Cachan, 2000.
- [Guillot, 1989] GUILLOT J., *Assemblage par éléments filetés - Calculs, modélisation et calcul*, Les Techniques de l'Ingénieur, 1989.
- [Hallquist, 1985] HALLQUIST J.O., GOUDREAU G.L., BENSON D.J., *Sliding interfaces with contact-impact in large-scale Lagrangian computations*, *Computers Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 51, 107-137, 1985.
- [Herry, 2002] HERRY B., *Développement d'une approche multi-échelle parallèle pour la simulation de crash automobile*, thèse de doctorat, LMT ENS Cachan, 2002.
- [Hughes, 1987] HUGHES T.J.R., *The Finite Element Method*, Prentice Hall, 1987.
- [Ilyushin, 1956] ILYUSHIN A.A, *Plasticité*, Eyrolles, 1956.
- [Impact, 1998] *Hypervelocity Impact, Proceedings of the 1998 Symposium, Part I&II*, *International Journal of Impact Engineering*, 1998.
- [Johnson, 1983] JOHNSON G.R., COOK W.H., *A constitutive model and data for metals subjected to various strains, high strain rates, high temperatures and pressures*, *Proceedings of the 7<sup>th</sup> International Symposium on Ballistics*, La Hague, Hollande, 541-547, 1983.
- [Kalamkarov, 1992] KALAMKAROV A., *Composite and reinforced elements of construction*, Wiley, 1992.
- [Ko, 1980] KO W.L., *Elastic constants for Superplastically formed / Diffusion-bonded sandwich structures*, *AIAA Journal*, 18 (8), 986-987, 1980.
- [Kohn, 1984] KOHN R., VOGELIUS M., *A new model for thin plates with rapidly varying thickness*, *International Journal of Solids and Structures*, 20, 333-350, 1984.
- [Kraus, 2002] KRAUS A., FRISCHBIER J., *Containment and penetration simulation in case of blade loss in a low-pressure turbine*, *LS-DYNA Forum 2002*, 2002.
- [Lalbin, 1998] LALBIN X., *Outils numériques pour l'étude et la représentation de la réponse au choc de structures impactées*, thèse de doctorat, ENSAM, 1998.

- [Lawrence, 2001] LAWRENCE C., CARNEY K., GALLARDO V., Simulation of aircraft engine blade-out structural dynamics, Worldwide Aerospace Conference and Technology Showcase, Toulouse, 2001.
- [Lawson, 1997] LAWSON M., Some aspects of modeling the containment of fan blades, 1<sup>st</sup> European LS-DYNA Conference, 1997.
- [Lemaître, 1985] LEMAITRE J., CHABOCHE J.L., Mécanique des matériaux solides, Dunod, 1985.
- [Lepareux, 1997] LEPAREUX M., BUNG H., Comportement des structures sous impact, Calcul des structures et Intelligence Artificielle, vol. 3, 31-52, 1997.
- [Letellier, 1996] LETELLIER A., Contribution à la modélisation des impacts d'oiseaux sur les aubes des réacteurs d'avions, thèse de doctorat, Université d'Evry, 1996.
- [Libove, 1951] LIBOVE C., HUBKA R.E., Elastic Constants for corrugated core sandwich plates, NACA TN 2289, 1951.
- [Macneal, 1985] MACNEAL R.H., A proposed standard set of problems to test finite element accuracy, Finite Elements in Analysis and Design, 1, 3-20, 1985.
- [Malkus, 1978] MALKUS D.S., HUGHES T.J.R., Mixed finite element methods-reduced and selective integration techniques: a unification of concepts, Computers Methods in Applied Mechanics and Engineering, 15, 63-81, 1978.
- [Moffat, 2001] MOFFAT T.J., CLEGHORN W.L., Prediction of bird impact pressures and damage using MSC/DYTRAN, Proceedings of ASME Turbo Expo 2001, New Orleans, 2001.
- [Newmark, 1959] NEWMARK M.N., A method of computation for structural dynamics, Journal of the Engineering Mechanics Division, 85, 67-94, 1959.
- [Noels, 2001] NOELS L., STAINIER L., PONTHOT J.P., BONINI J., Combined implicit-explicit algorithms for non-linear structural dynamics, Revue Européenne des Eléments Finis, vol 11, 565-591, Hermes, 2002.
- [Noble, 1999] NOBLE J.P., GOLDTHORPE B.D., CHURCH P., HARDING J., Use of Hopkinson bar to validate constitutive relations at high rates of strain, Journal of the Mechanics and Physics of Solids, 47(5),1187-1206, 1999.
- [Paradis, 1994] PARADIS M., Jet engine fan containment using LS-DYNA3D, 2<sup>nd</sup> International LS-DYNA3D Conference, 1994.
- [Ray, 2001] RAY H., PLAXICO C.A., ENGSTRAND K., Performance of W-beam splices, 80<sup>th</sup> Annual Meeting of the Transportation Research Board, 2001.
- [Samtech, 2002] SAMTECH, SAMCEF Notice théorique v09r01-04, 2002.
- [Schönrock, 1999] SCHÖNROCK A., DASCOTTE E., DUFOUR K.-H., Validation of an aeroengine carcass finite element model by means of computational

- model updating based on static stiffness testing, BMW Rolls-Royces AeroEngines, <http://www.femtools.com/download/docs/epf99.pdf>, 1999.
- [Schumacher, 2000] SCHUMACHER G., TOKAR G., MÜHLENFELD K., Fan blade off design, analysis and testing of a new aeroengine, 22<sup>nd</sup> ICAS Congres, 2000.
- [Simo, 1992] SIMO J.C., KENNEDY J.G., On a stress resultant geometrically exact shell model - Part V. Nonlinear plasticity : formulation and integration algorithms, Computers Methods in Applied Mechanics and Engineering, 96, 133-171, North-Holland, 1992.
- [Suffis, 2001] SUFFIS A., Extension d'un modèle de matériaux dépendant du taux de déformations plastiques pour les problèmes de localisation, rapport de D.E.A, LMT ENS Cachan, 2001.
- [Suffis, 2002] SUFFIS A., COMBESCURE A., Modèle d'endommagement à effet retard. Etude numérique et analytique de l'évolution de la longueur caractéristique, Revue Européenne des Eléments Finis, vol 11, 593-620, Hermes, 2002.
- [Triplett, 1998] TRIPLETT M.H., SCHONBERG W.P., Static and dynamic finite element analysis of honeycomb core sandwich structures, Structural Engineering in Mechanics, 6 (1), 95-113, 1998.
- [Zeng, 1998] ZENG Q., COMBESCURE A., A new one-point quadrature, general non-linear quadrilateral shell element with physical stabilization, International Journal of Numerical Methods in Engineering, 42, 1307-1338, 1998.
- [Zeng, 2001] ZENG Q., COMBESCURE A., ARNAUDEAU F., An efficient plasticity algorithm for shell elements application to metal forming simulation, Computers and Structures, 79, 1525-1540, 2001.
- [Zienkiewicz, 1973] ZIENKIEWICZ O.C., La méthode des Eléments Finis, Ediscience, 1973.
- [Zienkiewicz, 1991] ZIENKIEWICZ O.C., TAYLOR R.L., The Finite Element Method, 4<sup>th</sup> edition McGraw-Hill, 1991.
- [Zukas, 1990] ZUKAS J.A., High velocity impact dynamics, Wiley Interscience, 1990.



# ANNEXE 1

## Types d'éléments de Plexus

Les éléments présents dans le code Plexus et utilisés au cours de cette étude sont présentés succinctement. On précise que tous ces éléments sont isoparamétriques et que les fonctions de forme sont linéaires.

### Éléments hexaédriques CUBE et CUB8

Les éléments hexaédriques sont des éléments parallélépipédiques à 8 nœuds à 3 degrés de liberté de translation par nœud. L'élément CUBE sous-intégré possède un point d'intégration situé au centre. L'élément CUB8 est intégré avec 8 points (2 points de Gauss dans chaque direction de l'espace). La position de ces points est donc  $(\pm 1/\sqrt{3}; \pm 1/\sqrt{3}; \pm 1/\sqrt{3})$  en coordonnées cartésiennes pour un élément unitaire de référence. Cet élément volumique est recommandé pour les calculs élasto-plastiques. Il y a 6 contraintes calculées :

$$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \sigma_{xy}, \sigma_{yz}, \sigma_{xz}$$

De par la sous-intégration, l'élément CUBE est susceptible de subir le phénomène d'Hourglass.

### Élément prismatique PR6

L'élément PR6 est un élément prismatique complètement intégré à 6 points de Gauss. C'est en réalité un CUB8 dégénéré, dont l'utilisation se limite à certaines zones géométriques complexes en particulier dans le raidissage interne des aubes creuses.

### Élément de coque Q4GR et Q4GS

La formulation des éléments de coque à 4 nœuds non-coplanaires avec 6 degrés de liberté par nœud s'appuie sur celle des éléments q4γ24 de Batoz dégénérés [Batoz, 1992]. Le détail des simplifications est donné dans [Letellier, 1996]. Ils possèdent 1 point d'intégration pour le Q4GR et 4 pour le Q4GS dans le plan, ainsi que 5 points d'intégration dans l'épaisseur pour bien prendre en compte la plasticité, soit au total respectivement 5 et 20 points d'intégration. La représentation des déformations dans l'épaisseur est supposée linéaire. Il y a 8 contraintes calculées :

$\sigma_{m_x}, \sigma_{m_t}, \sigma_{m_{xy}}, \sigma_{f_x}, \sigma_{f_y}, \sigma_{f_{xy}}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$  (3 contraintes de membrane, 3 contraintes de flexion, 2 contraintes de cisaillement transverse constantes dans l'épaisseur).

L'élément Q4GR est stable en grande rotation mais à cause de la sous-intégration il est susceptible de subir le phénomène d'Hourglass lors d'un contact. Il est alors utilisé pour les maillages de stator et de rotor qui ne subissent pas de contact. En l'état actuel, l'élément

Q4GS présente quant à lui les propriétés inverses et son emploi est limité aux zones potentiellement mises en jeu dans les impacts.

**Elément de coque épaisse SHB8**

L'élément SHB8 est un élément de coque épaisse sous-intégré à 8 nœuds géométriques et 3 degrés de liberté de translation par nœud. La formulation de coque s'appuie sur les 4 nœuds de la surface moyenne. Il comporte 1 point d'intégration dans le plan et de 2 à 5 points d'intégration dans l'épaisseur. Il est le plus souvent utilisé avec 5 points dans l'épaisseur pour prendre en compte la plastification. Il y a 8 contraintes calculées :

$\sigma_{m_x}, \sigma_{m_t}, \sigma_{m_{xy}}, \sigma_{f_x}, \sigma_{f_y}, \sigma_{f_{xy}}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$  (3 contraintes de membrane, 3 contraintes de flexion, 2 contraintes de cisaillement transverse constantes dans l'épaisseur)

Un repère local est construit au centre de chaque élément. Dans un problème de coque en contraintes planes, la contrainte locale dans l'épaisseur est nulle  $\sigma_{zz} = 0$ . Le terme  $\sigma_{zz} = E\varepsilon_{zz}$  est alors réintroduit par pénalisation.

Cet élément sous-intégré peut également subir l'Hourglass si aucun contrôle anti-voilement n'est appliqué.

## ANNEXE 2

### Algorithme de plasticité

Seul le cas du matériau de Von Mises avec écrouissage isotrope est considéré. Ainsi en fonction de la valeur du critère de Von Mises, le comportement du matériau est de type élastique ou plastique. L'hypothèse d'isotropie implique que ce critère ne dépend que des invariants du tenseur de contraintes et qu'il est indépendant du repère dans lequel il est exprimé.

#### Critère de Von Mises

L'écriture des différents tenseurs utilise la sommation implicite d'Einstein sur les indices. Soient  $\sigma_{ij}$  les composantes du tenseur de contraintes  $\overset{=}{\sigma}$  d'ordre 2, noté  $\sigma$  pour alléger les notations. Le tenseur de contraintes déviatoriques  $\overset{=}{s}$ , noté  $s$ , est défini par :

$$s_{ij} = \sigma_{ij} - \frac{1}{3} \text{tr}(\sigma) \delta_{ij} \quad (19)$$

où  $\delta_{ij}$  est le symbole de Kronecker,

et  $\text{tr}(\sigma)$  est la trace du tenseur  $\sigma$ .

La contrainte de Von Mises, notée  $\sigma_{vm}$  est définie par :

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\frac{3}{2} s_{ij} s_{ij}} \quad (20)$$

Par exemple, en tridimensionnel, elle s'écrit :

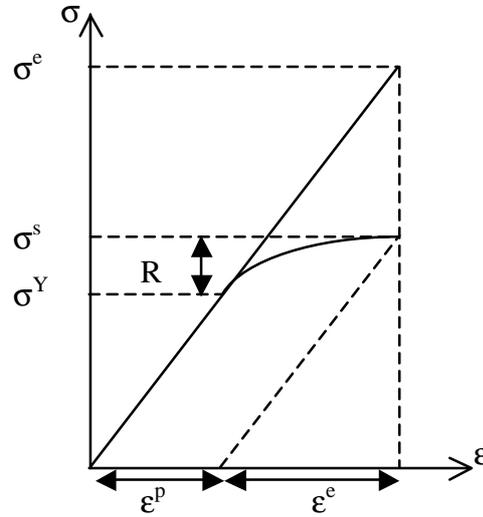
$$\sigma_{vm} = \sqrt{\frac{3}{2} [s_{11}^2 + s_{22}^2 + s_{33}^2] + 3[s_{12}^2 + s_{23}^2 + s_{13}^2]} \quad (21)$$

La surface de charge de Von Mises vaut (figure 102) :

$$F = \sigma_{vm} - \sigma^s = \sigma_{vm} - R - \sigma^Y \quad (22)$$

où  $R$  est l'écrouissage isotrope, et  $\sigma^Y$  est la limite élastique initiale.

Dans la suite, les exposants  $e$  et  $p$  sont relatifs aux grandeurs calculées selon une loi de comportement élastique et plastique respectivement.



**figure 102** Courbe de traction élasto-plastique du matériau et notations.

### Contraintes élastiques

L'incrément de contrainte entre les pas  $n$  et  $n+1$  est calculé avec la loi de comportement élastique. Ainsi les contraintes totales au pas  $n+1$  s'écrivent :

$$\begin{cases} \sigma_{ii}^{e,n+1} = {}^{n+1}\pi_{ii}^n + \lambda \text{tr}(\Delta \varepsilon^{n+1}) + 2\mu \Delta \varepsilon_{ii}^{n+1} \\ \sigma_{ij}^{e,n+1} = {}^{n+1}\pi_{ij}^n + \mu \Delta \gamma_{ij}^{n+1} \quad \text{pour } i \neq j \end{cases} \quad (23)$$

où  $\Delta \varepsilon^{n+1}$  est l'incrément de déformation totale entre les pas  $n$  et  $n+1$ ,

$\lambda$  et  $\mu$  sont les coefficients de Lamé,

et  ${}^{n+1}\pi_{ii}^n$  est la contrainte de Piola-Kirchhoff du pas  $n$  exprimé dans la configuration du pas  $n+1$ ,

Par la suite, les exposant  $n+1$  sont supprimés pour simplifier les équations.

### Excédent de contraintes

Suite à la plastification, la déformation est partitionnée en une déformation élastique et une déformation plastique :

$$\varepsilon = \varepsilon^e + \varepsilon^p \quad (24)$$

La contrainte réelle  $\sigma$  est calculée en soustrayant à la contrainte élastique totale  $\sigma^e$  l'excédent de contrainte  $\Delta \sigma^p$  dû à la plastification :

$$\sigma = \sigma^e - \Delta \sigma^p \quad (25)$$

où  $\Delta \sigma^p = D \Delta \varepsilon^p$ ,

avec  $D$  la loi de comportement,

et  $\Delta \varepsilon^p$  l'incrément de déformation plastique.

### Calcul de l'incrément de déformation plastique

L'écoulement plastique, avec l'hypothèse de normalité de Hill, est défini par :

$$\mathfrak{g}^p = \frac{\partial \Psi}{\partial \sigma} \mathring{\mathbf{A}} = \frac{\partial F}{\partial \sigma} \mathring{\mathbf{A}} \quad \text{car } \Psi = F \quad (26)$$

où  $\Psi$  est le potentiel de dissipation, équivalent à la surface de charge  $F$ ,

et  $\mathring{\mathbf{A}}$  le multiplicateur de plasticité.

$$\text{or } \frac{\partial F}{\partial \sigma} = \frac{\partial \sigma_{vm}}{\partial \sigma} = \frac{\partial \sqrt{\frac{3}{2} s_{ij} s_{ij}}}{\partial \sigma_{kl}} = \frac{3}{2} \frac{s_{ij}}{\sigma_{vm}} \text{ après développement.} \quad (27)$$

Les déformations plastiques équivalentes cumulées sont définies par :

$$\dot{p} = -\frac{\partial \Psi}{\partial R} \dot{A} = -\frac{\partial F}{\partial R} \dot{A} = -\frac{\partial(-R)}{\partial R} \dot{A} = \dot{A} \quad (28)$$

$$\text{d'où : } \dot{p} = \frac{3}{2} \frac{s_{ij}}{\sigma_{vm}} \dot{p}$$

$$\Delta \varepsilon_{ij}^p = \frac{3}{2} \frac{s_{ij}}{\sigma_{vm}} \Delta p \quad (29)$$

et :

$$\begin{aligned} \Delta \sigma_{ij}^p &= D \Delta \varepsilon_{ij}^p \\ &= \lambda \text{tr}(\Delta \varepsilon_{ij}^p) \delta_{ij} + 2\mu \Delta \varepsilon_{ij}^p \\ &= 2\mu \Delta \varepsilon_{ij}^p \end{aligned}$$

car la trace de  $s_{ij}$  donc celle de  $\Delta \varepsilon_{ij}^p$  est nulle.

$$\text{alors } \Delta \sigma_{ij}^p = 3\mu \frac{s_{ij}}{\sigma_{vm}} \Delta p. \quad (30)$$

Il faut à présent déterminer l'incrément de déformation plastique équivalente cumulée  $\Delta p$  et la contrainte déviatorique réelle  $s_{ij}$ .

### Calcul de l'incrément de déformation plastique équivalente cumulée

Pour le calcul de  $\Delta p$ , la contrainte de Von Mises réelle est exprimée de deux manières différentes.

#### - expression 1

$\sigma_{vm} = (\sigma^e - \Delta \sigma^p)_{vm}$  et par linéarisation :

$$\begin{aligned} \sigma_{vm} &= \sigma_{vm}^e - \left( \frac{\partial \sigma_{vm}}{\partial \sigma} \right) \Delta \sigma^p \\ &= \sigma_{vm}^e - \left( \frac{\partial F}{\partial \sigma} \right) \Delta \sigma^p \end{aligned}$$

$$= \sigma_{vm}^e - \frac{3}{2} \frac{s_{ij}^e}{\sigma_{vm}^e} * 3\mu \frac{s_{ij}}{\sigma_{vm}} \Delta p$$

$$\text{par la suite, on montre que } \frac{s_{ij}^e}{\sigma_{vm}^e} = \frac{s_{ij}}{\sigma_{vm}} \quad (31)$$

ce qui conduit à :

$$\begin{aligned} \sigma_{vm} &= \sigma_{vm}^e - \frac{3}{2} \frac{s_{ij}^e}{\sigma_{vm}^e} * 3\mu \frac{s_{ij}}{\sigma_{vm}^e} \Delta p \\ &= \sigma_{vm}^e - 3\mu \Delta p \left( \frac{3}{2} \frac{s_{ij}^e}{\sigma_{vm}^e} * \frac{s_{ij}}{\sigma_{vm}^e} \right) \end{aligned}$$

$$\text{or } \frac{3}{2} \frac{s_{ij}^e}{\sigma_{vm}^e} * \frac{s_{ij}}{\sigma_{vm}^e} = 1$$

$$\text{d'où } \sigma_{vm} = \sigma_{vm}^e - 3\mu\Delta p$$

$$\text{en réintégrant temporairement l'exposant } n+1 : \quad \sigma_{vm}^{n+1} = \sigma_{vm}^{e,n+1} - 3\mu\Delta p^{n+1} \quad (32)$$

- expression 2

Au pas n+1, la contrainte de Von Mises réelle s'écrit par ailleurs :

$$\sigma_{vm}^{n+1} = \sigma_{Y,n} + E_T \Delta p_{n+1} \quad (33)$$

avec  $E_T$  est la pente de la courbe de traction (module tangent).

- conclusion

$\Delta p$  entre les pas n et n+1 vaut alors :

$$\Delta p^{n+1} = \frac{\sigma_{vm}^{e,n+1} - \sigma_{Y,n}}{3\mu + E^T} \quad (34)$$

**Calcul de la contrainte déviatorique réelle**

La contrainte déviatorique est calculée en utilisant le fait que  $\Delta \sigma_{ij}^p = 3\mu \frac{s_{ij}}{\sigma_{vm}} \Delta p$ .

Ceci permet également de montrer l'égalité utilisée précédemment  $\frac{s_{ij}^e}{\sigma_{vm}^e} = \frac{s_{ij}}{\sigma_{vm}}$ .

$$\begin{aligned} s_{ij} &= \sigma_{ij} - \frac{1}{3} \text{tr}(\sigma) \delta_{ij} \\ &= \sigma_{ij}^e - \Delta \sigma_{ij}^p - \frac{1}{3} \text{tr}(\sigma^e - \Delta \sigma^p) \delta_{ij} \\ &= \sigma_{ij}^e - 3\mu \frac{s_{ij}}{\sigma_{vm}} \Delta p - \frac{1}{3} \text{tr}(\sigma^e - 3\mu \frac{s}{\sigma_{vm}} \Delta p) \delta_{ij} \\ &= \left[ \sigma_{ij}^e - \frac{1}{3} \text{tr}(\sigma^e) \delta_{ij} \right] - 3\mu \frac{s_{ij}}{\sigma_{vm}} \Delta p - \left[ \frac{1}{3} 3\mu \frac{s}{\sigma_{vm}} \Delta p * \text{tr}(s) \delta_{ij} \right] \end{aligned} \quad (35)$$

$$\text{or } \sigma_{ij}^e - \frac{1}{3} \text{tr}(\sigma^e) \delta_{ij} = s_{ij}^e \quad \text{et } \text{tr}(s) = 0$$

$$\text{d'où } s_{ij} = s_{ij}^e - 3\mu \frac{s_{ij}}{\sigma_{vm}} \Delta p \quad (36)$$

La contrainte déviatorique réelle est cherchée sous la forme  $s_{ij} = A s_{ij}^e$  avec A indépendant de  $s_{ij}$ , Alors :

$$\begin{aligned} s_{ij} &= s_{ij}^e - 3\mu \frac{A s_{ij}^e}{\sigma_{vm}} \Delta p \\ &= s_{ij}^e \left( 1 - 3\mu \frac{A}{\sqrt{\frac{3}{2} A s_{ij}^e A s_{ij}^e}} \Delta p \right) \\ &= s_{ij}^e \left( 1 - 3\mu \frac{1}{\sqrt{\frac{3}{2} s_{ij}^e s_{ij}^e}} \Delta p \right) \end{aligned}$$

$$\text{d'où } s_{ij} = s_{ij}^e \left( 1 - 3\mu \frac{1}{\sigma_{vm}^e} \Delta p \right)$$

et la contrainte déviatorique réelle s'écrit bien sous la forme :

$$s_{ij} = A s_{ij}^e \text{ où } A = 1 - 3\mu \frac{1}{\sigma_{vm}^e} \Delta p \quad (37)$$

Deux expressions de  $s_{ij}$  sont alors permises :

$$\text{expression 1 : } s_{ij} = s_{ij}^e - 3\mu \frac{s_{ij}}{\sigma_{vm}} \Delta p \quad (38)$$

$$\text{expression 2 : } s_{ij} = s_{ij}^e \left( 1 - 3\mu \frac{1}{\sigma_{vm}^e} \Delta p \right) = s_{ij}^e - 3\mu \frac{s_{ij}^e}{\sigma_{vm}^e} \Delta p \quad (39)$$

$$\text{ce qui prouve que } \frac{s_{ij}^e}{\sigma_{vm}^e} = \frac{s_{ij}}{\sigma_{vm}}.$$

### **Calcul de la contrainte réelle**

L'excédent de contrainte dû à la plastification dépend de l'incrément de déformation plastique équivalente cumulée et de la contrainte déviatorique réelle, termes qui viennent d'être calculés à l'aide de grandeurs connues :

$$\Delta \sigma_{ij}^p = 3\mu \frac{s_{ij}}{\sigma_{vm}} \Delta p$$

$$\text{avec } \Delta p^{n+1} = \frac{\sigma_{vm}^{e,n+1} - \sigma^{Y,n}}{3\mu + E^T}$$

$$\text{et } \frac{s_{ij}}{\sigma_{vm}} = \frac{s_{ij}^e}{\sigma_{vm}^e}$$

$$\text{d'où } \Delta \sigma_{ij}^p = 3\mu \frac{s_{ij}^e}{\sigma_{vm}^e} \frac{\sigma_{vm}^{e,n+1} - \sigma^{Y,n}}{3\mu + E^T} \quad (40)$$

et finalement :

$$\text{avec } \sigma = \sigma^e - \Delta \sigma^p$$

$$\sigma = \sigma^e - 3\mu \frac{s_{ij}^e}{\sigma_{vm}^e} \frac{\sigma_{vm}^{e,n+1} - \sigma^{Y,n}}{3\mu + E^T} \quad (41)$$



## ANNEXE 3

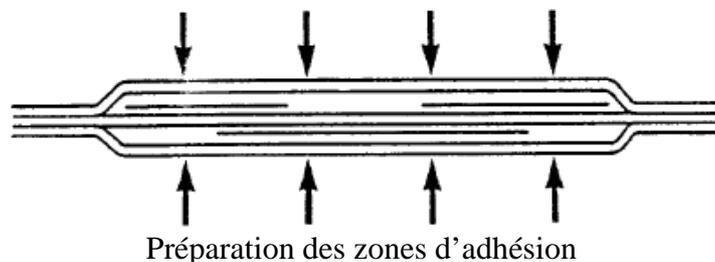
# Homogénéisation analytique

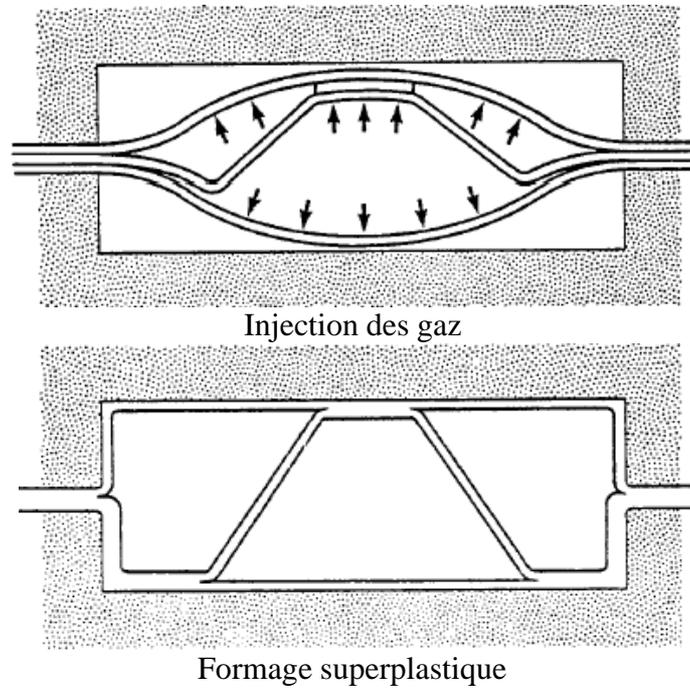
---

Dans un premier temps, quelques représentations schématiques permettent de mieux comprendre le procédé de fabrication. Ensuite, le calcul des 12 coefficients élastiques de l'âme homogénéisée proposé par [Ko, 1980] n'est pas présenté en détail ; seul le principe de la méthode permettant de les obtenir, ainsi que les principales remarques sur la sensibilité des coefficients par rapport aux paramètres principaux caractérisant le raidissage sont proposés.

### **Brève présentation du procédé SPFDB**

Il utilise 2 caractéristiques essentielles du titane. La première est la superplasticité, qui est la capacité à subir de grandes déformations sous forte température (plus de 200% de déformations) sans risque de rupture dans la zone de striction. La seconde est sa capacité d'adhésion par diffusion à l'état solide (diffusion bonding) sous haute pression et forte température sans utiliser d'agent additif ni d'action mécanique particulière. La séquence présentée en figure 103 décrit les 3 étapes successives de la réalisation de pièces par formage superplastique. Il faut en premier lieu placer les 3 couches métalliques et « souder » les segments droits des raidisseurs de la couche interne sur les 2 peaux externes. Puis la couche intérieure par injection de gaz sous pression est déformée superplastiquement à chaud. Lors de l'injection, les segments droits soudés favorisent la déformée de la couche interne selon la forme du raidissage souhaitée. Enfin, sous hautes températures, les raidisseurs adhèrent par diffusion aux peaux au niveau des soudures préalables.

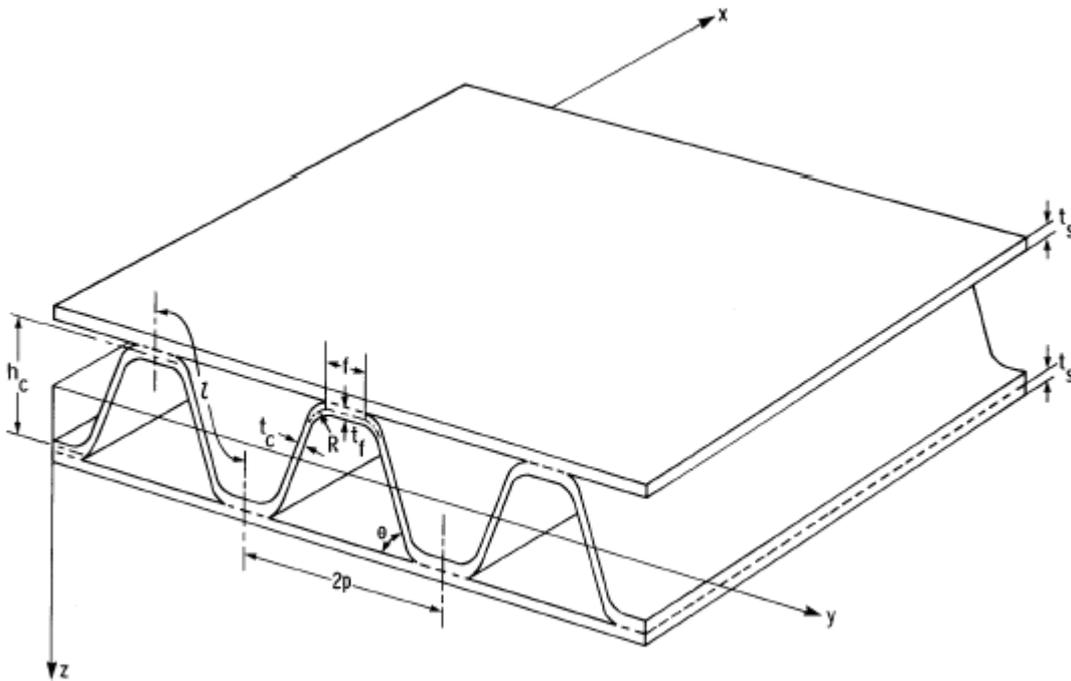




**figure 103** Les trois étapes principales de la fabrication par le procédé SPFDB.

**Principe de détermination des coefficients matériau**

Les axes locaux définis sur un volume élémentaire de la structure creuse périodique ainsi que les principaux paramètres géométriques sont précisés sur la figure 104.



**figure 104** Paramètres géométriques de la structure creuse avec raidissage en oméga.

- Les modules  $E_x$ ,  $G_{xy}$  et  $G_{zx}$  sont directement calculés selon la loi des mélanges. Les autres coefficients sont calculés à partir de considérations élémentaires de résistance des matériaux sur des géométries de référence.
- Les modules  $E_y$  et  $\nu_{zy}$  sont calculés à partir de la traction selon  $y$  (figure 105).

- Les modules  $E_z$  et  $\nu_{yz}$  sont calculés à partir de la traction selon  $z$  (figure 106).  $E_z$  est ensuite corrigé en  $\bar{E}_z$  pour prendre en compte l'effet des peaux (figure 108).
- Le module  $G_{yz}$  est calculé à partir du cisaillement sur les 4 faces du volume de référence (figure 107).
- Les modules  $\nu_{yx}$ ,  $\nu_{xy}$ ,  $\nu_{zx}$  puis  $\nu_{xz}$  sont ensuite déterminés.

On remarque que ces formules peuvent s'appliquer directement aux structures en nid d'abeille en changeant simplement les indices pour se projeter dans le bon repère.

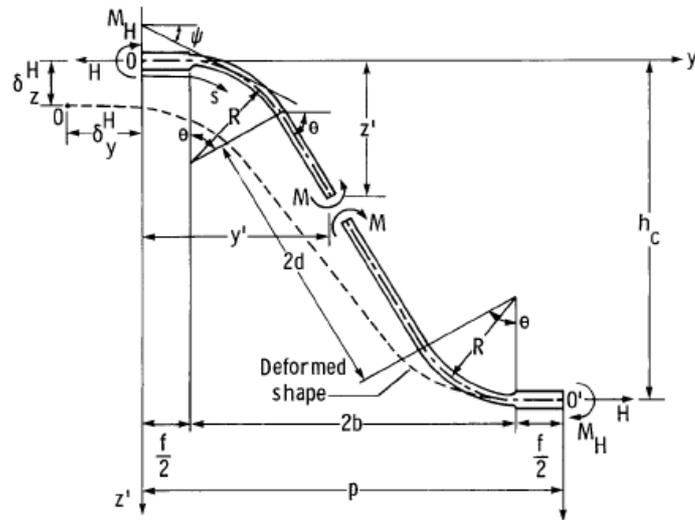


figure 105 Déformée du raidisseur sous chargement horizontal selon  $y$  [Ko, 1980].

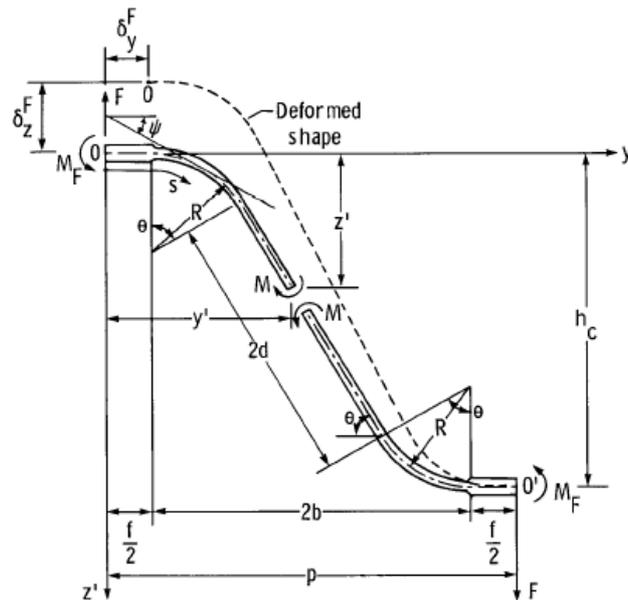


figure 106 Déformée du raidisseur sous chargement vertical selon  $z$  [Ko, 1980].

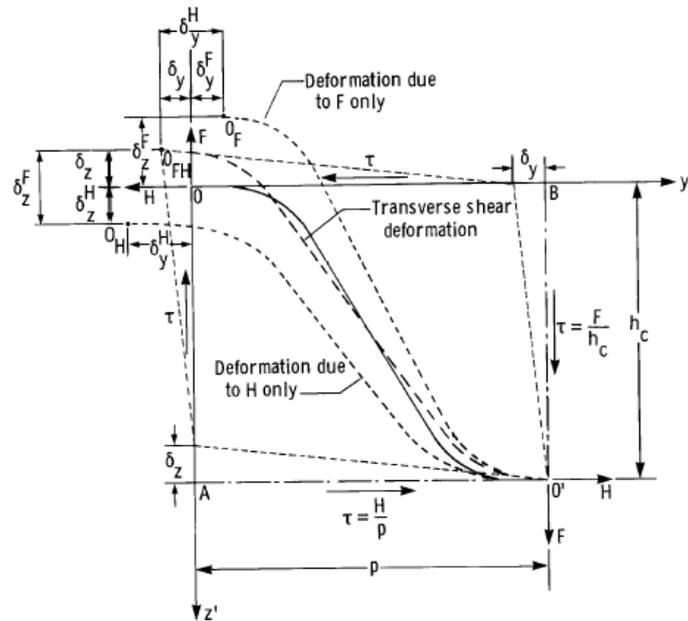


figure 107 Déformée du raidisseur en cisaillement transverse [Ko, 1980].

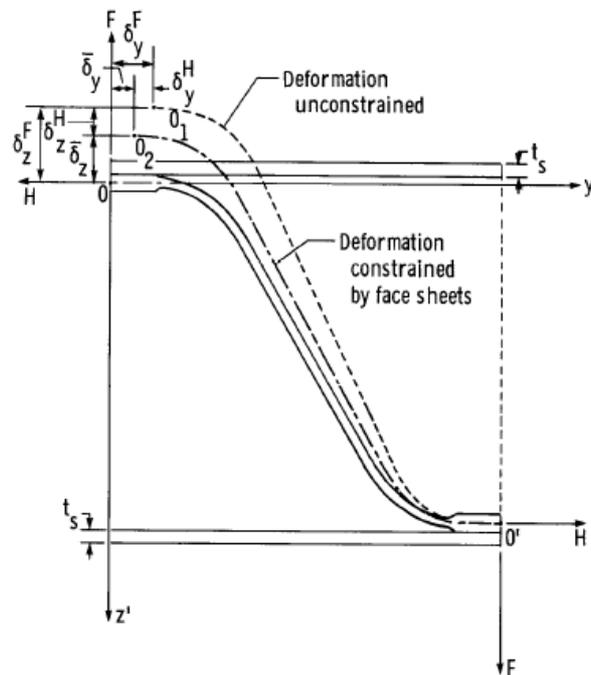


figure 108 Correction du module  $E_z$  pour la prise en compte des peaux [Ko, 1980].

**Sensibilité des coefficients aux variations des paramètres géométriques**

L'auteur propose ensuite une étude sur la sensibilité des coefficients aux paramètres géométriques avec un alliage de titane proche de celui utilisé pour les aubes et de propriétés :

$$E_c = 1,1^{E+11} \text{ N.m}^{-2} \quad G_c = 4,3^{E+10} \text{ N.m}^{-2}$$

$$\nu_c = 0,33 \quad \rho_c = 4,47^{E+3} \text{ kg.m}^{-3}$$

Ce type d'étude peut aider à modifier la géométrie des raidisseurs pour optimiser le dimensionnement en privilégiant une caractéristique particulière. Seules les courbes relatives aux modules d'Young  $E_y$ ,  $E_z$ , et  $\bar{E}_z$  sont présentées.

- Le module d'Young équivalent  $E_y$  est faible devant le module d'Young  $E_c$  des peaux. Il est très sensible à la variation de l'angle  $\theta$  des raidisseurs et de l'épaisseur des segments droits  $t_f$ , mais est peu sensible à celle de la demi-largeur  $p$  du raidissage (figure 109). La rigidité de l'âme est donc faible dans la direction  $y$ .
- Le module d'Young équivalent  $E_z$  est également faible devant  $E_c$ . Il est quasiment insensible à la variation de l'angle  $\theta$  mais est sensible à la variation de l'épaisseur  $t_f$  et de la demi-largeur  $p$  (figure 110). Par ailleurs, le module  $\bar{E}_z$  est beaucoup plus grand que  $E_z$  et est sensible à  $p$  lorsque  $t_f$  est faible (figure 111).
- Le module de cisaillement équivalent  $G_{xy}$  est sensible à la variation de l'angle  $\theta$  et croît avec l'augmentation de  $p$ .
- Le module de cisaillement équivalent  $G_{yz}$  est très sensible à la variation de  $p$ .
- Le module de cisaillement équivalent  $G_{zx}$  décroît avec l'augmentation de  $p$  et à angle  $\theta$  donné, il atteint son maximum lorsque la forme du raidisseur en oméga se dégrade en triangle.
- La valeur du coefficient de Poisson  $\nu_{xy}$  est faible. Elle est sensible à  $t_f$  et  $\theta$ , et croît quand  $p$  augmente.
- La valeur du coefficient de Poisson  $\nu_{xz}$  est également faible. Elle est sensible à  $t_f$  mais est peu sensible à  $p$  et  $\theta$ .
- Il apparaît que la valeur du coefficient de Poisson  $\nu_{yz}$  peut être plus grande que 1. Ceci est assez fréquent dans le cas de structure complexe non continue, de type treillis. En effet, les coefficients matériau ne sont pas relatifs à une véritable loi de comportement local mais représentent une structure hétérogène complète. Il est sensible à  $t_f$  et  $\theta$ , et croît quand  $p$  augmente. Les coefficients de Poisson  $\nu_{yz}$  et  $\nu_{zy}$  sont sensibles à  $p$  et  $\theta$ , mais sont insensibles à  $t_f$ .

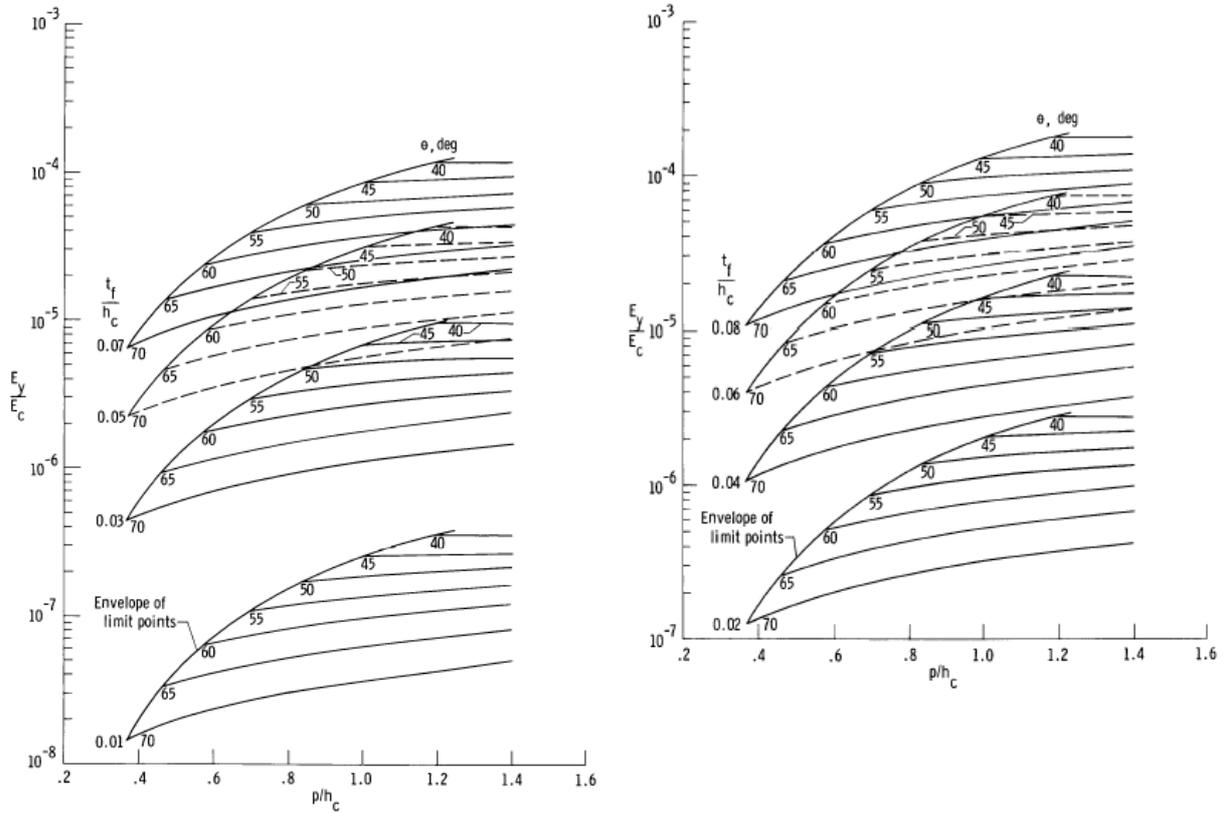


figure 109 Evolution du rapport  $E_y/E_c$  en fonction de  $p/h_c$ ,  $t_f/h_c$  et  $q$  [Ko, 1980].

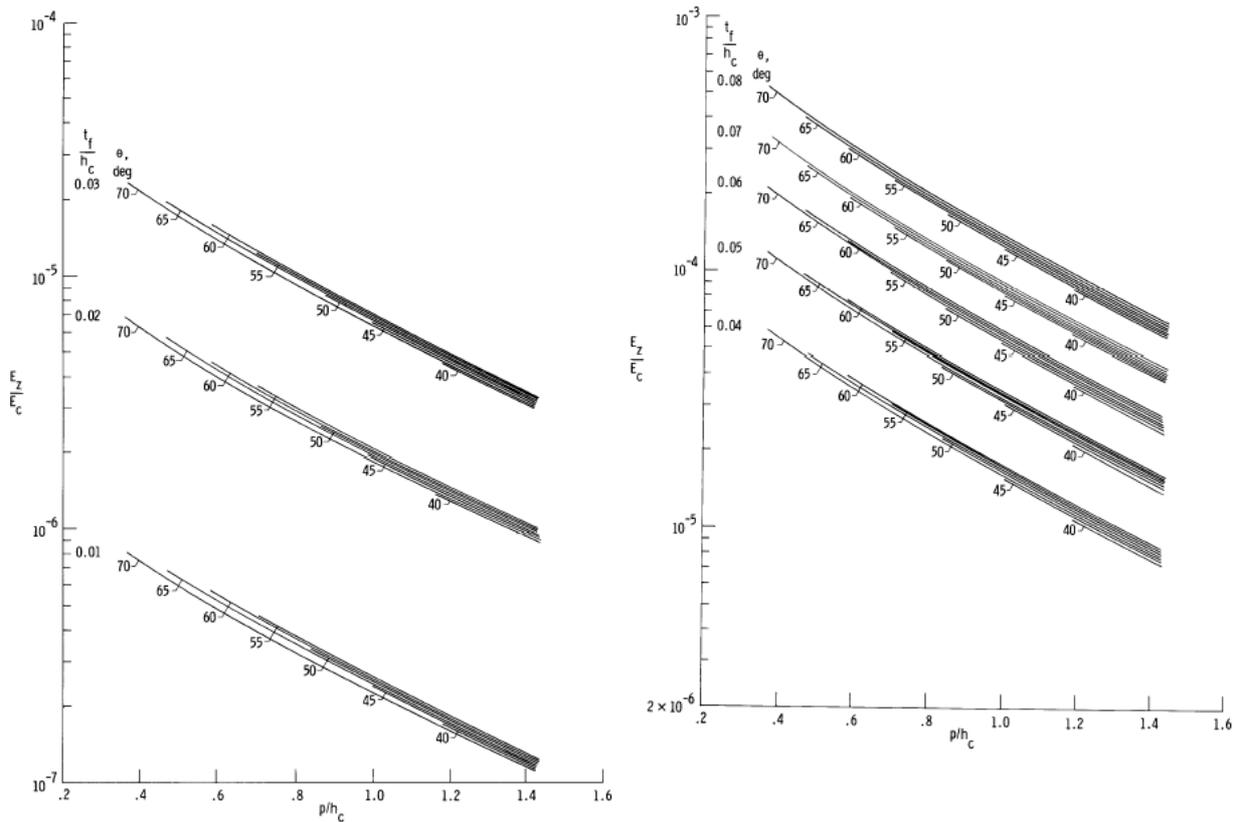


figure 110 Evolution du rapport  $E_z/E_c$  en fonction de  $p/h_c$ ,  $t_f/h_c$  et  $q$  [Ko, 1980].

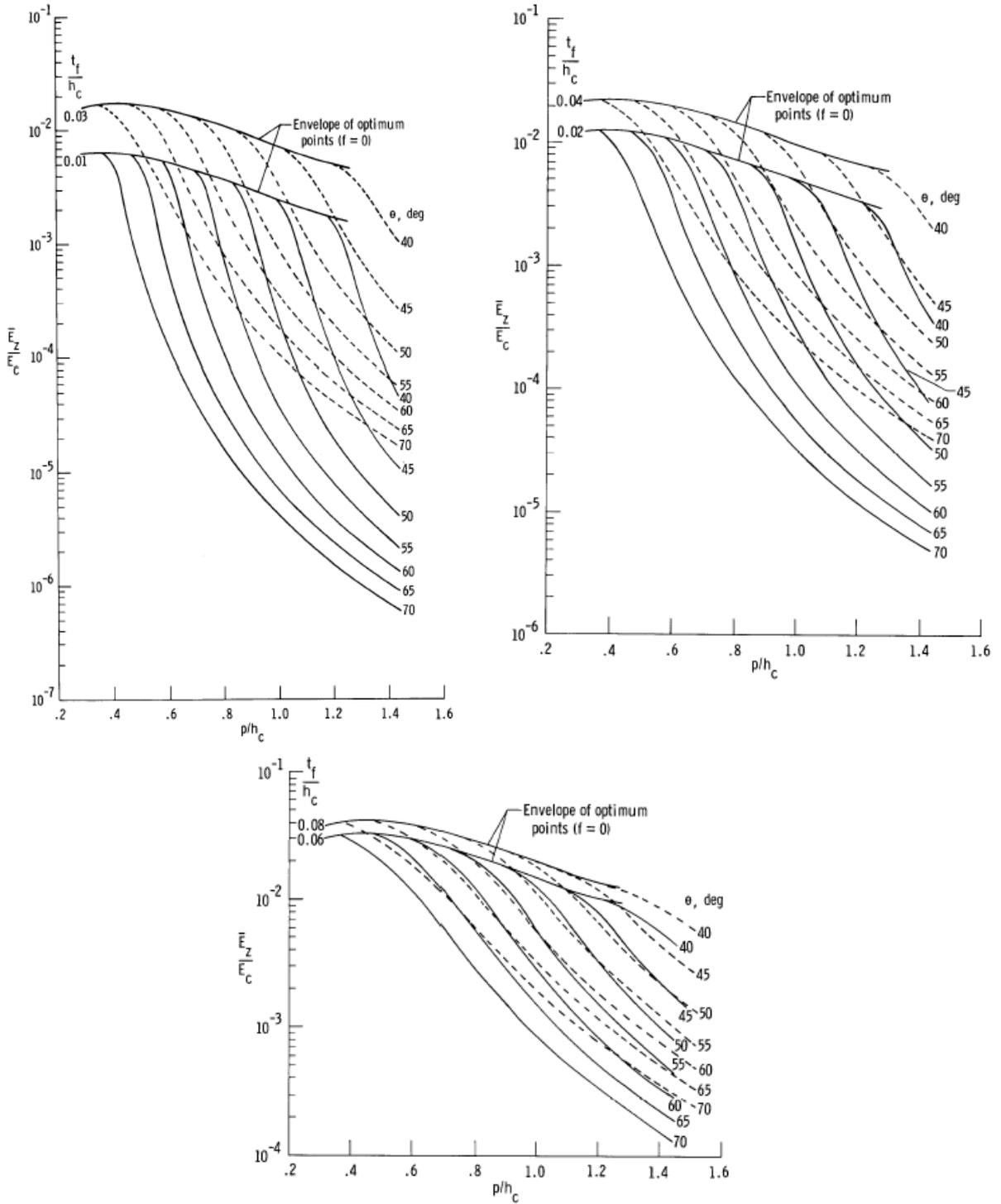


figure 111 Evolution du rapport  $\bar{E}_z/E_c$  en fonction de  $p/h_c$ ,  $t_f/h_c$  et  $\theta$  [Ko, 1980].



## ANNEXE 4

### Analyse modale du carter intermédiaire

Dans cette étude complémentaire, il s'agit de comparer et valider par analyse modale le modèle de carter intermédiaire du calcul de perte d'aube explicite, au modèle de carter intermédiaire du calcul de perte d'aube implicite et à l'essai.

#### Comparaison des modèles et du carter intermédiaire expérimental

Contrairement au modèle implicite, le modèle explicite possède la même masse que le carter de l'essai (tableau 5). Les simplifications géométriques effectuées semblent donc *a priori* justifiées même si cela n'implique pas, malgré tout, que la répartition de la masse soit parfaite. En outre, le modèle utilisé dans l'étude explicite, discrétisé en éléments de volume, possède environ 30% de degrés de liberté en moins.

	Masse (kg)	Nombre de d.d.l.
<b>Carter expérimental</b>	260	-
<b>Modèle dynamique d'ensemble</b>	232	250 000
<b>Modèle dynamique rapide</b>	262	165 000

**tableau 5** Comparaison des 2 modèles de carter intermédiaire et du carter expérimental.

#### Analyse modale

Un essai d'analyse modale a été effectué à Snecma Moteurs. Seuls les modes d'ensemble sont l'objet de la comparaison (tableau 6). En effet, de nombreux modes à très forte participation des OGV seuls se situent dans la plage de fréquence expérimentale 350-440 Hz mais ne présentent pas d'intérêt particulier.

Description du mode	Expérimental (Hz)	Implicite (Hz)	Explicite (Hz)
<b>mode 1 : 2 diamètres axial</b>	132	138	158
<b>mode 2 : orthogonal</b>	137,5	140	166
<b>mode 3 : torsion</b>	163	139	154
<b>mode 4 : 3 diamètres radial</b>	279	303	320
<b>mode 5 : orthogonal</b>	280	304	323
<b>mode 6 : 0 diamètre axial</b>	318	321	338
<b>mode 7 : 2 diamètres radial</b>	338	323	326
<b>mode 8 : orthogonal</b>	349	330	358
<b>mode 9 : 4 diamètres axial</b>	441	494	513

<b>mode 10 : orthogonal</b>	452	484	522
<b>mode 11 : 1 diamètre axial</b>	454	445	467
<b>mode 12 : orthogonal</b>	463	449	469

**tableau 6** Comparaison des modes entre les deux modèles de carter intermédiaire et le carter expérimental.

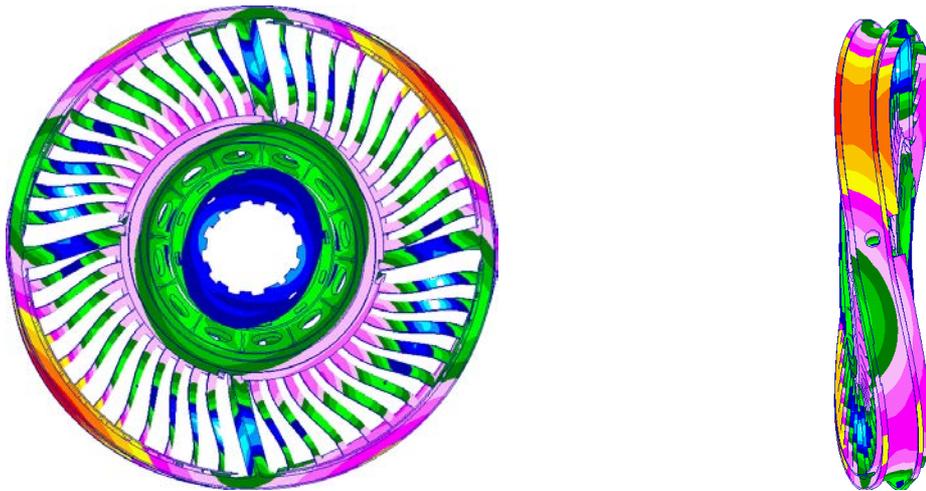
D'une manière générale, trois constatations peuvent être faites :

- le modèle explicite se comporte comme le modèle implicite,
- quasiment tous les modes d'ensemble du modèle explicite sont trop raides par rapport au modèle implicite et à l'expérience,
- pour les trois premiers modes, en particulier le mode de torsion, et des modes d'ordre supérieur, il y a des inversions. Par exemple, les couples de modes mesurés (9 ; 10) et (11 ; 12) correspondent respectivement aux couples de modes calculés (11 ; 12) et (9 ; 10).

Deux raisons principales permettent de comprendre en partie ces différences :

- le modèle utilisé pour les simulations explicites est intégralement maillé en éléments de volume. Ainsi, certaines zones qui présentent plutôt un comportement de plaque ou de poutre, telles que les OGV, sont trop raides,
- les différents boulonnages, qui peuvent apporter de la souplesse, ne sont pas représentés et consistent en de simples maillages continus sans aucune liaison.

La figure 112 représente la déformée du mode de torsion sollicité de manière privilégiée en perte d'aube.



**figure 112** Mode de torsion du carter intermédiaire - fréquence 154 Hz.

### Conclusion

Le comportement modal du modèle explicite, qui est relativement proche de celui du modèle implicite, pourrait sans aucun doute être amélioré par l'utilisation d'éléments de coque et de liaisons au niveau des principaux boulonnages. Néanmoins, les résultats sont déjà satisfaisants pour justifier l'emploi de ce modèle. Par ailleurs, les corrections proposées nécessitent une étude plus approfondie, et ne seraient pas forcément sans conséquence sur la taille du modèle, qui est une contrainte incontournable de l'étude de perte d'aube sur le démonstrateur. Le maillage réalisé est donc un bon compromis entre qualité et taille du modèle.

## ANNEXE 5

# Analyse modale du moteur complet

---

La comparaison des modes entre les modèles de moteur complet utilisé dans les simulations de perte d'aube implicite et explicite permet de valider le modèle dit explicite par rapport au modèle dit implicite considéré ici comme la référence. Les dénominations « modèle explicite et implicite » permettent simplement de distinguer les deux modèles utilisés initialement pour le calcul de perte d'aube explicite et implicite. Pour les deux modèles, l'analyse modale est forcément réalisée en implicite.

Afin de pouvoir réaliser l'analyse modale sur le modèle explicite à l'aide de Samcef, quelques modifications ont dû être apportées. D'une part, les liaisons ont été converties au format du code implicite. Par exemple, les égalités de déplacements sont remplacées par des corps rigides. D'autre part, pour des raisons de taille de modèle, le rotor 3D initial a été remplacé par un rotor 1D traditionnellement utilisée en implicite, identique dans les deux modèles.

### **Principales différences et bilan de masse**

Les deux modèles ne sont pas totalement identiques. En particulier, 5 points se distinguent au niveau :

- des simplifications géométriques différentes (notamment sur le carter intermédiaire),
- de l'absence de l'AGB et du réservoir d'huile dans le modèle explicite,
- du maillage du modèle explicite qui est principalement volumique pour les pièces épaisses alors que le maillage est réalisé exclusivement en coque dans le modèle implicite,
- des redresseurs du compresseur qui sont maillés dans le modèle explicite,
- de certaines liaisons qui n'utilisent pas exactement les mêmes modélisations.

Le bilan de masse effectué par composant et sur le moteur complet ne montre que de faibles différences au niveau :

- de l'accroche avant, due aux légères différences de modélisation,
- de l'accroche arrière. Cependant, cette pièce très massive, rigide et relié au moteur par des liaisons élastomères très souples ne participe quasiment pas à la réponse globale du moteur.

**Comparaison en analyse modale des modèles implicite et explicite**

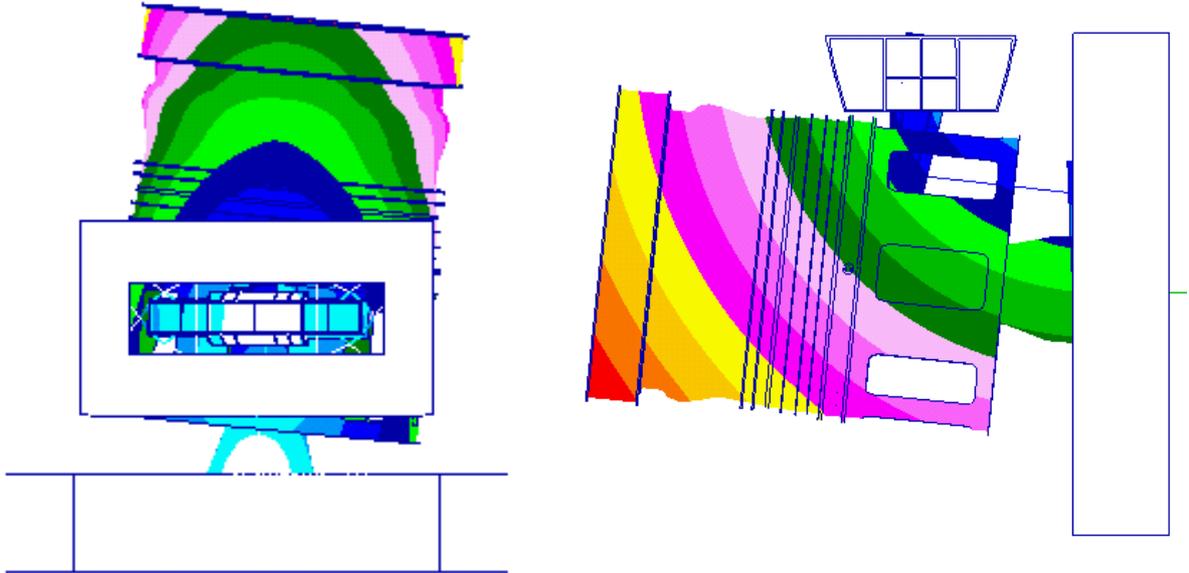
L'étude se restreint aux quelques premiers modes de la structure. Ils se situent dans une plage basse fréquence de 5 à 40 Hz environ et le calcul implicite sert de référence (tableau 7).

Description du mode	Implicite (Hz)	Explicite (Hz)	Corrélation	Ecart (%)
1	7,7	7	OK	10
2	8	8	OK	0
3	14,7	13,2	OK	10
4	16,9	12,7	OK	25
5	19,2	19,5	OK	2
6	19,7	-	-	-
7	21,6	-	-	-
8	22,4	24,2	OK	8
-	-	25,1	-	-
9	23,3	25,4	OK	8
10	25,5	-	-	-
11	30,3	-	-	-
12	32,6	-	-	-
13	36,5	-	-	-
14	39,0	39,4	OK	1

**tableau 7** Comparaison des modes entre les deux modèles de moteur complet.

Les deux premiers modes sont parfaitement corrélés. Il s'agit de modes de liaison élastomères des accroches avant et arrière (figure 113) dont la raideur est faible par rapport aux autres éléments de la structure. Les 3<sup>ème</sup> et 4<sup>ème</sup> modes sont quant à eux inversés. Les liaisons ainsi que la torsion du carter intermédiaire répondent de manière prépondérante. De légères différences dans la modélisation de ces liaisons et dans le comportement du carter intermédiaire (cf. Annexe 4) peuvent expliquer cette inversion, étant donné que les fréquences des deux modes sont très voisines. Ensuite, le 5<sup>ème</sup> mode du modèle explicite présente un fort écart en fréquence et une déformée légèrement différente. Néanmoins, il correspond relativement bien. Le 8<sup>ème</sup>, 9<sup>ème</sup> et 14<sup>ème</sup> modes sont également bien corrélés.

Les 6<sup>ème</sup> et 7<sup>ème</sup> modes présentent une forte participation de l'AGB et du réservoir d'huile situés sous le carter fan. L'absence de l'AGB et de ce réservoir dans le modèle explicite doit expliquer ces différences, même si aucune simulation n'a été réalisée pour confirmer cette hypothèse. Par ailleurs, les modes 10 à 13 qui présentent une très forte participation des carters (manche, carter fan, carter intermédiaire et faux inverseurs) sont absents du modèle explicite. L'une des raisons provient de la trop grande raideur de ces carters dans le modèle explicite, déjà constatée sur le carter intermédiaire, et qui repousse ce type de mode vers un ordre supérieur, au-delà des 40 Hz.



**figure 113** *1<sup>er</sup> et 2<sup>ème</sup> modes du moteur complet à forte participation des liaisons.*

### Conclusion

A partir de cette comparaison, deux conclusions peuvent être tirées. D'une part, le modèle explicite se comporte globalement comme le modèle implicite pour les modes d'ensemble basses fréquences. En revanche, les modes à forte participation des carters du modèle explicite ont des fréquences plus élevées que celles du modèle implicite.

Deux raisons principales permettent d'expliquer ces écarts :

- les composants du modèle explicite, en particulier les carters, sont généralement plus raides,
- l'absence de l'AGB et du réservoir d'huile contribue à supprimer les modes où ces composants participent et à modifier certains modes où les carters participent fortement.

Il n'est néanmoins pas possible de dire lequel de ces modèles est le plus réaliste.



## ANNEXE 6

### Exemple de validation du modèle d'endommagement avec effet retard

Cette annexe propose une illustration de l'effet de retard sur la détermination de la zone d'endommagement en fonction de la taille du maillage. L'exemple, qui ne peut pas être traité car les développements ne sont pas encore disponibles à Snecma Moteurs, ainsi que les détails de la formulation théorique, sont directement extraits de [Suffis, 2002].

#### Cadre théorique

Dans le modèle d'endommagement décrit par [Lemaître, 1985], seules les équations concernant l'endommagement sont enrichies d'un effet retard. Ainsi, les équations classiques du modèle sont :

- la partition des déformations :  $\varepsilon = \varepsilon^e + \varepsilon^p$
- la loi élastique du matériau endommagé :  $\sigma = (1-D)H\varepsilon_e$   
où H est la loi de comportement élastique  
et D la variable d'endommagement
- la surface de charge :  $f = \frac{\sigma_{vm}}{1-D} - R(\lambda) - \sigma^Y = 0$   
où  $\sigma_{vm}$  est la contrainte de Von Mises,  
et  $R(\lambda) + \sigma^Y$  est la limite élastique définie par la courbe de traction.
- l'écoulement plastique :  $\dot{\varepsilon}^p = \frac{3}{2} \frac{\dot{\lambda}}{1-D} \frac{\sigma_d}{\sigma_{vm}}$
- la vitesse de déformations plastiques :  $\dot{\varepsilon} = \frac{\dot{\lambda}}{1-D}$
- le taux endommagement non-corrigé :

$$\dot{D}_{nc} = \frac{R(\lambda) + \sigma^Y}{2ES_0} \Omega \left( \frac{\sigma_H}{\sigma_{vm}} \right) \frac{\dot{\lambda}}{1-D}$$

où  $\sigma_H$  est la contrainte hydrostatique,  $\frac{\sigma_H}{\sigma_{vm}}$  est le taux de triaxialité des contraintes, et une

forme de  $\Omega \left( \frac{\sigma_H}{\sigma_{vm}} \right)$  est proposée par [Lemaître, 1985] :  $\Omega \left( \frac{\sigma_H}{\sigma_{vm}} \right) = \frac{2}{3}(1+\nu) + 3(1-2\nu) \left( \frac{\sigma_H}{\sigma_{vm}} \right)^2$

L'équation enrichie est le taux d'endommagement corrigé avec effet retard [Suffis, 2002] :

$$\dot{D} = \frac{1}{\tau_c} \left[ 1 - e^{-a(D_{nc} - D)} \right]$$

où  $\tau_c$  est le temps caractéristique du retard,  $a$  est une constante, constituant les paramètres du modèle.

**Présentation du cas de validation**

Il s'agit d'une poutre bidimensionnelle de 0,1 m de long et 0,04 m de large. Elle est encadrée à une extrémité et soumise à une force de flexion sur l'autre extrémité de 120 MN. La force est équirépartie sur l'ensemble des nœuds de la face. Le matériau utilisé possède les caractéristiques suivantes :

- module d'Young : 1,1 GPa
- coefficient de Poisson : 0,31
- masse volumique : 44500 kg.m<sup>3</sup>
- la courbe de traction est définie par les couples déformations totales – contraintes :

déformations totales	contraintes
1 E-02	1,1 E+9
2 E-02	1,17 E+9
5 E-02	1,24 E+9
7 E-02	1,3 E+9
1 E-01	1,4 E+9
1,2 E-01	1,47 E+9
1,5 E-01	1,57 E+9
1,6 E-01	1,6 E+9
2,1	1,61 E+9

Les paramètres du modèle d'endommagement sont :

- $\tau_c = 5$
- $a = 1$

La simulation est effectuée sur une durée de 0,25ms pour 4 configurations de maillages : 40\*20, 80\*40, 160\*40 et un maillage dont la densité dans la zone d'intérêt équivaut à un maillage total de 320\*160.

**Evolution du modèle**

Pour le calcul du taux d'endommagement, une évolution est apportée [Lemaître, 1985] en considérant que l'endommagement ductile n'intervient qu'au-delà d'un certain seuil en déformation  $\epsilon_D$  ( $D=0$  lorsque  $\epsilon \leq \epsilon_D$ ). L'écrouissage peut donc être supposé saturé dans ce domaine, c'est-à-dire que le matériau devient quasiment plastique parfait. Par conséquent, l'expression de la surface de charge en plastique parfait donne :

$$R(\lambda) + \sigma^Y = cste$$

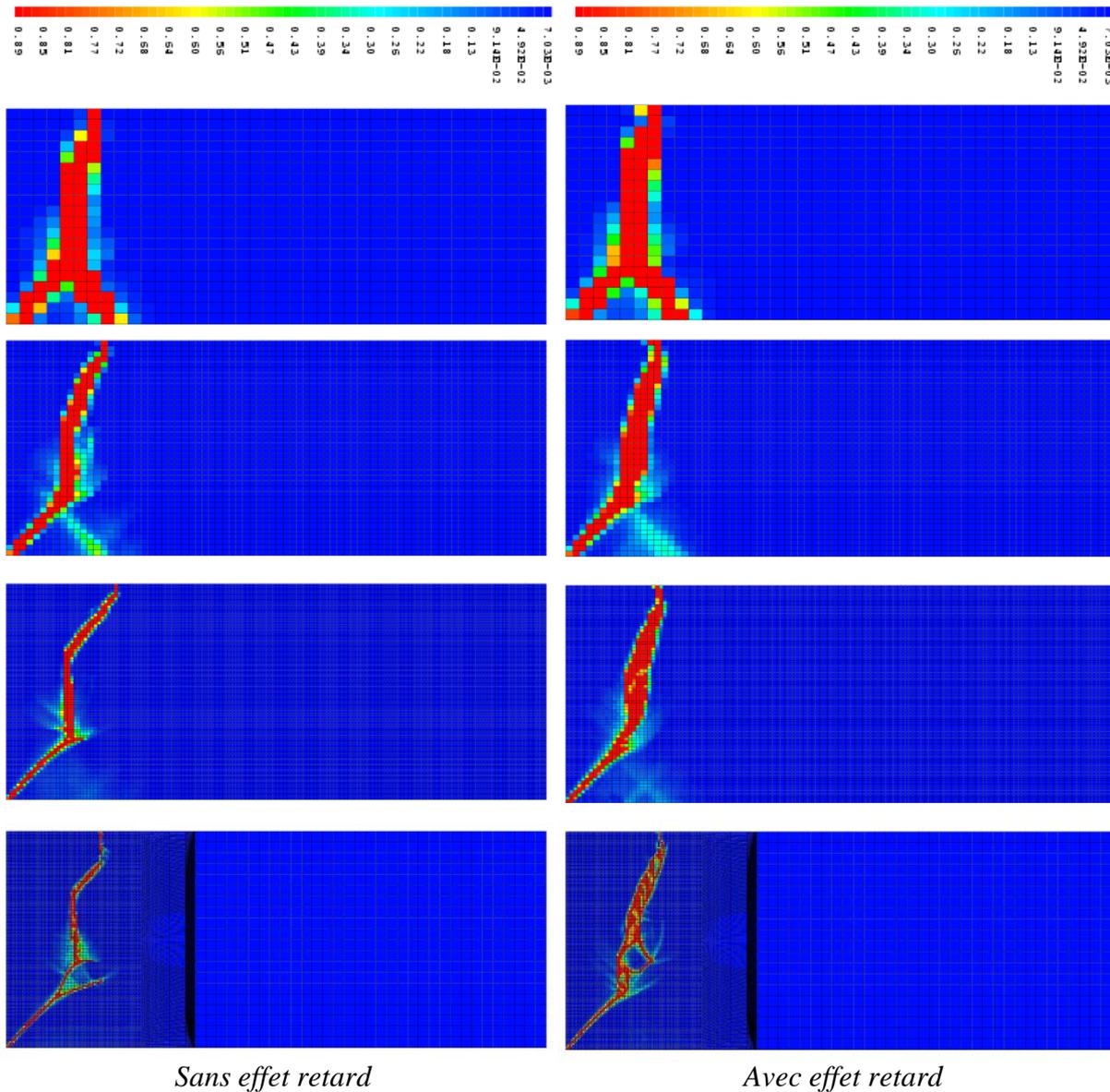
De plus, la déformation à rupture  $\epsilon_C$  et l'endommagement correspondant  $D_C$  sont introduits. En faisant une autre hypothèse sur la valeur du taux de triaxialité égal à 1/3, le taux d'endommagement s'écrit :

$$\dot{D}_{nc} = \frac{D_C}{\epsilon_C - \epsilon_D} \Omega \left( \frac{\sigma_H}{\sigma_{vm}} \right) \frac{\dot{\lambda}}{1 - D}$$

Les deux simplifications permettent à l'auteur une plus grande lisibilité du modèle et de son interprétation.

**Analyse des résultats**

Les profils d'endommagement pour les 4 types de maillages, et pour un modèle d'endommagement sans et avec effet retard sont présentés en figure 114. Il apparaît clairement que sans effet retard, la taille de la zone endommagée (en rouge sur les figures, et correspondant à endommagement supérieur à 0,8) diminue lorsque la densité de mailles augmente. Ainsi, sa largeur moyenne comprend en général deux éléments, que le maillage soit grossier ou détaillé, sachant que la taille des éléments du modèle détaillé est 8 fois plus petite. Ceci met bien en évidence le phénomène de localisation. En revanche, pour le modèle avec effet retard, la zone endommagée converge vers une forme et une taille critique en fonction de la densité de maillage. La précision de la simulation est donc augmentée.



**figure 114** Profils d'endommagement sans et avec effet retard à l'instant 0,25 ms.

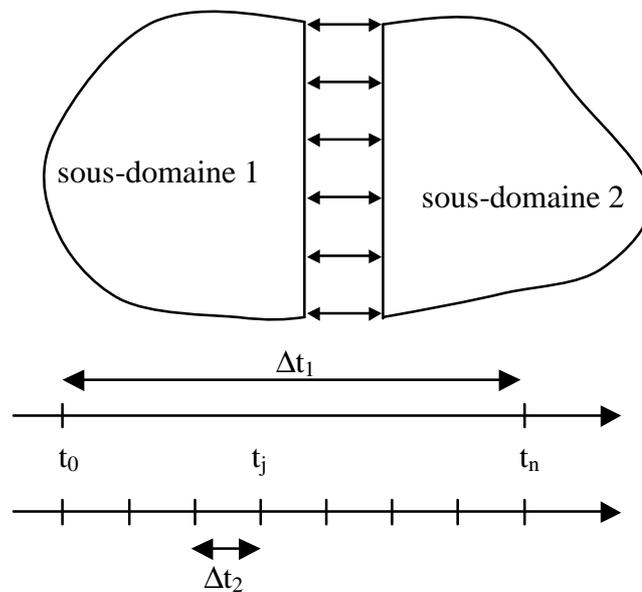


## ANNEXE 7

### Principe de la décomposition en sous-domaines

#### Principe de la décomposition en sous-domaines

Le principe est donné pour une décomposition en 2 domaines possédant des pas de temps constants et multiples l'un de l'autre, comme l'illustre l'exemple de la figure 115. Toutefois, la méthode a été étendue pour des échelles de temps différentes entre les sous-domaines et des pas de temps variables [Bousquet, 2000].



**figure 115** *Décomposition de la structure et couplage dual aux interfaces.*

#### Obtention du système à résoudre

Les équations du mouvement sur chaque sous-domaine s'écrivent :

$$M_i \ddot{U}_i^n = F_{\text{ext}i}^n - F_{\text{int}i}^n + F_{\text{int} \text{ interface}}^n \quad (42)$$

Dans le cas non-restrictif d'un découpage en 2 sous-domaines, la continuité des vitesses à l'interface s'écrit à l'instant  $t_j$  :

$$C_1 \dot{U}_1^j + C_2 \dot{U}_2^j = 0$$

où les matrices booléennes  $C_i$  traduisent les liaisons entre les degrés de liberté aux interfaces.

Les vitesses inconnues à  $t_j$  sont alors écrites en fonction des accélérations à l'aide du schéma d'intégration en temps :

$$\begin{cases} \mathcal{U}_1^j = \mathcal{U}_1^{j-1} + \frac{\Delta t}{2} (\mathcal{U}_1^{j-1} + \mathcal{U}_1^j) = {}^p\mathcal{U}_1^j + \frac{\Delta t}{2} \mathcal{U}_1^j \\ \mathcal{U}_2^n = \mathcal{U}_2^0 + \frac{\Delta t}{2} (\mathcal{U}_2^0 + \mathcal{U}_2^n) = {}^p\mathcal{U}_2^n + \frac{\Delta t}{2} \mathcal{U}_2^n \end{cases}$$

où  ${}^p\mathcal{U}_i^k$  est le prédicteur en vitesse du pas de temps  $k$ .

Les efforts d'interface s'écrivent à l'aide des multiplicateurs de Lagrange :  $C_i^T \Lambda$

d'où  $M_i \mathcal{U}_i^n - C_i^T \Lambda^n = F_{ext i}^n - F_{int i}^n = F_i^n$

Le système global à résoudre prend alors pour expression :

$$\begin{bmatrix} M_1 & 0 & -C_1^T \\ 0 & M_2 & -C_2^T \\ -\frac{\Delta t}{2} C_1 & -\frac{\Delta t}{2} C_2 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathcal{U}_1^n \\ \mathcal{U}_2^n \\ \Lambda^n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1^n \\ F_2^n \\ C_1 {}^p\mathcal{U}_1^n + C_2 {}^p\mathcal{U}_2^n \end{bmatrix} \quad (43)$$

Découpage en un problème *free* et un problème *link*

Le problème est séparé en deux sous-problèmes, en décomposant les accélérations inconnues [Gravouil, 2000] :

$$\mathcal{U}_i^n = \mathcal{U}_{i \text{ free}}^n + \mathcal{U}_{i \text{ link}}^n$$

sous-problème 1 :

$$\begin{bmatrix} M_1 & 0 & 0 \\ 0 & M_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathcal{U}_{1 \text{ free}}^n \\ \mathcal{U}_{2 \text{ free}}^n \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1^n \\ F_2^n \\ 0 \end{bmatrix} \quad (44)$$

sous-problème 2 :

$$\begin{bmatrix} M_1 & 0 & -C_1^T \\ 0 & M_2 & -C_2^T \\ -\frac{\Delta t}{2} C_1 & -\frac{\Delta t}{2} C_2 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathcal{U}_{1 \text{ link}}^n \\ \mathcal{U}_{2 \text{ link}}^n \\ \Lambda^n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ C_1 {}^p\mathcal{U}_{1 \text{ free}}^n + C_2 {}^p\mathcal{U}_{2 \text{ free}}^n \end{bmatrix} \quad (45)$$

où  ${}^p\mathcal{U}_{i \text{ free}}^n = {}^p\mathcal{U}_i^n + \frac{\Delta t}{2} \mathcal{U}_{i \text{ free}}^n$

Le sous-problème 1, dit *free*, correspond à la résolution de l'équilibre dynamique sur chaque sous-domaine indépendamment. Les accélérations sont ensuite corrigées à l'aide des quantités issues du sous-problème 2, dit *link*. Ce dernier est condensé sur les multiplicateurs de Lagrange.

Condensation sur les inconnues d'interface

Le système (45) conduit à :

$$H \Lambda^n = -(C_1 {}^p\mathcal{U}_{1 \text{ free}}^n + C_2 {}^p\mathcal{U}_{2 \text{ free}}^n) \quad (46)$$

où  $H = \frac{\Delta t}{2} \sum_1^2 C_i M_i^{-1} C_i^T$  est l'opérateur de condensation.

Interpolation en temps des multiplicateurs de Lagrange et des quantités cinématiques

Pour évaluer les quantités relatives au sous-domaine 2 à l'instant  $t_j$  une interpolation linéaire est effectuée :

$$\Lambda^j = \left(1 - \frac{j}{n}\right)\Lambda^0 + \frac{j}{n}\Lambda^n$$

$$\mathcal{U}_{2\text{link}}^j = \left(1 - \frac{j}{n}\right)\mathcal{U}_{2\text{link}}^0 + \frac{j}{n}\mathcal{U}_{2\text{link}}^n$$

Principe de résolution

La résolution du problème s'effectue alors en 4 étapes :

- résolution standard du problème *free* (44),
- calcul de  $\Lambda$  à partir de (46),
- résolution du problème *link* (45),
- actualisation des grandeurs cinématiques.

Réduction en base modale en explicite

Le champ de déplacement sur le sous-domaine 1 réduit s'écrit alors :

$$U_1(t) = \sum_1^n \alpha_{1i}(t)\Phi_{1i} = \Phi_1\alpha_1(t)$$

avec  $U_1$  le vecteur des déplacements sur le sous-domaine 1,  
 $\Phi_1$  la matrice de projection,

$\alpha_1$  le vecteur des participations modales, dont le nombre d'inconnues est très inférieur au nombre de degrés de liberté du sous-domaine 1.

Ceci implique :

$$\mathcal{U}_1 = \Phi_1\mathcal{A}_1$$

$$\mathcal{U}_1 = \Phi_1\mathcal{B}_1$$

Pour écrire le nouveau système couplé, l'équilibre dynamique du sous-domaine 1 est projeté sur sa base de réduction. Les vitesses impliquées dans les relations de continuité cinématique sont recombinaées à partir des vitesses modales. Le système (43) conduit alors au nouveau système matriciel :

$$\begin{bmatrix} \hat{M}_1 & 0 & -\hat{C}_1^T \\ 0 & M_2 & -C_2^T \\ -\frac{\Delta t}{2}\hat{C}_1 & -\frac{\Delta t}{2}C_2 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathcal{A}_1^n \\ \mathcal{B}_2^n \\ \Lambda^n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \hat{F}_1^n \\ F_2^n \\ \hat{C}_1^p \mathcal{A}_1^n + C_2^p \mathcal{U}_2^n \end{bmatrix}$$

$$\hat{M}_1 = \Phi_1^T M_1 \Phi_1$$

où  $\hat{F}_1 = \hat{K}_1 \alpha_1^n$  et  $\hat{K}_1 = \Phi_1^T K_1 \Phi_1$ .

$$\hat{C}_1 = C_1 \Phi_1$$

Il faut remarquer que les forces internes du sous-domaine 1 réduit sont écrites à l'aide de la matrice raideur réduite  $K_1$ , disponible en entrée du calcul, car les déformations sont supposées linéaires.