

---

# Comparaisons essais-calculs

## *Cas du foil déformable*

Ce chapitre a pour but d'étudier le phénomène d'interaction entre l'écoulement et la structure flexible. Dans un premier temps, nous caractérisons le comportement vibratoire de la structure par une analyse modale. Puis dans un second temps, nous étudions le couplage entre la structure et un écoulement subcavitant. Enfin, dans un dernier temps, l'écoulement cavitant est modélisé pour des poches dites stables et instables.

### 5.1. Analyse modale numérique

Le comportement vibratoire du profil portant est présenté dans cette section. Nous nous appuyons sur les mesures vibratoires présentées à la section 2.5. page 48. Dans un premier temps, le cas du profil portant en air est présenté. Puis dans un second temps, l'eau entourant le profil est également prise en compte.

#### 5.1.1. Résultats des calculs « en air »

L'analyse modale en air est réalisée sans prendre en compte de fluide environnant. Plusieurs facteurs sont observés lors de cette étude :

- le niveau de modélisation géométrique du profil ;
- la modélisation de l'encastrement ;
- le maillage.

Les tableaux 5.1 à 5.3 présentent les déformées modales et les fréquences pour les six premiers modes et ceux pour les différents maillages et les différentes configurations. Ces configurations ont pour but d’observer la modélisation de l’encastrement. Pour rappel, trois configurations sont étudiées :

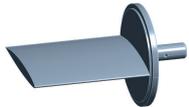
- la partie portante encastrée en pied de pale ;



- la partie portante et le disque ;



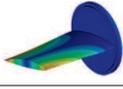
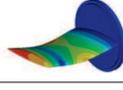
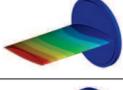
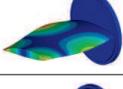
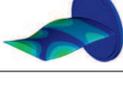
- l’ensemble de la pièce, composée de la partie portante, du disque et de l’axe.



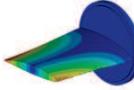
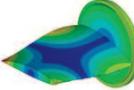
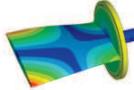
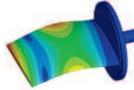
Mode	Type	Déformées	Fréquence [Hz]				
			Maillage 1	Maillage 2	Maillage 3	Maillage 4	Essais
1	1.0		97,1	96,8	96,8	96,7	92,2
2	1.1		309	308	308	308	361
3	2.0		567	565	565	564	697
4	-		615	615	615	615	-
5	2.1		970	968	968	968	1094
6	3.1		1394	1391	1399	1389	1600

**TABLE 5.1** – Déformées modales et fréquences propres pour la modélisation 1 (foil seul encastré au pied)

Pour les modèles 1 (voir tableau 5.1) et 2 (voir tableau 5.2), on constate la faible influence du maillage. Le raffinement de ce dernier ne modifie pas de façon importante les résultats. On remarque aussi la déformée en traction-compression dans l’envergure du mode 4. Ce mode n’est pas déterminé expérimentalement car son mouvement est effectué hors du plan de mesure qui est vertical. Le modèle 3 (voir tableau 5.3) présente une sensibilité plus importante au maillage, tant pour la valeur des fréquences propres que pour la forme des modes. Les maillages de moins de 13000 éléments donnent des résultats similaires à ceux des deux précédentes modélisations. Une différence de comportement apparaît pour les maillages de plus de 13 000 éléments, la fréquence du mode 2.1 est diminuée de près de 400 Hz, ce qui place ce mode avant le mode 2.0. L’accroissement du nombre de mailles semble être à l’origine de ce décalage.

Mode	Type	Déformées	Fréquence [Hz]			
			Maillage 1	Maillage 2	Maillage 3	Essais
1	1.0		91,8	92,0	93,5	92.2
2	1.1		301	301	304	361
3	2.0		540	541	549	697
4	-		586	586	590	-
5	2.1		946	948	958	1094
6	3.1		1350	1352	1372	1600

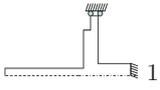
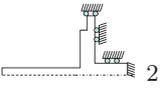
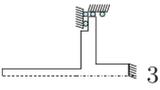
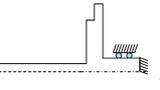
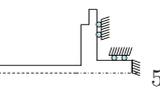
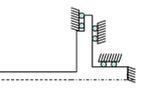
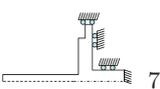
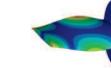
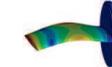
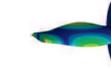
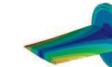
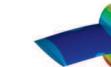
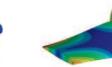
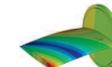
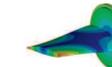
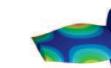
**TABLE 5.2** – Déformées modales et fréquences propres pour la modélisation 2 (foil avec disque encastré)

		Fréquence [Hz]					
		1	2	3	4	5	6
< 13000 éléments	Essai	92.2	361	697	-	1096	1600
	1	93,2	297	548	583	843	1057
	2	92,2	292	541	581	752	1010
	Type	1.0	1.1	2.0	-	2.1	3.1
	Déformée						
> 13000 éléments	Essai	92.2	360.9	-	697	-	1096
	3	91,6	275,5	517,0	547,5	585,6	978,0
	4	91,4	274	513	546	584	976
	5	91,4	271	499	543	583	975
	6	91,3	259	455	540	582	973
	7	91,3	256	440	540	581	972
	Type	1.0	1.1	2.1	2.0	-	3.1
		Déformée					

**TABLE 5.3** – Déformées modales et fréquences propres pour la modélisation 3 (foil complet, utilisation d'appuis sans frottements)

### 5.1.1.1. Influence des conditions aux limites

Comme nous l'avons vu, le maillage peut avoir un effet significatif sur la prédiction du comportement vibratoire. L'autre source de d'incertitude est le choix des conditions aux limites. A partir du maillage 4 du foil complet, nous avons mené plusieurs simulations en variant les conditions aux limites. Les cas testés, ainsi que les résultats en fréquences et en déformées, sont présentés tableau 5.4. Dans ces modèles, les fréquences obtenues sont comparées à celles des essais, sauf pour quelques modes qui ne sont pas mesurables par le dispositif d'essai (mouvement horizontal).

Modèle		Mode 1	Mode 2	Mode 3	Mode 4	Mode 5	Mode 6
 1	Fréq. [Hz]	72,8	160	292	391	587	623
	Mode essais	1	-	2	3		4
 2	Fréq. [Hz]	91,3	300	534	577	943	1320
	Mode essais	1	2	3	-	4	5
 3	Fréq. [Hz]	84,8	296	463	504	929	1137
	Mode essais	1	2		4	5	
 4	Fréq. [Hz]	36,7	91	203	242	387	412
	Mode essais	1		2	3		4
 5	Fréq. [Hz]	87,6	245	255	421	559	605
	Mode essais	1	2	3	4		5
 6	Fréq. [Hz]	87,6	245	255	421	560	605
	Mode essais	1	2	3	4		5
 7	Fréq. [Hz]	91,4	300	535	578	943	1331
	Mode essais	1	2	3		4	5
	Déformé						
	Déformé						
	Déformé						
	Déformé						
	Déformé						
	Déformé						
	Déformé						

**TABLE 5.4** – Déformées modales et fréquences propres pour différentes modélisation utilisant le maillage 4 du foil complet.

On constate que pour les calculs donnant le premier mode avec une erreur faible (cas 2 et 7), le mode 3 serait un mode de flexion 2. Par contre le second mode n'est pas approché de façon satisfaisante. Dans le cas où le second mode est mieux approché (cas 5 et 6), le troisième mode est un mélange de flexion et torsion.

Le non blocage du disque du foil en translation (cas 1, 3 et 4) entraîne l'apparition de modes de traction-compression sur l'envergure du foil qui ont peu de chance d'être mesurés en essais par le vibromètre qui est placé à la verticale de l'hydrofoil. De plus, l'absence d'appui sur la face arrière du disque est quasi impossible de par le vissage du foil sur son support.

Afin de se rapprocher des conditions réelles d'encastrement, le support de l'hydrofoil a été représenté. Cependant, sa forte rigidité vis-à-vis du profil portant revient aux conditions utilisées pour le modèle du foil complet (voir tableau 5.5).

	Mode 1	Mode 2	Mode 3	Mode 4	Mode 5	Mode 6
Fréquence [Hz]	91,1	292,8	340,1	449,9	521,1	650,9

**TABLE 5.5** – *Fréquences propres pour le foil complet et son support*

### 5.1.1.2. Influence du module d'Young et de la géométrie

Le profil réel possède deux poches de 2 mm d'épaisseur sur l'intrados ainsi qu'une rainure située à peu près à mi-corde. Les jauges sont placées dans les poches et l'ensemble est rebouché avec une résine. Ces éléments modifient localement la raideur du foil. Afin de mesurer leur possible influence, une simulation avec les poches et la rainure vide a été réalisée. De même, les caractéristiques du matériau tel que le module d'Young peuvent varier en fonction des conditions de températures et des nuances utilisées lors de la fabrication. Pour prendre en compte ces fluctuations, deux simulations ont été réalisées avec un module d'Young variant de  $\pm 10\%$ . Les résultats sont présentés dans le tableau 5.6. Ils sont comparés au cas de référence du foil seul avec le maillage 2.

Modèle	Mode 1	Mode 2	Mode 3	Mode 5	Mode 6
Ca de référence	96,8	308,0	565,1	968,4	1390,7
Essais	92,2	360,9	697	1096	1600
E=2790 MPa	93,4	297,1	545,0	933,9	1341,2
E=3410 MPa	103,2	328,4	602,5	1032,5	1428,7
E=3720 MPa	107,8	343,0	629,3	1078,4	1548,7
Cas avec rainure	95,1	305,5	560,1	957,8	1377,0

**TABLE 5.6** – *Fréquences propres obtenues pour différentes valeurs de module d'Young et pour un foil rainuré (le mode de traction-compression n'est pas indiqué dans le tableau)*

L'effet de la rainure est négligeable sur les fréquences propres du systèmes. Ceci s'explique certainement par sa faible profondeur. Le module d'Young a un effet connu sur la fréquence, cependant des variations de seulement 10%, c'est à dire E=27900 MPa ou E=3410 MPa, ne sont pas suffisantes pour modifier significativement les fréquences et modes propres. Avec un module d'Young de E=3720 MPa, on arrive à recalibrer les modes de hautes fréquences de façon satisfaisante. Cependant les modes de basses fréquences sont encore moins bien prédits que précédemment et la valeur de module d'Young utilisée est peu crédible vis-à-vis de la valeur nominale mesurée qui est de 3100 MPa.

### 5.1.1.3. Synthèse des analyses modales pour la structure en air

La figure 5.1 présente les résultats obtenus pour les différentes simulations en air par rapport aux résultats d'essais.

On constate que la plupart des modèles permettent de retrouver le premier mode. Pour les modes suivants, on constate la formation de plusieurs branches. La première, qui est la plus proche des essais, est composée des modélisations du foil seul et avec disque. Les deux autres branches contiennent les cas avec les maillages complets. Les maillages avec le plus d'éléments (3 à 7) présentent les résultats

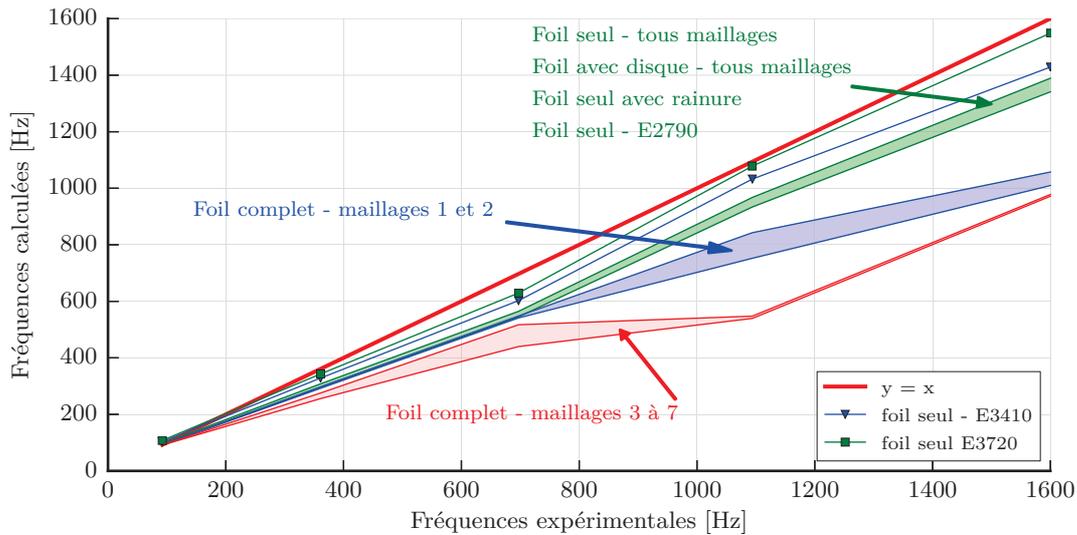


FIGURE 5.1 – Graphique de synthèse des différentes simulations réalisées

les plus éloignées des valeurs expérimentales. Il semble que la modélisation la plus simple, la partie portante encastrée à son pied, soit également la meilleure.

### 5.1.2. Résultats des calculs en eau

Les calculs donnent les résultats présentés dans le tableau 5.7. On remarque que les fréquences propres en eau sont bien approximées par les différentes modélisations. Les fréquences obtenues sont environ deux fois plus faibles que celles en air. Cette réduction de fréquences provient de l'effet inertiel du fluide. L'ordre des modes propres est également légèrement modifié avec l'inversion du mode 2.1 et du mode de traction-compression.

Un mode acoustique de la veine est présent à une fréquence d'environ 730 Hz. Il est possible de retrouver analytiquement pour une cavité sans obstacle une fréquence propre de 750 Hz (voir annexe 2.1.). Afin de s'assurer que le couplage fluide-structure est dominé par les effets inertiels, un calcul avec une vitesse du son très importante est réalisé ( $c=1\ 500\ 000$  m/s). Ceci revient à considérer le fluide comme incompressible, et donc découpler les effets inertiels et acoustiques. Le résultat est présenté sur le tableau 5.8. On constate que le mode acoustique a disparu et que les fréquences des autres modes sont inchangées, ce qui confirme la prédominance des effets inertiels dans ce problème.

La figure 5.2 présente les résultats obtenus pour les différentes simulations en eau par rapport aux résultats d'essais. Les modèles testés donnent tous des résultats similaires. L'écart entre les résultats numériques et expérimentaux augmente avec la fréquence. Ce phénomène est courant en analyse modale et provient de la difficulté à capter les hautes fréquences. Le modèle utilisé par Becdelièvre [26] sur-estime les fréquences expérimentales tandis que celui de notre étude les sous-estime.

De même, expérimentalement, il est possible de déterminer le coefficient de masse ajoutée pour chacun des modes. Le tableau 5.9 présente les résultats obtenus et les compare aux valeurs expérimentales. Les

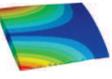
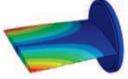
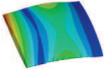
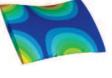
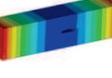
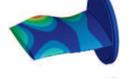
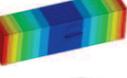
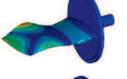
Mode	Type	Foil seul		Foil avec disque		Foil complet 1		Essais Fréq. [Hz]
		Fréq. [Hz]	Déformée	Fréq. [Hz]	Déformée	Fréq. [Hz]	Déformée	
1	1.0	41		37		41		41
2	1.1	157		150		159		168
3	2.0	278		261		277		285
4	2.1	523		450		528		565
5	-	594		566		567		-
6	cavité / 3.1	744		711		727		-
7		749		742		773		-
8	2.2	906		886		956		-

TABLE 5.7 – Déformées et fréquences propres pour les calculs en eau

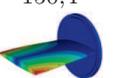
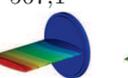
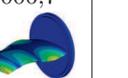
	Mode 1	Mode 2	Mode 3	Mode 4	Mode 5	Mode 6	Mode 7	Mode 8
Fréq. [Hz]	37,2	150,4	260,8	500,0	567,1	711,8	886,8	1006,7
Déformée								

TABLE 5.8 – Déformées modales, fréquences propres et écarts de fréquences avec les essais 2011 obtenues pour un calcul incompressible ( $c=1500000$ ) reprenant le cas du foil avec disque du tableau 5.7

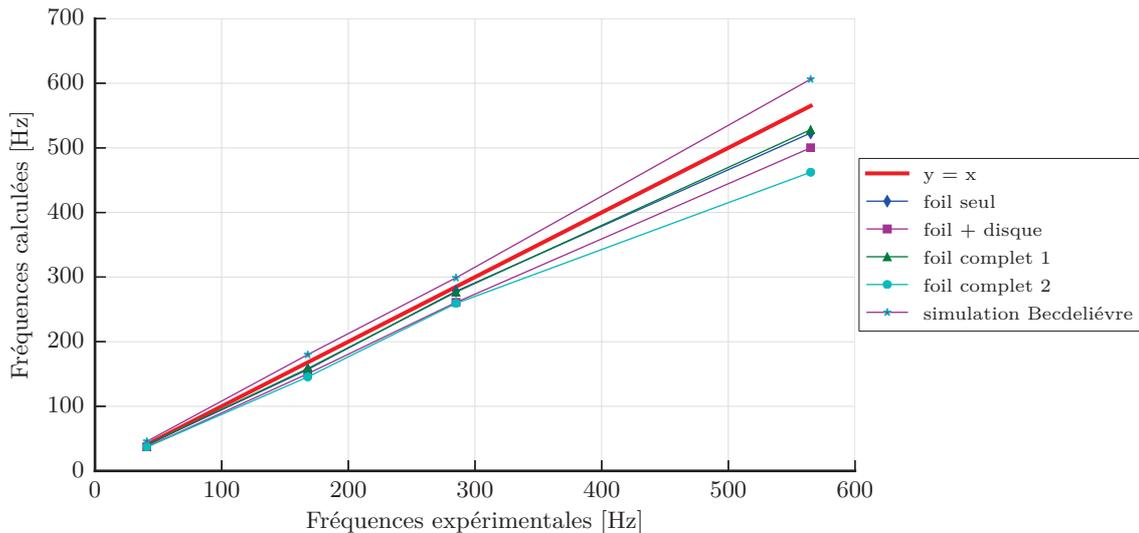


FIGURE 5.2 – Graphique de synthèse des différentes simulations réalisées en eau

coefficients de masse ajoutée calculés sont surestimés pour le premier mode à cause de la surestimation de la fréquence propre en air. Cependant, l'ordre de grandeur du coefficient de masse ajoutée est bien prédit par le logiciel de calculs.

Mode	Type	Coefficient de masse ajoutée $\mu_n$			
		Essais	Foil seul	Foil avec disque	Foil complet
1	1.0	4,0	4,8	5,2	4,1
2	1.1	3,6	2,9	3,0	2,4
3	2.0	5,0	3,1	3,3	2,8
4	2.1	2,7	2,4	2,6	1,0

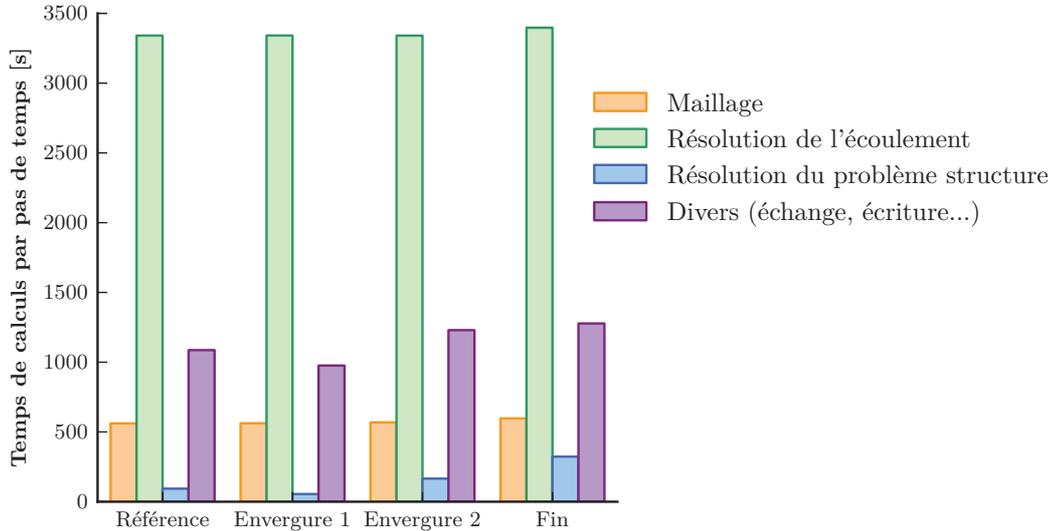
TABLE 5.9 – Coefficients de masses ajoutée obtenus numériquement à partir des fréquences en air et en eau

## 5.2. Écoulements monophasiques

De même que pour le solveur fluide, plusieurs paramètres du solveur structure ou du coupleur peuvent influencer les résultats. Nous choisissons de vérifier l'effet du maillage structure de l'hydrofoil, ainsi que celui du pas de temps, sur la précision des résultats et sur le temps de calcul. Ensuite, l'effet de l'élasticité de la structure sur les performances hydrodynamiques est mis en évidence ainsi que la corrélation entre mesures expérimentales et numériques du point de vue de la déformation de la structure et des contraintes.

### 5.2.1. Influence du maillage structure

L'augmentation du nombre de mailles provoque, comme attendu, un accroissement du temps nécessaire pour la résolution du problème structure ainsi que du temps d'échanges et d'écritures (voir figure 5.3). Ce dernier point s'explique par la plus grande quantité de données à écrire dans les fichiers de résultats et à transmettre au maillage fluide.



**FIGURE 5.3** – Représentation du temps de calculs nécessaire pour résoudre le maillage, l'écoulement, la structure et les échanges et écritures de données pour avancer d'un pas de temps, en fonction du nombre d'éléments dans le maillage structure - ( $Re = 7,5 \cdot 10^5$  et  $\alpha = 4^\circ$ )

Le temps de calcul indiqué sur la figure 5.3 correspond à un calcul sur une durée réelle de 2 secondes soit avec 200 itérations temporelles. Les cas traités tendent vers une solution stationnaire. Il est possible d'obtenir un résultat avec une précision satisfaisante en réalisant seulement une quinzaine d'itérations temporelles. Le tableau 5.10 indique le nombre moyen d'itérations pour le solveur fluide et pour la boucle de convergence des grandeurs de couplage pour les 15 premières itérations temporelles et pour les 200 itérations.

Itérations temporelles	15	200
Itérations de couplage par pas de temps	3,9	2,2
Itérations du solveur fluide par itération de couplage	2,4	2,6

**TABLE 5.10** – Nombre moyen d'itérations pour le solveur fluide et pour la boucle de convergence du couplage pour les 15 premières itérations temporelles et pour les 200 itérations

On constate que les itérations de couplage diminuent avec l'accroissement du nombre de pas de temps. Ce comportement indique que la solution initiale du pas de temps  $n$  est très proche de celle calculée et donc que le calcul converge. Le nombre moyen d'itérations du solveur fluide, identique sur 15 ou 200 itérations, ne permet pas de mettre en lumière la forte diminution du nombre d'itérations fluide avec l'augmentation du pas de temps. La figure 5.4, montre cette forte réduction puis un plateau autour de 5-6 itérations par pas de temps. Ce nombre est très légèrement supérieur au minimum d'itérations imposées qui est de 4 itérations fluide par pas de temps (2 par pas de couplage et 2 itérations de couplage minimum). Le fait que l'on atteigne rapidement ce palier confirme que la convergence est

rapidement obtenue et que le nombre de pas de temps peut être fortement réduit pour la simulation de ces cas quasi-stationnaires. Le nombre important d'itérations fluide pour les premiers pas de temps correspond à la phase d'initialisation du calcul.

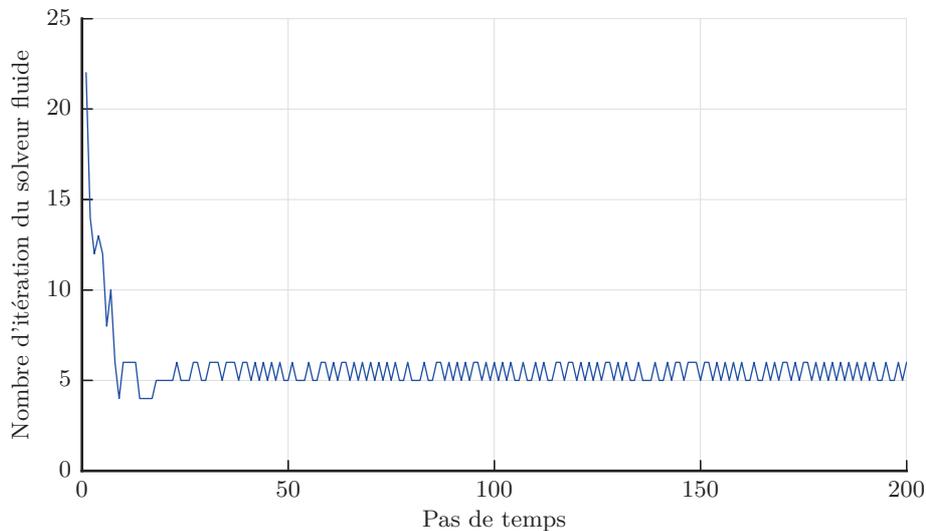


FIGURE 5.4 – Exemple de répartition par pas de temps des itérations fluide avec le maillage structure de référence - ( $Re = 7,5 \times 10^5$  et  $\alpha = 4^\circ$ )

Le graphique 5.5 montre l'effet du nombre d'éléments du maillage structure sur la prédiction de la valeur de la contrainte de Von Mises en pied de pale et sur la valeur du coefficient de portance. On constate que les fluctuations produites par la modification du nombre d'éléments sont très faibles. Un palier semble être franchi entre 15000 et 20000 éléments, cependant les écarts entre les extrêmes restent inférieurs à 0,3% pour le déplacement et 0,4% pour la contrainte. Les différents maillages testés permettent d'atteindre un niveau de convergence suffisant dans le cadre de cette étude.

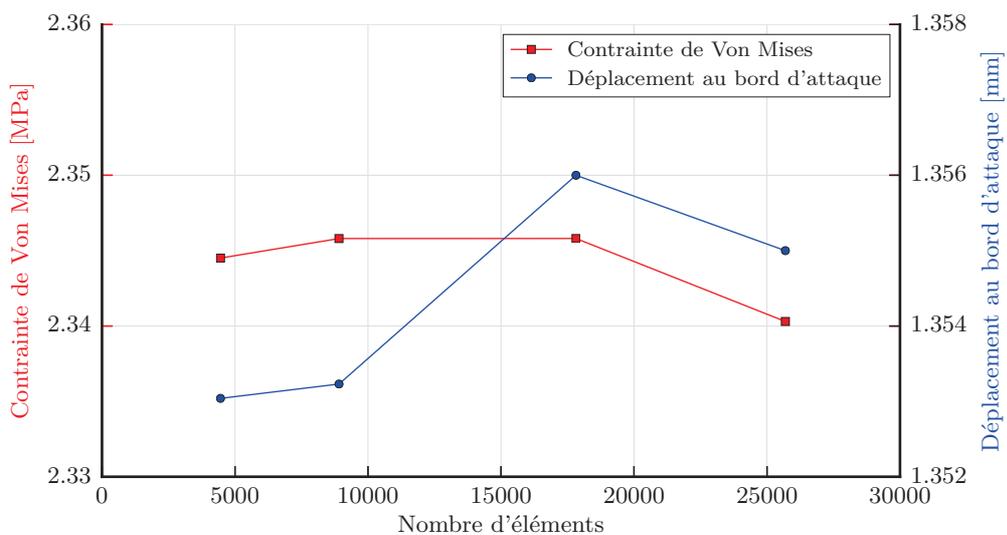
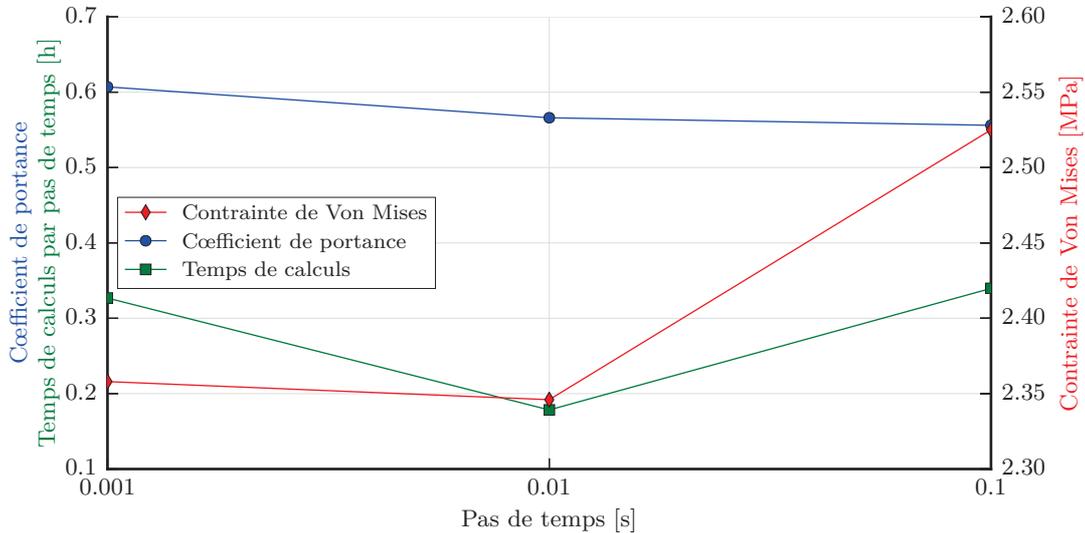


FIGURE 5.5 – Influence du maillage structure sur le déplacement de la section libre et la contrainte de Von Mises en pied de pale - ( $Re = 7,5 \times 10^5$  et  $\alpha = 4^\circ$ )

### 5.2.2. Influence des paramètres du solveur structure

Dans notre modélisation, le pas de temps est identique entre les solveurs fluide et structure et correspond au pas de couplage. La figure 5.6 traduit l'influence du pas de temps sur le coefficient de portance et sur la contrainte de Von Mises ainsi que sur le temps de calculs.

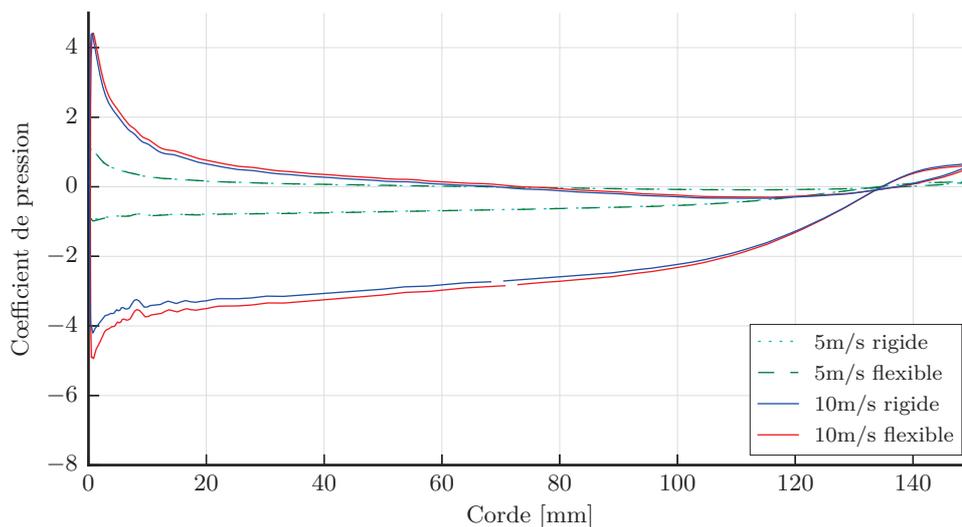


**FIGURE 5.6** – Influence du pas de temps (ou de couplage) sur le coefficient de portance, la contrainte de Von Mises en pied de pale et le temps de calcul - ( $Re = 7,5 \times 10^5$  et  $\alpha = 4^\circ$ )

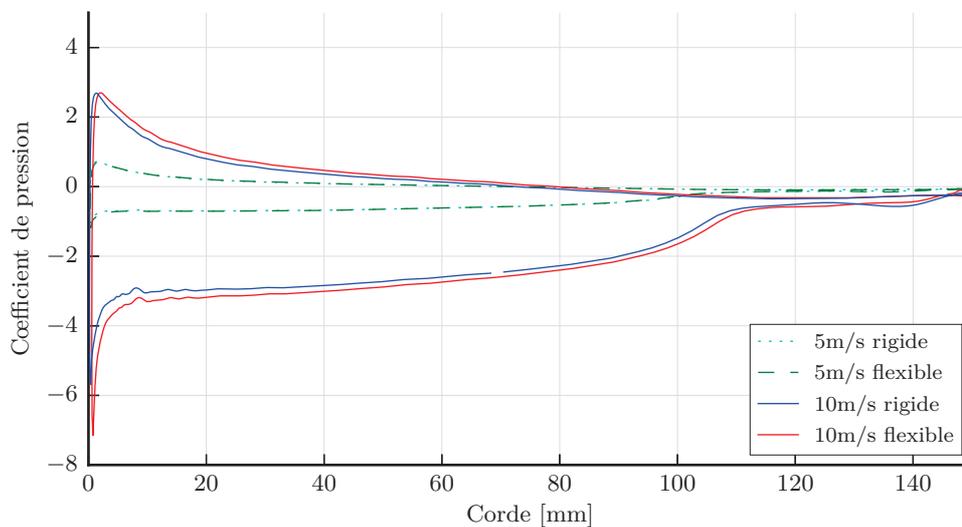
Le coefficient de portance est peu influencé par le pas de temps de la résolution. La faible instationnarité de l'écoulement à  $4^\circ$ , qui place ce problème à la limite d'un cas stationnaire, explique en partie la faible influence du pas de temps sur la caractérisation de l'écoulement. La prédiction des contraintes est plus sensible à l'augmentation du pas de temps. On constate que l'utilisation d'un pas de temps plus important accroît le temps nécessaire à une itération d'avancement en temps. Cela s'explique par l'augmentation des itérations internes aux solveurs fluide et structure pour atteindre des niveaux de convergence corrects. Par contre, la diminution du pas de temps en deçà de  $10^{-2}$  s provoque également un accroissement du temps de calculs par itération et cela sans modifier significativement les grandeurs calculées. Pour la suite de l'étude, une valeur de pas de temps de  $10^{-2}$  s est retenue puisqu'elle offre le meilleur compromis entre temps de calcul et convergence.

### 5.2.3. Effet de la déformation du profil sur les efforts hydrodynamiques

Les efforts hydrodynamiques sur le profil sont déterminés par l'intégration de la pression à la paroi. Les coefficients de pression dans le plan vertical médian (voir figure 5.7a) et au bord libre (voir figure 5.7b) montrent que la déformation du profil pour une vitesse de 5 m/s n'est pas suffisante pour provoquer une modification significative du coefficient de pression. Par contre, les simulations effectuées à 10 m/s montrent que la déformation du profil accroît les écarts de pressions entre l'intrados et l'extrados. Ce comportement est identique à celui rencontré lors de l'augmentation de l'incidence d'un profil portant rigide. Ce comportement s'explique par la déformation du profil qui équivaut à augmenter localement l'incidence [32].



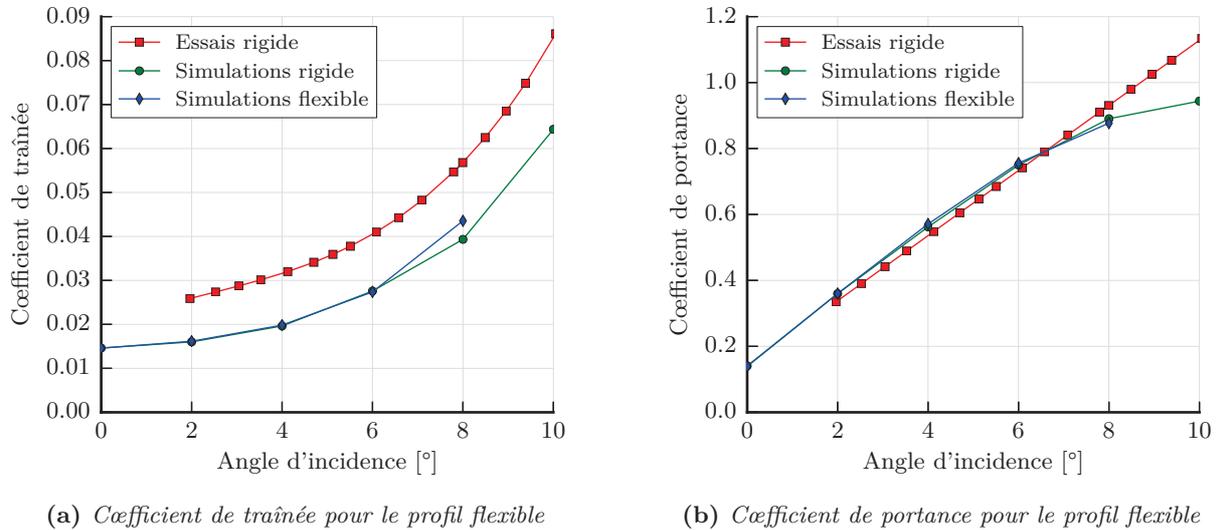
(a) Dans le plan médian



(b) Au bord libre

**FIGURE 5.7** – Coefficients de pression pour les profils flexibles et rigides obtenus dans le plan vertical médian et au bord libre pour des écoulements de 5 m/s et 10 m/s

L'effet de la déformation étant très faible sur les coefficients de portance pour une vitesse d'écoulement de 5 m/s, il est normal de constater que la traînée (voir figure 5.8a) et la portance (voir figure 5.8b) des profils déformés sont très proches de celles des profils rigides.



(a) Coefficient de traînée pour le profil flexible

(b) Coefficient de portance pour le profil flexible

FIGURE 5.8 – Effet de la déformation sur les efforts hydrodynamiques pour une vitesse d'écoulement de 5 m/s

Les simulations à 10 m/s montrent que la déformation augmente l'effort de portance de façon significative (voir tableau 5.11). L'effort de traînée augmente dans des proportions beaucoup plus faibles, ce qui permet d'avoir une finesse plus importante.

	Rigide	Flexible	Ecart (%)
Coefficient de portance	2,37	2,56	7 %
Coefficient de traînée	0,072	0,075	4%
Finesse	32,9	34,1	4%

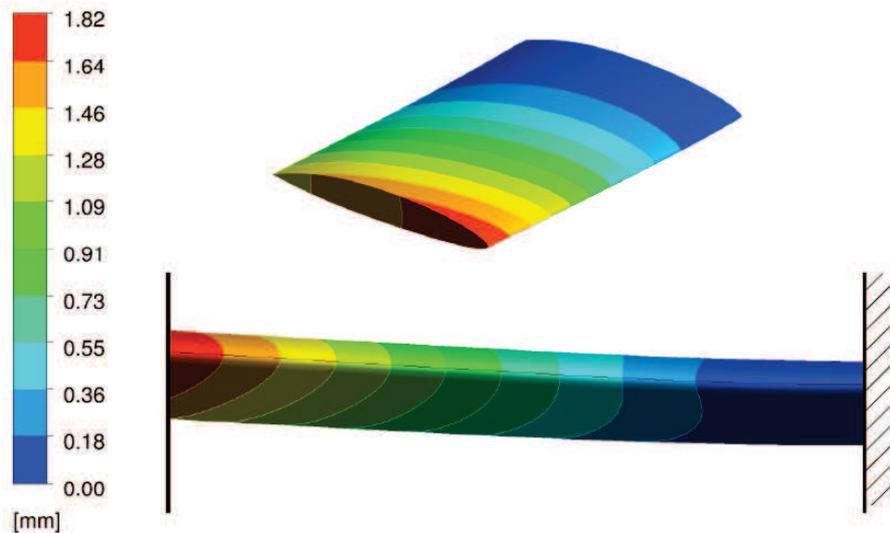
TABLE 5.11 – Effet de la déformation sur les efforts hydrodynamiques pour une vitesse de 10 m/s à une incidence de  $4^\circ$

## 5.2.4. Prédiction de la déformation et des contraintes

### 5.2.4.1. Déformation du profil

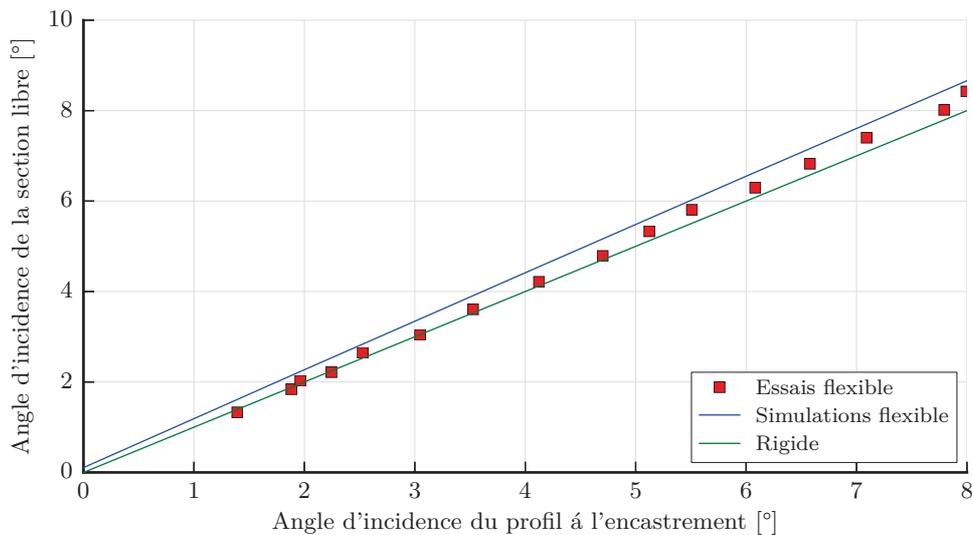
La figure 5.9 montre la déformée de l'hydrofoil grossie cinq fois. On constate une déformation en flexion du profil. Cette flexion est bi-directionnelle avec une composante principale dans la direction verticale de la portance et une composante secondaire dans la direction de l'effort de traînée.

La combinaison des efforts de traînée et de portance provoque pour les sections les plus éloignées de l'encastrement une modification locale de l'angle d'incidence. La figure 5.10 présente l'évolution de l'incidence de la section libre du profil en fonction de l'angle d'incidence à l'encastrement. La déformation du profil est fonction du chargement appliqué, l'effort prédominant est celui de portance, qui évolue linéairement avec l'incidence. Il est donc normal de retrouver une évolution de la déformation



**FIGURE 5.9** – Déformation du profil amplifiée 5 fois vue en perspective et de face, colorée en fonction de l'amplitude du déplacement pour une incidence de  $6^\circ$  et  $Re = 7,5 \times 10^5$

linéaire en fonction de l'incidence. Ce comportement est bien rendu par le modèle numérique qui prédit la modification locale de l'incidence du profil.

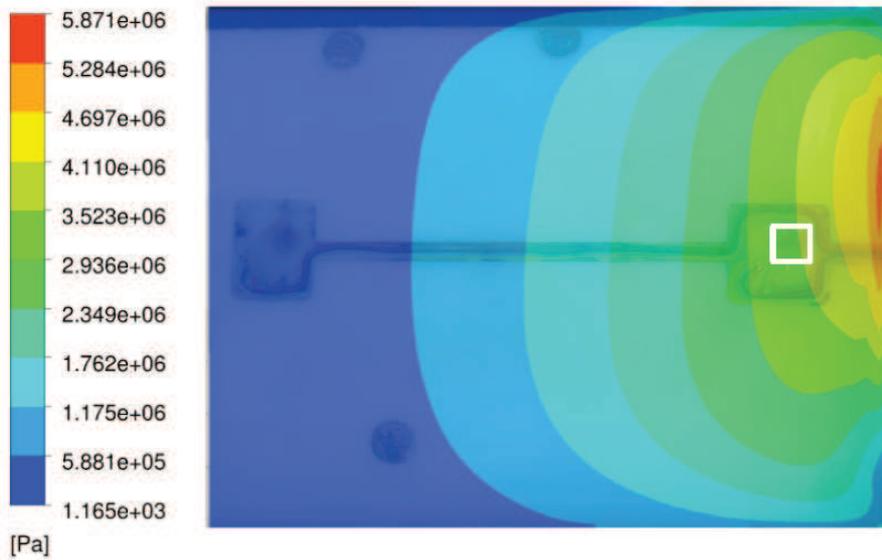


**FIGURE 5.10** – Angle d'incidence de la section libre en fonction de celui de la section encastree

Il est important pour le modèle numérique de bien prédire ce type de déformation. La modification locale de l'incidence modifie la portance de la section, c'est-à-dire les pressions pariétales et par conséquent le risque de cavitation.

### 5.2.4.2. Contraintes équivalentes de Von Mises

Les contraintes équivalentes de Von Mises permettent d'avoir une valeur comparative en un point du profil. Le processus expérimental utilise des jauges extensométriques. Elles mesurent une déformation entre deux points de la structure et ce dans trois directions différentes. Les jauges situées en pied du profil sont dans une zone de fort gradient de contraintes, comme le montre la figure 5.11. Prendre la valeur en un point peut par conséquent augmenter ou réduire significativement l'écart entre les valeurs expérimentales et numériques. Nous avons donc choisi de définir une zone de mesure sur laquelle nous calculons une valeur moyenne. L'aire de mesure (le rectangle blanc sur la figure 5.11), correspond approximativement à la surface recouverte par les jauges de déformation. Les valeurs des contraintes numériques présentées par la suite sont toutes obtenues suivant ce principe.



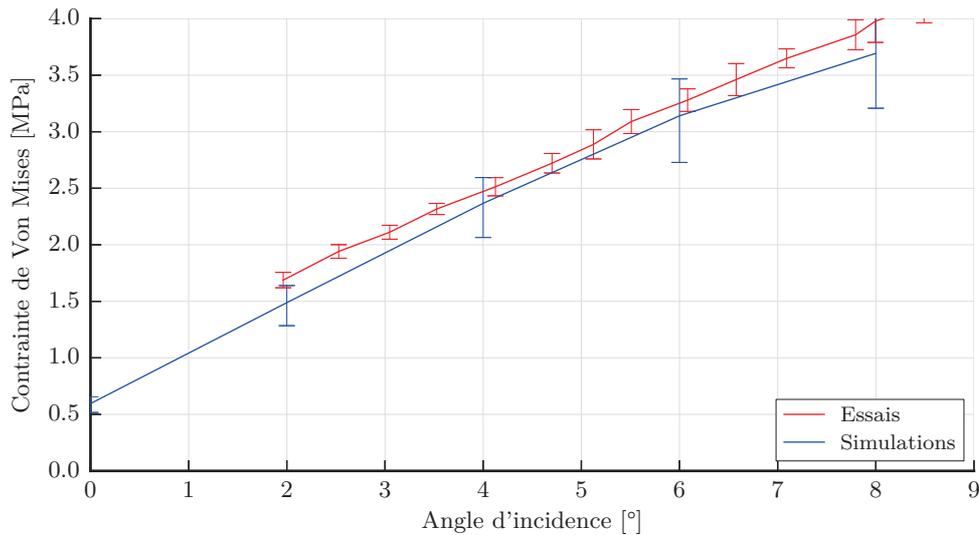
**FIGURE 5.11** – *Champ de contrainte pour une incidence de 6° sur l'intrados du profil portant, le bord encasté est à droite et le bord d'attaque en haut ; le rectangle blanc correspond à la zone de mesure des contraintes*

La figure 5.12 présente la comparaison des contraintes de Von Mises obtenues en pied de pale numériquement et expérimentalement. On constate la bonne adéquation des résultats tant en valeur qu'en évolution. La contrainte augmente quasi-linéairement avec l'incidence. Ce comportement est cohérent puisque les efforts de portance qui sont prépondérants augmentent également linéairement avec l'incidence. On peut supposer qu'un comportement non-linéaire puisse apparaître pour des incidences ou des vitesses d'écoulement plus importantes.

De même que pour le coefficient de portance, on peut exprimer la contrainte de Von Mises en fonction de l'angle d'incidence en radians, à partir des résultats expérimentaux on obtient :

$$\sigma_{vm} = 6,7\Pi\alpha + \sigma_{vm}(\alpha = 0) \quad (5.1)$$

La contrainte étant une fonction de l'effort appliqué, il existe une relation entre le coefficient de 6,7 et celui de 1,8 du coefficient de portance. La relation est fonction des propriétés de la matière (module d'Young et coefficient de Poisson), de la géométrie et du point de mesure ainsi que de l'effort appliqué.



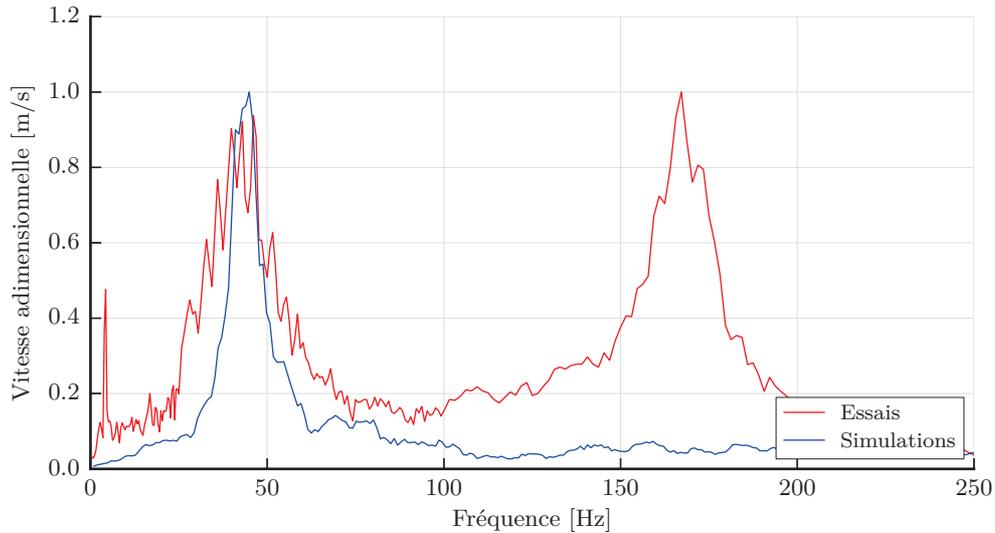
**FIGURE 5.12** – Comparaison des contraintes de Von Mises obtenues en pied de pale numériquement et expérimentalement. Les barres verticales représentent, expérimentalement 10 fois la valeur de l'écart type (5 au-dessus et 5 en-dessous) et numériquement les valeurs maximum et minimum obtenues sur la zone de mesure

Cette relation reste valable tant que la dépendance du coefficient de portance est linéaire, c'est-à-dire pour les cas de faibles déformations et pour les géométries de profil faiblement cambrés.

#### 5.2.4.3. Vibration du profil

Nous disposons expérimentalement de mesures vibratoires du déplacement du profil portant grâce au vibromètre laser. A partir des simulations numériques, nous avons extrait les fréquences d'oscillations du profil afin de les comparer (voir figure 5.13).

On constate que, en accord avec la théorie, le mouvement du profil portant est une combinaison des déformées modales, ce qui explique la présence des fréquences propres sur le spectre. Expérimentalement, on retrouve les premières fréquences propres. Le premier pic à 44 Hz correspond au mode de flexion et le second à 167 Hz au mode de torsion. Numériquement, on arrive uniquement à obtenir la première fréquence propre. Les fréquences suivantes ne sont pas visibles sur les spectres numériques. Plusieurs raisons expliquent cette absence. Premièrement, le pas de temps et la durée de la simulation ne permettent pas de mesurer les fréquences supérieures à 250 Hz, soit au-delà de la seconde fréquence propre. Deuxièmement, la détermination de la seconde fréquence propre peut-être affectée par des choix de modélisations sur les conditions aux limites et notamment celle de l'encastrement en pied de pale. Une autre source d'incertitude concerne l'entrefer entre la paroi verticale du tunnel et l'extrémité libre du profil portant. Cet entrefer modifie l'écoulement et par conséquent l'excitation du profil mais également sa réponse.



**FIGURE 5.13** – Comparaison des spectres en vitesse adimensionnée par l'amplitude maximum mesurée par le vibromètre laser et obtenue numériquement

### 5.2.5. Différences entre les résolutions chaînée et couplée

Nous avons souhaité vérifier l'intérêt de la résolution couplée par rapport à une résolution chaînée. En nous plaçant dans l'hypothèse de stationnarité du problème, la simulation chaînée consiste à réaliser un calcul fluide sur la structure non déformée. Puis, les efforts calculés sur la paroi du foil sont utilisés comme chargement dans un calcul structure statique. Deux cas avec une incidence de  $4^\circ$  sont réalisés en chaînage de codes, le premier avec une vitesse d'écoulement de 5 m/s et le second avec une vitesse d'écoulement de 10 m/s.

Le tableau 5.12 montre les contraintes de Von Mises prédites par un calcul chaîné, couplé et celles mesurées expérimentalement pour une vitesse d'écoulement de 5 m/s. On constate que le calcul chaîné sous estime la contrainte de Von Mises de 0,07 MPa. La perte de précision pour ce cas de figure reste faible au vu des valeurs de contraintes mises en jeu. Cependant, l'erreur entre les résultats d'essais et de simulations passe de 5,6% pour une résolution couplée à 8,5% pour une résolution chaînée. L'écart entre les deux méthodes est alors de 3%.

	Essai	Couplage	Chaînage
Contrainte de Von Mises [MPa]	2,51	2,37	2,30
Ecart par rapport à l'essai	-	5,9%	8,5 %

**TABLE 5.12** – Evolution de la contrainte de Von Mises en pied de pale pour une simulation chaînée et une simulation couplée avec une vitesse d'écoulement de 5 m/s et une incidence de  $4^\circ$

Le tableau 5.13 montre que les prédictions, pour une vitesse d'écoulement de 10 m/s, sont également plus faibles avec une résolution chaînée. L'écart entre la contrainte de Von Mises couplée et celle chaînée est d'environ 1,3 MPa soit près de 13% de la contrainte prédite.

Le chaînage permet d'obtenir plus rapidement une approximation du comportement de la structure déformable sous écoulement mais en sous-estimant la valeur de la contrainte. Dans le cas d'une faible

	Chaînage	Couplage	Ecart
Contrainte de Von Mises [MPa]	11,0	9,7	13%

**TABLE 5.13** – Evolution de la contrainte de Von Mises en pied de pales pour une simulation chaînée et une simulation couplée avec une vitesse d'écoulement de 10 m/s et une incidence de  $4^\circ$

vitesse d'écoulement la prédiction des contraintes par un calcul chaîné, bien qu'acceptable, reste moins précise que celle obtenue par un calcul couplé. Lorsque les vitesses augmentent, l'effet du couplage entre l'écoulement et la déformation devient plus fort. L'utilisation d'un calcul couplé est alors nécessaire pour atteindre un niveau de précision satisfaisant. Ces résultats montrent que le choix d'un algorithme partitionné pour résoudre notre problème permet d'offrir un niveau de précision plus important.

### 5.3. Conclusion sur les cas flexibles monophasiques

Dans une première partie, l'analyse modale a montré qu'il est possible de déterminer les modes propres en air et en eau. La prédiction des fréquences en air est rendue difficile pour les premiers modes, la modélisation du foil seul (cas le plus simple) semble donner les meilleurs résultats en fréquences. La détermination des fréquences en eau, fait apparaître l'effet inertiel du fluide. Les fréquences calculées sont plus précises et ceux pour les différentes configurations de conditions aux limites simulées. De même que pour les cas en air, la modélisation du foil seul donne la meilleure précision en fréquence. Cependant, à l'exception du premier mode, la prédiction de la masse ajoutée est meilleure en modélisant le foil et le disque.

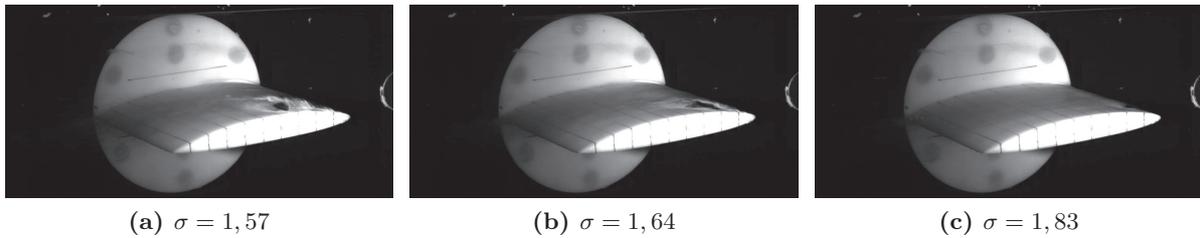
Dans une seconde partie, les capacités de prédiction des contraintes et déplacements du modèle de couplage ont été vérifiées et validées avec succès. Nous avons vu que les codes sont capables de prédire convenablement les déformations et contraintes d'un profil portant sous écoulement. Nous avons également montré qu'un calcul chaîné sous-estime les contraintes dans la structure. L'erreur introduite, bien que faible pour un cas faiblement déformé, fait passer l'erreur sur la prédiction de la contrainte d'environ 5% à 8%.

L'étude des pas de temps a permis de montrer la robustesse du modèle. Une modification du pas de temps importante ne modifie pas significativement la stabilité du code pour les cas monophasiques. L'étude de la parallélisation a montré la présence d'une limite au découpage du domaine autour de 600 000 éléments par CPU. En dessous de cette valeur les temps d'échange deviennent trop importants vis-à-vis des temps de calculs. Une étude du maillage structure a permis de montrer sa faible influence sur les résultats et le temps de calcul.

## 5.4. Cas des écoulements cavitants

### 5.4.1. Cas des poches stables

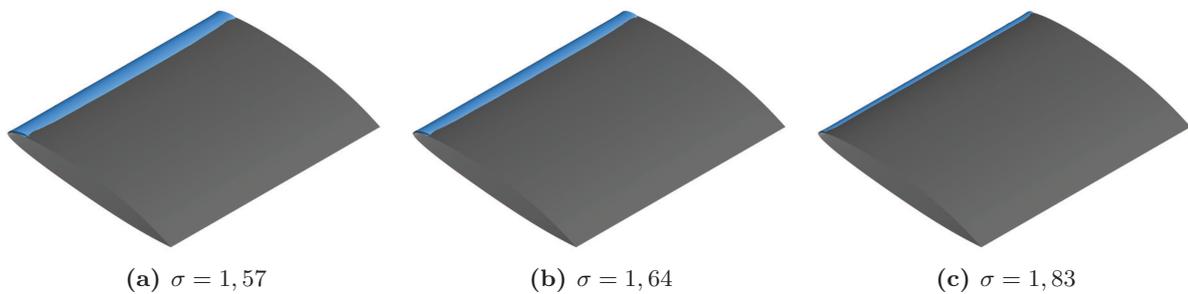
Les cas traités, au nombre de trois, sont tous à une incidence  $\alpha$  de  $6^\circ$  avec un nombre de Reynolds de  $7,5 \times 10^5$ . Les nombres de cavitation sont  $\sigma = 1,57, 1,64$  et  $1,83$ .



**FIGURE 5.14** – *Forme des cavités obtenus expérimentalement pour  $\sigma = 1,57, 1,64$  et  $1,83$*

La figure 5.14 montre l'accroissement de la longueur de la poche avec le nombre de cavitation ainsi que la présence d'une cavitation d'extrémité induite par l'entrefer entre la paroi et le profil portant.

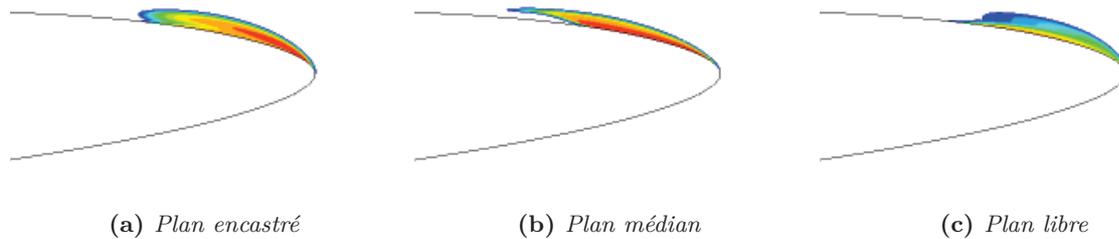
Numériquement, le modèle de cavitation calibré (C1) est utilisé. La figure 5.15 montre une évolution de la forme de la poche conforme aux essais avec un accroissement de la longueur de poche lorsque le nombre de cavitation diminue. On constate également, que la forme de la poche est influencée par les parois et par la déformation.



**FIGURE 5.15** – *Forme de la poche de cavitation obtenues pour  $\sigma = 1,57, 1,64$  et  $1,83$  avec le modèle de cavitation calibré*

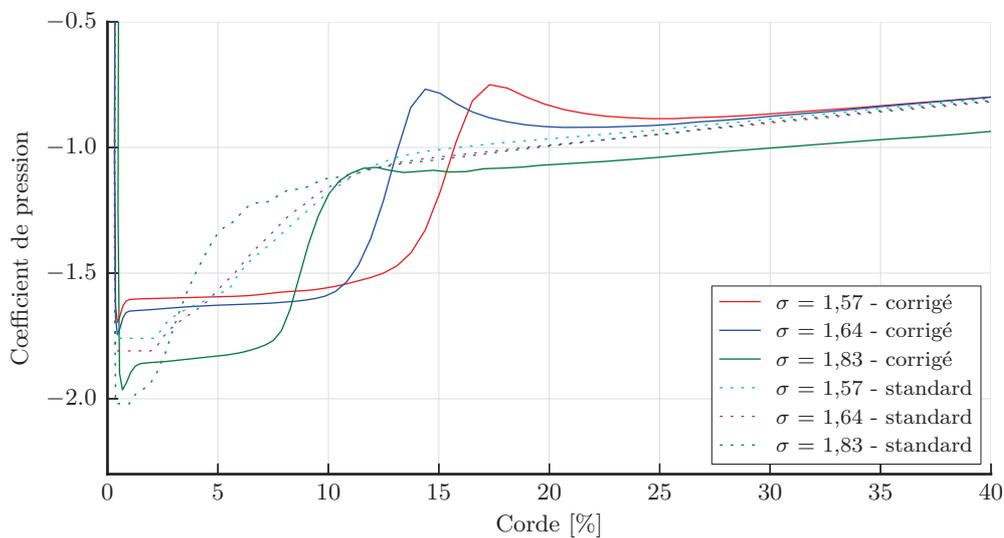
Sur la figure 5.16, la fraction volumique de vapeur pour  $\sigma = 1,57$  est représentée dans les plans verticaux encastré, médian et libre. La poche subit un décollement sur la partie arrière uniquement dans le plan vertical médian. La différence de comportement entre les plans verticaux libre et encastré s'explique par la déformation du profil dans le plan vertical libre. La longueur de la poche dans les deux cas est très proche, mais à l'encastrement, la poche subit un décollement qui n'est pas présent à la section libre.

L'intérêt du recalage du modèle de cavitation apparaît clairement sur l'évolution du coefficient de pression (voir 5.17). Le modèle corrigé (C1) permet d'obtenir une poche de cavitation de plus grande longueur ainsi qu'une valeur du coefficient de pression sur le palier correspondant à la poche conforme à la théorie. C'est-à-dire que la valeur du  $C_p$  sur le palier est proche de celle du nombre de cavitation



**FIGURE 5.16** – Fraction volumique de vapeur obtenue dans trois plans différents pour  $\sigma = 1,57$  - rouge : vapeur d'eau - bleu : eau liquide

(au signe près). Le modèle corrigé fait apparaître une surpression dans la zone de fermeture qui peut correspondre physiquement à la destruction par implosion de bulles et de petites poches se détachant de la poche principale.



**FIGURE 5.17** – Evolution du coefficient de pression dans le plan vertical médian en fonction du nombre de cavitation

Les poches de cavitation stables étudiées sont de longueurs proches. Leur effet sur les efforts hydrodynamiques et par extension sur la déformation du profil, est donc similaire. La figure 5.18 montre que pour les deux nombres de cavitation extrêmes étudiés, le déplacement de la section libre du profil est quasi identique. Le déplacement relevé à la section libre pour les poches stables est du même ordre que pour les cas non-cavitants.

Le profil déformable permet expérimentalement de déterminer les contraintes de Von Mises. Dans le cas présent, celle-ci sont moyennées sur un temps de mesure suffisamment long pour être comparé aux valeurs numériques sur la figure 5.19. Conformément aux observations faites sur les coefficient de pression, les valeurs de contraintes sont proches pour les différentes valeurs du nombre de cavitation. Expérimentalement, on constate un accroissement de la valeur de la contrainte avec celui de la cavitation. Numériquement, sans recalage du modèle, les valeurs de contraintes prédites sont quasi identiques quelque soit la valeur du nombre de cavitation. L'utilisation du modèle corrigé (C1) permet de faire apparaître une évolution conforme aux mesures expérimentales et un recalage parfait pour  $\sigma$

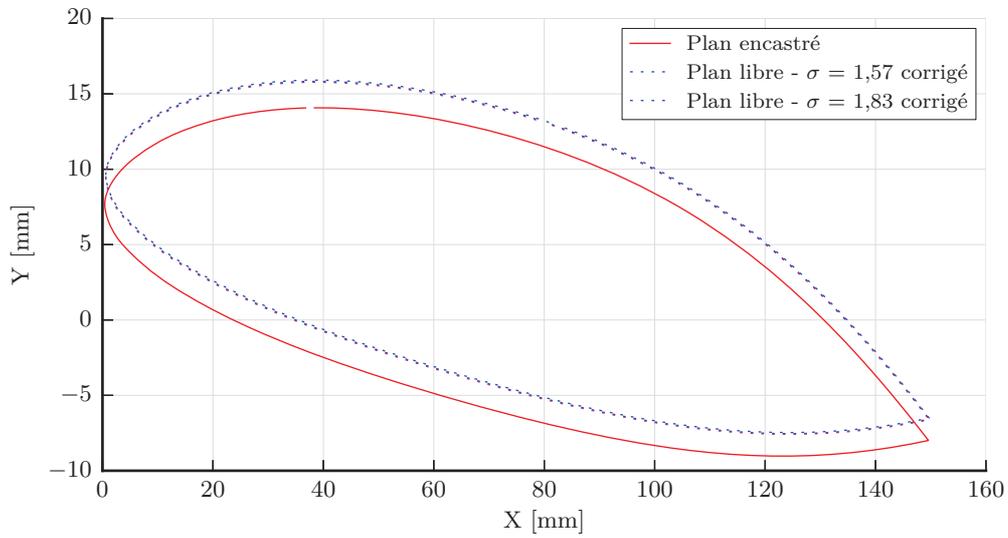


FIGURE 5.18 – Evolution de la position de la section libre en fonction du nombre de cavitation

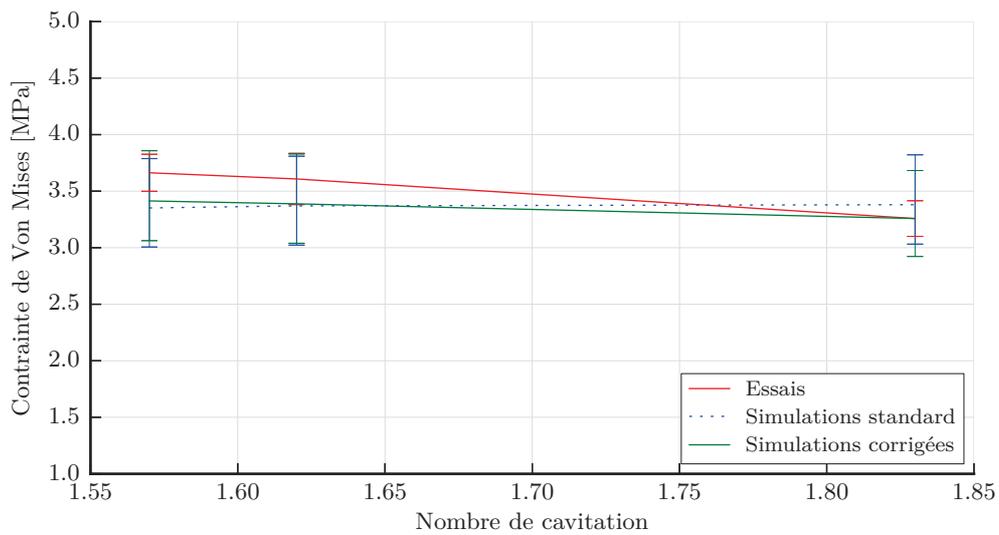


FIGURE 5.19 – Evolution de la contrainte de Von Mises en fonction du nombre de cavitation

= 1,83. Le recalage est moins bon pour les plus faibles valeurs du nombre de cavitation. Il est possible d'expliquer l'augmentation de cet écart avec l'augmentation de l'instabilité de la poche de cavitation.

Le modèle calibré (C1) permet d'obtenir une prédiction satisfaisante de la contrainte de Von Mises avec une erreur maximale de 6,7% et moyenne de 4%.

#### 5.4.2. Cas des poches instables

Le modèle de cavitation utilise ici le paramétrage recalé (C2) défini pour les poches instables. Les paramètres du cas traité et du modèle recalé (C2) sont présentés dans le tableau suivant :

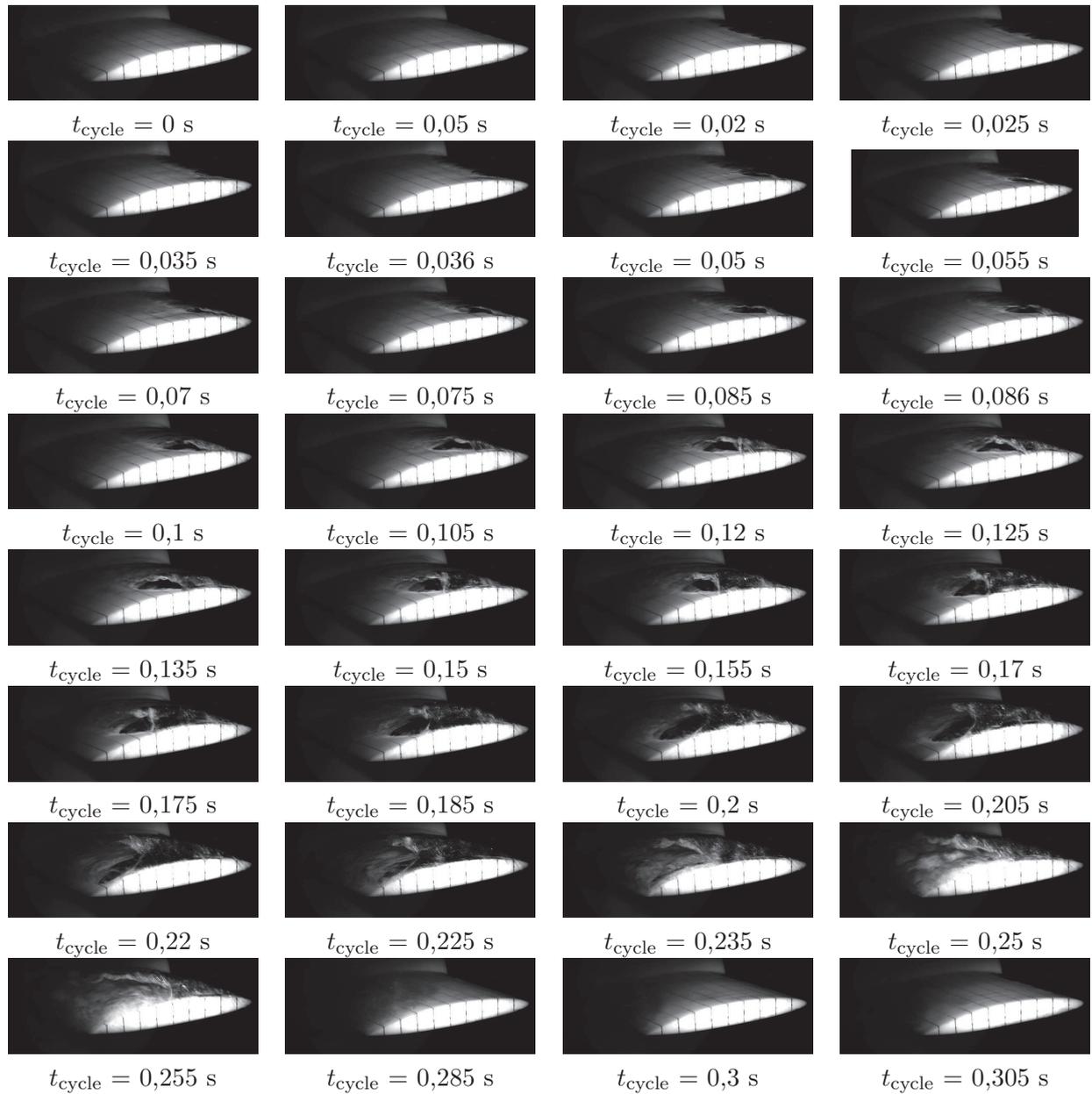
Angle d'incidence	$\alpha$	6°
Nombre de cavitation	$\sigma$	1,4
Vitesse de l'écoulement	$u$	5 m/s
Pression veine	$p_{\text{veine}}$	19700 ± 2070 Pa (17200 Pa pour le calcul)
Coefficient de condensation	$F_{\text{cond}}$	0,01
Coefficient de vaporisation	$F_{\text{vap}}$	500

Dans un premier temps, une analyse qualitative du comportement de la poche de cavitation est réalisée. A partir des données issues de la caméra rapide, on peut reconstruire un cycle d'oscillation de la poche (voir figure 5.20). Les images sont extraites afin de correspondre à celles disponibles numériquement. La période des oscillations est d'environ 0,3 s. La cavité apparaît au bord d'attaque, on constate que sa longueur atteint un maximum aux environs de 80% de la corde ( $t_{\text{cycle}}=0,225$  s). L'interface de la poche devient alors complètement instable, ce qui est visible par le « moutonnement blanc » de l'interface ( $t_{\text{cycle}}=0,25$  s). L'une des raisons de l'instabilité de l'interface provient de la séparation de la poche qui est en cours, la partie arrière (à gauche sur les photos), est alors convectée par l'écoulement et implose rapidement. Une poche résiduelle se replie alors vers le bord d'attaque ( $t_{\text{cycle}}=0,255$  s) pour devenir un filet de vapeur ( $t_{\text{cycle}}=0,3$  s).

Les figures 5.21, 5.22 et 5.23 représentent la reconstitution d'un cycle d'oscillation à partir des résultats numériques respectivement, en 3D dans le plan vertical médian et dans un plan vertical distant de 10 mm de l'extrémité encastree de l'hydrofoil.

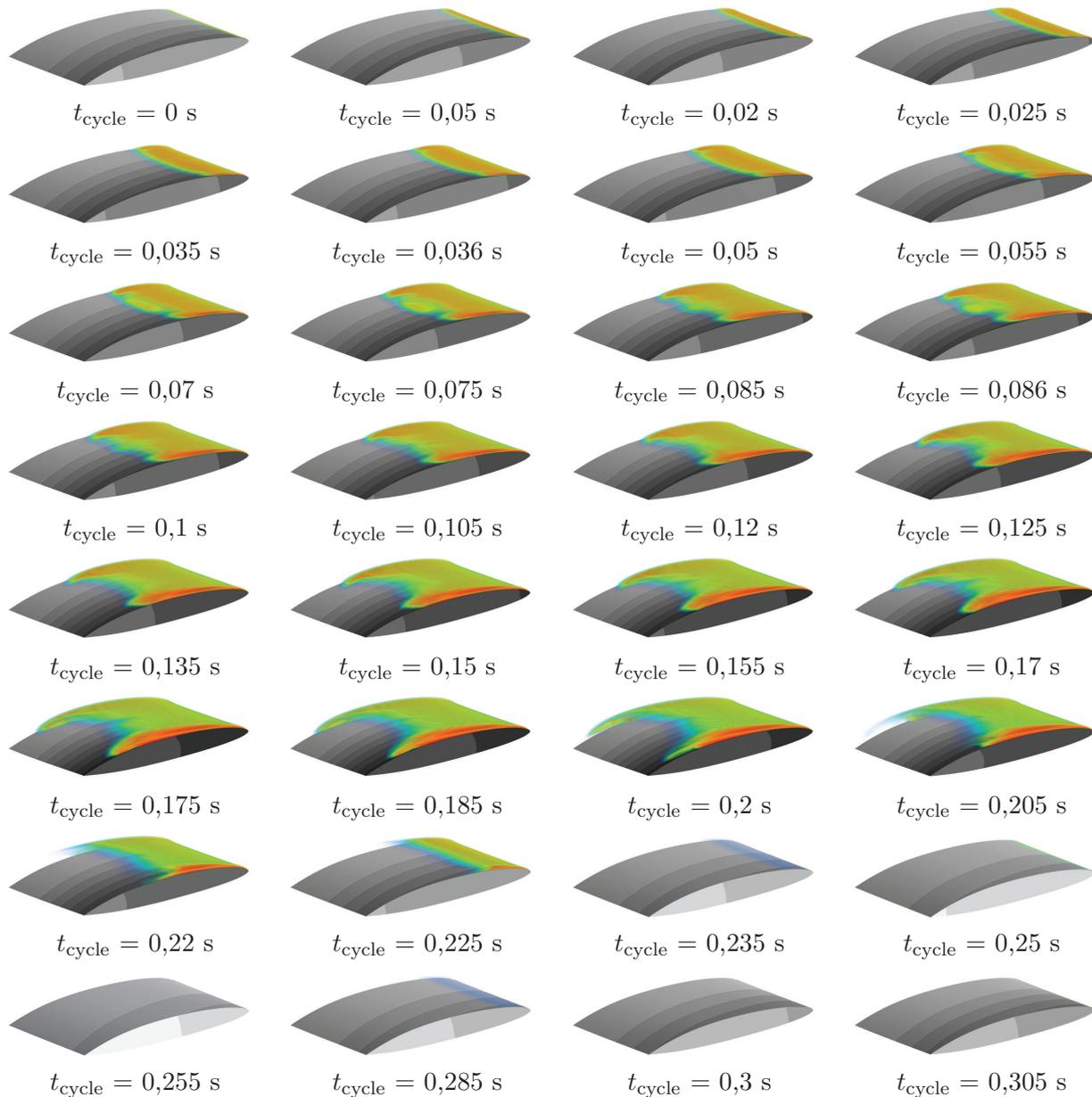
Les effets tri-dimensionnels sont bien rendus par le modèle numérique, la forme de la poche est différente aux extrémités et au centre de l'hydrofoil. Dans le plan vertical médian, la cavité présente un décollement important sur l'arrière du profil qui est produit par une recirculation présente sous la poche (voir figure 5.24). L'accroissement de ce décollement finit par provoquer le repli de la cavité. Près des parois, la cavité est plus aplatie. Elle présente un décollement à partir de 0,17 s, lorsque le repli de la cavité s'amorce.

La longueur maximale de la poche n'excède pas les 80 % de la corde près des parois pour environ 60% dans le plan vertical médian, ce qui est globalement conforme aux essais. Numériquement, le repli de la poche est plus lent. De plus, il n'est pas accompagné par l'émission d'un nuage. L'absence de nuage



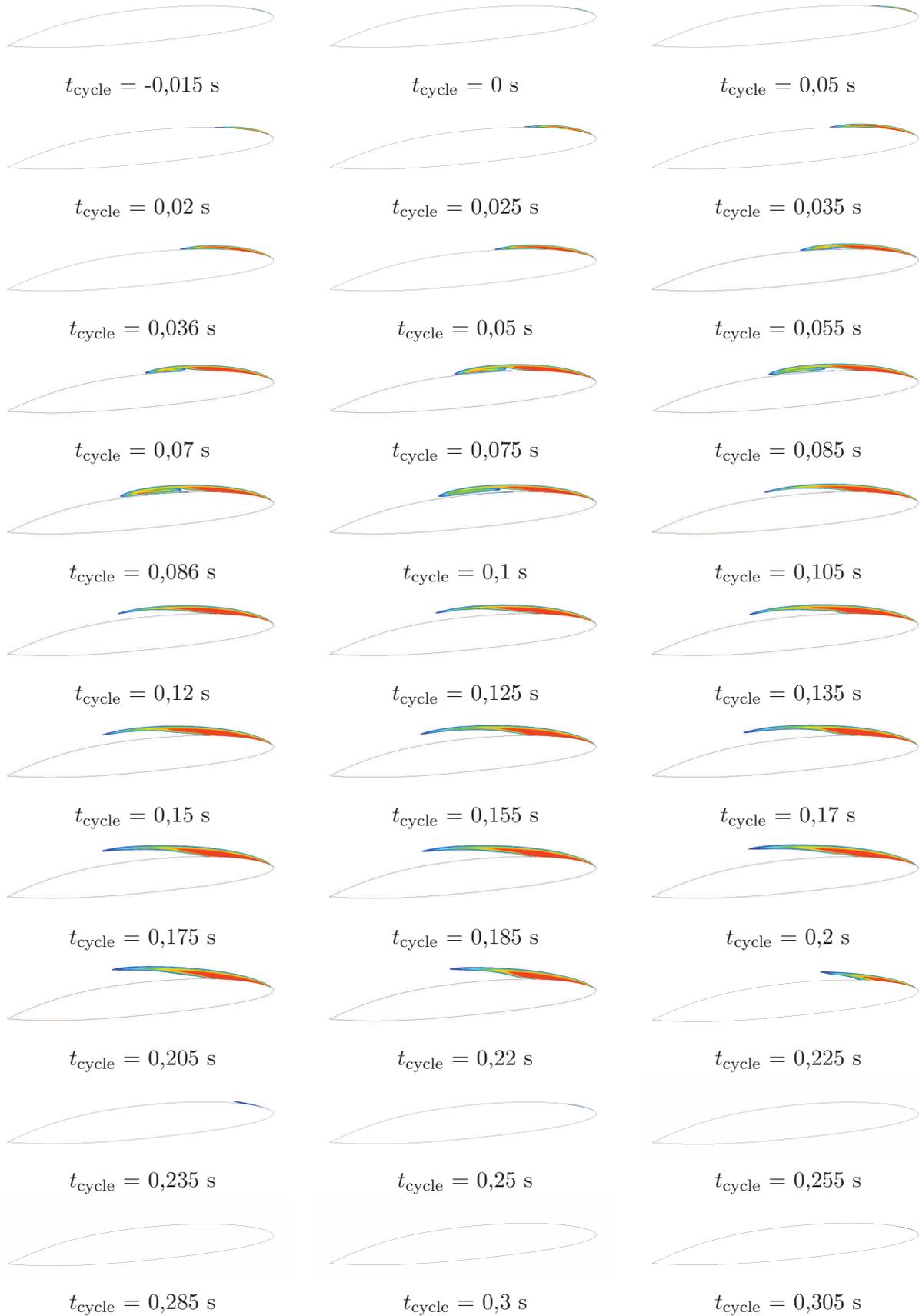
**FIGURE 5.20** – Cycle d'oscillation d'une poche de cavitation instable obtenu expérimentalement grâce à une caméra rapide pour  $\alpha=6^\circ$  -  $\sigma=1,4$  -  $Re=7,5 \times 10^5$

peut provenir du modèle de cavitation et notamment du terme  $F_{\text{cond}}$  qui devrait probablement être augmenté.

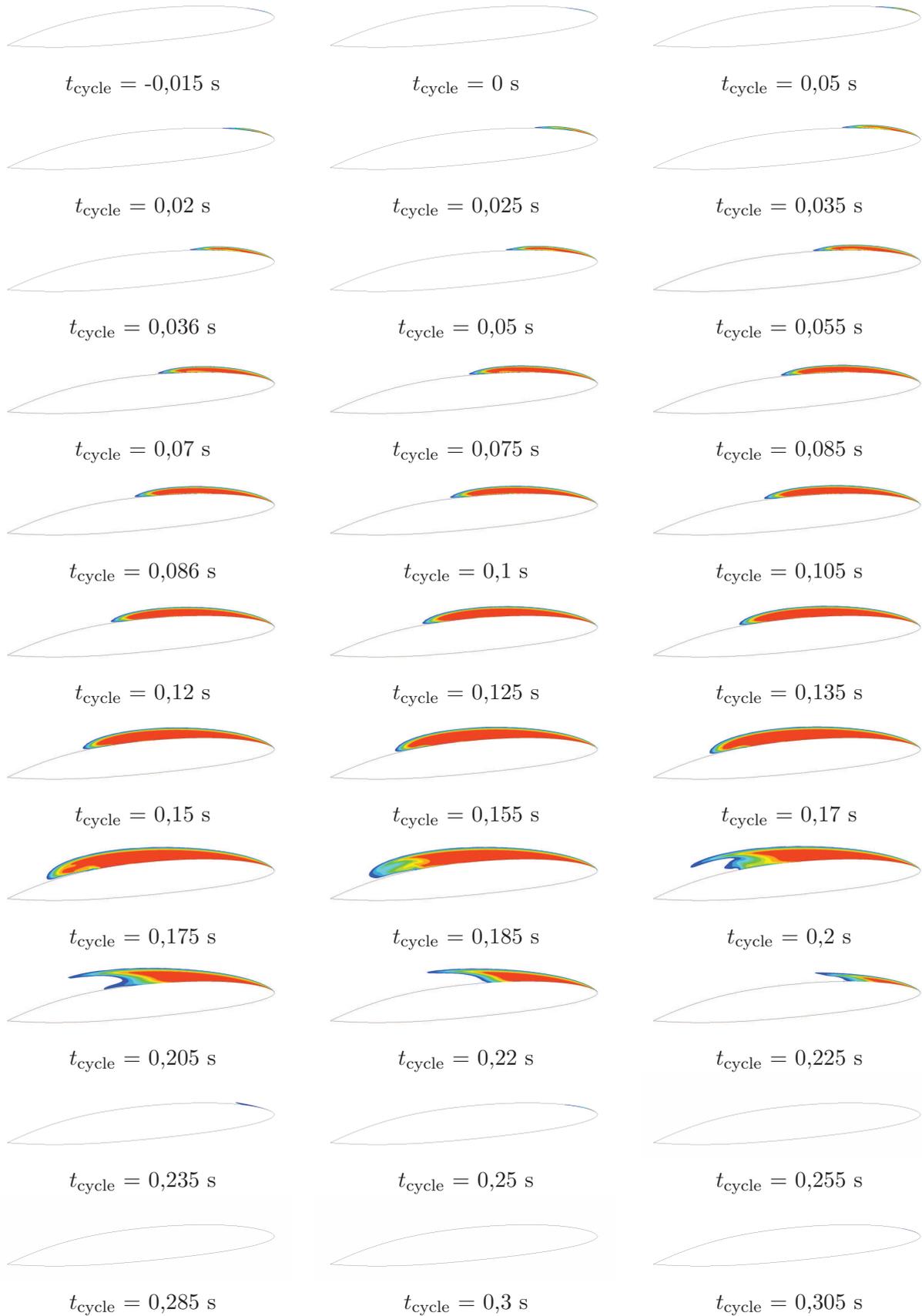


**FIGURE 5.21** – Cycle d'oscillation d'une poche de cavitation reconstruit à partir des résultats numériques - vue en 3D  $\alpha=6^\circ$  -  $\sigma=1,4$  -  $Re=7,5 \times 10^5$  - la coloration de l'hydrofoil correspond au déplacement : blanc pour l'absence de déplacement et noir pour le déplacement maximum - la coloration de la poche correspond à la fraction volumique de vapeur : rouge pour de la vapeur d'eau et bleu pour de l'eau liquide

La dynamique des poches se ressent également sur les efforts hydrodynamiques (voir figure 5.25). Les 0,2 premières secondes correspondent à l'augmentation de la longueur de la poche. La poche augmente car la pression sur l'extrados du profil diminue, par conséquent, le profil est « aspiré » vers le haut, et l'effort de portance augmente. Lorsque la poche se replie, la pression sur l'extrados augmente, la portance diminue. Il en est de même pour la traînée. La variation des efforts induit celle du déplacement, qui devient cyclique. On constate que le mouvement de la poche pilote celui de l'hydrofoil.



**FIGURE 5.22** – Cycle d'oscillation d'une poche de cavitation pris dans le plan vertical médian  $\alpha=6^\circ$  -  $\sigma=1,4$  -  $Re=7,5 \times 10^5$  - la coloration de la poche correspond à la fraction volumique de vapeur : rouge pour de la vapeur d'eau et bleu pour de l'eau liquide



**FIGURE 5.23** – Cycle d'oscillation d'une poche de cavitation pris dans un plan vertical décalé de 10 mm par rapport à l'extrémité encastrée  $\alpha=6^\circ$  -  $\sigma=1,4$  -  $Re=7,5 \times 10^5$  - la coloration de la poche correspond à la fraction volumique de vapeur : rouge pour de la vapeur d'eau et bleu pour de l'eau liquide

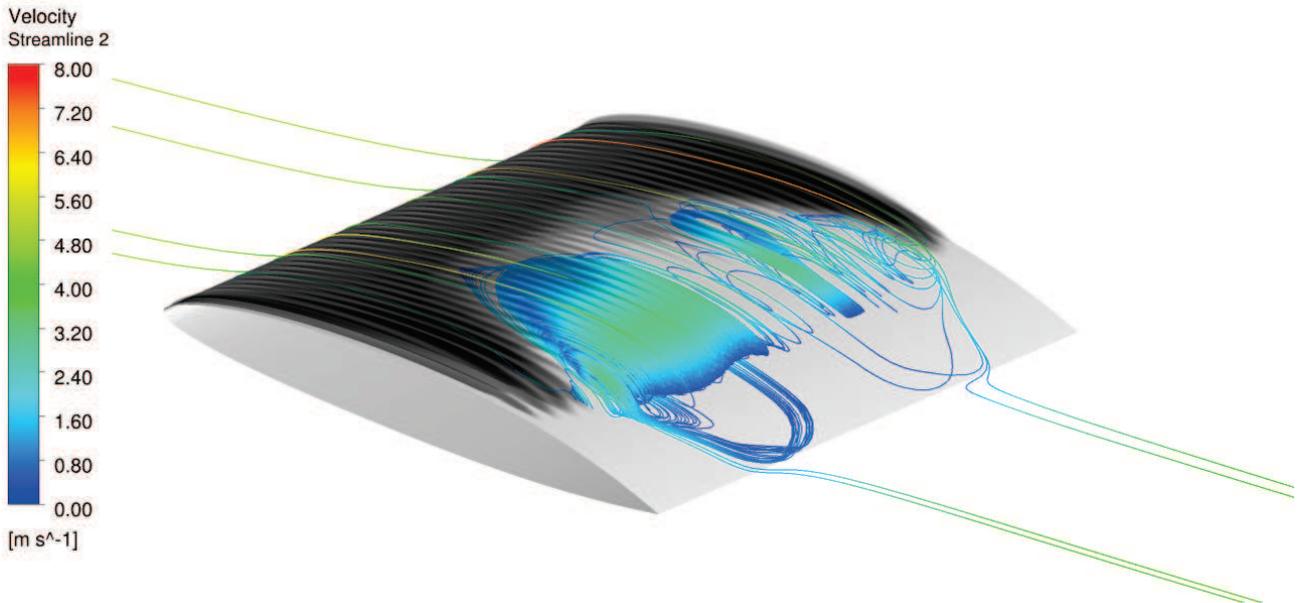


FIGURE 5.24 – Vue de la recirculation présente sous la poche de cavitation à  $t_{\text{cycle}} = 0,17$  s pour  $\alpha=6^\circ$  -  $\sigma=1,4$  -  $Re=7,5 \times 10^5$  - en teinte de gris la fraction volumique de vapeur

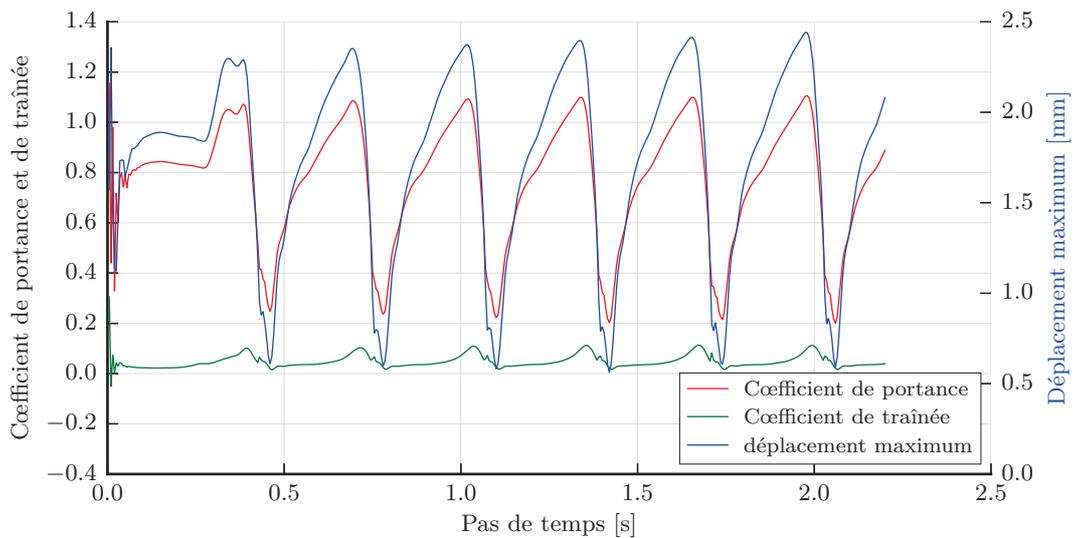
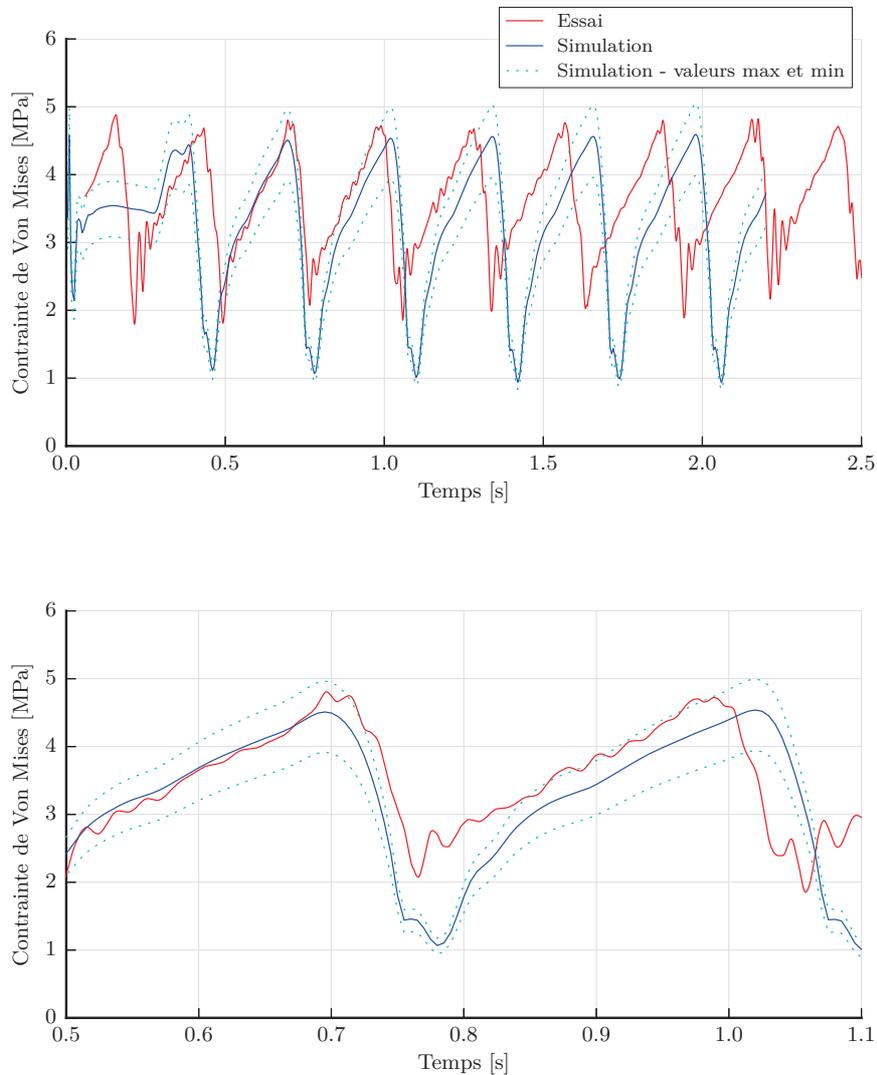


FIGURE 5.25 – Evolution des coefficient de portance et de traînée ainsi que du déplacement lors d'un cycle d'oscillation de la poche pour  $\alpha=6^\circ$  -  $\sigma=1,4$  -  $Re=7,5 \times 10^5$

La contrainte de Von Mises est comparée aux résultats expérimentaux (voir figure 5.26). On constate une période légèrement plus importante en simulation que dans la réalité. L'amplitude des oscillations est également plus grande numériquement qu'expérimentalement. Les pentes, lors des phases de grossissements et de *collapses* sont bien évaluées par les codes numériques. L'absence de *collapse* explique en partie l'absence des oscillations lors du début de la phase de grossissement.



**FIGURE 5.26** – Evolution de la contrainte de Von Mises pour  $\alpha=6^\circ$  -  $\sigma=1,4$  -  $Re=7,5 \cdot 10^5$

L'écart entre les valeurs moyennes est plus important dans le cas d'une poche cavitante instable que pour un cas monophasique (passage de 6% à 8% d'erreur, soit de 0,14 à 0,3 MPa d'écart). Cela provient de la prédiction d'une contrainte minimale plus faible numériquement qu'expérimentalement avec une erreur de près de 40% (voir tableau 5.14). La contrainte la plus faible apparaît suite au repli de la poche. Lors des essais, le repli de la poche s'accompagne d'un nuage de cavitation qui maintient plus longtemps une faible pression sur l'arrière du profil, ce qui pourrait expliquer la surestimation de la contrainte à cet instant.

L'étude de la contrainte de Von Mises dans le domaine fréquentiel (voir figure 5.27), montre que la fréquence d'oscillation estimée par le calcul est concordante avec celle des essais. L'étude des harmo-

	Minimale	Moyenne	Maximale
Essai [MPa]	1,5	3,5	4,9
Simulation [MPa]	0,9	3,2	4,6
Ecart [MPa]	0,6	0,3	0,3
Erreur [%]	40	8,6	6,1

TABLE 5.14 – Valeurs des contraintes de Von Mises prédites et mesurés en MPa

riques met en lumière le faible décalage entre ces deux fréquences qui sont de  $3,9 \text{ Hz} \pm 0,8 \text{ Hz}$  pour la simulation et de  $3,8 \text{ Hz} \pm 0,2 \text{ Hz}$  pour l'essai.

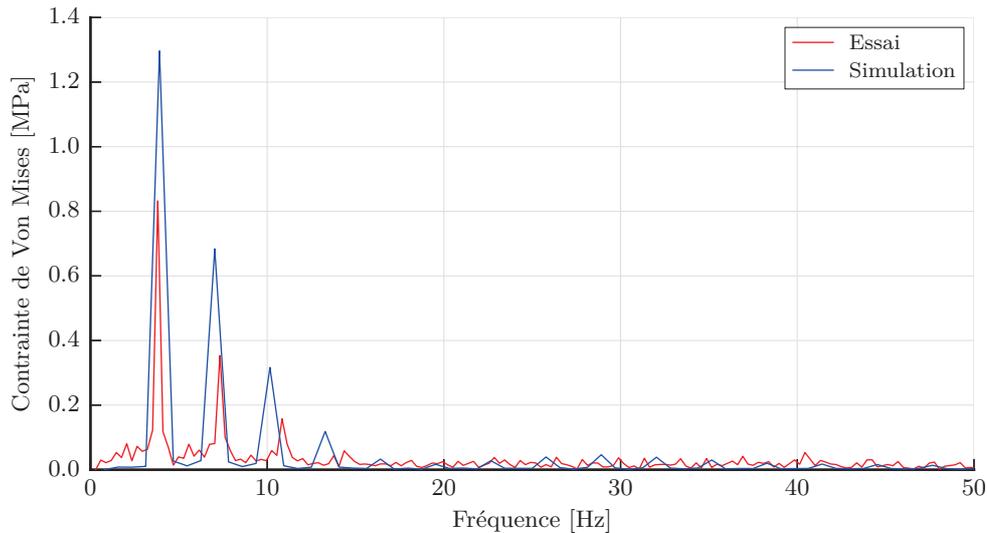


FIGURE 5.27 – Evolution de la contrainte de Von Mises dans le domaine fréquentiel pour  $\alpha=6^\circ$  -  $\sigma=1,4$  -  $Re=7,5 \cdot 10^5$

Une simulation numérique réalisée sur le profil rigide montre que la fréquence d'oscillation de la poche sans déformation est identique. Cette égalité laisse supposer qu'il n'y a pas de couplage fort entre la dynamique de la poche et celle de la structure. En effet, nous avons vu que le mouvement oscillant du profil est piloté par le mouvement de la poche, l'effet inverse n'étant pas significatif. Cependant, de même que pour les cas monophasiques, les faibles déformations du cas traité peuvent expliquer l'absence d'effet significatif de la déformation sur la dynamique de la poche de vapeur. La réalisation d'un cas présentant des déformations plus importantes nous semble nécessaire pour pouvoir conclure sur l'effet de la structure sur le fluide.

### 5.4.3. Conclusion sur les cas déformables cavitants

Nous avons vu que la prise en compte de la cavitation sur des profils déformables pose les mêmes difficultés que sur des profils rigides. A savoir, comment choisir *a priori* les paramètres du modèle de cavitation. Pour les cas de poches stables, le jeu de paramètres utilisé donne une bonne prédiction de la longueur de poche et des contraintes dans la structure. Pour le cas d'une poche instable, le comportement de la poche n'est pas complètement reproduit. Numériquement, la formation d'un nuage se détachant de la poche n'apparaît pas. Ces imprécisions sur la dynamique de poches sont

directement imputables au modèle de cavitation. Elles induisent des erreurs sur la prédiction des efforts, et par conséquent sur celle des contraintes. Cependant, la prédiction des contraintes dans la structure reste très satisfaisante au vue des nombreux paramètres d'incertitudes inhérents à ce type de calculs. En effet, la prédiction de la fréquence d'oscillation est très bonne avec une erreur inférieure à 3% et une contrainte maximale surestimée d'un peu plus de 5%.

Nous avons vu que le mouvement de l'hydrofoil est piloté par la dynamique de la poche de vapeur. Par contre, les déformations étant faibles, le mouvement de l'hydrofoil ne modifie pas de façon significative la dynamique de la poche. La réalisation d'un cas plus critique est nécessaire pour mettre en évidence un éventuel phénomène de couplage fort entre le fluide et la structure.