

## Rapport Final de Travail de Fin d'études

# Dimensionnement d'un absorbeur passif de type NES pour la réduction des vibrations d'éoliennes

*CILLIS Antonio*

Option : Transport et Trafic  
Filière : Technologies des véhicules  
Métier : Ingénieur Gestion des Opérations Industrielles

Tuteurs :	
ECL :	M BAREILLE Olivier
Entreprise :	Mme SARROUY Emmanuelle M MATTEI Pierre-Olivier

Année 2016-2017

Ce formulaire est à insérer après la page de garde de votre rapport. Il atteste que le rapport a été validé par l'entreprise et peut être communiqué en l'état au Service de la Scolarité de l'École Centrale de Lyon.

VALIDATION DU RAPPORT DE TFE  
PAR L'ENTREPRISE

Références du Travail de Fin d'Études

Nom de l'élève : *Luis Antonio*  
Titre du rapport : *Dimensionnement d'un absorbeur passif de type NES pour la réduction des vibrations d'edienne.*  
Entreprise : *ECA (lieu de stage LMA)*  
Nom du Tuteur entreprise : *Emmanuelle SARREAU*  
Nom du tuteur ECL : *Olivier BAREILLE*

L'entreprise reconnaît avoir pris connaissance du rapport mentionné ci-dessus et autorise sa transmission à l'École Centrale de Lyon.

L'entreprise autorise la diffusion du rapport sur internet

~~L'entreprise demande une limitation de la diffusion à l'intranet de l'École Centrale~~

Le représentant de l'entreprise :

Nom : *Emmanuelle Sarreau*  
Fonction : *Native de Conférences*

Date : *8/09/2017*  
Signature et cachet :

*Sarreau*



## **Résumé du rapport :**

Réduire les vibrations dans le mât des éoliennes est un objectif fondamental pour garder leur fonctionnement optimal dans le temps. Dans ce travail de recherche et développement on a réussi à montrer pour la première fois qu'on peut utiliser un absorbeur non linéaire passif dans une application mécanique à grande échelle, en vue d'une première application réelle. Cet absorbeur se caractérise par l'utilisation du phénomène appelé pompage énergétique.

La problématique est abordée en échelle 1 : 1 avec un modèle numérique très simplifié, un degré de liberté pour l'absorbeur et un pour l'éolienne, utilisé pour montrer la faisabilité et l'efficacité l'absorbeur sur une turbine existante. Ensuite le même code est validé en échelle réduite grâce à la comparaison des résultats numériques avec ceux obtenus via une maquette. Enfin l'étude se termine avec une proposition d'absorbeur pour l'éolienne réelle ciblée afin de couvrir sa plage d'excitation ; par conséquent, une étude de sensibilité aux variations des caractéristiques structurelles du mât est réalisée.

La solution choisie et reportée dans ce document n'est pas la meilleure solution que l'on peut obtenir. Elle a pour but de montrer une atténuation des vibrations importante avec ce dispositif et de guider les éventuelles futures réalisations.

Les résultats obtenus montrent que le système perd un peu en efficacité lorsque des changements structuraux surviennent dans la tour, comme une légère modification de la fréquence à contrôler de la tour ou la présence de structures très amorties. Ce résultat est important et devra être pris en considération dans le cas d'une conception future d'éoliennes de même taille ou de même famille.

**Mots-clés libres :** éolienne ; vibrations ; NES ; absorbeur non linéaire passif ; pompage énergétique.

## **Abstract :**

Reducing vibrations in the mast of wind turbines is a fundamental objective to keep them functioning at their best over time. In this research and development work it has been shown for the first time that a non-linear energy sink can be used in such a large scale mechanical application, in order to make a first real application. This absorber is characterized by the use of the phenomenon called energy pumping.

The problem is tackled in a 1 : 1 scale with a very simplified numerical model, one degree of freedom for the absorber and one for the wind turbine, used to show the feasibility and efficiency of the absorber on an existing turbine. Then the same code is validated in reduced scale by comparing the numerical results with those obtained via a mock-up. Finally, the study ends with a proposal for an absorber for the actual wind turbine targeted to cover its excitation range, and consequently a sensitivity study to the variations in the structural characteristics of the mast.

The solution chosen and reported in this document is not the best obtainable solution. It aims to show what an important attenuation can be achieved with this device and to guide the possible first future réalisation.

The results obtained show that the system slightly reduces its efficiency when structural changes occur in the tower, such as a slight change in the frequency to be controlled for the tower or the presence of highly damped structures. This result is important and will have to be taken into account in the case of a future design of wind turbines of the same size or family.

**Keywords :** wind turbines ; vibrations ; NES ; non-linear energy sink ; energy pumping.

## Table des matières

<b>Introduction</b>	<b>6</b>
<b>1 Éléments théoriques</b>	<b>8</b>
1.1 Éoliennes	8
1.1.1 Les technologies <i>onshore</i> et <i>offshore</i>	8
1.1.2 Les chargements	9
1.1.3 Raide ou non raide	10
1.1.4 L'effet des vagues	13
1.2 Le pompage énergétique et le NES	15
1.2.1 Le pompage énergétique	15
1.2.2 Amortisseur de Frahm linéaire	16
1.2.3 Le NES - <i>Nonlinear Energy Sink</i>	16
1.2.4 Applications	17
<b>2 Modélisation</b>	<b>18</b>
2.1 La turbine existante	18
2.2 NES utilisé	20
2.3 Modèle réduit à échelle 1 : 1	20
2.3.1 Modèle de poutre équivalent pour la tour seule	20
2.3.2 Modèle du NES seul	25
2.3.3 Modèle poutre et NES couplés	26
2.3.4 Les résultats obtenus pour l'atténuation en échelle 1 :1	27
2.4 Modèle de poutre réduite échelle 1 :100	29
2.4.1 Les résultats sur l'atténuation 1 :100	30
<b>3 Campagne expérimentale</b>	<b>33</b>
3.1 Instrumentation	34
3.2 Les expériences	34
3.2.1 Mesures en bruit blanc	35
3.2.2 Série de mesures pour la caractérisation expérimentale - Sinus pur	36
<b>4 Les résultats</b>	<b>39</b>
4.1 Résultats expérimentaux et recalage du modèle	39
4.2 Propositions d'optimisation et résultats en échelle 1 :1	41
4.2.1 Centrage du NES sur la condition nominale de fonctionnement	41
4.2.2 Étude paramétrique - Analyse de sensibilité	43
<b>Conclusion</b>	<b>46</b>

## Table des figures

1.1	Image indicative des différentes technologies éoliennes présentes sur le marché. La technologie du cas n.4 est différente par rapport au flotteur développé par Ideol. Image issue de <a href="https://www.boem.gov/Offshore-Wind-Energy/">https://www.boem.gov/Offshore-Wind-Energy/</a> . . . . .	8
1.2	Flotteur développé par Ideol. Image issue de <a href="http://www.ideol-offshore.com/fr/reduction-des-couts">http://www.ideol-offshore.com/fr/reduction-des-couts</a> . . . . .	9
1.3	Représentation des effets du vent sur une éolienne onshore, notamment la zone d'ombre et le profil de vitesse. [2, p. 235] . . . . .	10
1.4	Typologies de charges agissants sur une éolienne onshore [2, p. 169] . . . . .	11
1.5	Diagramme de Campbell pour une éolienne à trois pales. On y retrouve classifiées les tours selon la typologie de conception [2, p. 258] . . . . .	12
1.6	Densité spectrale de puissance pour le déplacement en tête de mât selon la direction $x$ , axe du rotor. Résultats pour la tour entière, mât plus nacelle, réalisés avec <i>FAST</i> . La courbe rouge représente les simulation en configuration onshore, la bleue en configuration offshore en eau calme. Pour les pics on a ① premier mode propre de tour, ② première mode propre de pale et ③ mode propre de plateforme dans la mer. . . . .	13
1.7	Spectre de Johnswap [3, p. 5-46] . . . . .	14
1.8	Les vagues dans le modèle [3, p. 6-9] . . . . .	15
1.9	Schéma d'un système couplé de deux oscillateurs linéaires accordés et amortis . . . . .	15
1.10	Schéma d'un système couplé d'un oscillateur linéaire et un oscillateur non linéaire . . . . .	16
1.11	Relation entre fréquence de résonance d'un système et amplitude pour une raideur cubique (rouge) et une raideur linéaire (bleu). . . . .	17
2.1	Courbes de référence pour le fonctionnement de la turbine DTU10MW . . . . .	19
2.2	Résultats de l'analyse modale faite avec <i>Nastran</i> . . . . .	21
2.3	Densités spectrales de puissance pour le déplacement en tête de mât. Résultats de l'analyse de sensibilité à la raideur de la tour, où ① est le premier mode du mât et ② est le premier mode des pales. En bleu la tour initiale, en rouge la même tour 20% plus raide, en noir 50% plus raide et en fuchsia 100% plus raide. . . . .	22
2.4	Chargements agissants sur l'éolienne en tête de mât dans la configuration choisie et selon $x$ , axe de rotation du rotor. Le pic de l'effort $F_0(v)$ se vérifie en correspondance de la vitesse nominale de fonctionnement $11.4m/s$ . . . . .	23
2.5	Schéma simplifié du NES . . . . .	23
2.6	A gauche schéma de la tour réelle, à droite modèle simplifié de poutre avec masse en tête . . . . .	24
2.7	A gauche section vue de la section réelle, à droite vue de la section du modèle . . . . .	24
2.8	Schéma simplifié de la tour avec le NES . . . . .	27

2.9	Fonction de réponse en fréquence pour le système en échelle 1 :1. Un effort de l'ordre du kN est pris en compte. Résultats obtenus pour un NES de caractéristiques $l = 7m$ , $b_{nes} =$ , $\rho = 7800kg/m^3$ , $h = 45cm$ , $s = 35mm$ , $E = 200MPa$ , $M_{pon} = 12000kg$ , $M_{sup} = 14000kg$ , $\check{f}_{N1} = 0.55Hz$ et $\hat{f}_{N1} = 0.0138Hz$ . . . . .	28
2.10	Ligne de crête pour le système en échelle 1 :1 non optimisé . . . . .	29
2.11	Fonction de réponse en fréquence pour le système en échelle 1 :100. Résultats obtenus pour un NES de caractéristiques $l = 10.2cm$ , $b_{nes} = 0.6mm$ , $\rho = 7800kg/m^3$ , $h = 1cm$ , $s = 0.2mm$ , $E = 200MPa$ , $M_{pon} = 12g$ , $M_{sup} = 30g$ , $\check{f}_{N1} = 0.54Hz$ et $\hat{f}_{N1} = 0.0138Hz$ . . . . .	31
2.12	Ligne de crête pour le système en échelle 1 :100 non optimisé . . . . .	32
3.1	Expérience réalisée en présence de la masse en tête et NES fixés sur la poutre. . .	34
3.2	Schéma simplifié de l'expérience finale, avec la masse en tête . . . . .	35
3.3	Fonction de réponse en fréquence de la poutre en bruit blanc à 0.1V d'excitation	35
3.4	Maquette de l'éolienne en échelle réduite sans masse en tête . . . . .	36
3.5	Schéma de la maquette de l'éolienne en échelle réduite sans masse en tête . . . .	36
3.6	Fonction de réponse en fréquence de la poutre en bruit blanc à 0.025V d'excitation	37
3.7	Fonction de réponse en fréquence du NES en bruit blanc à 0.025V d'excitation .	37
4.1	Déplacement de la poutre en fonction du forçage utilisé, résultat de la phase de recalage du modèle dans le cas de masse en tête à la poutre. Pour cette configuration $\check{f}_1 = 1.1353$ et $\check{f}_1 = 0.00913Hz$ . En bleu ligne de crête simulée, en vert la réponse simulée pour la fréquence de résonance, en noir la valeur efficace de l'amplitude maximale des mesures expérimentales (à la fréquence de résonance), en rouge la moyenne quadratique d'ensemble du signal temporel (toujours à la fréquence de résonance). . . . .	40
4.2	Déplacement de la poutre en fonction du forçage utilisé pour tester la validité de la relation de proportionnalité, cas sans masse en tête. Pour cette configuration $\check{f}_1 = 1.709$ et $\check{f}_1 = 0.00681Hz$ , valeur mesuré. Les courbes ont la même signification que celles en Fig. 4.1. . . . .	41
4.3	Réponse du système en configuration optimisée, mesurée en tête de mât. Résultats obtenus pour la configuration $l = 7m$ , $b_{nes} = 0.07m$ , $\rho = 7800kg/m^3$ , $h = 45cm$ , $s = 45mm$ , $E = 200MPa$ , $M_{pon} = 20000kg$ , $M_{sup} = 14000g$ , $\check{f}_{N1} = 0.64Hz$ et $\hat{f}_{N1} = 0.064Hz$ . . . . .	42
4.4	Ligne de crête du système optimisé . . . . .	43
4.5	Analyse de sensibilité à la raideur du mât . . . . .	44
4.6	Analyse de sensibilité à l'amortissement du mât . . . . .	45

## Introduction

La demande d'énergie croissante dans le monde pousse vers la recherche de nouvelles sources énergétiques renouvelables capables de produire de l'énergie à un prix compétitif, de façon continue, et avec un très faible impact environnemental. Dans ce cadre, les développements techniques réalisés sur les éoliennes ont permis à cette technologie de gagner un espace de plus en plus important parmi les autres sources énergétiques.

Grâce à la présence de vents plus forts et continus qu'à terre, et aussi à la réduction des nuisances acoustiques, les éoliennes offshore sont en train de gagner du terrain à échelle mondiale. Tel est le cas d'Ideol, entreprise donneur d'ordre de ce travail de recherche, qui développe des solutions à plateforme flottante permettant une installation en haute mer. Ce choix permet à travers des ancrages de relier la plateforme au fond de la mer en n'utilisant aucune fondation. Si d'un côté ce choix permet de réduire le coût des ouvrages et les limitations dues à la profondeur de la mer, de l'autre côté le problème se complique à cause des effets des vagues sur la plateforme et la totalité de la structure.

Le vent, l'excentricité de la masse du rotor et les vagues produisent des sollicitations très nuisibles pour la structure dans son ensemble. Dans le cadre de cette collaboration entre Ideol et le Laboratoire de Mécanique et d'Acoustique de Marseille (UPR CNRS 7051), le but de ce travail de recherche a été d'utiliser le phénomène du pompage énergétique pour dimensionner un absorbeur non linéaire afin de réduire les vibrations générées dans le mât de l'éolienne. Dans un premier temps, on a montré qu'on peut réaliser le pompage énergétique sur un modèle numérique simplifié du mât et de l'absorbeur. Ensuite on a validé ce code de calcul en comparant les résultats numériques en échelle réduite avec les résultats obtenus expérimentalement via une maquette. La dernière étape a consisté en un dimensionnement numérique de l'absorbeur à l'échelle 1 : 1, ainsi que la vérification de sa faisabilité en perspective d'une première et future application éolienne.

Ce travail de fin d'étude s'est déroulé sur une période d'environ cinq mois dont le premier mois chez Ideol, utilisé pour apprendre les problématiques de base et réaliser les simulations numériques pour le calcul des efforts. Les quatre mois restants ont été dédiés au dimensionnement de l'absorbeur non linéaire pour l'éolienne réelle ainsi qu'une comparaison essai/calcul à une échelle réduite.



L'entreprise à l'origine de ce travail de recherche et développement est *Ideol*, start-up française née en 2010 et basée à La Ciotat. Son objectif est d'introduire des éléments innovants afin de réduire significativement le coût des éoliennes en mer.

Ideol développe notamment des fondations flottantes. Elle a déposé son premier brevet de plateforme en 2011/2012. Actuellement, l'entreprise est experte dans le domaine des éoliennes



offshore à plateforme flottante. Elle est intégrée au consortium *Floatgen*, premier démonstrateur français et ses projets ont reçu des financements de l'Union Européen. Elle a signé différents accords avec des partenaires industriels et elle est un des premiers ambassadeurs mondiaux de cette technologie. Dans le monde elle a à son actif différents projets de construction, dont de premiers démonstrateurs. On peut citer, par exemple, celui actuellement en construction à Saint-Nazaire (démonstrateur de 2 mégawatts, 33 mètres de fond) et un autre au Japon (5 mégawatts, 50-100 mètres de fond).

D'un point de vue des chiffres clefs, on a :

- Trois familles de brevets, dont le brevet « damping pool » pour le flotteur ;
- 22 millions d'euros de financement obtenus ;
- Premier contrat commercial signé en 2015 ;
- 2 démonstrateurs en construction ;
- 65 employés, dont la majorité sont ingénieurs.

Différentes raisons ont motivé le développement de ce projet d'entreprise. La motivation initiale est la réduction du coût de production de l'énergie grâce à des vents plus forts et constants en mer par rapport aux installations onshore. On a également un impact environnemental visuel et sonore très limité grâce aux grandes distances qui les séparent de la côte, ainsi que pour leur démantèlement en fin de vie. Parmi les autres avantages on ne peut pas oublier la réduction des coûts obtenue par la construction en quai et le simple remorquage par bateau vers le site d'exploitation. Ceci amène à une réduction des contraintes logistiques et portuaires comparé aux structures offshore posées (reposant sur une structure ancrée dans le sol marin). On a également une augmentation du gain économique en favorisant la main d'œuvre locale. Tout ceci justifie un tel choix à partir de 30 m de profondeur, au lieu des solutions offshore fixes.

Cette première partie du stage s'est déroulée sous la supervision de M Riccardo Mariani, responsable de l'équipe hydraulique de l'entreprise *Ideol*.

## **LMA**

Le *LMA* est un organisme de recherche constitué d'environ 150 personnes dont une quarantaine de doctorants. Dans le laboratoire, on retrouve trois grandes équipes *Matériaux et Structures*, *Ondes et Imagerie* et *Sons* qui collaborent entre elles dans les différents projets de recherche.

Une thématique de collaboration est, notamment, la dynamique non linéaire qui recoupe les activités d'une quinzaine de personnes parmi lesquelles on trouve Bruno Cochelin, Philippe Herzog, Pierre-Olivier Mattei, Emmanuelle Sarrouy ou encore Christophe Vergez. Le laboratoire présente une très forte expertise sur les absorbeurs non linéaires. Cela est illustrée par la thèse de Romain Bellet [1] sur le contrôle passif du bruit qui a amené à l'enregistrement du brevet [6] et par les recherches de Pierre Olivier Mattei dont on peut citer l'article [7].

# 1 Éléments théoriques

## 1.1 Éoliennes

### 1.1.1 Les technologies *onshore* et *offshore*

Les turbines éoliennes se classent, selon le lieu d'installation, en deux grandes familles différentes. On parle alors de :

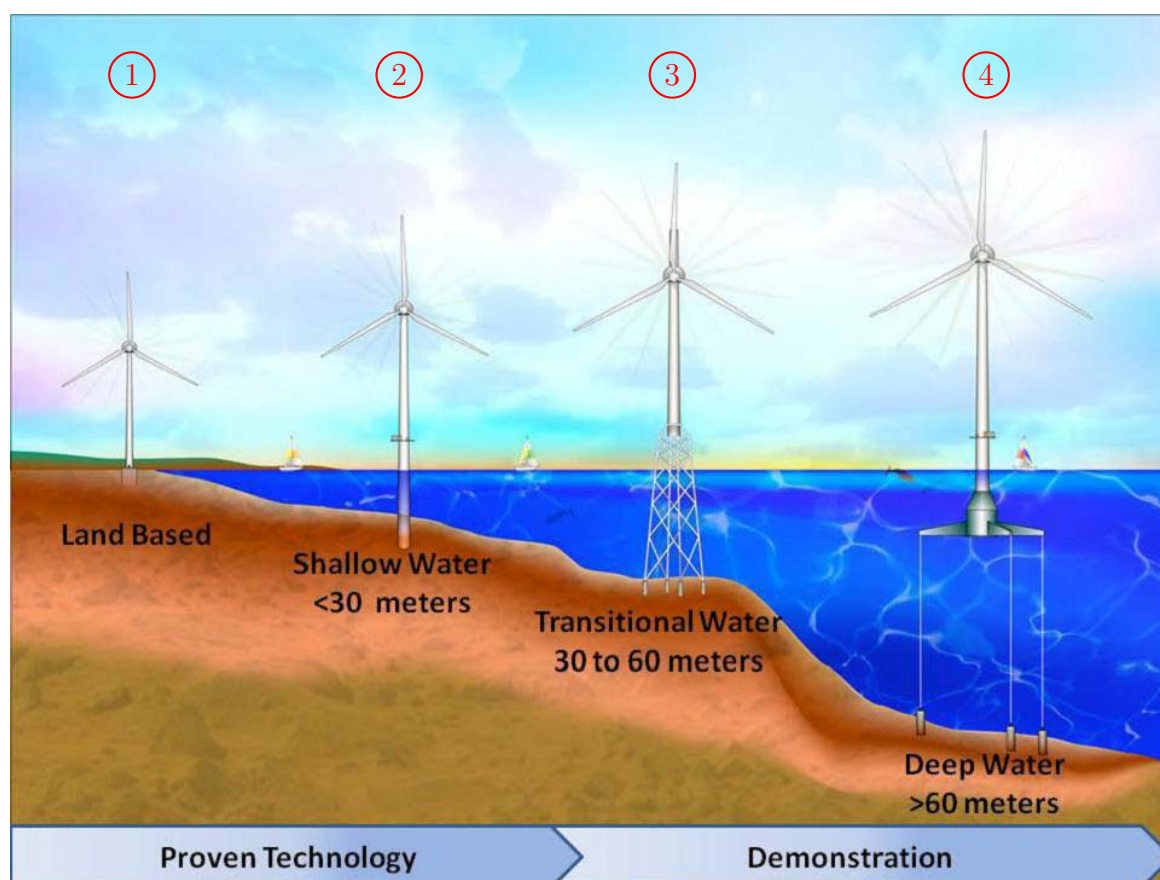


Fig. 1.1 – Image indicative des différentes technologies éoliennes présentes sur le marché. La technologie du cas n.4 est différente par rapport au flotteur développé par Ideol. Image issue de <https://www.boem.gov/Offshore-Wind-Energy/>

- éoliennes *onshore*, si installées sur la terre ferme (voir ex. 1 en Fig. 1.1) ;
- éoliennes *offshore*, si installées en mer. Celles-ci se distinguent successivement en :
  - fixes, si liées au fond de la mer avec une structure de support (voir ex. 2-3 en Fig. 1.1) ;
  - flottantes, si la totalité de la structure est installée sur un flotteur relié au fond de la mer par des ancrages (voir ex.4 Fig. 1.1).



Fig. 1.2 – Flotteur développé par Ideol. Image issue de <http://www.ideol-offshore.com/fr/reduction-des-couts>

Parmi ces différentes typologies, l'entreprise Ideol développe la technologie flottante Fig. 1.2 dont les principaux avantages sont le gain économique, obtenu avec la construction de la structure dans un lieu différent de celui d'exploitation et puis son transport sur site au moyen d'un bateau d'une part, et le dépassement des limites de profondeur de fond des structures offshore fixes d'autre part.

### 1.1.2 Les chargements

Les turbines onshore et offshore flottantes sont soumises à des sources excitatrices spécifiques Fig. 1.3, notamment :

- Le déséquilibre de la masse autour du rotor Fig. 1.4, qui excite l'éolienne à la même fréquence que celle de rotation du rotor et communément appelée fréquence 1P. Ceci est réductible en effectuant un équilibrage du rotor.
- Les charges de nature aérodynamique Fig. 1.4, dues notamment à l'effet de zone d'ombre causée par le courant d'air qui impacte la tour et au profil de vitesse du vent qui change exponentiellement avec la hauteur. Ils agissent sur les pales de la turbine, qui excitent le système à une fréquence égale à  $N$  fois celle du rotor, où  $N$  est le nombre de pales de la turbine. Dans notre cas  $N = 3$ , puisque on utilise une éolienne à 3 aubes. On parle alors de la fréquence communément appelée 3P.
- Les éoliennes offshore flottantes sont aussi soumises à une troisième sollicitation due à l'interaction entre la plateforme flottante sur l'eau et les vagues. Ces dernières sont caractérisées par la période d'oscillation de la plateforme et des vagues.

Les deux derniers types de sollicitation ne sont pas éliminables, ce sont donc les sources qu'il faut considérer comme agissant sur la structure.

Dans la phase de conception de l'éolienne il faudra éviter que les modes propres de la tour soient proches des fréquences des sources excitatrices, notamment la fréquence 3P Fig. 1.5,

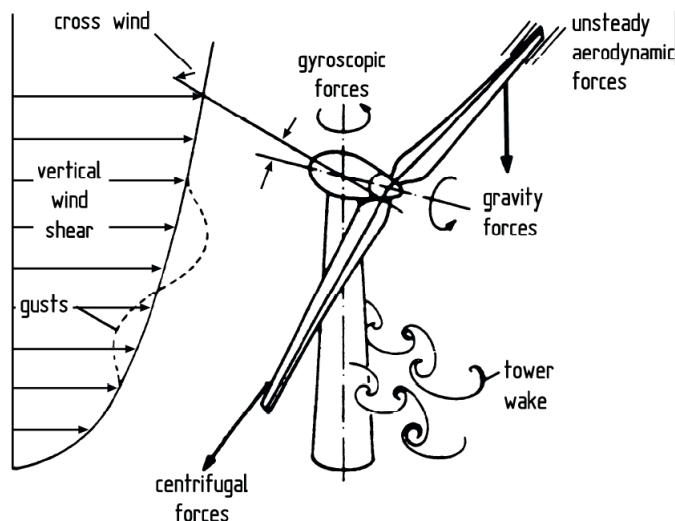


Fig. 1.3 – Représentation des effets du vent sur une éolienne onshore, notamment la zone d'ombre et le profil de vitesse. [2, p. 235]

afin d'éviter l'instauration du phénomène de résonance pendant les conditions d'exploitation normales. Par conséquent, vu que dans notre modèle de dimensionnement on ne considère que des chargements d'origine aérodynamique, le forçage peut être exprimé dans la forme suivante

$$F(t, v) = F_0(v) + F_1(v)\cos[2\pi f_1 t] + \dots \quad (1.1)$$

où  $t$  est le temps,  $v$  est la vitesse du vent,  $f_1 = 3f_{rot}$  est la fréquence 3P,  $F_0(v)$  est l'effort moyen et  $F_1(v)$  le dernier terme représente l'harmonique fondamentale de la variation de l'effort autour de l'effort moyen  $F_0(v)$ .

La Fig. 1.6 montre le résultat d'une des simulations réalisées chez *Ideol*. Cette figure est composée de deux densités spectrales de puissance relatives au déplacement en tête de mât, réalisées pour la même éolienne mais dans deux cas différents : onshore et offshore. Les résultats montrent que lorsqu'on place la tour avec la plateforme dans la mer, les modes propres de l'éolienne se décalent vers les hautes fréquences. On voit également apparaître un nouveau mode propre autour du dixième de Hertz, qui correspond au flotteur.

### 1.1.3 Raide ou non raide

Les différents types de conception de la tour, d'un point de vue structurel et dynamique, sont classifiés selon la raideur propre grâce au diagramme de Campbell comme illustré en Fig. 1.5. L'image reportée fait référence au cas d'une éolienne à trois pales, comme celle utilisée par *Ideol*.

Le diagramme de Campbell, ou diagramme des fréquences d'interférence, est un élément clé dans la dynamique des rotors. Il est utilisé pour représenter les solutions du problème aux modes propres d'un corps tournant selon un axe. Ce problème est résolu au moyen d'une formulation augmentée à cause de l'antisymétrie de la matrice gyroscopique  $G = \Omega G_0$ , qui dépend de la vitesse de rotation  $\Omega$ . Si on trace l'allure de la solution du problème, qui dépend aussi de  $\Omega$ , on obtient le diagramme de Campbell. Il représente l'évolution des pulsations propres du rotor en fonction de sa pulsation de rotation  $\Omega$ .

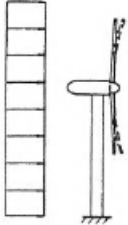


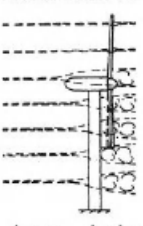
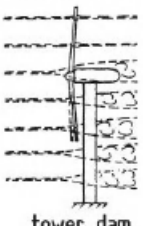



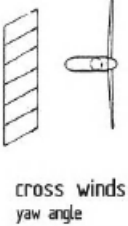
		Aerodynamic forces	Inertial and gravity forces
unsteady loads	steady loads	 <p>steady mean wind speed</p>	 <p>centrifugal forces</p>
	cyclic loads	 <p>vertical wind shear</p>  <p>tower shadow downwind rotors</p>  <p>tower dam upwind rotors</p>	 <p>gravity forces</p>  <p>gyroscopic forces</p>
	non-cyclic loads	 <p>wind turbulence</p>  <p>cross winds yaw angle</p>	

Fig. 1.4 – Typologies de charges agissants sur une éolienne onshore [2, p. 169]

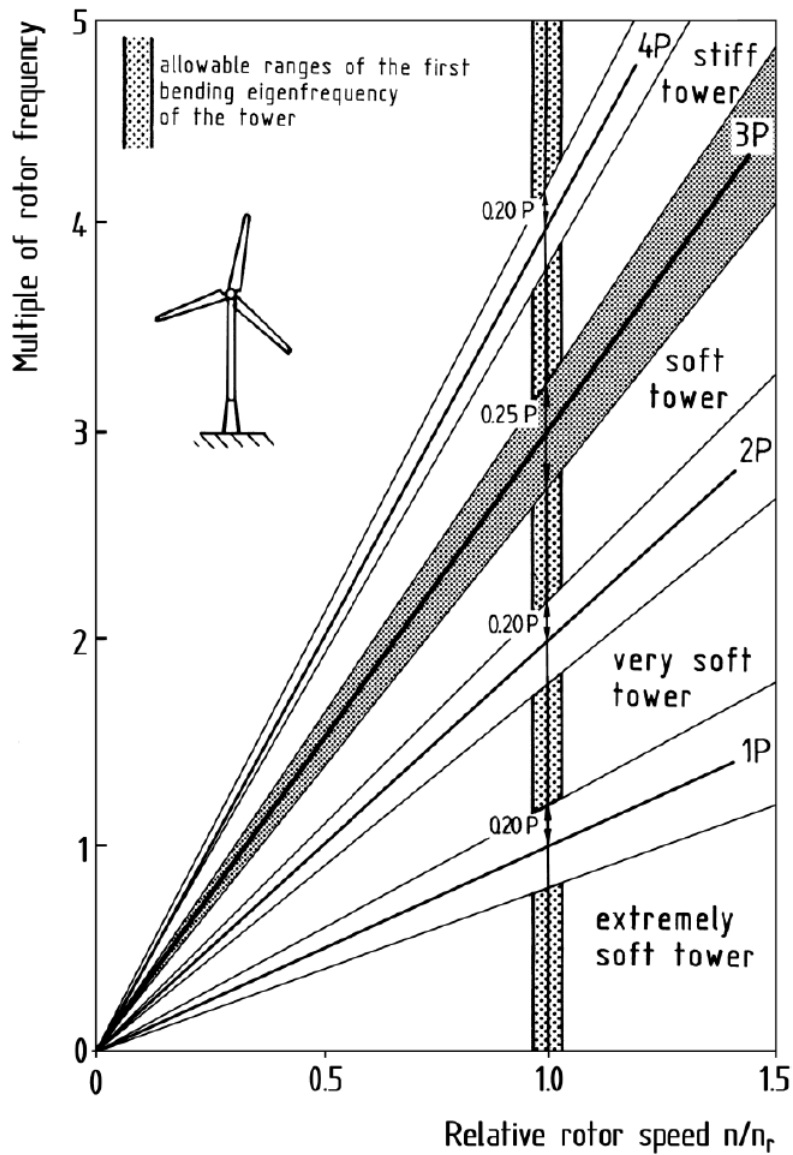


Fig. 1.5 – Diagramme de Campbell pour une éolienne à trois pales. On y retrouve classifiées les tours selon la typologie de conception [2, p. 258]

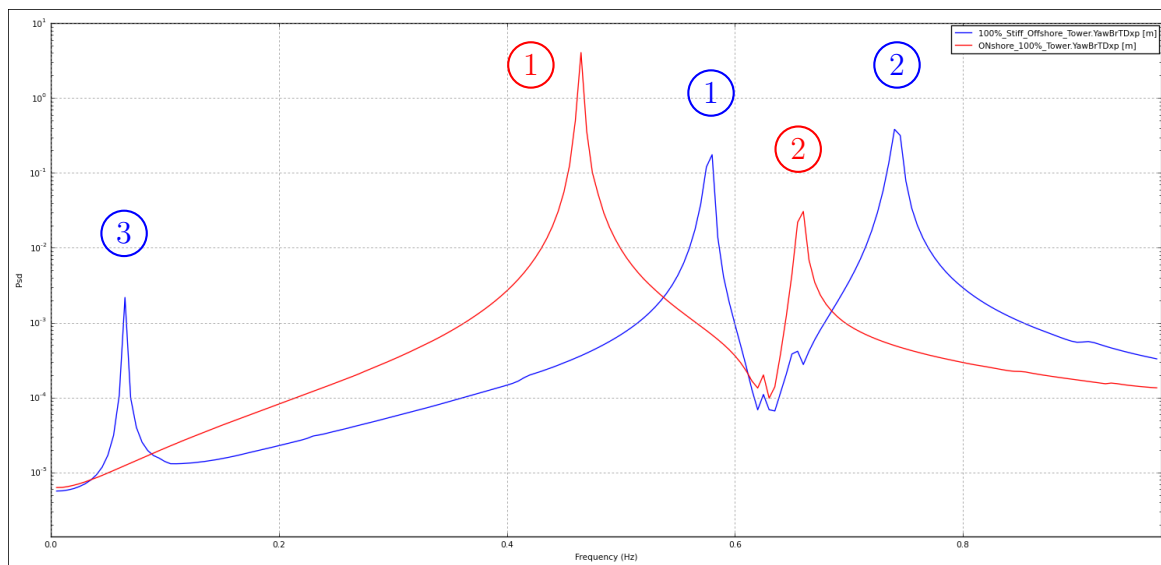


Fig. 1.6 – Densité spectrale de puissance pour le déplacement en tête de mât selon la direction x, axe du rotor. Résultats pour la tour entière, mât plus nacelle, réalisés avec FAST. La courbe rouge représente les simulation en configuration onshore, la bleue en configuration offshore en eau calme. Pour les pics on a ① premier mode propre de tour, ② première mode propre de pale et ③ mode propre de plateforme dans la mer.

Dans le cas des éoliennes Fig. 1.5, ce diagramme se caractérise par la présence sur l'axe X de la vitesse de rotation du rotor adimensionnée par rapport à sa vitesse nominale de fonctionnement, sur l'axe Y le multiple de la fréquence du rotor et des lignes droites 1P, 2P, ... multiples de  $\Omega$ . Pour une éolienne à trois pales la fréquence 3P est la plus critique, vu qu'elle correspond à la fréquence des sources excitatrices d'origine aérodynamique. Dans la phase de projet on cherche toujours à rester loin de cette fréquence et on prend une marge de sûreté de cette valeur. Pour la fréquence 3P la marge est de  $\pm 0.25P$  notamment pour les incertitudes sur le sol (éolienne onshore), la fondation et l'assemblage des matériaux. Il est représenté aussi une zone très importante : celle autour de la vitesse nominale. Elle est la zone consentie pour le premier mode propre de la tour. Celui ne doit jamais tomber dans la zone de croisement entre cette aire et celles autour des lignes droites 1P et 3P.

Par rapport à la Fig. 1.5, on parle alors de tours « stiff » ou « soft » (raides ou souples) selon les caractéristiques structurales. Pour des aérogénérateurs offshore flottants, le choix le plus commun est celui des structures raides caractérisées par des flèches quasi-statique moins importantes. Actuellement, pour des raisons principalement liées à la réduction des coûts, des solutions plus souples sont en train de se répandre. Toutefois ceci n'est pas le cas de la tour utilisée par l'entreprise *Ideol*.

#### 1.1.4 L'effet des vagues

L'éolienne étant placée en mer, elle est soumise aux effets des vagues. Comme tous les phénomènes d'origine aléatoire, les vagues sont traitées avec des outils de type statistique. Les grandeurs clés utilisées dans la caractérisation des vagues heurtant la plateforme sont [3] :

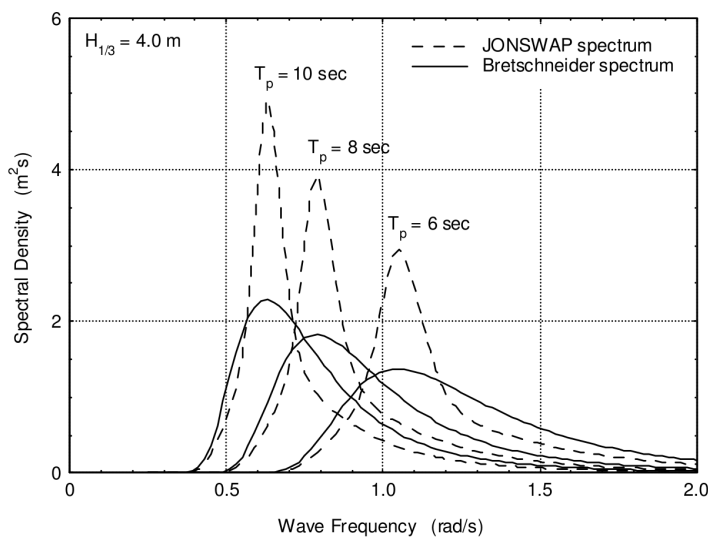


Fig. 1.7 – Spectre de Johnswap [3, p. 5-46]

- $T$ , Période moyenne de la vague : période moyenne des crêtes des vagues
- $H_{1/3}$ , Hauteur significative de la vague : moyenne d'un tiers des valeurs les plus élevées de l'échantillonnage. Parmi les différentes typologies de distribution statistique, celle la plus significative pour la description de l'océan est le spectre de Jonswap Fig. 1.7.

Du côté des charges structurelles agissant sur la plateforme, les effets dus aux vagues sont modélisés selon un comportement de type linéaire qui permet l'utilisation du principe de superposition. Dans ce cadre, les efforts agissant sur la structure peuvent être répartis en :

- Forces et moments hydromécaniques, c'est-à-dire les oscillations dans l'eau stagnante. Ces efforts se traduisent par l'introduction de deux effets dans le problème :
  - L'amortissement lié à l'énergie cédée par structure et qui se propage dans l'eau.
  - La masse hydrodynamique liée aux accélérations des particules proches de la structure. L'énergie associée à cette masse n'est pas dissipée parce que les particules restent autour de la structure.
- Forces et moments d'excitation de la vague, c'est-à-dire les oscillations contrôlées dans l'eau. A ces efforts correspondent :
  - La force de Froude-Krilov, représentant la force régulière harmonique de la vague.
  - Les effets de diffraction concernant la force de Froude-Krilov, négligeables notamment aux basses fréquences.

Dans le cas d'un système à un degré de liberté représenté en Fig. 1.8, on peut donc écrire pour le mouvement vertical [3] :

$$m\ddot{z} - F_h = F_w \quad (1.2)$$

avec  $m$  masse du corps flottant,  $\ddot{z}$  accélération,  $F_h$  effort hydrodynamique selon  $z$  et  $F_w$  force des vagues selon  $z$  [N].



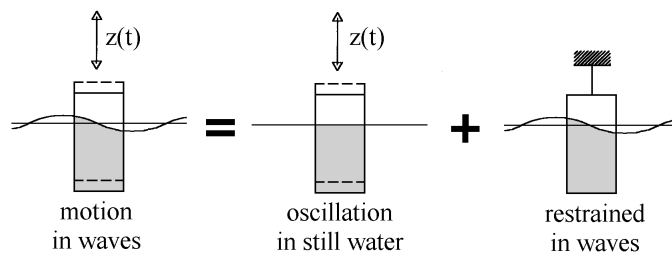


Fig. 1.8 – Les vagues dans le modèle [3, p. 6-9]

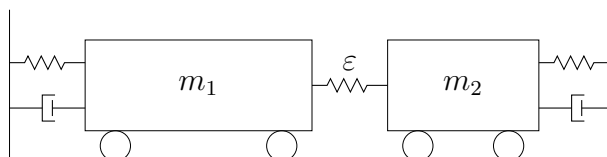


Fig. 1.9 – Schéma d'un système couplé de deux oscillateurs linéaires accordés et amortis

Si on détaille les termes de l'équation, on obtient

$$(m + a)\ddot{z} + b\dot{z} + cz = a\ddot{\zeta}^* + b\dot{\zeta}^* + c\zeta^* \quad (1.3)$$

où  $\zeta^* = \zeta_a - kT \cos(\omega t)$  est l'élévation de la vague et  $z = z_a \cos(\omega t + \epsilon_z \zeta)$  est la hauteur de la structure. Pour les coefficients on a :  $a$  masse hydrodynamique,  $b$  amortissement hydrodynamique,  $c$  effet de la loi d'Archimède,  $a\ddot{\zeta}^*$  force de la vague et  $b\dot{\zeta}^* + c\zeta^*$  effets de la diffraction. Cet exemple pour un seul degré de liberté peut être généralisé, en donnant le comportement du corps flottant. Dans la réalité ces efforts sont caractérisés par une période de vague  $T \in [2-15]s$ .

L'étude de notre plateforme éolienne devra nécessairement prendre en compte ces effets.

## 1.2 Le pompage énergétique et le NES

### 1.2.1 Le pompage énergétique

On considère deux systèmes quelconques faiblement couplés entre eux [1], comme en Fig. 1.9. Le premier des deux est le système dont on veut réduire les oscillations, alors que le deuxième système est utilisé pour réduire les oscillations du système primaire. Les échanges énergétiques entre ces deux systèmes sont maximaux lorsqu'ils se trouvent en condition de résonance. Si les deux systèmes analysés sont linéaires, ces échanges sont bidirectionnels et il se réalisent toujours à la même fréquence, quelle que soit l'amplitude de l'oscillation.

Dans le but de réduire les oscillations du premier système, il est préférable que cet échange énergétique soit possible uniquement vers le deuxième système, qui dissipera une partie de l'énergie totale. Cette condition dans la pratique est réalisée en remplaçant le deuxième système par un oscillateur non linéaire, voir Fig. 1.10, capable de casser les échanges énergétiques lors du retour vers vers l'oscillateur linéaire. On parle alors de pompage énergétique, phénomène utilisé pour réduire les vibrations d'une structure.

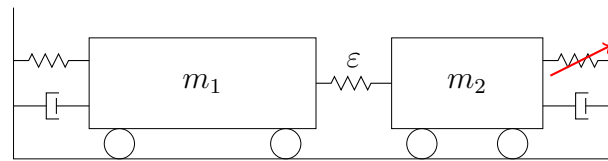


Fig. 1.10 – Schéma d'un système couplé d'un oscillateur linéaire et un oscillateur non linéaire

Le pompage énergétique se caractérise par le transfert d'énergie, unidirectionnel et irréversible, depuis le système linéaire à contrôler vers l'oscillateur non linéaire couplé. Comme pour tous les systèmes couplés, ces échanges énergétiques sont favorisés lorsque les deux oscillateurs sont accordés, c'est-à-dire lorsqu'ils entrent en résonance entre eux.

### 1.2.2 Amortisseur de Frahm linéaire

L'oscillateur harmonique accordé, en anglais *tuned mass damper (TMD)* Fig. 1.9, ou amortisseur de Frahm linéaire est la méthode plus simple et efficace pour atténuer les vibrations liées à une certaine fréquence propre de la structure. Celui-ci est réalisé par l'ajout d'une deuxième masse au système à contrôler. Le choix du rapport raideur sur masse du deuxième système est très important, puisque grâce à l'accordement avec le système il détermine la fréquence précise à laquelle l'amortisseur de Frahm est efficace. Son fonctionnement est strictement lié aux contre-mouvements de la deuxième masse. Ceux-ci, par rapport aux oscillations de la première masse, conduisent à la réduction des mouvements de la structure [8].

Les limites principales de cette technique sont : l'efficacité, vu qu'il ne fonctionne que pour une bande étroite des fréquences propres du système, et l'apparition de deux nouvelles résonances autour de la fréquence qu'on vient de contrôler. L'amortissement choisi doit être ni trop faible, ceci introduit une double résonance encore plus importante, ni trop élevé, afin que l'absorbeur ait influence sur la structure.

### 1.2.3 Le NES - *Nonlinear Energy Sink*

L'avantage principal d'un absorbeur non linéaire, plus communément appelé *NES (Nonlinear Energy Sink)*, est notamment lié à la largeur du spectre de fréquence pour lequel il est utilisable [1, 5]. Une des propriétés des oscillateurs non linéaires tient au fait que la valeur de la fréquence de résonance qui change avec l'amplitude des oscillations, contrairement à l'oscillateur linéaire (voir Fig. 1.11, ligne bleue).

Dans le cas d'un oscillateur non linéaire obtenu avec un ressort de raideur cubique, voir ligne rouge en Fig. 1.11, on a une dépendance linéaire entre l'amplitude des oscillations et la valeur de la fréquence de résonance (voir Fig. 1.11, courbe rouge). Ceci permet à l'absorbeur non linéaire de fonctionner toujours en condition de résonance. Par contre, les échanges énergétiques :

- ne sont possibles que, lorsqu'à la fréquence donnée, les amplitudes du système à contrôler rejoignent l'amplitude minimale demandée par l'absorbeur, c'est-à-dire lorsque les deux courbes de la Fig. 1.11 se croisent.
- ne sont efficaces qu'aux basses fréquences, d'où l'intérêt de cette technologie pour les éoliennes (il faut atteindre des amplitudes très élevées pour les hautes fréquences).

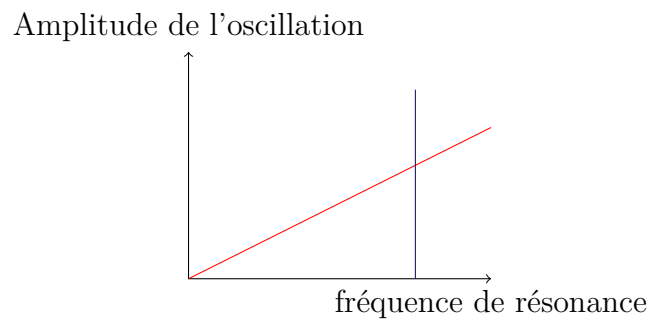


Fig. 1.11 – Relation entre fréquence de résonance d'un système et amplitude pour une raideur cubique (rouge) et une raideur linéaire (bleu).

Si on compare les niveaux d'absorption obtenus avec ceux d'un amortisseur de Frahm linéaire, les résultats montrent que en conditions optimales, le NES tend aux mêmes niveau d'atténuation que le résonateur mais on évite ses inconvénients, comme le dédoublement de la fréquence de résonance autour du mode à contrôler.

#### 1.2.4 Applications

Par rapport aux applications existants, les absorbeurs non linéaires sont en train de se répandre dans des applications vibratoires et acoustiques. Actuellement, les principaux secteurs d'application sont la protection des bâtiments lors des tremblements et la vibroacoustique dans les transports, terrestres ou aériens. Dans le cas de la thèse de Romain Bellet [1], application acoustique en basses fréquences, l'étude a amené à l'enregistrement d'un brevet pour un dispositif d'atténuation des bruits de bouche d'un moteur thermique.

Actuellement pour des systèmes à grande échelle comme les éoliennes, il n'y a encore aucune application. L'inertie et les chargements en jeu sont très élevés, on est dans l'ordre de grandeur d'un millier de tonnes pour la masse en tête de mât de l'éolienne et des dizaines de  $kN$  pour l'amplitude du forçage. Le NES pourrait introduire une forte réduction des vibrations du système, en n'augmentant que faiblement la masse totale de l'éolienne. Comme on verra dans le chapitre suivant, le NES est un système mécanique très simple et par conséquent présente des faibles coûts d'usinage et fabrication. D'où l'intérêt d'*Ideol* pour une application avec cette technologie.

## Conclusion

Les concepts énoncés dans ce chapitre représentent la base pour comprendre la nature de chargements agissant sur le mât et le phénomène du pompage énergétique, nouvelle technique passive d'atténuation des vibrations. Il permettent également la définition du modèle numérique, réalisée dans le chapitre suivant. Actuellement il n'existe aucune application dans des systèmes mécaniques de si grand échelle, d'où l'idée à la base ce travail de recherche : montrer qu'on est capable d'utiliser le pompage énergétique pour atténuer des vibrations de mât d'éolienne.

## 2 Modélisation

### 2.1 La turbine existante

La turbine utilisée dans l'étude est la DTU10MW dont les caractéristiques sont représentées dans le tableau Tab. 2.1 et les courbes de référence pour le fonctionnement dans la figure Fig. 2.1. Cette turbine n'est que pour l'instant qu'un modèle numérique. Elle est développée par l'Université Technique du Danemark, dans le cadre du projet européen *LIFES50+* pour les technologies éoliennes flottantes innovantes. Ideol, partenaire de ce projet, a utilisé ce modèle en conjonction avec le logiciel *FAST* pour caractériser le comportement du système.

DTU 10MW	
Rotor Orientation Control	Clockwise rotation - upwind
Control	Variable speed Collective pitch
Cut in wind speed [m/s]	4
Cut in wind speed [m/s]	25
Rated wind speed [m/s]	11.4
Rated power [MW]	10.0
Number of blades	3
Rotor diameter [m]	178.3
Hub diameter [m]	5.6
Hub height [m]	119.0
Drivetrain	Medium speed, multiple-stage gearbox
Minimum rotor speed [rpm]	6.0
Maximum rotor speed [rpm]	9.6
Gearbox ratio	50
Hub overhang [m]	7.1
Shaft tilt angle [deg]	5.0
Rotor precone angle [deg]	-2.5
Blade prebend [m]	3332
Rotor mass [kg]	227,962
Nacelle mass [kg]	446,036
Tower mass [kg]	892,442

Tab. 2.1 – Caractéristiques de la turbine DTU10MM

FAST est un outil de simulation pour la réponse couplée des turbines onshore et offshore, il est développé par le *NERL - National Renewable Energy Laboratory, Colorado (US)*. FAST propose des modèles pour les composantes aérodynamique, hydraulique, systèmes électriques et de contrôle, et des modèles structurels élastiques permettant de conduire des simulations non linéaires dans le domaine temporel. Ces modèles dérivent des lois fondamentales de la mécanique

avec des simplifications et des hypothèses, validés quand c'est possible par des comparaisons essai/calcul.

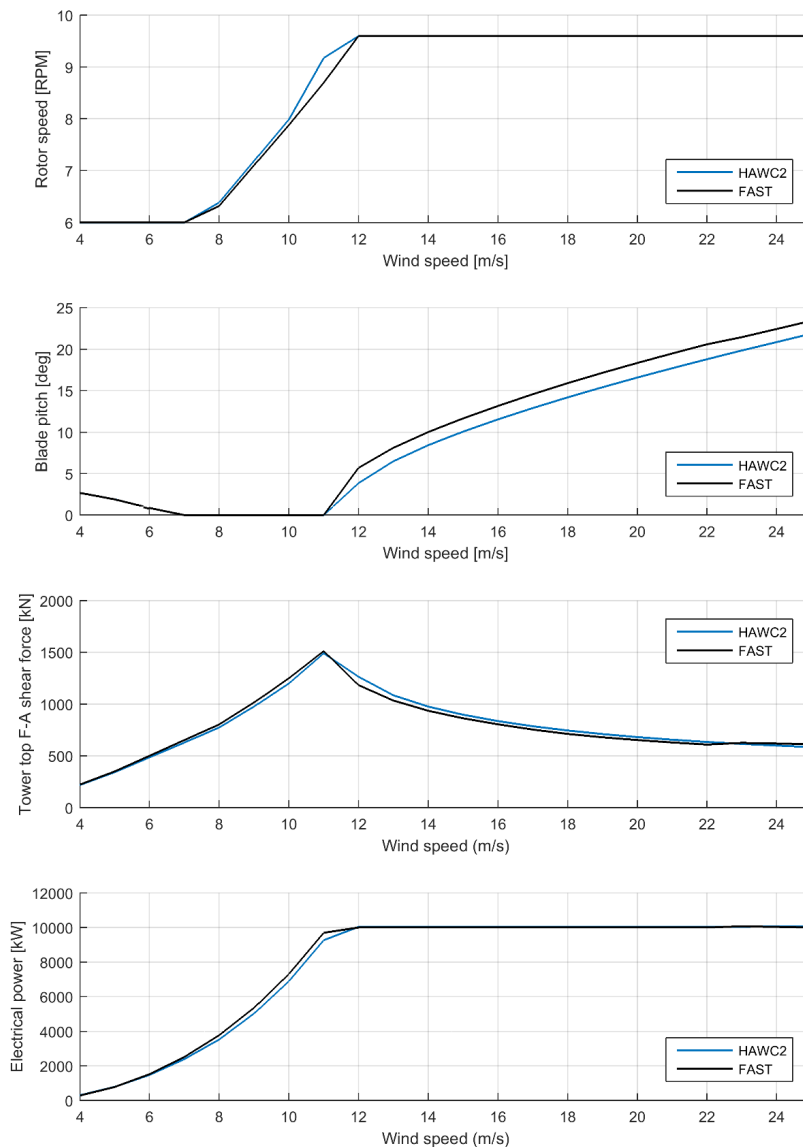


Fig. 2.1 – Courbes de référence pour le fonctionnement de la turbine DTU10MW

Une des fortes limites de ce logiciel, qu'on a retrouvé pendant les simulations que j'ai réalisées chez *Ideol*, elle est l'impossibilité de restituer, pour la densité spectrale de puissance, le couplage entre les modes des différents composants structuraux. Puisque les simulations que j'ai réalisées ont généré des doutes dans la phase d'interprétation, voir par exemple Fig. 1.6 où les simulation ont introduit des autres modes propres, il a été décidé de réaliser une analyse modale de la structure entière dont les premiers modes propres sont représentés en Fig. 2.2. Cette analyse a été réalisée par *Ideol* avec le logiciel *Nastran*.

Avec le logiciel *FAST* on a réalisé aussi une analyse de sensibilité selon la raideur de la tour, voir Fig. 2.3. Cela a été réalisé pour voir quels sont les effets des différentes caractéristiques structurales sur la valeur de la fréquence du premier mode à flexion de la tour Fig. 2.2b. Celui-ci est le mode qu'on cherchera à contrôler et qu'on retiendra pour la modélisation de l'éolienne, voir section 2.3. Si on retourne à la Fig. 2.3 et on considère uniquement le comportement de la tour suivant la direction Y, voir la Fig. 2.3b, on peut observer que le doublement de la raideur du mât génère une augmentation de la première fréquence propre du système autour du 40%. Cela veut dire que la fréquence du premier mode de flexion passe de environ  $0.5Hz$  à  $0.7Hz$ , qui correspond à ce que l'on attend de la théorie. Ce résultat très intéressant peut être utilisé pour voir comment l'efficacité du NES optimisé, section 4.2, peut changer si on change un peu la tour sur laquelle le NES est monté.

Toujours en vue de l'optimisation du NES pour dernière étape de ce travail de stage illustrée dans le paragraphe, on a réalisé une dernière série de simulations avec différentes valeurs de la vitesse du vent pour une certaine configuration choisie, voir Fig. 2.4. Ces chargements seront utilisés pour définir la plage d'efficacité et fonctionnement du NES.

## 2.2 NES utilisé

L'absorbeur en Fig. 2.5 est représenté par un support imprimé en 3D de masse  $M_{supp}$  sur lequel est fixé une fine lame flambée dont le centre comporte une petite masse concentrée  $M_{pon}$ . La lamelle est caractérisée par sa longueur  $l$ , l'épaisseur  $e$ , la hauteur  $h$  et le flambement  $b_{nes}$ . Ceux-ci sont les cinq paramètres géométriques qu'on a utilisé pour le dimensionnement du NES, et auxquelles il faut ajouter la première fréquence propre du NES  $\check{f}_{N1}$  et l'amortissement  $\check{f}_{N1}$ . Les deux dernières caractéristiques sont fonction de la géométrie mais aussi du flambement du matériau de la lamelle, où  $E$  est le module de Young et  $\rho$  et la densité.

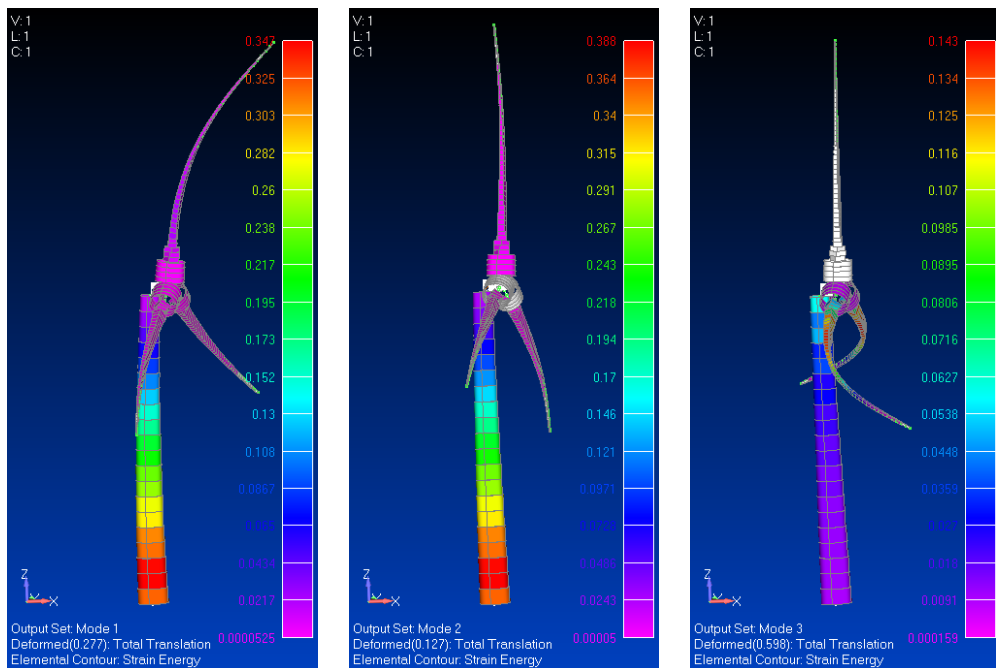
Ces sept variables sont fortement liées entre elles, surtout pour l'influence des configurations géométriques sur la fréquence propre du NES. Ce lien sera initialement négligé pendant le pré-dimensionnement, comme expliqué dans les parties 2.3.4 et 2.4. On ne considère, de la même manière, que la première fréquence propre du NES pour le comportement dynamique, vu qu'on choisi une description à 1 degré de liberté, voir sous-section 2.3.2.

La lamelle présente une position d'équilibre instable et deux positions d'équilibre stables, et on parle donc d'un support bistable. La très forte non linéarité de la raideur de la plaque permet au système d'absorber de l'énergie lorsqu'on dépasse un certain seuil de fréquence. Le mouvement chaotique du bistable, par les différentes positions d'équilibre, permet la dissipation de l'énergie dans un temps plus ou moins long. Ceci aura un effet sur la réduction de l'énergie du mode contrôlé, qui sera en partie dissipée et en partie répartie sur les autres modes du système, comme montré par [5].

## 2.3 Modèle réduit à échelle 1 : 1

### 2.3.1 Modèle de poutre équivalent pour la tour seule

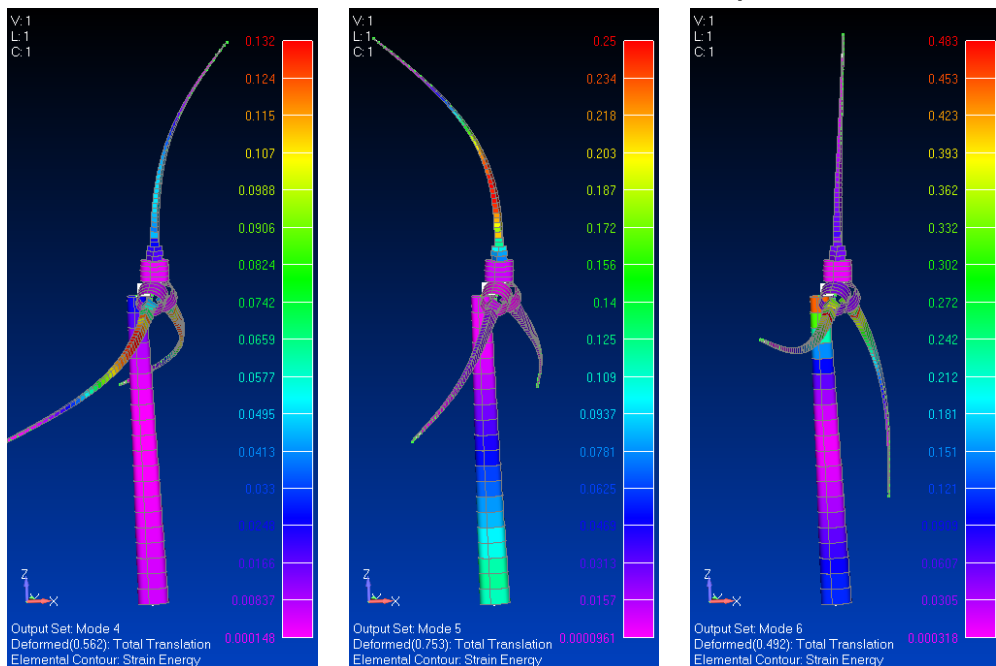
La première phase du stage réalisé au LMA a eu pour objectif de démontrer qu'on peut réaliser le phénomène du pompage énergétique sur l'éolienne réelle. Pour faire ceci on a construit un



(a) Mode 1 - Mode 1 de flexion du mât selon x  $f_1 = 0.47Hz$

(b) Mode 2 - Mode 1 de flexion du mât selon y  $f_2 = 0.48Hz$

(c) Mode 3 - Mode de flexion des deux pales en bas selon x  $f_3 = 0.61Hz$

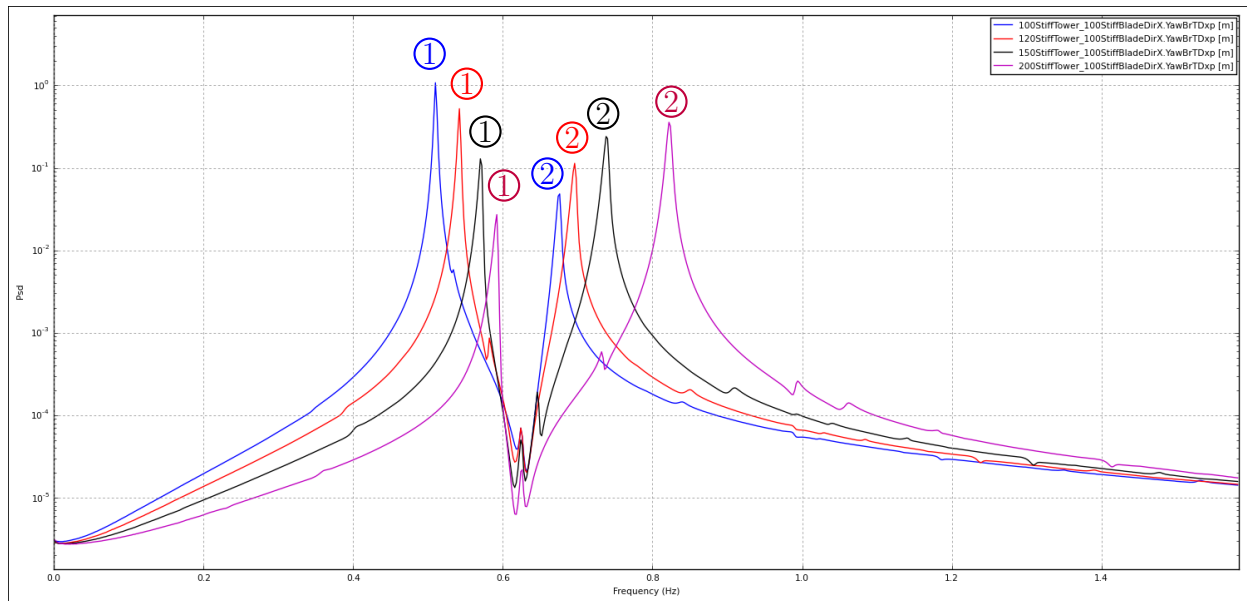


(d) Mode 4 - Mode de flexion des trois pales selon x  $f_4 = 0.62Hz$

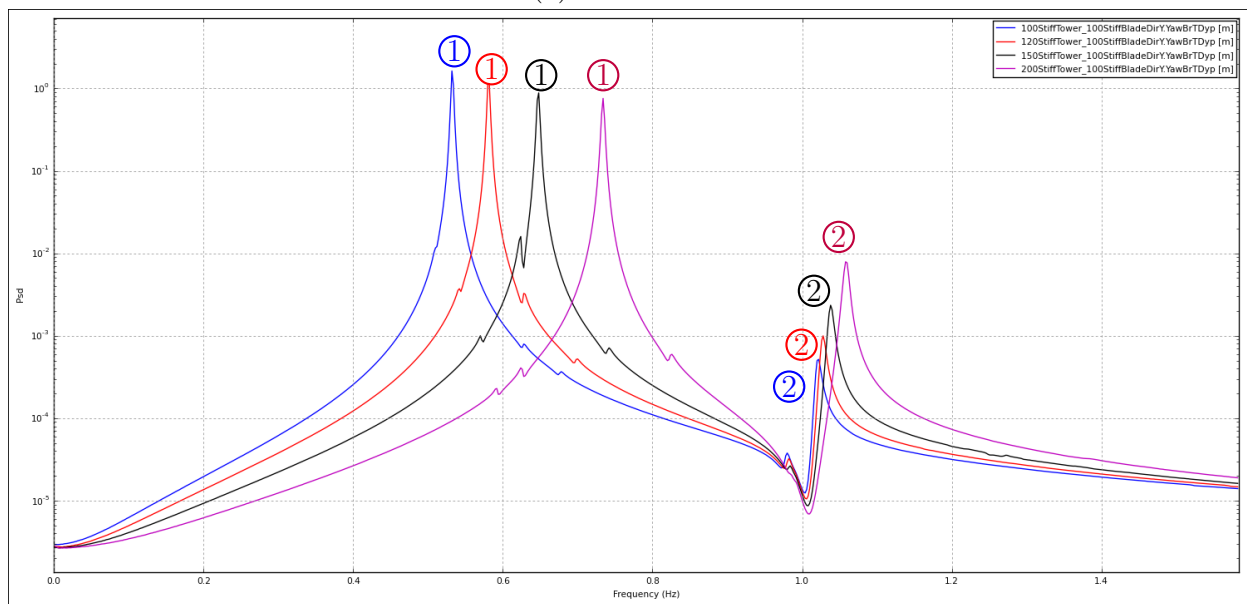
(e) Mode 5 - Mode de flexion du mât et des pales selon x  $f_5 = 0.66Hz$

(f) Mode 6 - Mode de flexion du mât et des pales selon y  $f_6 = 0.99Hz$

Fig. 2.2 – Résultats de l'analyse modale faite avec Nastran



(a) Direction x



(b) Direction y

Fig. 2.3 – Densités spectrales de puissance pour le déplacement en tête de mât. Résultats de l'analyse de sensibilité à la raideur de la tour, où ① est le premier mode du mât et ② est le premier mode des pales. En bleu la tour initiale, en rouge la même tour 20% plus raide, en noir 50% plus raide et en fuchsia 100% plus raide.



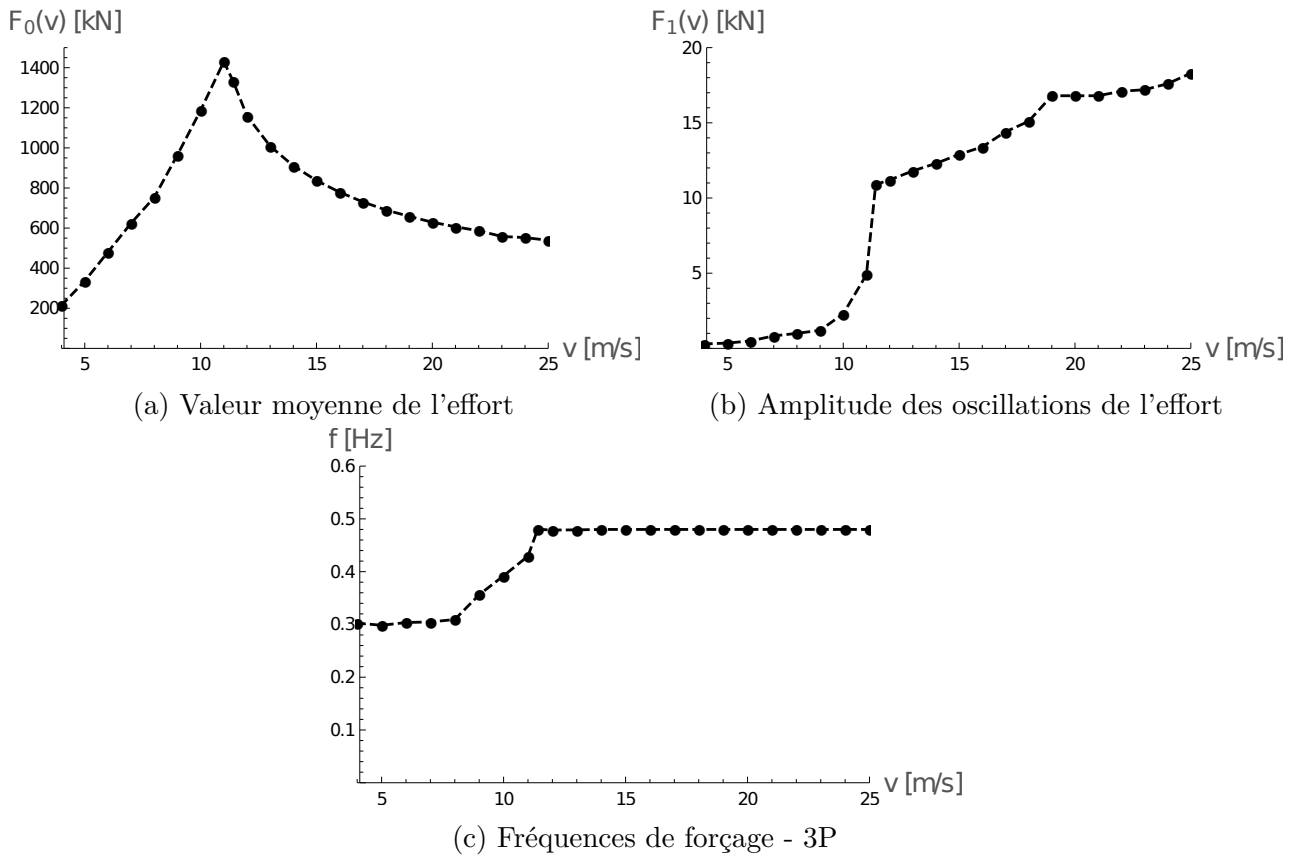


Fig. 2.4 – Chargements agissant sur l'éolienne en tête de mât dans la configuration choisie et selon  $x$ , axe de rotation du rotor. Le pic de l'effort  $F_0(v)$  se vérifie en correspondance de la vitesse nominale de fonctionnement  $11.4m/s$ .

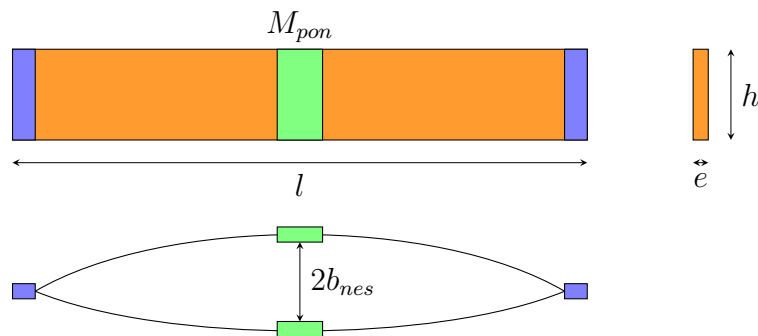


Fig. 2.5 – Schéma simplifié du NES

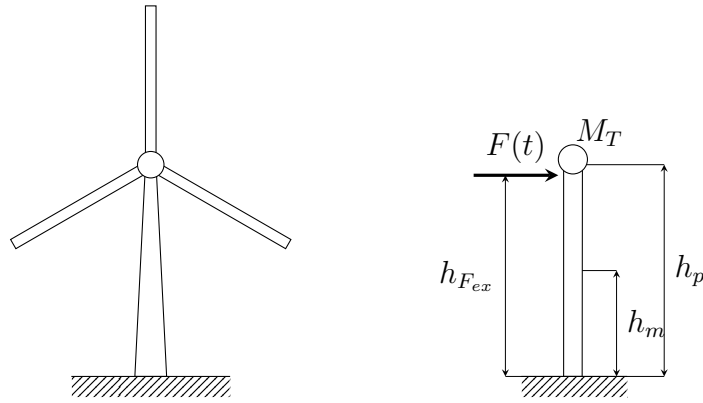


Fig. 2.6 – A gauche schéma de la tour réelle, à droite modèle simplifié de poutre avec masse en tête



Fig. 2.7 – A gauche section vue de la section réelle, à droite vue de la section du modèle

modèle très simplifié de l'éolienne réelle capable de décrire de manière approximée le comportement dynamique du système. Le modèle et les calculs sont réalisés avec le logiciel de calcul formel *Mathematica*.

La structure est modélisée de la manière suivante : le mât, qui à l'origine est une poutre creuse tronconique de section circulaire Fig. 2.6, est considéré comme une poutre creuse carrée Fig. 2.7 dont les dimensions restent constantes long de la hauteur ; en revanche, le rotor et la nacelle sont considérés comme deux masses ponctuelles mises en tête de mât. Selon ce modèle et sous l'hypothèse de poutre d'Euler-Bernoulli, les déplacements de la tour  $w_1(x, t)$  sont solutions de l'équation suivante :

$$E_p I_p \frac{\partial^4 w_1(x, t)}{\partial x^4} + (\rho_p S_p + M_T \delta_{x_T}(x)) \frac{\partial^2 w_1(x, t)}{\partial t^2} = 0 \quad (2.1)$$

avec  $E_p = 210MPa$  module de Young de la poutre en acier,  $I_p$  inertie à flexion imposée,  $\rho_p = 7800kg/m^3$  densité de l'acier,  $S_p = b_2^2 - b_1^2$  section de la poutre,  $b_1$  et  $b_2$  côtés de la section,  $M_T = M_{mat} + M_{nacelle} \sim 675t$  et  $x_T = 94.3m$  position de la masse.

Afin que le système réel et le modèle aient un comportement dynamique similaire, on a choisi de garder les propriétés suivantes du système original :  $M_{mât}$  masse totale de la structure,  $I_p = \pi \frac{d_2^4 - d_1^4}{4}$  moment d'inertie en flexion à mi-hauteur du mât (on a pris comme référence la valeur à la hauteur moyenne du mât original  $h_m$  calculé grâce aux diamètres  $d_1 = 8.93m$   $d_2 = 9.01m$ ) et la même première fréquence propre du système  $f = 0.48Hz$ . Ceci se traduit par le système d'équations

$$\frac{b_2^4 - b_1^4}{12} = I_p \quad (2.2)$$

$$(b_2^2 - b_1^2)\rho_p L = M_{m\hat{a}t} \quad (2.3)$$

pour le calcul des caractéristiques de la section, et dans la résolution du problème aux valeurs propres (2.1) pour les fréquences propres. Dans les formules on a désigné  $b_2$  côté extérieur de la poutre,  $b_1$  côté intérieur de la poutre,  $L$  longueur de la tour et  $M_{m\hat{a}t}$  masse du mât.

Pour résoudre ce problème on cherche, comme d'habitude, une solution à variables séparables de la forme  $w_1(x, t) = \phi(x)e^{-i\omega t}$ .

$$E_p I_p \phi''''(x) - \omega^2(\rho_p S_p + M_T \delta_{x_T}(x))\phi(x) = 0 \quad (2.4)$$

La résolution de cette equation permet le calcul des modes propres  $(\omega_n, \phi_n)$  du système. Avec les données de la turbine Tab. 2.1 on a obtenu  $b_2 = 7.529m$ ,  $b_1 = 7.448m$ ,  $h_p = 94.3m$  hauteur de la poutre, et  $\check{f}_1 = 0.477Hz$ . Pour l'amortissement de la structure entière on fixe une valeur de référence fournie par l'entreprise  $\hat{f}_1 = 0.5\% \times \check{f}_1$ .

De modèle décrit avec l'équation (2.4) on retiendra qu'un seul mode pour la suite de ce travail.

### 2.3.2 Modèle du NES seul

#### Approximation déplacement NES

Pour décrire les déplacements du NES on utilise, comme fait par [5], la théorie non-linéaire des plaques de Von Karman. Suite à un changement de variable combiné à une réduction de Ritz à un seul mode, l'équation gouvernant le déplacement  $\tilde{q}(\tilde{t})$  du NES devient :

$$\begin{aligned} (3/8 + \beta)\ddot{\tilde{q}}(\tilde{t}) + \frac{3}{8}\tilde{\mu}\dot{\tilde{q}}(\tilde{t}) + \frac{\tilde{b}^2\pi^4}{4}(\tilde{q}(\tilde{t})) + \frac{3}{2}\tilde{q}(\tilde{t})^2 + \frac{1}{2}\tilde{q}(\tilde{t})^3 \\ = \frac{1}{\tilde{b}^2}H_{\tilde{t}}(\tilde{t}) \cos(\tilde{\omega}\tilde{t}) \int_0^1 \tilde{F}(\tilde{x})\tilde{\omega}_0(\tilde{x})\tilde{x}d\tilde{x} \end{aligned} \quad (2.5)$$

On définit les quantités adimensionnelles suivantes :  $\beta = \frac{m_0}{\rho A l}$  rapport entre masse ponctuelle  $m_0$  et masse du bistable,  $\tilde{q}(t)$  partie temporelle du déplacement,  $\tilde{\mu} = \frac{\mu}{\rho A \omega_0}$  amortissement adimensionnel avec  $r = \sqrt{I/A}$  rayon d'inertie de la section transversale et  $\omega_0 = 1/l^2 \sqrt{EI/(\rho A)}$ ,  $\tilde{b} = b/r$  déflexion du bistable adimensionnelle,  $H_{\tilde{t}}(t)$  fonction de Heaviside,  $\tilde{t} = \omega_0 t$ ,  $\tilde{\omega} = \omega_0/\omega$ ,  $\tilde{x} = x/l$  et  $\tilde{F}(\tilde{x}) = \frac{l^4}{rEI}F(x/l)$ .

Cette équation adimensionnelle est caractérisée par trois points d'équilibre, dont deux stables (0 et -2) et un instable (-1). Si on revient aux paramètres physiques, pour le déplacement du bistable  $q(t)$  on a

$$m_N \ddot{q}(t) + \mu_N \dot{q}(t) + k_N \mathcal{F}(q(t)) = \mathcal{A} H_{\tilde{t}}(\tilde{t}) \cos(\tilde{\omega}\tilde{t}) \quad (2.6)$$

où  $m_N = (3/8\rho Al + m_0)$  masse dynamique,  $\mu_N = 4\pi m_N \hat{f}_{N1}$  amortissement dynamique et  $k_N = (2\pi \hat{f}_{N1})^2 m_N$  raideur dynamique. Dans cette équation la raideur non linéaire est donnée par  $\mathcal{F}(q(t)) = (q(t) - b) + 3/(2b)(q(t) - b)^2 + 1/(2b^2)(q(t) - b)^3$ .

Pour le mouvement chaotique du NES on fait le choix d'adopter une description à un degré de liberté. Même si ce choix à première vue peut sembler bizarre, les résultats expérimentaux obtenus au laboratoire montrent que ce choix donne de bons résultats. Vue la non linéarité du mouvement, une bonne description du problème peut être obtenue avec beaucoup plus de degrés de liberté, autour de 90. Ceci cause une très forte augmentation du temps de calcul, et rend ce choix déraisonnable dans pour cette premier étude de faisabilité.

### 2.3.3 Modèle poutre et NES couplés

#### Approximation déplacement poutre

L'introduction du NES modifie le comportement dynamique du système. Le déplacement de la poutre  $w_1(x, t)$  [5] est solution de l'équation

$$E_p I_p \frac{\partial^4 w_1(x, t)}{\partial x^4} + (\rho_p S_p + M_T \delta_{x_T}(x) + M_N \delta_{x_N}(x)) \frac{\partial^2 w_1(x, t)}{\partial t^2} = F(t) \delta_{x_0}(x) \quad (2.7)$$

avec  $M_N = M_{sup} + M_{lam} + M_{pon}$  masse totale du NES, somme des masse du support, de la lamelle et la masse ponctuelle au centre,  $F(t) = AH_t(t) \cos(\omega t)$  forçage placé en  $x_0$ . Pour le mouvement du système on a choisi une description à un seul degré de liberté  $u_1(t)$ . Si on utilise de nouveau la projection de Ritz  $w_1(x, t) = \phi_1(x)u_1(t)$ , on obtient

$$m_1 \ddot{u}_1(t) + \mu_b \dot{u}_1(t) + k_1 u_1(t) = \phi_1(x_0) F(t) \quad (2.8)$$

où  $\mu_b$  est l'amortissement structurel du mât,  $m_1 = \rho_p S_p + M_N \phi_1^2(x_N) + M_T \phi_1^2(x_T)$  masse totale dynamique et  $k_1 = E_p I_p \int_0^L \frac{\partial^4 \phi_1(x)}{\partial x^4} \phi_1(x) dx$  raideur dynamique.

#### Système complet

Le système complet à deux degrés de liberté en Fig. 2.8 est décrit par les equations couplées suivantes [5]

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{u}_1(t) + \mu_1 \dot{u}_1(t) + k_1 u_1(t) - \mu_N (\dot{q}_1(t) - \phi_1(x_N) \dot{u}_1(t)) \\ - k_{1N} \mathcal{F}(q_1(t) - \phi(x_N) u_1(t)) = A \phi_1(x_0) \cos(\omega t) \end{aligned} \quad (2.9)$$

$$m_N \ddot{q}_1(t) + \mu_N (\dot{q}_1(t) - \phi_1(x_N) \dot{u}_1(t)) + k_{1N} \mathcal{F}(q_1(t) - \phi(x_N) u_1(t)) = 0 \quad (2.10)$$

avec  $u_1(t)$  déplacement de la poutre,  $q_1(t)$  déplacement du bistable,  $A$  amplitude du forçage positionné à  $h_{F_{ex}} = 93.5m$  et  $h_{nes} = 93m$  est la hauteur d'installation du NES. Ce problème aux equations différentielles a été résolu avec un code de calcul écrit en langage *Mathematica*, développé au LMA [5] et convenablement adapté par moi pour le problème analysé.

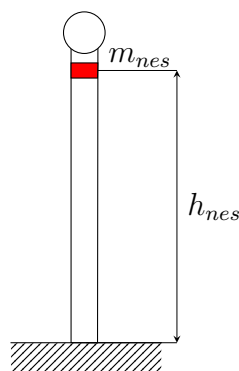


Fig. 2.8 – Schéma simplifié de la tour avec le NES

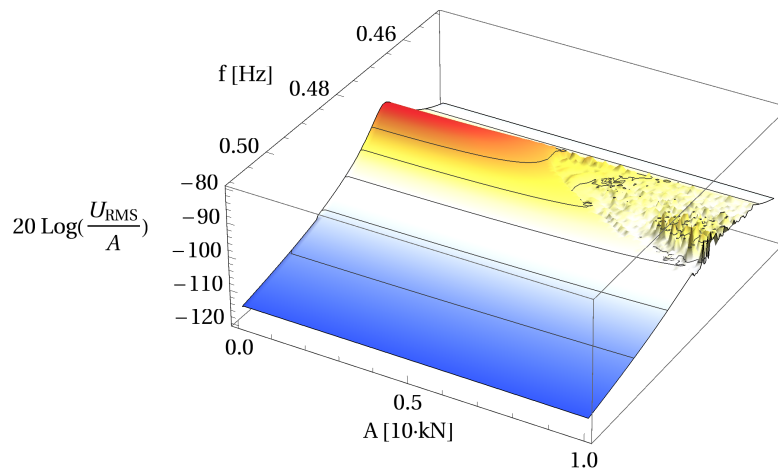
### 2.3.4 Les résultats obtenus pour l'atténuation en échelle 1 :1

Comme déjà évoqué dans le chapitre, l'étude préliminaire en échelle réelle est utilisée pour voir si on est capable de réaliser un NES, et donc le pompage énergétique, sur une structure mécanique aussi grande qu'une éolienne soumise à des chargements spécifiques. L'optimisation de l'absorbeur sera reportée à la fin de l'étude. Dans un premier temps, on concentre l'étude sur les ordres de grandeur des efforts en jeu. Pour les amplitudes de forçage, on a choisi des sollicitations qui sont de l'ordre de grandeur du  $kN$ .

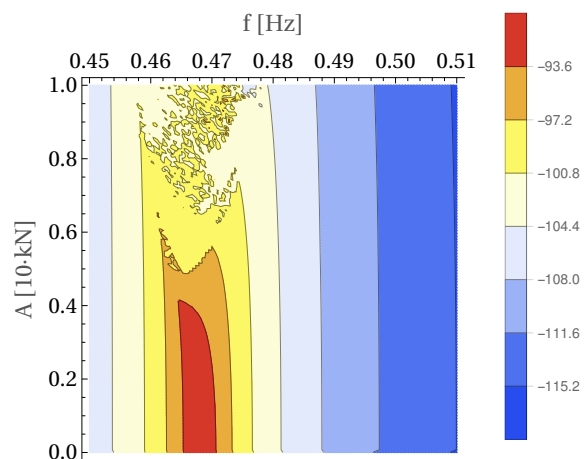
Si on considère l'état actuel des choses, il n'y a toujours pas d'application ou d'étude développées pour des problématiques d'une telle échelle. Comme point de référence, on a fait le choix de prendre le NES conçu en [5] et de générer un absorbeur avec les même matériau. Pour les poids et les dimensions du support, masse au centre et lamelle on a pris les valeurs de [5] et on les a mis à l'échelle (facteur 70). Ce choix permet d'obtenir une longueur de lamelle  $l$  qui peut être montée à l'extrémité du mât existant, plus précisément de la taille du diamètre intérieur. De cette base ( $l = 7m$ ,  $b_{nes} = 0.35m$ ,  $\rho = 7800kg/m^3$ ,  $h = 35cm$ ,  $e = 7mm$ ,  $E = 200MPa$ ,  $M_{pon} = 1300kg$  et  $M_{sup} = 14000kg$ ) et de l'expérience du laboratoire sur le sujet que la première fréquence propre du NES  $\check{f}_{N1}$  ne doit être voisine de la fréquence du mode à atténuer, au plus du double c'est-à-dire environ  $1Hz$ , on a conduit une étude paramétrique sur le système. Pour l'amortissement  $\hat{f}_{N1}$  on a pris une plage de valeurs raisonnables pour des applications mécaniques.

On est conscient que dans la réalité la fréquence propre du NES dépend soit des caractéristiques géométriques soit du flambement de la plaque, toutefois nous ne disposons d'aucun critère quantitatif pour lier toutes ces grandeurs. Pour la mise en œuvre, la fréquence propre du NES sera réglée avec avec l'amplitude du flambement. Il faut noter également qu'à la vue des résultats de cette première étude numérique, le choix final de ces paramètres d'optimisation n'a été pas soumis à vérification de la tenue structurelle de la lamelle. Le meilleur résultat de cette pré-optimisation est reporté en Fig. 2.9.

La surface en Fig. 2.9a représente, comme sa vue du dessus Fig. 2.9b, la *fonction de réponse en fréquence (FRF)* du système complet pour le déplacement en tête de mat avec forçage. Cette courbe en 3D est obtenue en traçant pour chaque amplitude de sollicitation la FRF du système. Celle-ci est représentée en décibel dB. Lorsqu'on tombe dans la zone de comportement linéaire du NES, par exemple avant qu'il ne se déclenche, si on se positionne à une certaine fréquence on



(a) FRF poutre



(b) Vu du dessus de la FRF

Fig. 2.9 – Fonction de réponse en fréquence pour le système en échelle 1 :1. Un effort de l'ordre du kN est pris en compte. Résultats obtenus pour un NES de caractéristiques  $l = 7m$ ,  $b_{nes} =$ ,  $\rho = 7800kg/m^3$ ,  $h = 45cm$ ,  $s = 35mm$ ,  $E = 200MPa$ ,  $M_{pon} = 12000kg$ ,  $M_{sup} = 14000kg$ ,  $\check{f}_{N1} = 0.55Hz$  et  $\hat{f}_{N1} = 0.0138Hz$ .

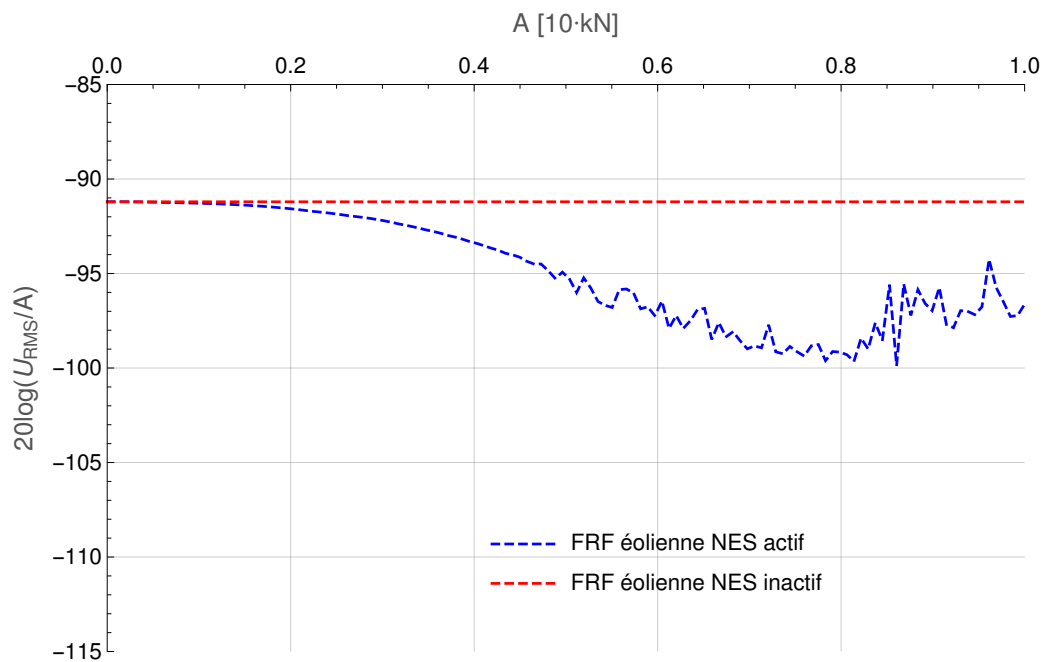


Fig. 2.10 – Ligne de crête pour le système en échelle 1 :1 non optimisé

aura toujours la même valeur de FRF indépendamment de l'amplitude de forçage. On retrouve alors dans ce diagramme une ligne étroite. Au début du pompage énergétique, c'est-à-dire au déclenchement du NES, la réponse n'est plus linéaire. Si le NES est efficace, le niveau de la FRF tendra à baisser. Pour faciliter la lecture du diagramme on souligne que chaque ligne délimitant des zones de couleurs différentes, elle correspond à une atténuation de 3.6dB. En Fig. 2.10 est tracée la ligne de crête, elle représente le maximum calculé de la FRF pour chaque amplitude d'excitation. Elle est un indicateur fiable du comportement global de l'amortisseur et elle correspond à performance à laquelle le système peut tendre. Pour une fréquence spécifique on aura un niveau d'atténuation au moins fixé par cette courbe.

Ces résultats sont très encourageants car on atteint une atténuation de 9dB. Ceci nous permettent de passer à l'étape suivante du travail : la construction d'un modèle numérique en échelle 1 :100.

## 2.4 Modèle de poutre réduite échelle 1 :100

Afin de pouvoir valider le modèle réalisé avec *Mathematica* en échelle réelle, il faut que le même modèle soit valable en échelle réduite. Cette validation consiste en deux étapes : la construction d'un modèle numérique de dimension réduite pour le NES et l'éolienne en *Mathematica*, puis la validation des résultats avec la construction d'une maquette ayant les paramètres physiques calculés numériquement et soumise aux mêmes efforts.

La suite de ce sous-chapitre traite l'adimensionalisation de l'équation de mouvement de la tour. Ceci est fait pour garder un lien entre le modèle en échelle réduite et celui en dimension réelle. On considère alors l'équation du mouvement

$$[\rho S + M_{tot}\delta_L(x)]\ddot{u}(x) + EI\frac{\partial^4 u(x)}{\partial x^4} = F_{tête}(t)\delta_L(x) \quad (2.11)$$

Successivement, on rend les résultats indépendants de la longueur du mât avec le paramétrage  $x \rightarrow s = x/L$ ,  $x \in [0, L]$  et  $s \in [0, 1]$

$$[\rho S + M_{tot}\delta_L(sL)]\ddot{\hat{u}}(s) + \frac{EI}{L^4}\frac{\partial^4 \hat{u}(s)}{\partial s^4} = F_{tête}(t)\delta_L(sL) \quad (2.12)$$

En notant  $\hat{u}(s) = u(sL)$  et en considérant que  $\delta_L(sL) = 1/L\delta_1(s)$ , ceci conduit à la réécriture

$$[\rho S + \frac{M_{tot}}{L}\delta_1(s)]\ddot{\hat{u}}(s) + \frac{EI}{L^4}\frac{\partial^4 \hat{u}(s)}{\partial s^4} = \frac{F_{tête}(t)}{L}\delta_1(s) \quad (2.13)$$

et si on divise par  $\rho S$  on obtient pour le modèle en échelle réelle l'écriture suivante

$$[1 + \frac{M_{tot}}{\rho SL}\delta_1(s)]\ddot{\hat{u}}(s) + \frac{EI}{\rho SL^4}\frac{\partial^4 \hat{u}(s)}{\partial s^4} = \frac{F_{tête}(t)}{\rho SL}\delta_1(s) \quad (2.14)$$

Maintenant on considère un autre système, celui en échelle réduite 2.15 qu'on veut dimensionner.

$$[1 + \frac{M'_{tot}}{\rho' S' L'}\delta_1(s)]\ddot{\hat{u}}'(s) + \frac{E' I'}{\rho' S' L'^4}\frac{\partial^4 \hat{u}'(s)}{\partial s^4} = \frac{F'_{tête}(t)}{\rho' S' L'}\delta_1(s) \quad (2.15)$$

Pour avoir le même comportement dynamique et établir une relation d'échelle entre les deux systèmes, il faut garder les rapports caractéristiques  $\frac{M_{tot}}{\rho SL} = \frac{M'_{tot}}{\rho' S' L'}$ ,  $\frac{EI}{\rho SL^4} = \frac{E' I'}{\rho' S' L'^4}$  et  $\frac{F_{tête}}{\rho SL} = \frac{F'_{tête}}{\rho' S' L'}$ . Avec ces égalités on préserve dans l'ordre la masse, la fréquence et les charges de les deux systèmes.

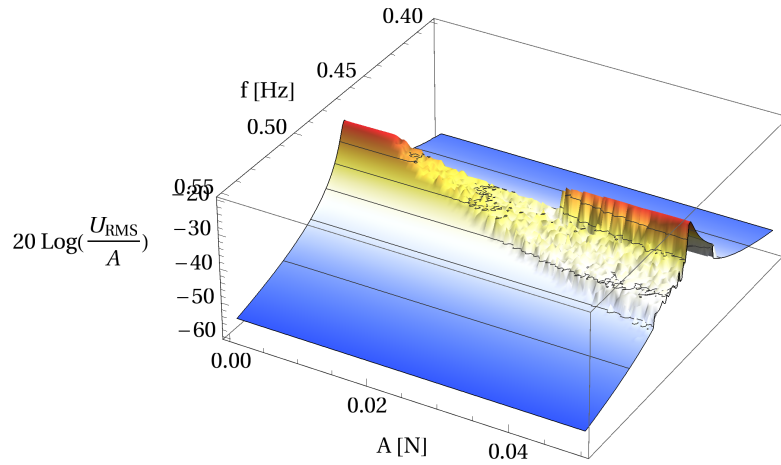
Pour avoir des déplacements relatifs comparables, on continue avec l'adimensionnalisation des déplacements  $\tilde{u}(s) = \hat{u}/L$  du modèle. Donc, on obtient la formule finale 2.16 permettant de relier le comportement du modèle en échelle réduite et du modèle réel.

$$[1 + \frac{M'_{tot}}{\rho' S' L'}\delta_1(s)]\ddot{\tilde{u}}'(s) + \frac{E' I'}{\rho' S' L'^4}\frac{\partial^4 \tilde{u}'(s)}{\partial s^4} = \frac{F'_{tête}(t)}{\rho' S' L'^2}\delta_1(s) \quad (2.16)$$

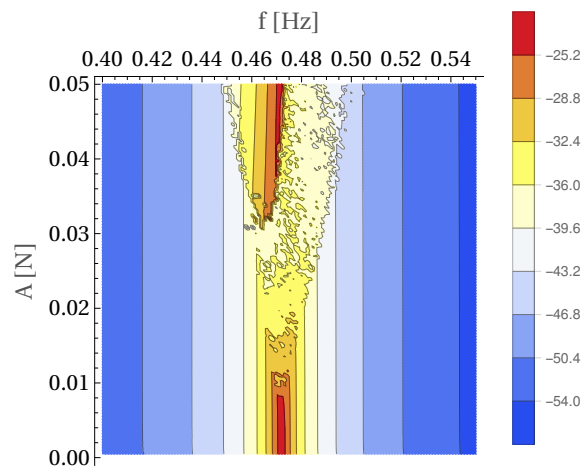
### 2.4.1 Les résultats sur l'atténuation 1 :100

Les considérations faites dans la section précédente nous permettent de réaliser le dimensionnement numérique de la maquette. Vu qu'on veut garder le même comportement dynamique et les caractéristique inertielles, notamment le rapport entre le poids total de la poutre et la masse mise en tête, on garde les mêmes matériaux du système en échelle 1 : 1 et on cherche les poids et dimensions qui nous permettent d'avoir une fréquence propre identique à celle de la tour réelle. Ceci nous permet de remplacer la poutre creuse par un poutre pleine de longueur  $l_r = 1.28m$ , hauteur  $h_r = 5cm$ , épaisseur  $e_r = 2mm$  et masse en tête placée en  $h_{pr} = 1.28m$  de  $m_r = 0.8kg$ . Le forçage est positionné à  $x_{forc} = 1.26m$ . Pour le NES on procède comme pour le modèle réel, sauf qu'on a pris pour le début de l'optimisation un NES identique à [5] (où  $l = 10cm$ ,  $b_{nes} = 0.5mm$ ,  $\rho = 7800kg/m^3$ ,  $h = 5mm$ ,  $s = 0.1mm$ ,  $E = 200Mpa$ ,  $M_{pon} = 2.6g$  et





(a) FRF poutre



(b) Vu du dessus de la FRF

Fig. 2.11 – Fonction de réponse en fréquence pour le système en échelle 1 :100. Résultats obtenus pour un NES de caractéristiques  $l = 10.2cm$ ,  $b_{nes} = 0.6mm$ ,  $\rho = 7800kg/m^3$ ,  $h = 1cm$ ,  $s = 0.2mm$ ,  $E = 200MPa$ ,  $M_{pon} = 12g$ ,  $M_{sup} = 30g$ ,  $\check{f}_{N1} = 0.54Hz$  et  $\hat{f}_{N1} = 0.0138Hz$

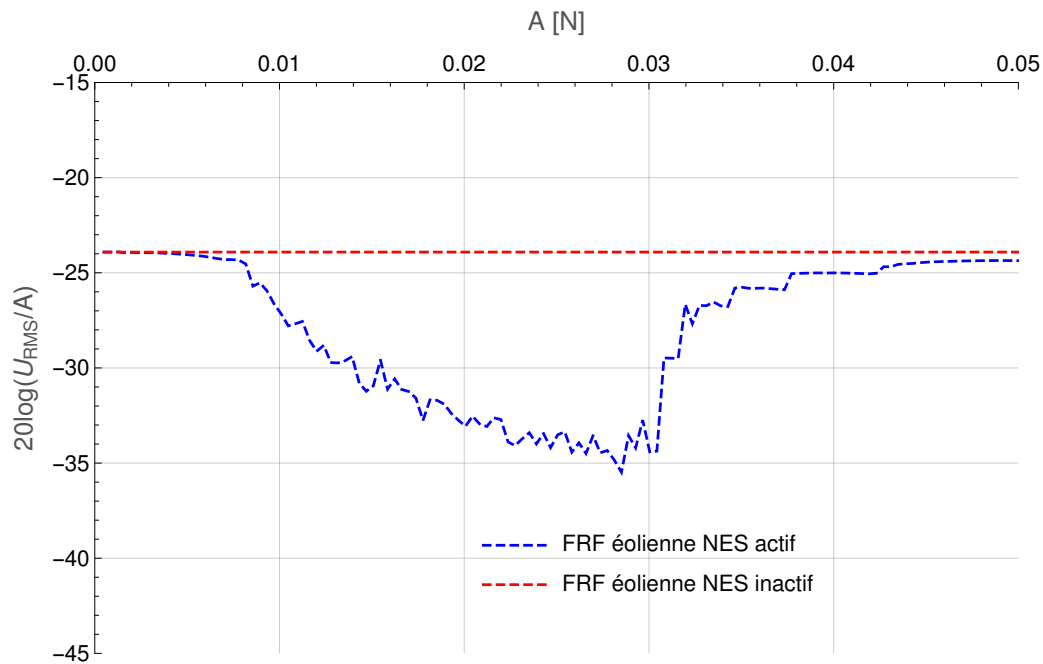


Fig. 2.12 – Ligne de crête pour le système en échelle 1 :100 non optimisé

$M_{sup} = 29.3g$ ) dont on connaît déjà l'efficacité. Le NES est placé à  $h_{r_{nes}} = 1.20m$ . On a reporté en Fig. 2.11 et Fig. 2.12 le meilleur résultat qu'on a obtenu pour le modèle en échelle réduite.

Cette configuration nous apporte une réduction de 11dB de la réponse du système, voir Fig. 2.12. On souligne que si on réduit simplement la masse ponctuelle à 9g, on retrouve une réduction de 2dB dans l'efficacité de l'atténuation. La poutre et le NES qu'on vient d'obtenir ont été pris comme référence pour repérer dans le commerce la poutre et le poids à mettre en tête.

## Conclusion

Le modèle numérique en échelle réelle à deux degrés de liberté, un pour la poutre et un pour le NES, qu'on utilise dans la description du système et les résultats nous montrent qu'on peut espérer utiliser le pompage énergétique pour atténuer les vibrations du mât dans sa plage d'excitation. Le même code de calcul donne également des résultats satisfaisants pour le niveau d'atténuation dans le cas du modèle d'éolienne en échelle réduite. Ce dernier résultat nous permet de passer à la validation expérimentale du code de calcul, réalisé dans le chapitre suivant à travers une maquette.

### 3 Campagne expérimentale

Afin de valider le code de calcul on a réalisé une maquette. Cette étape expérimentale est nécessaire pour la suite du travail, c'est-à-dire le dimensionnement numérique en échelle réelle du NES. Les dimensions de la poutre et de la masse en tête ont été choisies de manière à garder la première fréquence propre du système réduit proche de la fréquence de la tour réelle, voir la section 2.4.1. Pour la mise en place de la maquette, ces indications ont été très utiles, toutefois on a dû adapter aux poutres et aux poids présents en laboratoire ou dans le commerce. Ceci a amené à une première fréquence propre du système plus élevée que celle de à l'éolienne réelle. Puisque la manip est utilisée simplement pour valider le code de calcul en très basses fréquences, et non pour optimisation expérimentale du NES, ceci n'a pas impacté les résultats décrits dans les paragraphes suivants.

La maquette résultante est composée d'une poutre rectangulaire pleine en acier de caractéristiques  $l_{maq} = 130cm$ ,  $h_{maq} = 3cm$ ,  $e_{maq} = 4mm$  et de la masse en tête  $m_{maq} = 802g$  mise à  $x_{M_p} = 94.5cm$ . Pour la partie de recalage du modèle qui suivra au lieu d'utiliser la masse de la poutre et le module de Young, on a caractérisé le problème par ses paramètres fréquentiels  $\check{f}_1$  et  $\hat{f}_1$ .

Pour le NES on procède de même manière que pour la poutre. Vue la proposition faite dans la sous-section 2.4.1, on a pris comme lamelle celle la plus proche des valeurs d'optimisation et actuellement présente en laboratoire. L'absorbeur présente les caractéristiques suivantes  $l = 12cm$   $b_{nes} = 2mm$   $\rho = 7800$   $h = 5cm$   $e = 0.5mm$   $E = 200Mpa$   $M_{pon} = 24.3g$   $M_{sup} =$  et encastré à  $x_{nes} = 1.28m$ . Avant de commencer la partie concernant les mesures réalisées, les différentes configurations expérimentales du NES ont été essayées dans le but de rapprocher le plus possible la première fréquence propre de l'absorbeur de celle du système. On a cherché dans un premier temps à ramollir la lamelle en réduisant son flambement, ensuite on a essayé d'augmenter la masse ponctuelle. Toutefois ces essais n'ont pas induit une très forte baisse de la fréquence du NES. Cela a impliqué une faible efficacité du NES sur la maquette, puisque pour une bonne atténuation sur un certain mode propre il faut être pas trop loin de cette fréquence. Pour la suite du rapport on a fait référence à la configuration où on a obtenu la plus petite fréquence propre du NES.

On souligne de nouveau l'importance de la partie expérimentale, puisque les données fréquentielles  $\check{f}_1$ ,  $\check{f}_{N1}$  et  $\hat{f}_{N1}$  ne peuvent être obtenues que par mesure expérimentale directe. Ces valeurs sont utilisées pour le réglage à posteriori du code numérique, comme fait par [5].

Enfin, on donne ici les principales limites de l'expérience. La tour réelle se trouve, en fonctionnement, en équilibre quasi-statique, à cause de la flèche et des oscillations imposées par le chargement du vent. Dans l'expérience on n'a pas pris en compte les préchargements dans la direction du forçage. Pour des raisons dues à la mise en œuvre de la manip, on a fait le choix de monter la manip en direction horizontale lorsqu'on sait que dans la réalité on devrait assembler le système à la verticale. Enfin, dans l'expérience on retrouve les effets des efforts gravitationnels liés à la masse en tête. Ceci génère une certaine déflexion statique qui n'est pas présente dans la réalité et qui n'est pas prise en compte dans le modèle numérique.

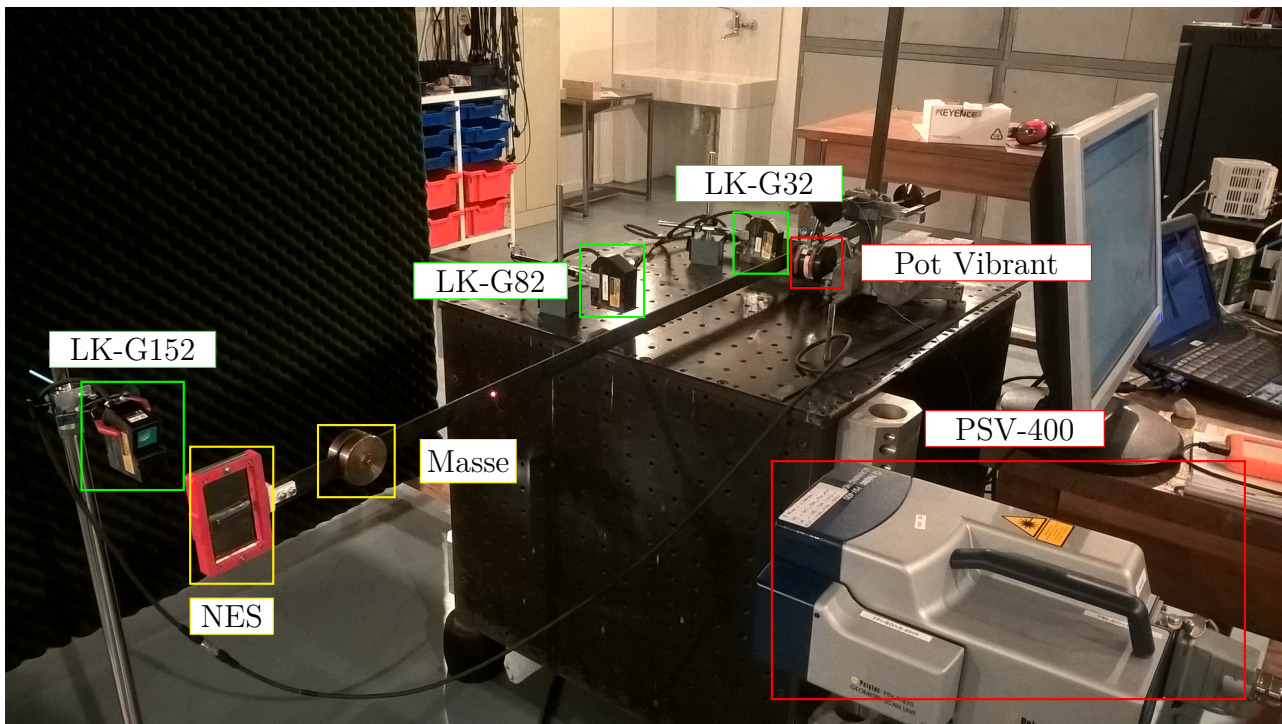


Fig. 3.1 – Expérience réalisée en présence de la masse en tête et NES fixés sur la poutre.

### 3.1 Instrumentation

Pour la mise en place de l'expérience on a utilisé : un pot vibrant Brüel & Kjær type 4810 pour l'excitation, un amplificateur pour le forçage Brüel & Kjær type 2706, jusqu'à trois capteurs de déplacement laser Keyence LK-G32 LK-G82 LKG-152, un vibromètre laser Polytec PSV-400 piloté par le contrôleur OFV-400 et un système de management des données, un système d'acquisition et traitement NetdB NDB1002000A, un ordinateur pour le stockage des résultats.

### 3.2 Les expériences

Les mesures expérimentales ont été réalisées en laboratoire avec deux manip différentes, Fig. 3.1 et Fig. 3.4. Cette partie expérimentale est fondamentale parce que elle permet d'avoir deux grandeurs qui sont nécessaires à la complète description du système :

- L'amortissement structural pour le premier mode propre du système ;
- La première fréquence propre du NES et son amortissement.

Pour la série de mesures on a utilisés trois types de forçage :

- Bruit blanc, dans la bande  $[0 - 15Hz]$  pour déterminer la fonction de réponse en fréquence du système dans la zone d'intérêt. Cette fonction est calculable si le NES ne se déclenche pas, c'est-à-dire on se retrouve dans la zone de comportement linéaire du NES ;
- Sinus pur, ayant une fréquence égale à celle du premier mode propre de la tour. Ces essais sont nécessaire à la phase suivante de comparaison entre manip et modèle numérique ;

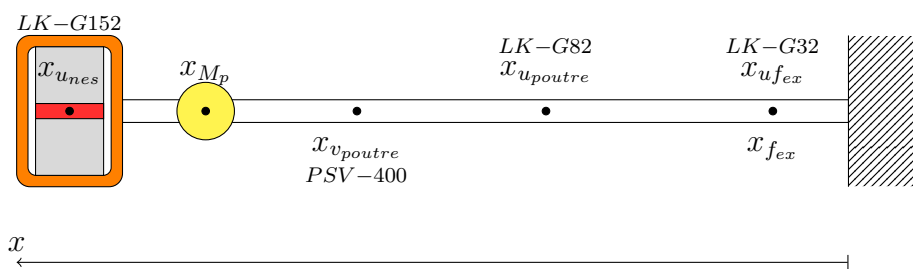


Fig. 3.2 – Schéma simplifié de l'expérience finale, avec la masse en tête

- Sinus glissant, pour exclure d'éventuels décalages en fréquence gênants dans les mesures sinus pur.

La maquette en Fig. 3.1 peut être décrite avec le schéma simplifié, illustré en Fig. 3.2. Pour la mise en place des mesures on a pris  $x_{u_{nes}} = 135.2cm$ ,  $x_{v_{poutre}} = 94.5cm$ ,  $x_{u_{poutre}} = 51.2cm$ ,  $x_{fex} = 7.8cm$  et  $x_{u_{fex}} = 7.8cm$ .

### 3.2.1 Mesures en bruit blanc

Avec cette maquette on a réalisé une mesure en bruit blanc pour déterminer la fonction de réponse en fréquence de la manip, voir Fig. 3.3. De cette mesure on voit apparaître la première fréquence propre du système, la deuxième fréquence propre du système et la deuxième fréquence propre du NES. De cette expérience on n'a retenu que la première fréquence propre de la poutre  $f_1 = 1.1353Hz$ , vu que numériquement on a modélisé la poutre avec un seul degré de liberté. L'amortissement du système  $\hat{f}_1 = 0.00913Hz$  a été calculé en post-traitement grâce à un code numérique écrit en *Mathematica* disponible aux LMA [5].

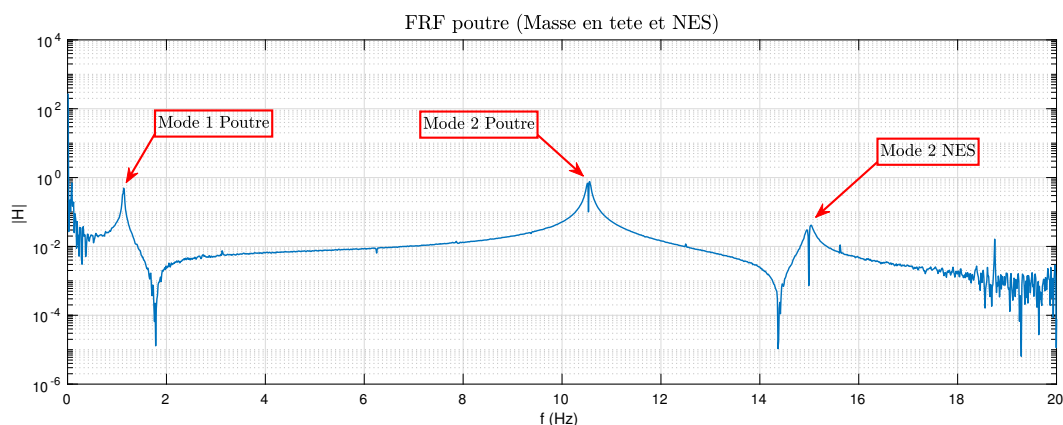


Fig. 3.3 – Fonction de réponse en fréquence de la poutre en bruit blanc à 0.1V d'excitation

Toutefois durant cette mesure on n'a pu pas retrouver le premier mode propre du NES. Celui-ci a été recherché dans la manip en Fig. 3.4, représentée schématiquement en Fig. 3.5. L'expérience en Fig. 3.5 fait partie de la série d'essais immédiatement précédents à Fig. 3.2. Cette série a été réalisée pour montrer qu'on pouvait réaliser du pompage énergétique sur la

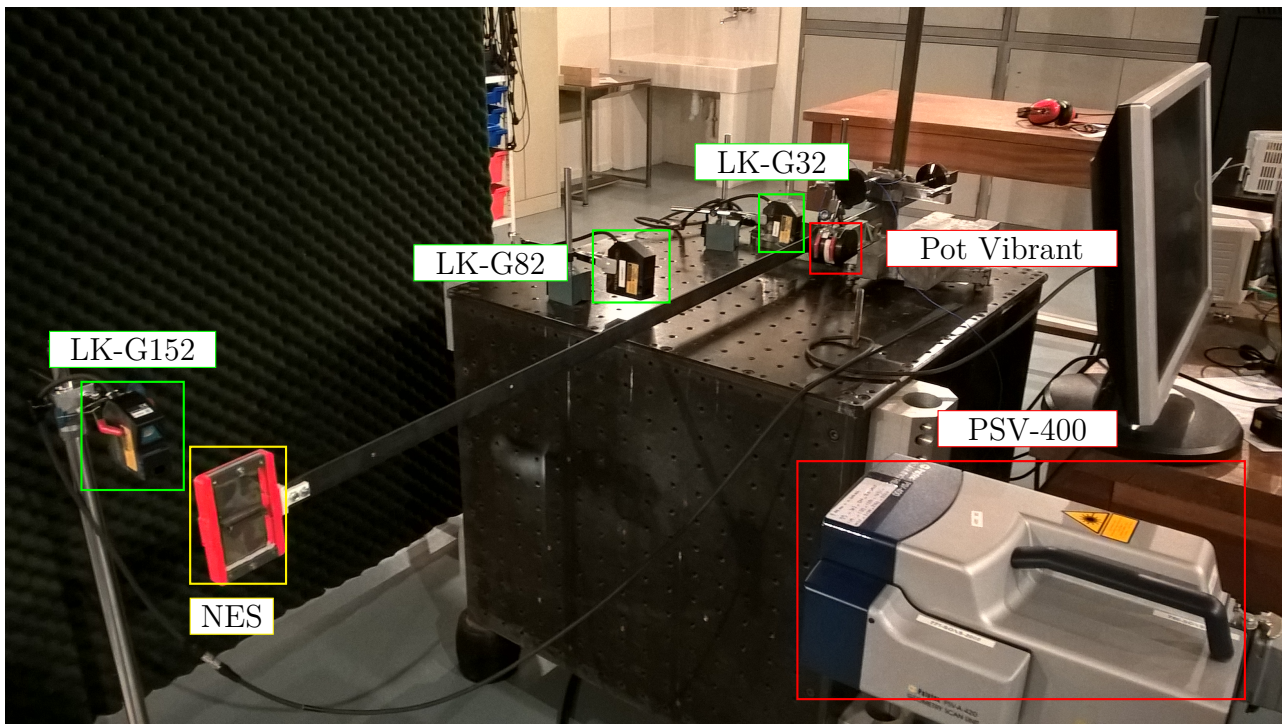


Fig. 3.4 – Maquette de l'éolienne en échelle réduite sans masse en tête

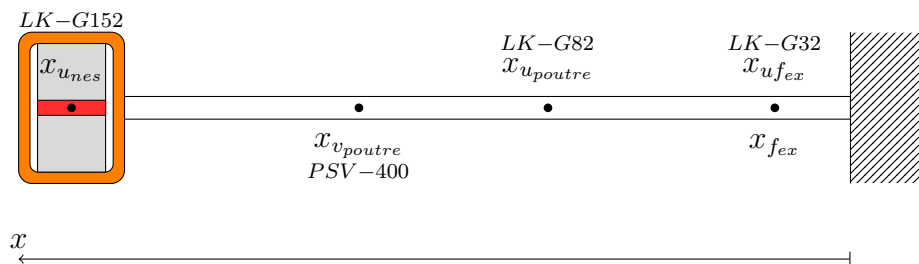


Fig. 3.5 – Schéma de la maquette de l'éolienne en échelle réduite sans masse en tête

maquette. La seule différence qu'on a entre les deux est la présence de la masse en tête sur la poutre. Cela ne va pas influencer les caractéristiques de fonctionnement du NES.

Maintenant on regarde, comme on fait pour le premier mode propre de la tour, la fonction de réponse en fréquence de la poutre Fig. 3.6 on retrouve finalement le pic relatif au premier mode propre du NES. Pour le calcul de son amortissement et de sa fréquence propre on prend comme référence la fonction de réponse en fréquence du NES, mesurée par le capteur dédié (voir Fig. 3.7). On obtient  $\check{f}_{N1} = 4.25Hz$  et  $\hat{f}_{N1} = 0.085Hz$ . Pour l'amortissement on a utilisé le même code numérique que pour la poutre.

### 3.2.2 Série de mesures pour la caractérisation expérimentale - Sinus pur

La partie suivante des essais sur la maquette a consisté en des enregistrements ponctuels de la réponse du système lorsqu'il est soumis à un forçage sinusoïdale pur. Ceci ne permet

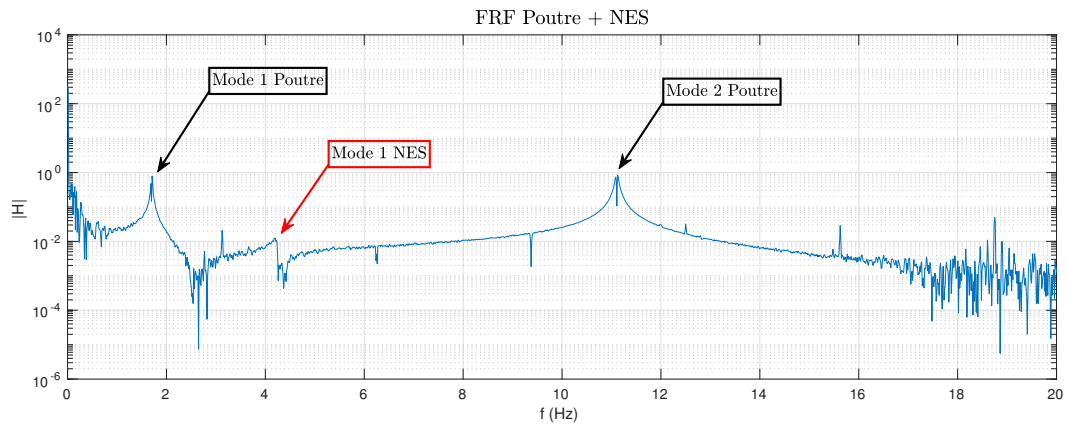


Fig. 3.6 – Fonction de réponse en fréquence de la poutre en bruit blanc à 0.025V d'excitation

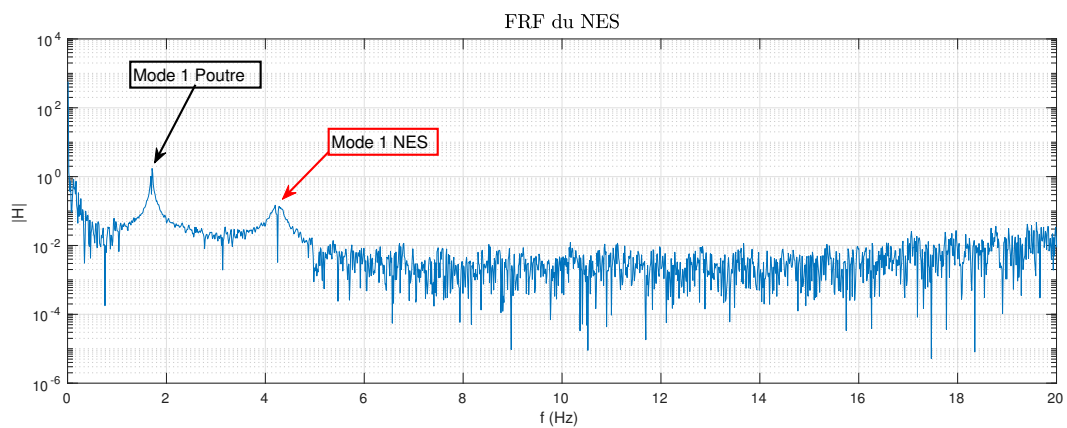


Fig. 3.7 – Fonction de réponse en fréquence du NES en bruit blanc à 0.025V d'excitation

pas la construction de la surface présentée dans Fig. 2.11a, c'est-à-dire la réponse du système couplé pour différents valeurs d'amplitude et force de la source excitatrice. La réalisation d'une cartographie similaire aurait comporté une durée d'expérience très longue. Si on considère que pour chaque enregistrement on a conduit 23 minutes d'acquisition, qu'on a arrêté manuellement la poutre pour la suite des essais et qu'il faut prévoir un maillage suffisamment fin en fréquence et amplitude pour avoir des résultats de qualité, l'expérience aurait dû être menée sur plusieurs jours. Face à ces temps impraticables soit pour la limite temporelle du système d'enregistrement soit pour la quantité de données à stocker en vue d'une automatisation des acquisitions, on a fait le choix « technique » de réaliser des mesures ponctuelles (une seule fréquence et plusieurs amplitudes) pour réduire la durée des mesures. On a pris pour le forçage la seule fréquence de résonance  $f_1$  du système et on a vu ce qui se passait aux différents niveaux d'excitation, jusqu'à atteindre l'état de pompage énergétique.

Ces mesures sont réalisées dans le but de recalibrer le code de calcul et la manip, étape qu'on peut réaliser en confrontant la réponse obtenue numériquement avec celle expérimentale. Lorsqu'on observe que le NES se déclenche, cette amplitude d'oscillation de la poutre permet d'établir un lien entre les amplitudes du pot vibrant réalisées en [V] et les valeurs numériques en [N], voir le chapitre 4. Donc on n'a plus comme résultat une surface pour la réponse, mais un simple ligne représentative de la réponse en correspondance du premier mode de résonance.

Avant de poursuivre l'analyse des résultats obtenus, on veut souligner que les résultats expérimentaux ont montrés des très forts niveaux d'atténuation pour le deuxième mode propre du système, autour de  $20dB$  pour la même plage d'excitation de l'essai Fig. 3.1. Toutefois ces excellents résultats n'ont pas été pris en compte puisque le modèle numérique qu'on utilise pour la poutre est qu'un seul degré de liberté, décrivant le premier mode propre.

## Conclusion

Les résultats obtenus par la manip nous montrent que le modèle numérique qu'on utilise est capable de représenter avec une bonne approximation le pompage énergétique, même si ce phénomène est régulé par une dynamique fortement non linéaire. Même si dans l'expérience on n'a pas réussi à contrôler parfaitement l'atténuation du premier mode, ceci n'impacte pas la validité du travail, vu que la vraie optimisation sera réalisée sur le modèle numérique en échelle 1 : 1.



## 4 Les résultats

### 4.1 Résultats expérimentaux et recalage du modèle

Pour la complète validation du code de calcul en échelle réduite, on effectue le recalage de la manip sur le code numérique. Si on est capable de retrouver les mêmes résultats expérimentaux sur le code de calcul, on pourra passer à l'étape finale d'optimisation numérique pour l'échelle 1 : 1.

La partie de recalage a pour but d'établir un lien entre ce qu'on obtient numériquement et ce qu'on obtient expérimentalement. On cherche surtout une correspondance entre le forçage obtenu dans le code calcul, qui est exprimé en  $[N]$ , et le forçage de l'expérience, qui est exprimé en  $[V]$  pour les mesures ponctuelles qu'on a réalisées en sinus pur. Pour retrouver cela on effectue une simulation sous *Mathematica* avec les mêmes paramètres qu'on a utilisé dans l'expérience (propriétés de la poutre, du NES, position du forçage, etc..). Vu qu'on a tracé pour l'expérience la réponse de la poutre à la fréquence de résonance du système pour différentes valeurs d'excitation, on trace la même courbe numérique pour une certaine plage d'excitation où on peut retrouver également le point de déclenchement du NES.

Ce point est fondamental, parce qu'il le seul élément capable de lier les deux expériences. La caractéristique principale de ce point est que, indépendamment de la typologie d'expérience réalisée, lorsque la poutre atteint une certaine vitesse ou amplitude de déplacement on a le déclenchement du NES. Nécessairement on aura la même valeur de forçage, quelle que soit l'unité de mesure utilisée. Cela se traduit dans la relation linéaire de proportionnalité par rapport à la vitesse (ou également pour l'amplitude de déplacement) de la poutre :

$$v_{poutre} = \alpha F = \beta V \quad (4.1)$$

où  $\alpha$  et  $\beta$  sont des coefficients de proportionnalité,  $F$  effort en  $[N]$  et  $V$  effort en  $[V]$ . Cela veut dire que dans le point de début du pompage, on a un lien de type proportionnel entre  $F$  et  $V$

$$F = \frac{\beta}{\alpha} V = \gamma V \quad (4.2)$$

Une fois qu'on a calculé ce facteur d'échelle  $\gamma$ , on a réussi à réaliser le recalage entre les modèles. Dans notre cas on a que  $\gamma = 3N/V$ . La Fig. 4.1 nous montre les résultats de cette phase, où on retrouve l'allure exacte entre les deux expériences.

On souligne que le signal temporel mesuré pendant la manip est quasi-periodique, vu que dans la figure on obtient presque le même résultat à la fois pour le cas où on calcule la valeur efficace de l'amplitude maximale du signal (c'est-à-dire on a supposé le signal periodique), et pour la valeur quadratique moyenne calculée du signal temporel.

Sachant que la réponse du pot vibrant est linéaire, il faut vérifier que le coefficient  $\gamma$  dans l'équation 4.2 est toujours valable pour le même NES dans au moins une configuration différente de système. On reprend alors les mesures en sinus pur faite pour la manip en Fig. 3.4, celle

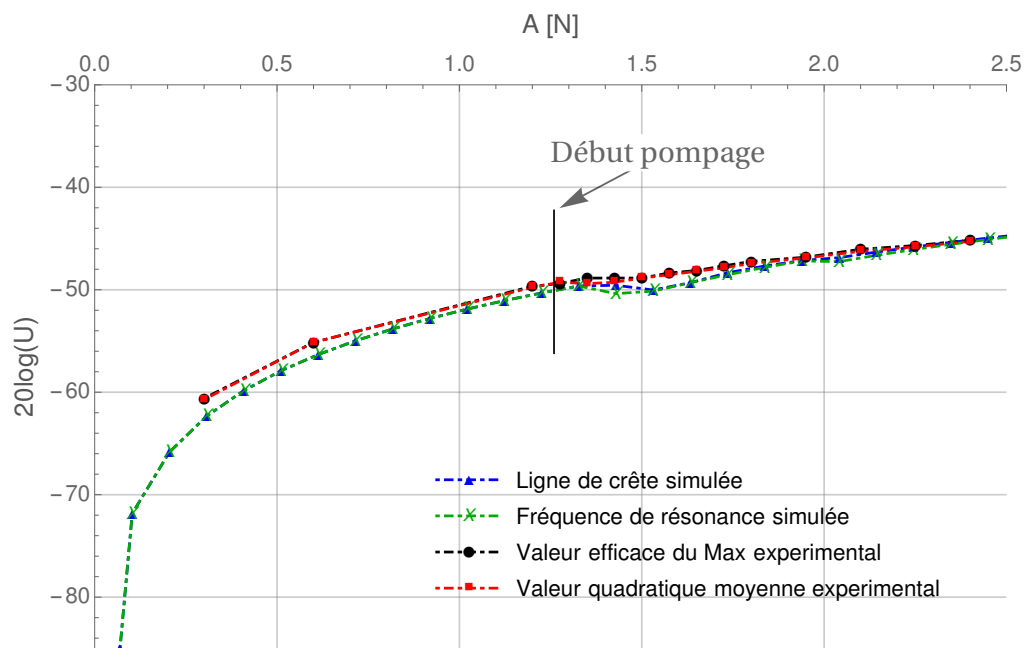


Fig. 4.1 – Déplacement de la poutre en fonction du forçage utilisé, résultat de la phase de recalage du modèle dans le cas de masse en tête à la poutre. Pour cette configuration  $\check{f}_1 = 1.1353$  et  $\check{f}_1 = 0.00913Hz$ . En bleu ligne de crête simulée, en vert la réponse simulée pour la fréquence de résonance, en noir la valeur efficace de l'amplitude maximale des mesures expérimentales (à la fréquence de résonance), en rouge la moyenne quadratique d'ensemble du signal temporel (toujours à la fréquence de résonance).

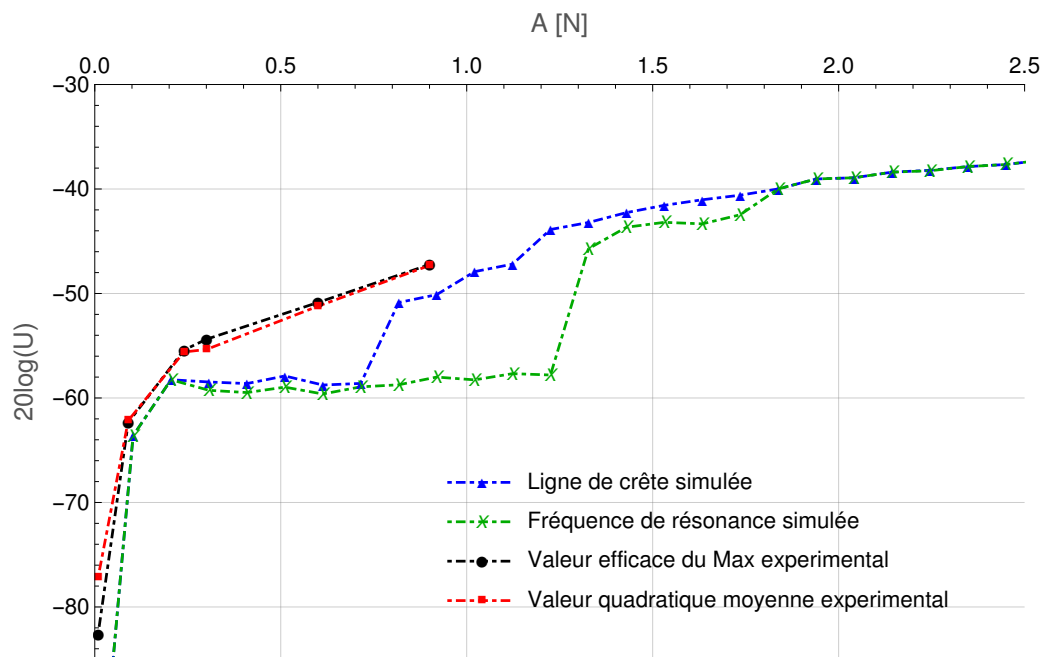


Fig. 4.2 – Déplacement de la poutre en fonction du forçage utilisé pour tester la validité de la relation de proportionnalité, cas sans masse en tête. Pour cette configuration  $f_1 = 1.709$  et  $f_1 = 0.00681Hz$ , valeur mesuré. Les courbes ont la même signification que celles en Fig. 4.1.

sans masse en tête, et on regarde de nouveau si avec les mêmes paramètres de système cet essai donne une coïncidence entre manip et simulation.

La Fig. 4.2 montre le résultats de cette vérification. On relève qu'il n'y a pas une exacte correspondance entre le résultat numérique et le résultat expérimental, toutefois on retrouve pour le moins une allure de déplacement qui est caractéristique soit de la quasi absence de pompage énergétique soit de sa très faible efficacité. Cela veut dire qu'on a dépassé les limites du modèle numérique. En revanche, l'allure confirme le bon choix du facteur d'échelle  $\gamma$ . Ceci nous assure de l'exactitude du recalage réalisé.

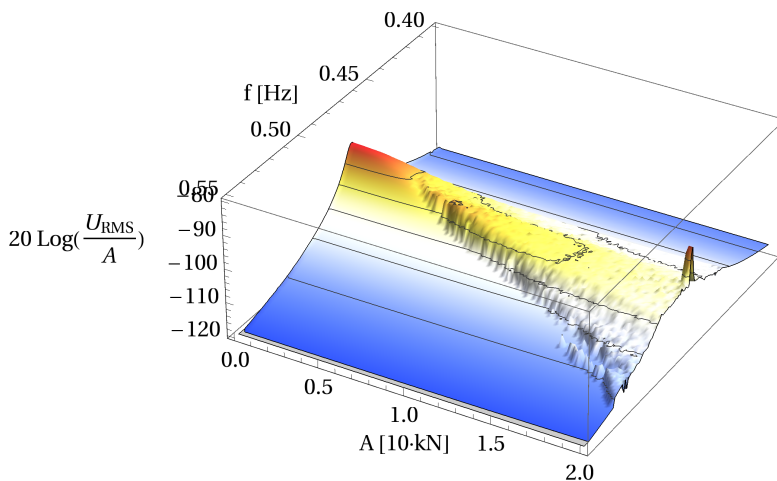
## 4.2 Propositions d'optimisation et résultats en échelle 1 :1

Dans la sous-section 2.3.4 on a proposé un première modèle de NES, dont les caractéristiques nous ont permis de réaliser le pompage énergétique. Comme on a vu précédemment, cette étude préliminaire s'est occupée de donner des résultats pour les ordres de grandeur en jeu. Actuellement dans cette partie on cherche, en revanche, à dimensionner le NES pour les efforts exacts présents sur la tour. Parmi les différentes solutions optimales, on en reporte ici qu'une seule. C'est celle pour laquelle on est capable d'à la fois couvrir toute la plage d'excitation, et d'atteindre un niveau d'excitation satisfaisant.

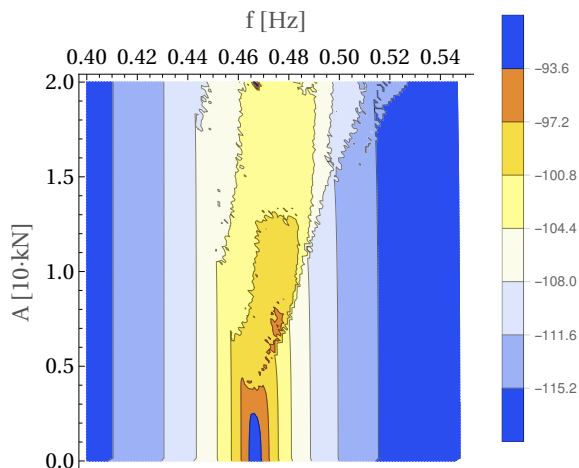
### 4.2.1 Centrage du NES sur la condition nominale de fonctionnement

L'étude d'optimisation qu'on a mené a conduit au résultat en Fig. 4.3 et Fig. 4.4 où on retrouve que le NES peut atténuer jusqu'à  $11dB$  dans la plage d'excitation de l'éolienne. Celle-ci

correspond à la situation la plus performante qu'on a trouvé pour le système. Si d'un côté elle peut être prise comme valeur de référence pour l'objectif d'atténuation dans la phase de conception, de l'autre côté elle ne représente probablement pas la meilleure configuration possible pour l'atténuation. En effet, notre but est de montrer qu'on est capable d'obtenir des niveaux d'atténuation très satisfaisants, et on repousse cette étude d'optimisation finale à une future de conception. Pour des raisons liées à la finalité de cette étude, d'autres solutions à partir de 5 tonnes de masse en tête ont été trouvées. Toutefois ces solutions n'ont pas permis d'atteindre des niveaux d'atténuation satisfaisants par rapport à la solution optimale de 20 tonnes ici reportée.



(a) FRF de la poutre



(b) Vu du dessus de la FRF

Fig. 4.3 – Réponse du système en configuration optimisée, mesurée en tête de mât. Résultats obtenus pour la configuration  $l = 7m$ ,  $b_{nes} = 0.07m$ ,  $\rho = 7800kg/m^3$ ,  $h = 45cm$ ,  $s = 45mm$ ,  $E = 200MPa$ ,  $M_{pon} = 20000kg$ ,  $M_{sup} = 14000g$ ,  $\check{f}_{N1} = 0.64Hz$  et  $\hat{f}_{N1} = 0.064Hz$

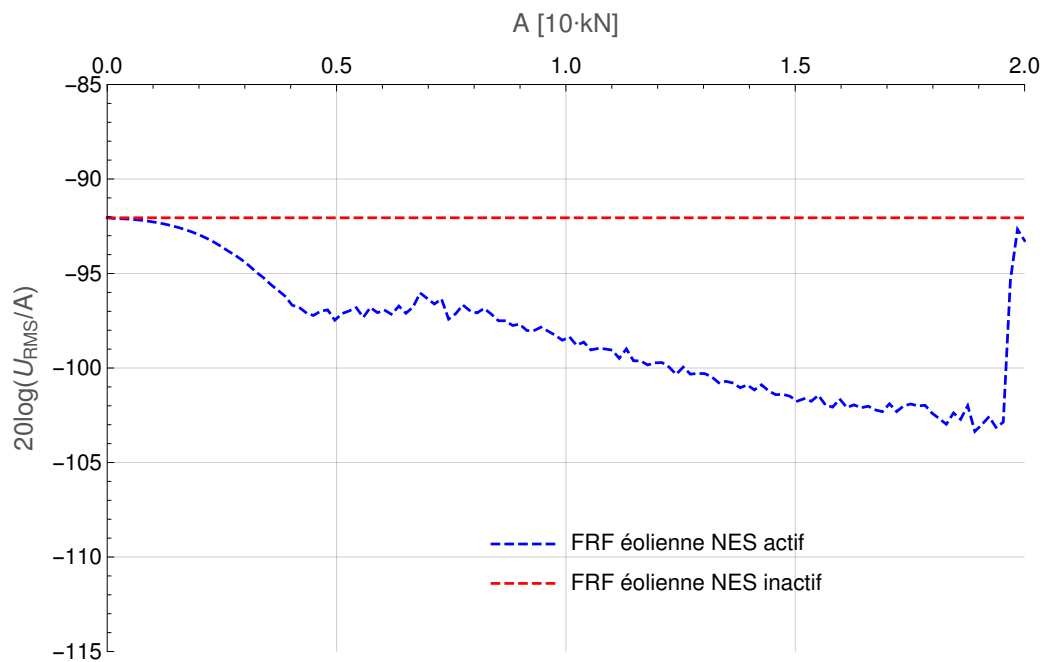


Fig. 4.4 – Ligne de crête du système optimisé

#### 4.2.2 Étude paramétrique - Analyse de sensibilité

En vue d'une possibilité d'installation sur des éoliennes de même taille mais ayant des caractéristiques structurales différentes, on réalise une analyse de sensibilité pour le NES conçu et illustré dans le paragraphe précédent. Celle-ci a pour but de relever le niveau d'efficacité de ce NES par rapport à des changements soit de conception, si on étudie des structures plus raides, soit de choix des matériaux et assemblage, si on fixe des valeurs d'amortissement différents. Les résultats obtenus représentent qualitativement l'adaptabilité du NES qu'on vient de concevoir.

##### Raideur du mât

Le premier paramètre qu'on analyse est la première fréquence propre de la tour, dont on veut voir l'influence sur le comportement du NES. Cette étude est menée en gardant la masse du système, donc toutes les grandeurs géométriques, et en ne faisant varier que sa raideur. Les résultats sont reportés en Fig. 4.5 pour une réduction et une augmentation du 10% de la raideur de la poutre, qui correspondent respectivement aux nouvelles premières fréquences propres  $0.45Hz$  et  $0.50Hz$ .

On retrouve un changement dans la réponse du système, et surtout de l'efficacité du NES. Pour des faibles niveaux d'excitation la réponse de la structure plus raide résulte moins atténuée. En revanche on observe que pour des forts niveaux d'excitation les trois courbes ont la même allure dans une large plage de fonctionnement. Cela signifie que l'absorbeur conçu agit comme un limiteur de niveau vibratoire indépendamment des faibles changements structuraux de l'éolienne, c'est-à-dire qu'on a atteint l'objectif qu'on s'était posé au début de ce travail. On observe également que l'atténuation maximale de 11dB trouvée dans les trois cas se déplace vers des niveaux d'excitation plus élevés.

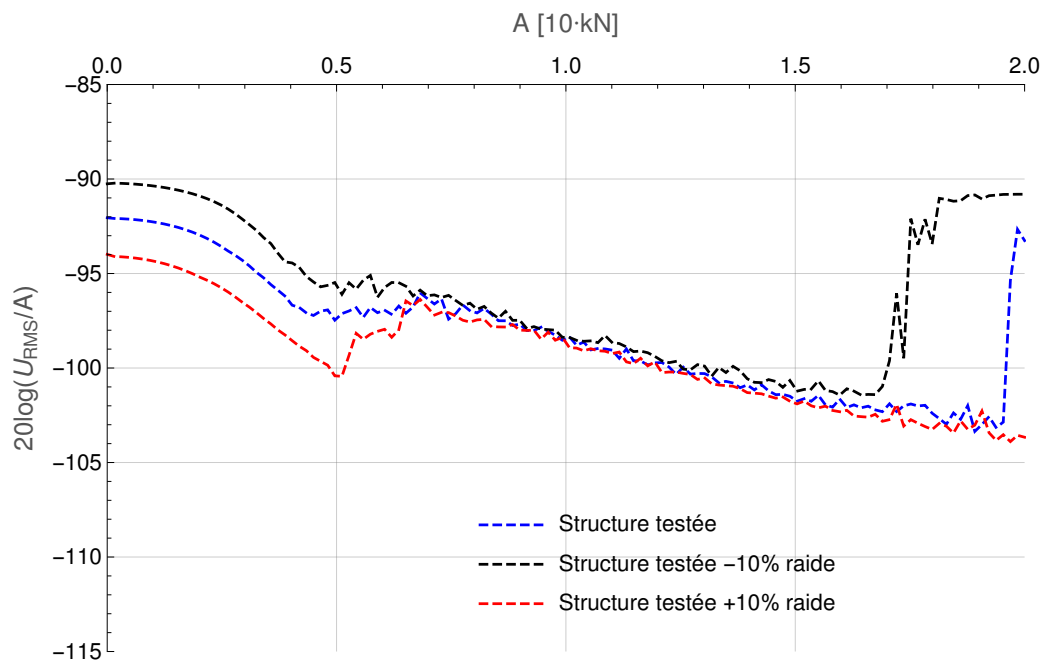


Fig. 4.5 – Analyse de sensibilité à la raideur du mât

Donc, le système conçu reste valable autour de la fréquence à contrôler pour des hauts niveaux d'excitation bien que son efficacité soit réduite. Si on est capable pendant l'étude de conception de réaliser un NES qui limite le niveau vibratoire dans un plage de fonctionnement suffisamment large, on a réalisé un dispositif très efficace pour une entière famille d'éoliennes. Afin d'améliorer l'atténuation de la réponse, on peut penser concevoir et optimiser un NES qui ait une fréquence propre plus basse, de manière à mieux contrôler la plage possible fréquences propres de la famille d'éoliennes pour lesquelles ils fonctionne.

### Amortissement du mât

Les résultats reportés jusqu'ici sont obtenus pour un amortissement structural  $\xi = \hat{f}_1 / \check{f}_1 = 0.5\%$ , valeur utilisée pour une conception très conservatrice du mât. Maintenant, on veut voir comment l'efficacité du NES change si on prend des valeurs de l'amortissement plus élevées, mais trouvées plus fréquemment dans les applications réelles. Les résultats sont reportés en Fig. 4.6.

On relève que l'augmentation de l'amortissement de la structure génère une forte réduction de l'efficacité du NES, sachant que sa masse et par conséquent sa capacité de dissiper énergie sont très faibles par rapport à la masse totale de l'éolienne. On retrouve également que le NES se déclenche pour des plus forts niveaux d'excitation, vue la dissipation déjà apportée par le système. Même si son efficacité se réduit, elle reste toujours significative pour des structures mécanique comme celles réelles où, fréquemment, on a un amortissement autour de  $\zeta = 1\%$

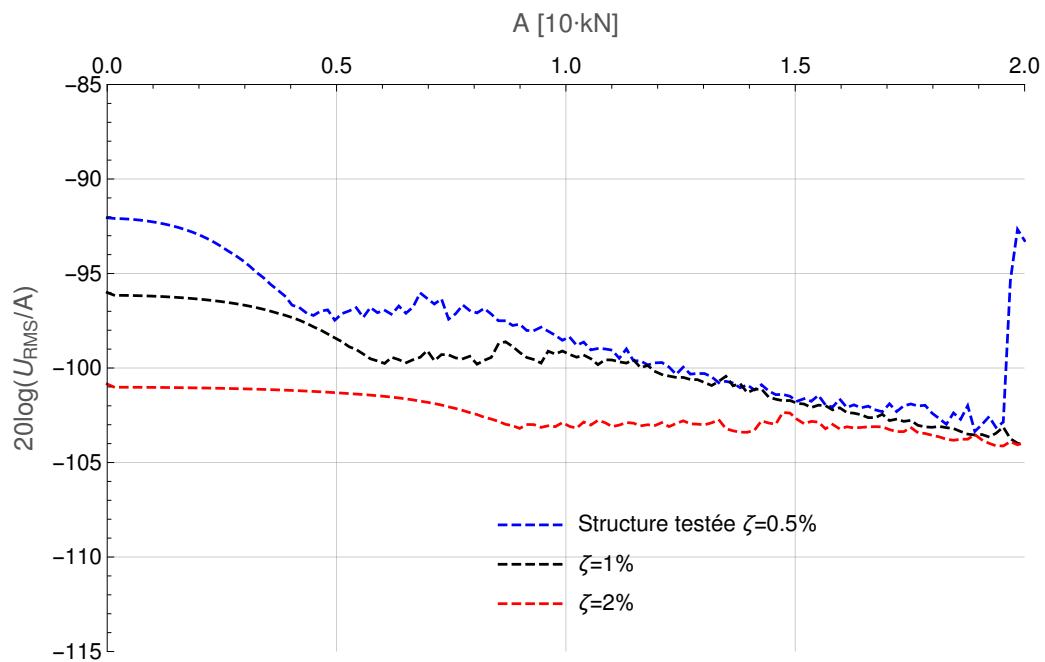


Fig. 4.6 – Analyse de sensibilité à l'amortissement du mât

## Conclusion

La comparaison entre les résultats de l'expérience et ceux numériques nous montrent que le code de calcul qu'on utilisé décrit correctement le phénomène du pompage énergétique. En revanche elle montre également les limites de notre modèle très simplifié à un degré de liberté.

L'optimisation du modèle en échelle réelle nous a donné des résultats encourageants pour des futures applications. On relève toutefois qu'un légère changement de des caractéristiques structurales du système n'influence pas significativement le comportement et l'efficacité de l'absorbeur. On remarque qu'un absorbeur comme celui-ci, de taille et masse si réduits, à une action efficace pour des éoliennes très peu amorties.

## **Conclusion**

Le travail présenté dans ce mémoire de fin d'étude a eu pour objectif de montrer que le phénomène du pompage énergétique peut être utilisé dans le cadre des éoliennes pour atténuer les vibrations du mât. Si d'un côté les résultats obtenus montrent que cette technique est capable d'atteindre l'objectif initial de faisabilité, à la fois pour la plage d'amplitude couverte et pour le niveau d'atténuation, d'un autre côté ils montrent l'influence marquée des caractéristiques structurelles du mât sur les performances de l'absorbeur.

La limite la plus importante à laquelle on a dû faire face est l'absence d'un critère de type quantitatif pour le dimensionnement du NES. Cette difficulté a été contournée grâce aux réduits temps de calcul associés au modèle à un degré de liberté pour la dynamique du NES, condition qui nous a permis de réaliser une étude paramétrique à large bande pendant de temps raisonnables.

Cette étude préliminaire donnant des indications sur les paramètres de l'absorbeur, on renvoie à la prochaine étape de conception l'utilisation d'un modèle à plus de degrés de liberté, capable de décrire une plage de valeurs plus large et par conséquent perfectionner les résultats obtenus. Un autre aspect qui n'a pas été analysé concerne l'efficacité de ce même NES sur les autres fréquences propres de la structure, modes propres proches de la première fréquence du mât, comme celui des aubes, et théoriquement également contrôlables par notre absorbeur.



## Bibliographie

- [1] R. Bellet : *Vers une nouvelle technique de contrôle passif du bruit : absorbeur dynamique non linéaire et pompage énergétique*, Thèse de doctorat, Université de Provence (Aix-Marseille I), 2010.
- [2] E. Hau : *Wind Turbines – Fundamentals, Technologies, Application, Economics – 2nd edition*, Springer, 2006.
- [3] J.M.J. Journée and W.W. Massie : *OFFSHORE HYDROMECHANICS*, First Edition, Delft University of Technology, January 2001.
- [4] M. Kühn : *Soft or stiff, a fundamental question for designers of offshore wind energy converters*, Proc. European Wind Energy Conference EWEC '97, Dublin, Ireland, 6th – 9th October 1997.
- [5] P.-O. Mattei, R. Pongot, M. Pachebat, R. Côte : *Non-linear targeted energy transfer of two coupled cantilever beams coupled to a bistable light attachment*, Journal of Sound and Vibration 2016, vol. 337, pp. 29-51.
- [6] R. Bellet, B. Cochelin, P. Herzog, P.-O. Mattei, Z. Dimitrijevic : *Procédé et dispositif d'atténuation des bruits de bouche d'un moteur thermique*, pp. 9, EP2172640B1.
- [7] R. Bellet, B. Cochelin, R. Côte, P.-O. Mattei : *Enhancing the dynamic range of Targeted Energy Transfer in acoustics using several nonlinear membrane absorbers*, Journal of Sound and Vibration 2012, vol. 331, pp. 5657-5668.
- [8] J.P. Den Hartog : *Mechanical Vibration*, McGraw-Hill, New York, 1947.

# POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale  
in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

Dimensionamento di un assorbitore passivo di tipo NES  
per la riduzione delle vibrazioni di una pala eolica



Relatori

Stefano MARCHESIELLO

Luigi GARIBALDI

Candidato

Antonio CILLIS

Matricola 223893

A.A. 2018 - 2019



---

# Sommario

Ridurre le vibrazioni nell'albero delle turbine eoliche è un obiettivo fondamentale per mantenere il loro funzionamento ottimale nel tempo. In questo lavoro di ricerca e sviluppo è stato mostrato per la prima volta che un assorbitore passivo di tipo non lineare può essere utilizzato in un'applicazione meccanica su larga scala, in vista di una prima applicazione reale. Questo assorbitore si caratterizza per l'utilizzo del fenomeno chiamato pompaggio energetico.

Il problema è affrontato in scala 1 : 1 con un modello numerico molto semplificato, un grado di libertà per l'assorbitore e uno per la turbina eolica, usato per mostrare la fattibilità e l'efficacia dell'assorbitore su una turbina esistente. In seguito lo stesso codice è stato validato in scala ridotta confrontando i risultati numerici con quelli ottenuti attraverso un modello sperimentale. Infine, lo studio si conclude con la proposta di un assorbitore per la turbina eolica reale destinato a coprire il suo campo di eccitazione; di conseguenza, si è effettuato uno studio di sensibilità alle variazioni delle caratteristiche strutturali dell'albero.

La soluzione scelta e riportata in questo documento non è la migliore che si possa ottenere. Il suo scopo è quello di mostrare una significativa attenuazione delle vibrazioni con questo dispositivo e di guidare le eventuali future realizzazioni. I risultati ottenuti mostrano che il sistema diventa un po' meno efficiente quando si verificano cambiamenti strutturali nella torre, come un leggero cambiamento nella frequenza da controllare nella torre o la presenza di strutture altamente smorzate. Questo risultato è importante e dovrebbe essere preso in considerazione nel caso di una futura progettazione di turbine eoliche delle stesse dimensioni o della stessa famiglia.

**Parole chiave libere:** turbina eolica; vibrazioni; NES; assorbitore non lineare passivo; pompaggio energetico.



---

# Abstract

Reducing vibrations in the mast of wind turbines is a fundamental objective to keep them functioning at their best over time. In this research and development work it has been shown for the first time that a non-linear energy sink can be used in such a large scale mechanical application, in order to make a first real application. This absorber is characterized by the use of the phenomenon called energy pumping.

The problem is tackled in a 1 : 1 scale with a very simplified numerical model, one degree of freedom for the absorber and one for the wind turbine, used to show the feasibility and efficiency of the absorber on an existing turbine. Then the same code is validated in reduced scale by comparing the numerical results with those obtained via a mock-up. Finally, the study ends with a proposal for an absorber for the actual wind turbine targeted to cover its excitation range, and consequently a sensitivity study to the variations in the structural characteristics of the mast.

The solution chosen and reported in this document is not the best obtainable solution. It aims to show what an important attenuation can be achieved with this device and to guide the possible first future réalisation.

The results obtained show that the system slightly reduces its efficiency when structural changes occur in the tower, such as a slight change in the frequency to be controlled for the tower or the presence of highly damped structures. This result is important and will have to be taken into account in the case of a future design of wind turbines of the same size or family.

**Keywords:** wind turbines; vibrations; NES; non-linear energy sink; energy pumping.



---

# Indice

<b>Introduzione</b>	<b>10</b>
<b>1 Elementi teorici</b>	<b>13</b>
1.1 Pale eoliche	13
1.1.1 Le tecnologie <i>onshore</i> e <i>offshore</i>	13
1.1.2 I carichi	13
1.1.3 Concezione albero - rigido o flessibile	18
1.1.4 L'effetto delle onde	20
1.2 Il pompaggio energetico e il NES	22
1.2.1 Il pompaggio energetico	22
1.2.2 Smorzatore a massa risonante - TMD	23
1.2.3 Il NES - <i>Nonlinear Energy Sink</i>	23
1.2.4 Applicazioni	24
<b>2 Modellizzazione</b>	<b>27</b>
2.1 Turbina esistente	27
2.2 NES utilizzato	29
2.3 Modello ridotto in scala 1:1	36
2.3.1 Modello di trave equivalente per la sola torre	36
2.3.2 Modello del NES solo	38
2.3.3 Modello trave e NES accoppiati	39
2.3.4 I risultati per l'attenuazione in scala 1:1	41
2.4 Modello di trave in scala ridotta 1:100	42
<b>3 Campagna sperimentale</b>	<b>49</b>
3.1 Strumenti	50
3.2 Le esperienze	51
3.2.1 Misure in rumore bianco	52



3.2.2	Serie di misure sperimentali - Seno puro . . . . .	54
<b>4</b>	<b>I risultati</b>	<b>57</b>
4.1	Risultati sperimentali e ricalibratura del modello . . . . .	57
4.2	Proposte d'ottimizzazione e risultati in scala 1:1 . . . . .	61
4.2.1	Centraggio del NES sulla condizione di funzionamento . . . . .	61
4.2.2	Studio parametrico - Analisi di sensibilità . . . . .	61
	<b>Conclusione</b>	<b>66</b>

---

# Indice delle figure

1.1	Tecnologie esistenti per le pale eoliche . . . . .	14
1.2	Tipologie di carichi agenti su una eolica onshore [2, p. 169] . . . . .	15
1.3	Rappresentazione degli effetti del vento su una eolica onshore, principalmente della zona d'ombra e del profilo di velocità. [2, p. 235] . . . . .	16
1.4	Diagramma di Campbell per classificare le eoliche secondo concezione. Immagine relativa al caso di eoliche a tre pale [2, p. 258] . . . . .	17
1.5	Densità spettrale di potenza per lo spostamento in testa d'albero secondo la direzione x, asse del rotore. Risultati per la torre intera, navicella più albero, realizzati con <i>FAST</i> . La curva rossa rappresenta le simulazioni realizzate utilizzando l'aerogeneratore in condizioni onshore, la blu invece utilizza l'identico aerogeneratore installato sul galleggiante, ovvero caso offshore, in condizioni di acqua/mare calmo. I picchi sono: ① primo modo proprio di torre, ② primo modo proprio di pala e ③ modo proprio della piattaforma. . . . .	19
1.6	Spettro di Johnswap [3, p. 5-46] . . . . .	20
1.7	Le onde nel modello [3, p. 6-9] . . . . .	21
1.8	Schema di un sistema accoppiato costituito da due oscillatori lineari accordati e smorzati . . . . .	22
1.9	Schema di un sistema accoppiato ad un oscillatore lineare e un oscillatore non lineare . . . . .	22
1.10	Relazione tra frequenza di risonanza di un sistema e l'ampiezza della oscillazione per una rigidità cubica (rosso) o lineare (blu). . . . .	24
2.1	Curve di riferimento per il funzionamento della turbina DTU10MW . . . . .	28
2.2	Risultati dell'analisi modale fatta con <i>Nastran</i> . . . . .	32

2.3	Densità spettrale di potenza per lo spostamento in testa d'albero. Risultati dell'analisi di sensibilità alla rigidità dell'albero, dove ① è il primo modo d'albero e ② è il primo modo di pala. In blu la torre iniziale, in rosso la stessa torre 20% più rigida, in nero 50% più rigida e in fucsia 100% più rigida . . . . .	33
2.4	Carichi agenti sull'eolica all'estremità superiore dell'albero nella configurazione scelta, secondo X, asse di rotazione del rotore. Il picco dello sforzo $F_0(v)$ si verifica in corrispondenza della velocità nominale di funzionamento $11.4m/s$ . . . . .	34
2.5	Schema semplificato del NES . . . . .	35
2.6	Modellizzazione del sistema . . . . .	37
2.7	Schema semplificato della torre con il NES . . . . .	40
2.8	Funzione di risposta in frequenza per il sistema in scala 1:1 non ottimizzato per il NES avente $l = 7m$ , $b_{nes} =$ , $\rho = 7800kg/m^3$ , $h = 45cm$ , $s = 35mm$ , $E = 200MPa$ , $M_{pon} = 12000kg$ , $M_{sup} = 14000kg$ , $\check{f}_{N1} = 0.55Hz$ e $\hat{f}_{N1} = 0.0138Hz$ . . . . .	43
2.9	Linea di cresta per il sistema in scala 1:1 non ottimizzato. In rosso la curva per il NES inattivo, in blu per il NES attivo. . . . .	44
2.10	Funzione di risposta in frequenza per il sistema in scala 1:100. Risultati ottenuti per un NES di caratteristiche $l = 10.2cm$ , $b_{nes} = 0.6mm$ , $\rho = 7800kg/m^3$ , $h = 1cm$ , $s = 0.2mm$ , $E = 200MPa$ , $M_{pon} = 12g$ , $M_{sup} = 30g$ , $\check{f}_{N1} = 0.54Hz$ e $\hat{f}_{N1} = 0.0138Hz$ . . . . .	46
2.11	Linea di cresta per il sistema in scala 1:100 non ottimizzato . . . . .	47
3.1	Esperienza realizzata in presenza di massa in punta e NES fissato sulla trave. . . . .	51
3.2	Schema semplificato dell'esperienza finale, con la massa in testa . . . . .	52
3.3	Funzione di risposta in frequenza della trave in rumore bianco a 0.1V di eccitazione. Misura realizzata con il sensore LK-G82 . . . . .	53
3.4	Modellino della eolica in scala ridotta senza massa in testa . . . . .	53
3.5	Schema del modellino dell'eolica in scala ridotta senza massa in testa . . . . .	53
3.6	Funzione di risposta in frequenza della trave in rumore bianco a 0.025 volt di eccitazione. Misura realizzata con il sensore LK-G82 . . . . .	54
3.7	Funzione di risposta in frequenza del NES in rumore bianco a 0.025V di eccitazione. Misura realizzata con il sensore LK-152 . . . . .	54

4.1	Spostamento della trave in funzione del forzamento utilizzato, risultato della fase di ricalibratura per il caso di massa in testa. In questa configurazione $\check{f}_1 = 1.1353$ e $\hat{f}_1 = 0.00913Hz$ . In blu la linea di cresta simulata, in verde la risposta simulata per la frequenza di risonanza, in nero il valore efficace dell'ampiezza massimale delle misure sperimentali (frequenza di risonanza), in rosso la media quadratica d'insieme del segnale temporale (sempre alla frequenza di risonanza). La linea grigia orizzontale indica la zona di inizio pompaggio. . . . .	59
4.2	Spostamento della trave in funzione della forza utilizzata per verificare la validità del rapporto di proporzionalità, caso senza massa in testa. Per questa configurazione $\check{f}_1 = 1.709Hz$ e $\hat{f}_1 = 0.00681Hz$ , valore misurato. Le curve hanno lo stesso significato di quelle in Fig. 4.1. . . .	60
4.3	Risposta del sistema in configurazione ottimizzata, misurata in punta d'albero. Risultati ottenuti per la configurazione $l = 7m$ , $b_{nes} = 0.07m$ , $\rho = 7800kg/m^3$ , $h = 45cm$ , $s = 45mm$ , $E = 200MPa$ , $M_{pon} = 20000kg$ , $M_{sup} = 14000g$ , $\check{f}_{N1} = 0.64Hz$ et $\hat{f}_{N1} = 0.064Hz$ . .	62
4.4	Linea di cresta del sistema ottimizzato . . . . .	63
4.5	Analisi di sensibilità per le proprietà dell'albero . . . . .	65



---

# Introduzione

La crescente domanda di energia nel mondo sta spingendo verso la ricerca di nuove fonti energetiche rinnovabili in grado di produrre energia ad un prezzo competitivo, in modo continuo, e con un contenuto impatto ambientale. In questo contesto, gli sviluppi tecnici apportati alle turbine eoliche hanno permesso a questa tecnologia di guadagnare sempre più spazio tra le altre fonti di energia.

Grazie alla presenza di venti più forti e continui rispetto alla terraferma, e ugualmente alla riduzione dell'inquinamento acustico, le turbine eoliche offshore stanno guadagnando del terreno su scala globale. Questo è il caso di *Ideol*, l'azienda che ha commissionato questo lavoro di ricerca, che sviluppa soluzioni a piattaforma galleggiante che permettono un'installazione in alto mare. Questa scelta consente attraverso degli ancoraggi di vincolare la piattaforma al fondo marino senza l'utilizzo di alcuna fondazione. Se da un lato questa scelta permette di ridurre il costo dei lavori e le limitazioni dovute alla profondità del mare, dall'altro il problema si complica a causa degli effetti delle onde sulla piattaforma e sull'intera struttura.

Il vento, l'eccentricità della massa del rotore e le onde producono sollecitazioni molto dannose per la struttura nel suo complesso. Nell'ambito di questa collaborazione tra *Ideol* e il *Laboratoire de Mécanique et d'Acoustique de Marseille (UPR CNRS 7051)*, l'obiettivo di questo lavoro di ricerca è stato quello di utilizzare il fenomeno del pompaggio energetico per dimensionare un assorbitore non lineare passivo al fine di ridurre le vibrazioni generate nell'albero delle turbine eoliche. Questo studio è costituito da tre fasi. Inizialmente, è stato mostrato che il pompaggio energetico può essere effettuato su un modello numerico semplificato dell'albero e dell'assorbitore, ovvero una verifica di fattibilità per gli ordini di grandezza in gioco. In seguito, questo codice di calcolo è stato validato confrontando i risultati numerici in scala ridotta con quelli ottenuti sperimentalmente tramite un modellino. L'ultima tappa è consistita nel dimensionamento numerico dell'assorbitore in scala 1 : 1 e nella verifica della sua fattibilità in vista di una prima e futura applicazione eolica. Vista la preliminarità dello studio, nessuna verifica di tenuta strutturale dei

componenti è stata fatta per la soluzione proposta.

Questo lavoro di tesi si è svolto lungo un periodo di circa cinque mesi, il primo dei quali è stato speso presso *Ideol*, utilizzato per comprendere le problematiche di base ed effettuare simulazioni numeriche per il calcolo degli sforzi. I restanti quattro mesi spesi presso il *Laboratoire de Mécanique et d'Acoustique de Marseille (UPR CNRS 7051)* sono stati dedicati al dimensionamento dell'assorbitore non lineare per l'aerogeneratore reale e ad un confronto risultati sperimentali/numerici su scala ridotta.

L'azienda all'origine di questo lavoro di ricerca e sviluppo è *Ideol*, una start-up francese nata nel 2010 e con sede a La Ciotat. Il suo obiettivo è introdurre elementi innovativi al fine di ridurre in modo significativo il costo delle turbine eoliche offshore.

*Ideol* sviluppa principalmente delle fondazioni galleggianti. Ha depositato il suo primo brevetto di piattaforma nel 2011/2012. Attualmente, la società è esperta nel campo delle turbine eoliche offshore a piattaforma galleggiante. Essa fa parte del consorzio *Floatgen*, il primo dimostratore off-shore francese, e i suoi progetti hanno ricevuto finanziamenti dall'Unione Europea. Ha firmato diversi accordi con partner industriali ed è uno dei primi ambasciatori globali di questa tecnologia. Nel mondo ha al suo attivo diversi progetti di costruzione, tra cui i primi dimostratori. Si può citare, ad esempio, quello attualmente in costruzione a Saint-Nazaire (dimostratore da 2 megawatt, profondo 33 metri) e un altro in Giappone (5 megawatt, profondo 50-100 metri).

---

# Capitolo 1

## Elementi teorici

### 1.1 Pale eoliche

#### 1.1.1 Le tecnologie *onshore* e *offshore*

Le turbine eoliche si classificano, secondo il luogo di installazione, in due grandi famiglie. Si parla di:

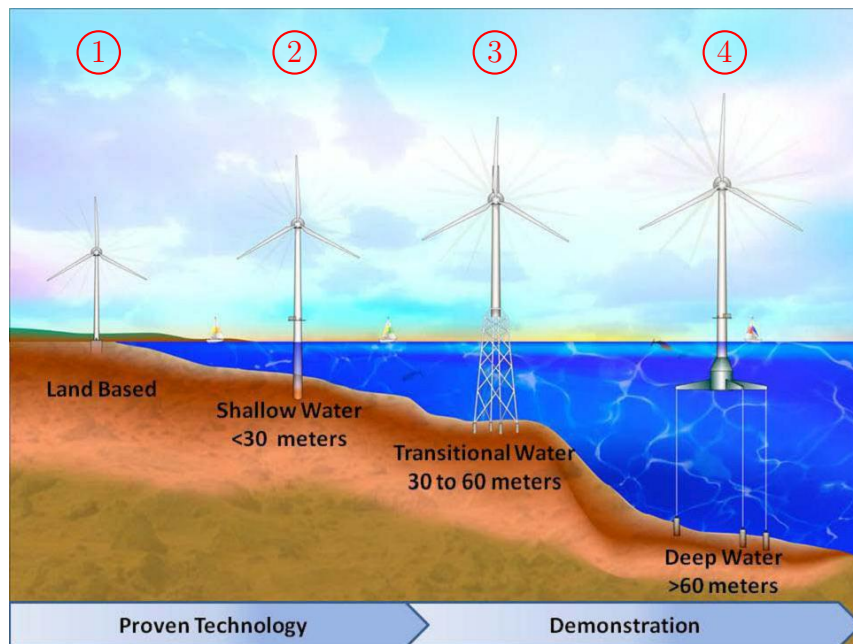
- eoliche *onshore*, se installate sulla terra ferma (es. 1 in Fig. 1.1a);
- eoliche *offshore*, se installate in mare. Queste a loro volta si dividono in:
  - fisse, se legate al fondo del mare grazie a una struttura di supporto (es. 2-3 in Fig. 1.1a);
  - galleggianti, se l'intera struttura è installata su un galleggiante legato al fondo del mare per mezzo di ancoraggi (es.4 Fig. 1.1a).

Tra queste diverse tipologie, l'impresa Ideol sviluppa la tecnologia galleggiante Fig. 1.1b, i cui principali vantaggi sono da un lato il guadagno economico ottenuto costruendo la struttura in un luogo diverso da quello di esercizio e trasportandola successivamente nel sito di installazione per mezzo di una mezzo barca, dall'altro il superamento dei limiti di profondità del fondale marino delle strutture fisse offshore.

#### 1.1.2 I carichi

Le turbine onshore e offshore flottanti sono soggette a delle forze eccitatrici specifiche Fig. 1.2, principalmente:





(a) Immagine indicativa delle differenti tecnologie eoliche presenti sul mercato. Immagine tratta da <https://www.boem.gov/Offshore-Wind-Energy/>



(b) Galleggiante sviluppato da Ideol. Immagine tratta da <http://www.ideol-offshore.com/fr/reduction-des-couts>

Fig. 1.1: Tecnologie esistenti per le pale eoliche




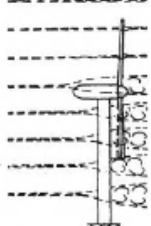
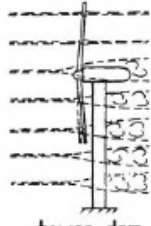
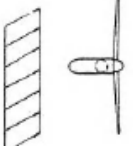


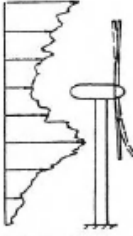
		Aerodynamic forces	Inertial and gravity forces
unsteady loads	steady loads	 <p>steady mean wind speed</p>	 <p>centrifugal forces</p>
	cyclic loads	 <p>vertical wind shear</p>  <p>tower shadow downwind rotors</p>  <p>tower dam upwind rotors</p>  <p>cross winds yaw angle</p>	 <p>gravity forces</p>  <p>gyroscopic forces</p>
	non-cyclic loads	 <p>wind turbulence</p>	

Fig. 1.2: Tipologie di carichi agenti su una eolica onshore [2, p. 169]

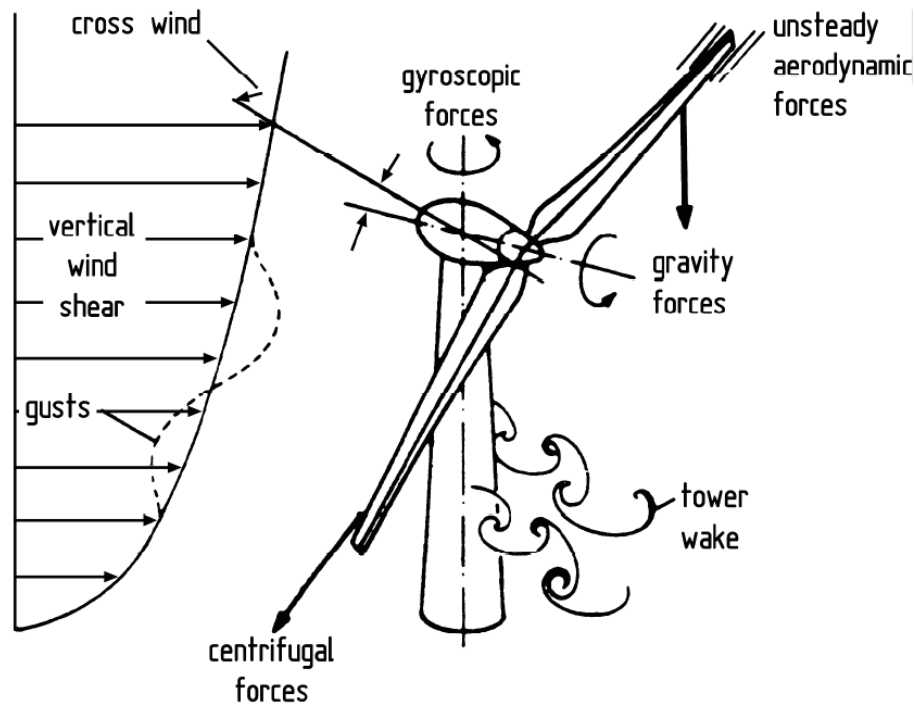


Fig. 1.3: Rappresentazione degli effetti del vento su una eolica onshore, principalmente della zona d'ombra e del profilo di velocità. [2, p. 235]

- Il disequilibrio della massa intorno al rotore (Fig. 1.2), che eccita l'eolica alla frequenza di rotazione del rotore e comunemente chiamata frequenza 1P. Questa è riducibile grazie all'equilibratura del rotore.
- I carichi di natura aerodinamica (Fig. 1.3), dovuti principalmente all'effetto della zona d'ombra causata dalla corrente d'aria che impatta l'albero e al profilo di velocità del vento che cresce lungo l'altezza concordemente alla legge di potenza descritta dal modello di Hellmann. Questi agiscono sulle pale della turbina eccitando il sistema a una frequenza uguale a  $N$  volte quella del rotore, dove  $N$  è il numero di pale della turbina. Nel nostro caso l'eolica presenta un numero pari a 3 pale, quindi  $N = 3$ . Questa frequenza è comunemente chiamata 3P.
- Le eoliche offshore flottanti sono sottoposte ad una ulteriore sollecitazione dovuta all'interazione tra la piattaforma oscillante sull'acqua e le onde. Questa interazione è caratterizzata dal periodo di oscillazione della piattaforma e delle onde.

Gli ultimi due tipi di sollecitazione non sono eliminabili, quindi sono le sorgenti da considerare nella struttura.

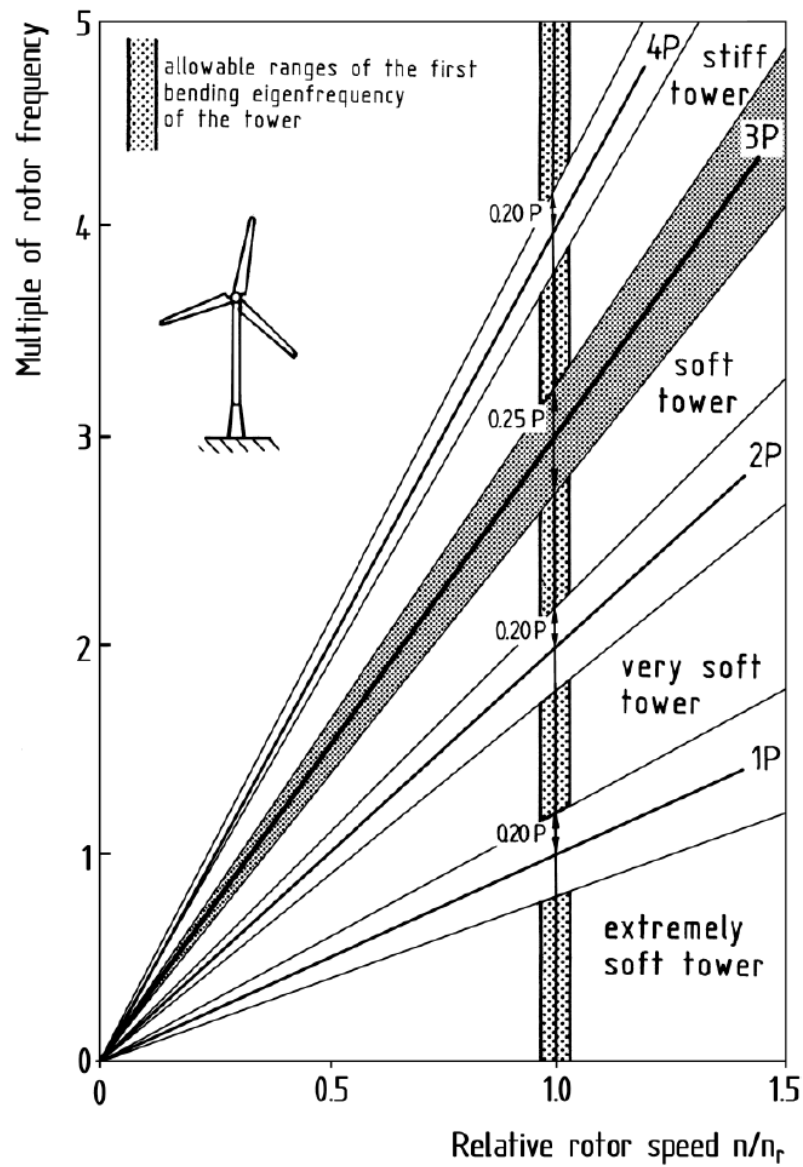


Fig. 1.4: Diagramma di Campbell per classificare le eoliche secondo concezione. Immagine relativa al caso di eoliche a tre pale [2, p. 258]

Nella fase di concezione dell'eolica bisognerà fare in modo che i modi propri dell'intera struttura siano lontani dalle frequenze proprie delle sorgenti eccitatrici, principalmente la frequenza 3P, Fig. 1.4, al fine d'evitare l'instaurarsi del fenomeno della risonanza durante le condizioni normali di funzionamento. Di conseguenza, visto che nel modello utilizzato si considerano solo i carichi di origine aerodinamica, la sollecitazione può essere espressa nella forma seguente

$$F(t, v) = F_0(v) + F_1(v) \cos[2\pi f_1 t] + \dots \quad (1.1)$$

dove  $t$  è il tempo,  $v$  la velocità del vento,  $f_1 = 3f_{rot}$  la frequenza 3P,  $F_0(v)$  carico medio e  $F_1(v)$  l'armonica fondamentale della variazione del carico intorno allo sforzo medio  $F_0(v)$ .

La Fig. 1.5 mostra il risultato di una delle simulazioni eseguite presso *Ideol*. Questa figura è composta da due densità spettrali di potenza relative allo spostamento in testa d'albero, effettuate per lo stesso aerogeneratore ma in due casi diversi: onshore e offshore. I risultati mostrano che quando la torre è posizionata con la piattaforma in mare, i modi naturali dell'intero aerogeneratore si spostano verso le alte frequenze, con riferimento alla stessa turbina eolica installata in condizioni onshore. In aggiunta, si osserva la comparsa di un nuovo modo proprio nell'intorno del decimo di Hertz, che corrisponde a quello del galleggiante.

### 1.1.3 Concezione albero - rigido o flessibile

I differenti tipi di concezione della torre, da un punto di vista strutturale e dinamico, sono classificati secondo la propria rigidità grazie al diagramma di Campbell come illustrato in Fig. 1.4. L'immagine riportata è riferita al caso di una eolica a 3 pale, come quella usata da *Ideol*.

Il diagramma di Campbell Fig. 1.4 è un elemento chiave della dinamica dei rotori. Esso è utilizzato per rappresentare le soluzioni del problema agli autovalori di un corpo rotante secondo un asse. Questo problema è risolto utilizzando una formulazione aumentata del problema, a causa della nota natura antisimmetrica della matrice giroscopica  $G = \Omega G_0$ , che dipende dalla velocità di rotazione  $\Omega$ . Se si tracciano le soluzioni del problema, che dipendono anche da  $\Omega$ , si ottiene il diagramma di Campbell. Esso rappresenta l'evoluzione delle pulsazioni del rotore in funzione della sua pulsazione di rotazione  $\Omega$ .

Nel caso delle turbine eoliche Fig. 1.4, questo diagramma si caratterizza per la presenza sull'asse X della velocità di rotazione del rotore adimensionalizzata rispetto

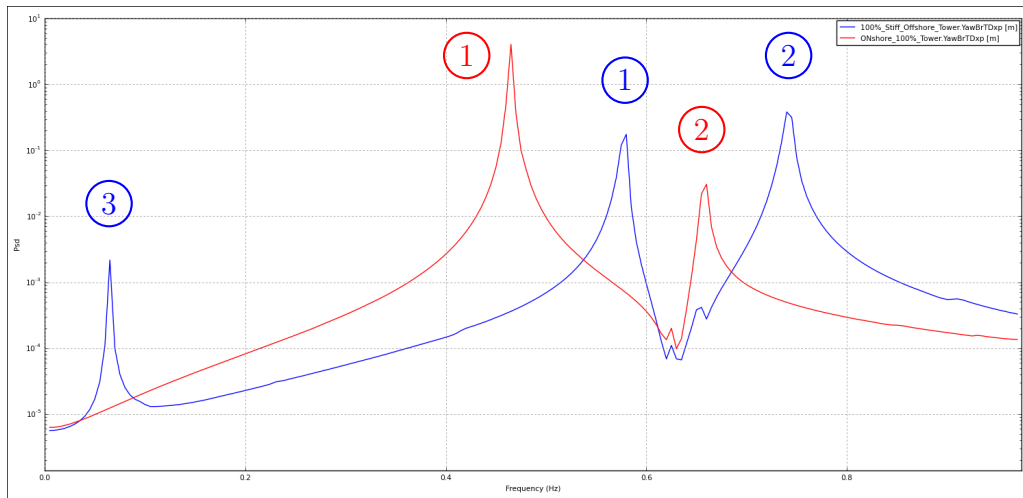


Fig. 1.5: Densità spettrale di potenza per lo spostamento in testa d'albero secondo la direzione x, asse del rotore. Risultati per la torre intera, navicella più albero, realizzati con *FAST*. La curva rossa rappresenta le simulazioni realizzate utilizzando l'aerogeneratore in condizioni onshore, la blu invece utilizza l'identico aerogeneratore installato sul galleggiante, ovvero caso offshore, in condizioni di acqua/mare calmo. I picchi sono: ① primo modo proprio di torre, ② primo modo proprio di pala e ③ modo proprio della piattaforma.

alla sua velocità nominale di funzionamento, sull'asse Y del multiplo della frequenza del rotore e delle linee rette 1P, 2P, ... multipli di  $\Omega$ . Per una turbina eolica a tre pale, la frequenza 3P è la più critica, poiché corrisponde alla frequenza delle sorgenti aerodinamiche di eccitazione. Nella fase di progetto si cerca sempre di stare lontani da questa frequenza e si prende un margine di sicurezza da questo valore. Per la frequenza 3P il margine è di  $\pm 0.25P$  in particolare per le incertezze sul terreno (turbina eolica onshore), la fondazione e l'assemblaggio di materiali. Vi è rappresentata anche una zona molto importante: quella intorno alla velocità nominale. Essa è la zona consentita per il primo modo proprio della torre. Quest'ultimo non deve mai cadere nella zona di incrocio tra quest'area e quelle intorno alle linee rette 1P e 3P.

Con riferimento a Fig. 1.4, parliamo di torri "stiff" o "soft" (rigide o flessibili) a seconda delle loro caratteristiche strutturali. Per degli aerogeneratori offshore galleggianti, la scelta più comune è quella di strutture rigide caratterizzate da frecce quasi-statiche ridotte. Attualmente, per ragioni legate principalmente alla riduzione dei costi, i design più elastici si stanno diffondendo. Tuttavia, questo non è il caso della torre utilizzata dall'azienda *Ideol*, la quale utilizza una torre rigida.

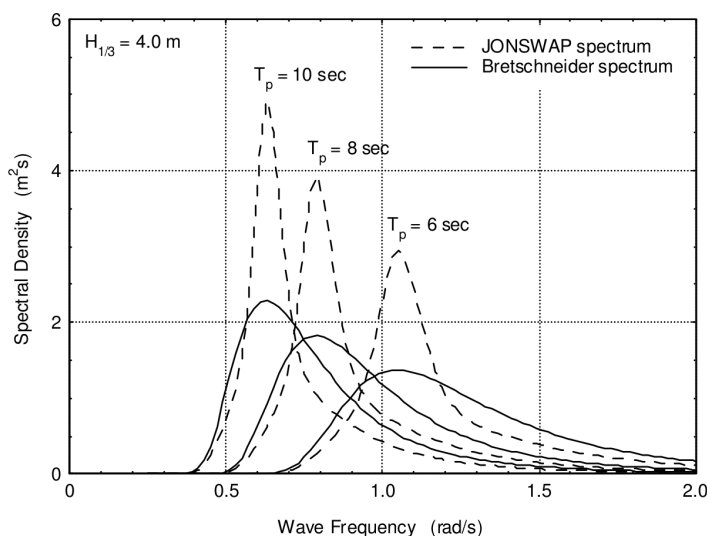


Fig. 1.6: Spettro di Johnswap [3, p. 5-46]

### 1.1.4 L'effetto delle onde

Poiché l'aerogeneratore è collocato in mare, esso è soggetto agli effetti delle onde. Come tutti i fenomeni di origine aleatoria, le onde sono trattate con strumenti di tipo statistico. Le grandezze chiave utilizzate per caratterizzare le onde che colpiscono la piattaforma sono [3]:

- $T$ , Periodo medio dell'onda: periodo medio delle creste delle onde;
- $H_{1/3}$ , Altezza significativa delle onde: media di un terzo dei valori più elevati del campionamento. Tra le differenti tipologie di distribuzione statistica, quella più significativa per la descrizione dell'oceano è lo spettro di Johnswap Fig. 1.6.

Da lato dei carichi strutturali agenti sulla piattaforma, gli effetti dovuti alle onde sono modellati secondo un comportamento di tipo lineare che consente l'utilizzo del principio di sovrapposizione degli effetti. In questa condizione, gli sforzi agenti sulla struttura possono essere divisi in:

- Forze e momenti idromeccanici, cioè oscillazioni in acqua stagnante. Questi sforzi si traducono nell'introduzione di due effetti nel problema:
  - Lo smorzamento legato all'energia ceduta dalla struttura e che si propaga nell'acqua.

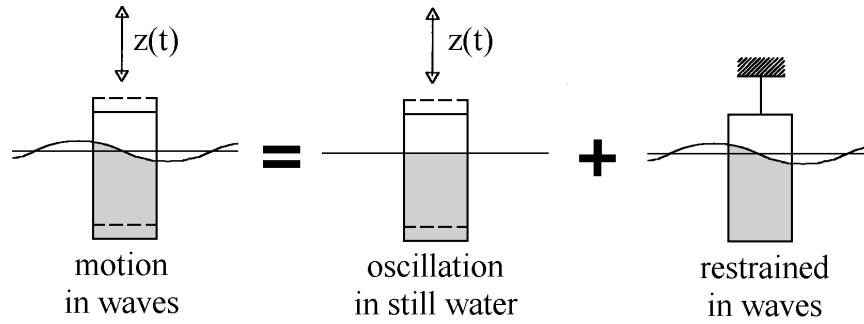


Fig. 1.7: Le onde nel modello [3, p. 6-9]

- La massa idrodinamica legata alla accelerazione delle particelle vicine alla struttura. L'energia associata a questa massa non è dissipata perché le particelle restano intorno alla struttura dopo l'oscillazione.
- Forze e momenti di eccitazione dell'onda, cioè le oscillazioni controllate in acqua. A questi sforzi corrispondono:
  - La forza di Froude-Krilov, rappresentante la forza regolare armonica dell'onda.
  - Gli effetti della diffrazione relativi alla forza di Froude-Krilov, trascurabili principalmente alle basse frequenze.

Nel caso di un sistema ad un grado di libertà rappresentato in Fig. 1.7, il movimento verticale si può descrivere come [3]:

$$m\ddot{z} - F_h = F_w \quad (1.2)$$

con  $m$  massa del corpo flottante,  $\ddot{z}$  accelerazione,  $F_h$  sforzo idrodinamico secondo la direzione  $z$  e  $F_w$  forza delle onde secondo  $z$  [N].

Se si dettano i termini dell'equazione, si ottiene

$$(m + a)\ddot{z} + b\dot{z} + cz = a\ddot{\zeta}^* + b\dot{\zeta}^* + c\zeta^* \quad (1.3)$$

dove  $\zeta^* = \zeta_a - kT \cos(\omega t)$  è l'altezza dell'onda e  $z = z_a \cos(\omega t + \epsilon_{z\zeta})$  è l'altezza della struttura. Per i coefficienti si ha:  $a$  massa idrodinamica,  $b$  smorzamento idrodinamico,  $c$  effetto della legge di Archimede,  $a\ddot{\zeta}^*$  forza dell'onda e  $b\dot{\zeta}^* + c\zeta^*$  effetti della diffrazione. Questo esempio per un solo grado di libertà può essere generalizzato ai 6 gradi di una struttura reale, restituendo il comportamento del corpo galleggiante.



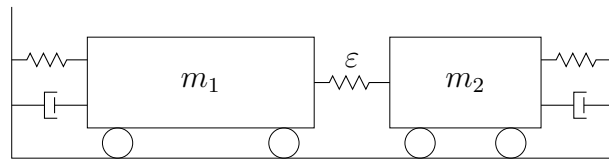


Fig. 1.8: Schema di un sistema accoppiato costituito da due oscillatori lineari accordati e smorzati

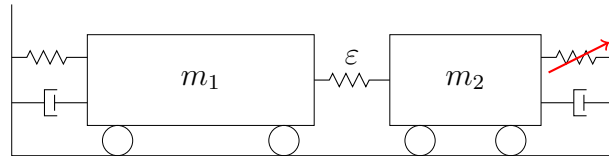


Fig. 1.9: Schema di un sistema accoppiato ad un oscillatore lineare e un oscillatore non lineare

Nel caso di onde reali, questi sforzi si caratterizzano attraverso un periodo d'onda  $T \in [2 - 15]s$ .

Lo studio della piattaforma dovrà necessariamente prendere in conto questi effetti.

## 1.2 Il pompaggio energetico e il NES

### 1.2.1 Il pompaggio energetico

Si considerino due sistemi qualunque debolmente accoppiati tra di loro [1], come in Fig. 1.8, di cui il primo sistema è quello di cui si vuole ridurre le vibrazioni e il secondo è quello che dissiperà l'energia del sistema primario. Gli scambi energetici tra questi due sistemi sono massimi quando questi sistemi si trovano in condizioni di risonanza. Se i due sistemi analizzati sono lineari, questi scambi sono bidirezionali e si realizzano sempre alla stessa frequenza, qualunque sia la l'ampiezza dell'oscillazione.

Con lo scopo di ridurre le oscillazioni del sistema primario, è preferibile che questo scambio energetico sia unidirezionale e diretto verso il secondo sistema. Nella pratica questa condizione è ottenuta rimpiazzando il sistema secondario con un oscillatore non lineare, si veda Fig. 1.9, capace di impedire il ritorno dell'energia verso l'oscillatore lineare. Si parla allora di pompaggio energetico, fenomeno utilizzato per ridurre le vibrazioni di una struttura.

Il pompaggio energetico si caratterizza per il trasferimento d'energia, unidirezionale e irreversibile dal sistema che si vuole controllare verso l'oscillatore non lineare a lui accoppiato che dissiperà l'energia. Questi scambi saranno favoriti quando i due sistemi sono accordati, cioè quando entrano in risonanza tra di loro.

### 1.2.2 Smorzatore a massa risonante - TMD

Il metodo più semplice ed efficace che si può utilizzare per attenuare le vibrazioni di una struttura per una frequenza specifica è lo smorzatore a massa risonante, in inglese *tuned mass damper* (TMD). Questo è realizzato grazie all'aggiunta di una seconda massa al sistema da controllare, opportunamente calibrata per funzionare/essere efficace su una specifica frequenza, che controbilancia le oscillazioni della struttura grazie al proprio movimento [8]. I limiti principali di questa tecnica sono: l'efficacia, dato che essa funziona unicamente per una banda ristretta di frequenze, e l'apparizione di due nuove risonanze intorno alla frequenza controllata. Invece, lo smorzamento scelto non deve essere né troppo debole, ciò introduce una doppia risonanza ancora più importante, né troppo elevato, affinché l'assorbitore abbia effetto sulla struttura.

All'interno di questo lavoro di tesi non è stato effettuato lo studio sullo stato dell'arte delle tecnologie attualmente utilizzate nella riduzione delle vibrazioni per strutture di grandi dimensioni, come nel caso delle pale eoliche, e sulla loro efficacia. Tale studio esula dall'idea alla base di questo lavoro di ricerca e sviluppo, ed è stato dunque rinviato ad una fase successiva a questo studio preliminare di fattibilità.

### 1.2.3 Il NES - *Nonlinear Energy Sink*

Il vantaggio principale di un assorbitore non lineare, comunemente chiamato *NES* (*Nonlinear Energy Sink*), è legato principalmente allo spettro di frequenze per il quale è utilizzabile [1, 5]. Ciò è possibile perché la sua frequenza di risonanza cambia con l'ampiezza delle oscillazioni, contrariamente a un oscillatore lineare (vedere Fig. 1.10, linea blu).

Nel caso di un oscillatore non lineare ottenuto utilizzando una molla caratterizzata da rigidità cubica, vedere linea rossa in Fig. 1.10, si ha una dipendenza lineare tra ampiezza delle oscillazioni e il valore efficace della frequenza di risonanza (vedere Fig. 1.10, curva rossa). Ciò permette all'assorbitore non lineare di funzionare sempre in condizioni di risonanza. Tuttavia, gli scambi energetici:

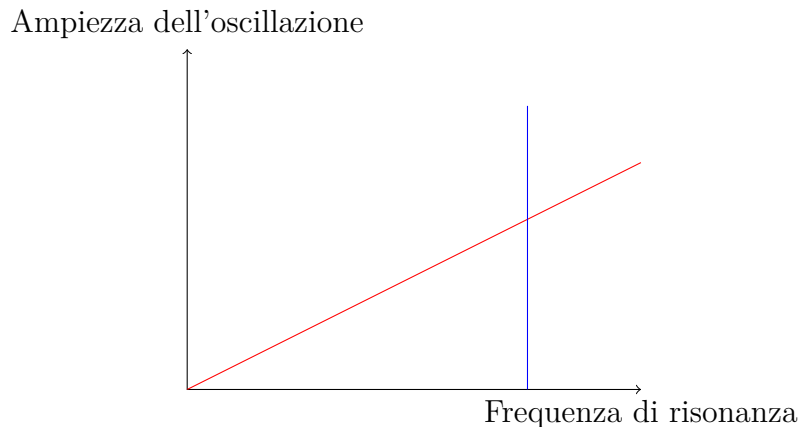


Fig. 1.10: Relazione tra frequenza di risonanza di un sistema e l'ampiezza della oscillazione per una rigidezza cubica (rosso) o lineare (blu).

- sono possibili quando per la frequenza considerata, l'ampiezza delle oscillazioni del sistema raggiunge il valore minimo richiesto dal sistema, cioè quando le curve Fig. 1.10 si incrociano.
- sono efficaci solamente alle basse frequenze, da cui l'interesse per questa tecnologia nel caso delle eoliche (mentre bisogna raggiungere delle forti ampiezze d'oscillazione per le alte frequenze).

Se si comparano i livelli d'assorbimento ottenuti con quelli di un assorbitore a massa risonante, i risultati mostrano che in condizioni ottimali, il NES tende agli stessi livelli d'attenuazione del risonatore ma si evitano i suoi inconvenienti, come il raddoppio della frequenza di risonanza nell'intorno del modo da controllare.

### 1.2.4 Applicazioni

In rapporto alle applicazioni esistenti, gli assorbitori non lineari sono usati (e si stanno diffondendo sempre più) nel settore della vibroacustica dei trasporti, come in [1], o nella protezione degli edifici durante eventi sismici, principalmente in applicazioni a basse frequenze. Attualmente per dei problemi in grande scala come una pala eolica (forze dell'ordine del  $kN$  e masse di svariate centinaia di tonnellate), non esiste ancora alcuna applicazione. Il NES potrebbe apportare una forte riduzione delle vibrazioni aumentando di poco la massa del sistema e in aggiunta, come mostrato nei prossimi paragrafi, è un sistema molto semplice e dai ridotti costi di fabbricazione, da cui l'interesse di *Ideol* per una applicazione con questa tecnologia.

## Conclusione

I concetti esposti in questo capitolo rappresentano la base per comprendere la natura dei carichi che agiscono sull'albero e il fenomeno del pompaggio energetico, nuova tecnica di smorzamento passivo delle vibrazioni. Essi consentono inoltre la definizione del modello numerico, effettuata nel capitolo successivo. Attualmente non vi è alcuna applicazione in sistemi meccanici di così grande scala, da qui l'idea alla base di questo lavoro di ricerca: dimostrare che il pompaggio energetico può essere utilizzato per attenuare le vibrazioni dell'albero di turbina eolica.



---

# Capitolo 2

## Modellizzazione

### 2.1 Turbina esistente

La turbina utilizzata nello studio è la DTU10MW, le cui caratteristiche principali sono riportate in Tab. 2.1 e le curve di riferimento per il funzionamento nella figura Fig. 2.1. Questa turbina, sviluppata da l' *Università Tecnica della Danimarca* nel quadro del progetto europeo *LIFES50+* e di cui Ideol fa parte, esiste solo sotto forma di modello numerico. Essa è utilizzata insieme al software *FAST* per caratterizzare il comportamento del sistema.

DTU 10MW	
Cut in - cut out wind speed [m/s]	4 ÷ 25
Rated wind speed [m/s]	11.4
Rated power [MW]	10.0
Number of blades	3
Rotor diameter [m]	178.3
Hub height [m]	119.0
Minimum - Maximum rotor speed [rpm]	6.0 ÷ 9.6
Rotor mass [t]	228
Nacelle mass [t]	446
Tower mass [t]	892

Tab. 2.1: Caratteristiche principali della turbina DTU10MW

FAST è uno strumento di simulazione per il calcolo della risposta del sistema, onshore e offshore, sviluppato dal *NERL - National Renewable Energy Laboratory, Colorado (US)*. FAST offre modelli per le componenti aerodinamica, idraulica, i sistemi elettrici e di controllo, e modelli strutturali elastici per l'esecuzione di simulazioni non lineari nel dominio del tempo. Questi modelli derivano dalle leggi

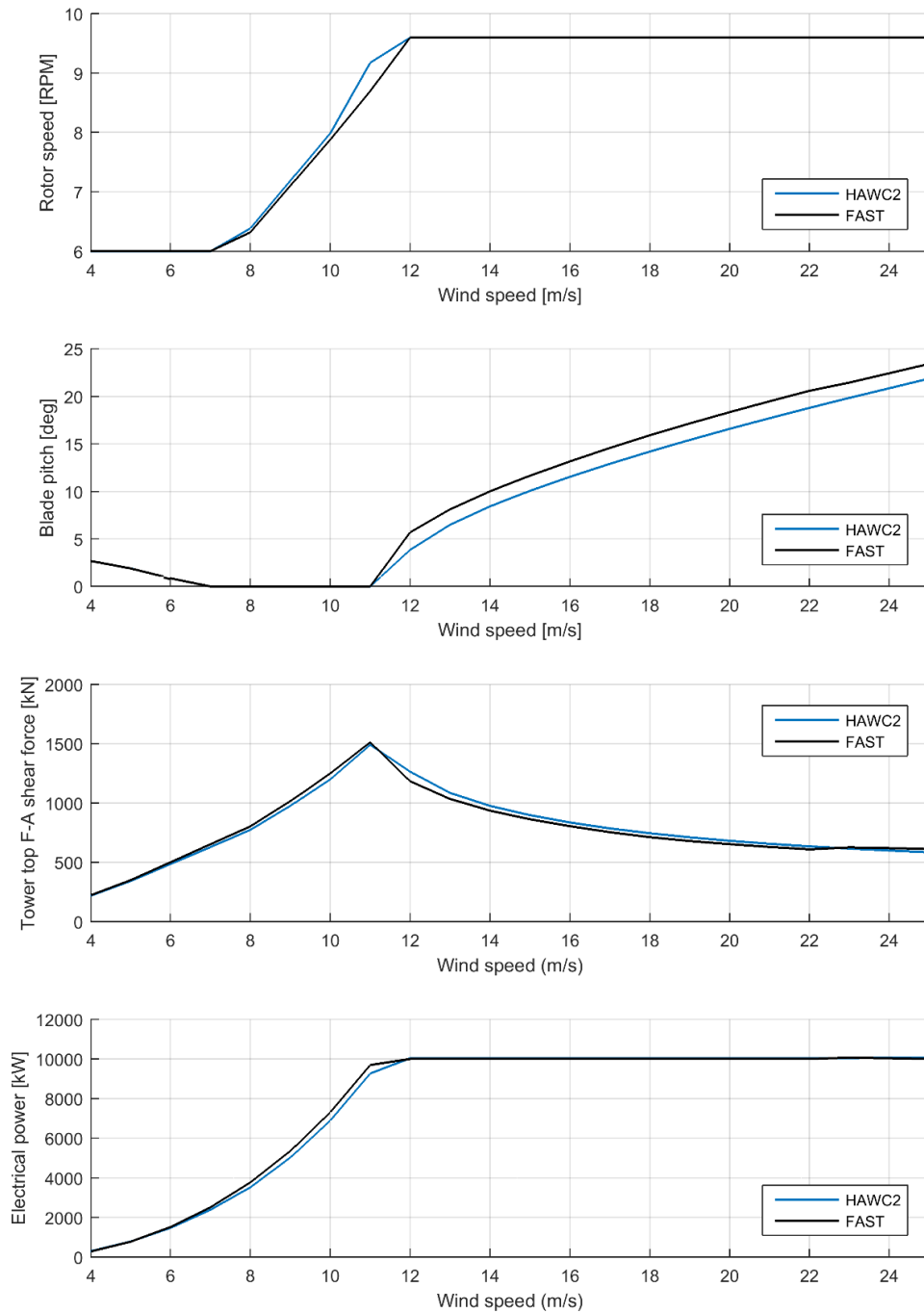


Fig. 2.1: Curve di riferimento per il funzionamento della turbina DTU10MW

fondamentali della meccanica con semplificazioni e ipotesi, validate ove possibile da dei confronti prova/calcolo. Uno dei limiti principali del software ritrovato durante le simulazioni presso *Ideol*, è stato l'impossibilità di prendere in conto nella risposta del sistema l'effetto dell'accoppiamento tra i differenti componenti strutturali. Per tal ragione e per togliere i dubbi presenti nella fase di interpretazione dei risultati, come per esempio in Fig. 1.5, si è deciso di realizzare un'analisi modale i cui primi modi propri sono rappresentati in Fig. 2.2. Questa analisi è stata realizzata da *Ideol* con il software *Nastran*.

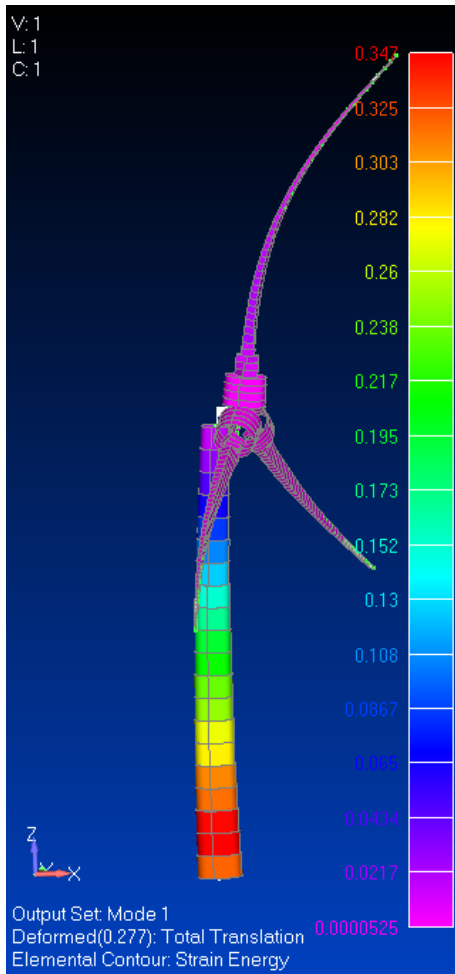
Come accennato precedentemente, *Ideol* si occupa unicamente del dimensionamento degli ancoraggi e della piattaforma flottante, mentre i restanti componenti sono prodotti da terzi parti per le fasi concezione, produzione ed assemblaggio. Tale condizione si traduce in un certo grado di incertezza sulle caratteristiche strutturali della eolica. Conseguentemente con il software *FAST* si è anche eseguita un'analisi di sensibilità alla rigidità della torre, vedere Fig. 2.3. Ciò è stato fatto per vedere quali effetti hanno le diverse caratteristiche strutturali sul valore della frequenza del primo modo proprio a flessione della torre Fig. 2.2b. Questo è il modo che si cercherà di controllare e che si considererà per la modellizzazione dell'eolica, vedere la sezione 2.3. Se si ritorna alla figura Fig. 2.3 e considera solo il comportamento della torre in direzione Y, si veda Fig. 2.3b, si può osservare che raddoppiando la rigidità dell'albero si genera un aumento della prima frequenza naturale del sistema di circa 40%. Ciò significa che la frequenza del primo modo proprio a flessione passa da circa  $0.5Hz$  a  $0.7Hz$ , il che corrisponde a quanto ci si aspetta dalla teoria ( $\omega_1 = \sqrt{k/m}$ ). Questo risultato molto interessante può essere utilizzato per vedere come l'efficienza del NES ottimizzato, sezione 4.2, può cambiare se si cambia leggermente la torre su cui è montato il NES.

Sempre in vista dell'ottimizzazione del NES per l'ultima tappa illustrata nel paragrafo, si è effettuata un'ultima serie di simulazioni con diversi valori di velocità del vento per una determinata configurazione selezionata, vedere Fig. 2.4. Questi carichi saranno utilizzati per definire il campo di efficacia e lo spettro di funzionamento dell'NES.

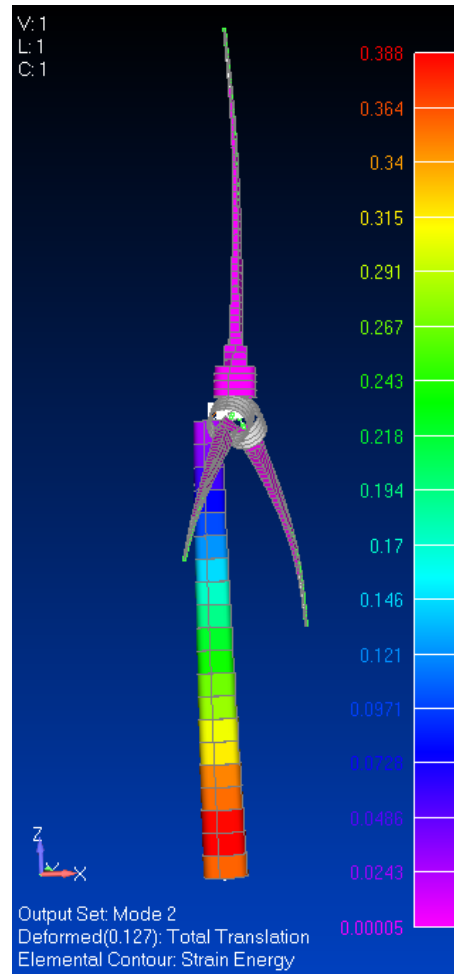
## 2.2 NES utilizzato

All'interno di questo lavoro si è utilizzata per l'assorbitore la tecnologia sviluppata dal laboratorio, rappresentata in Fig. 2.5. Attualmente esistono sul mercato altri tipi design per gli assorbitori non lineari, tuttavia in questo studio ci si è con-

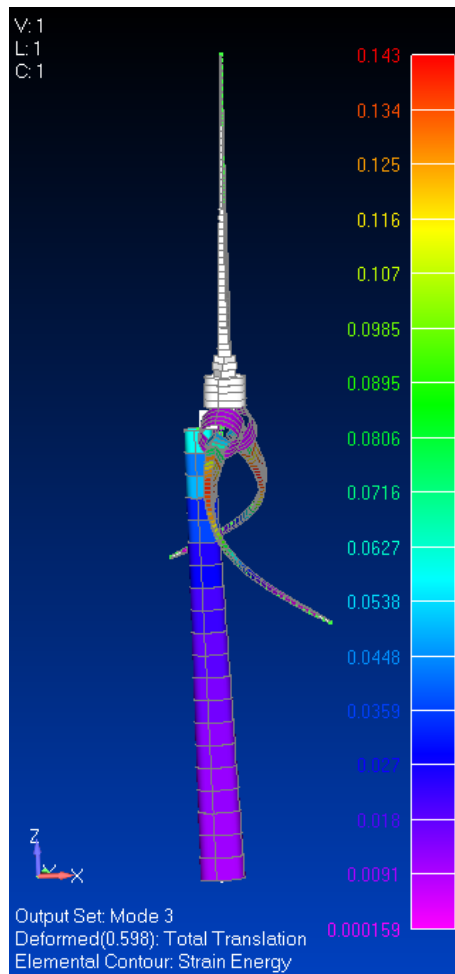




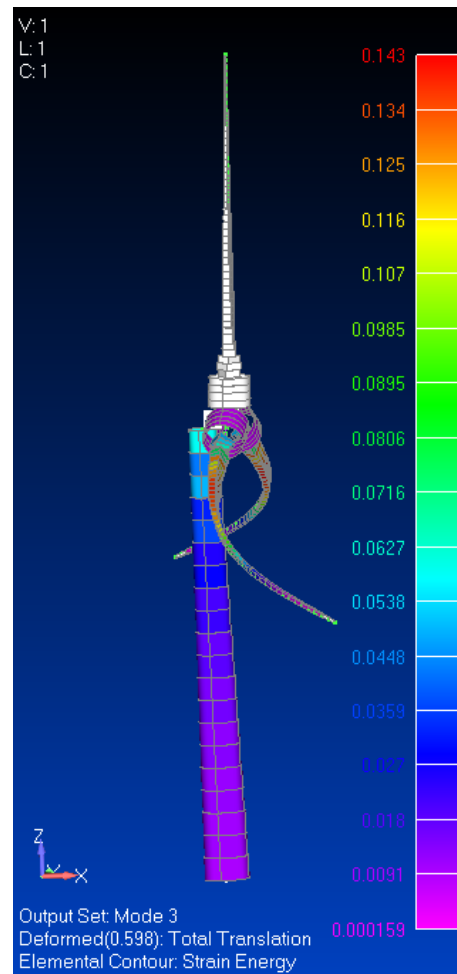
(a) Modo 1 - Modo 1 di flessione dell'albero secondo  $x$   $f_1 = 0.47Hz$



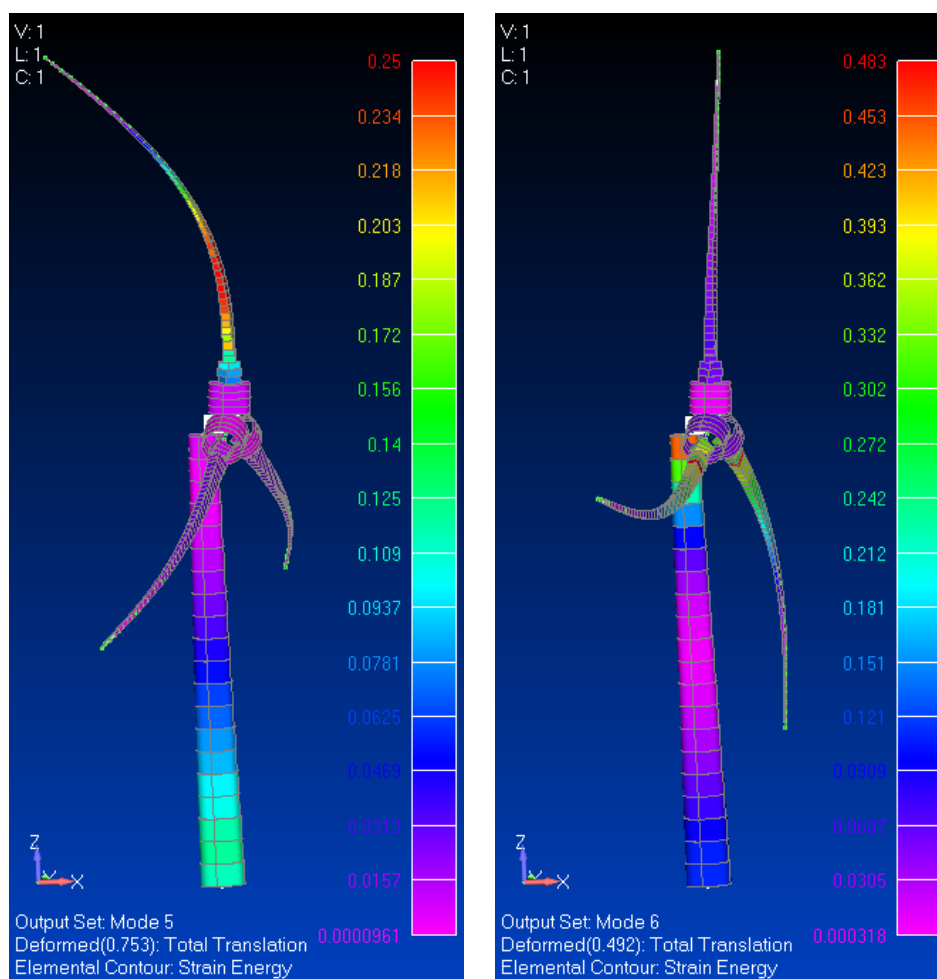
(b) Modo 2 - Modo 1 di flessione dell'albero secondo  $y$   $f_2 = 0.48Hz$



(c) Modo 3 - Modo 1 di flessione delle due pale secondo  $x$   $f_3 = 0.61Hz$



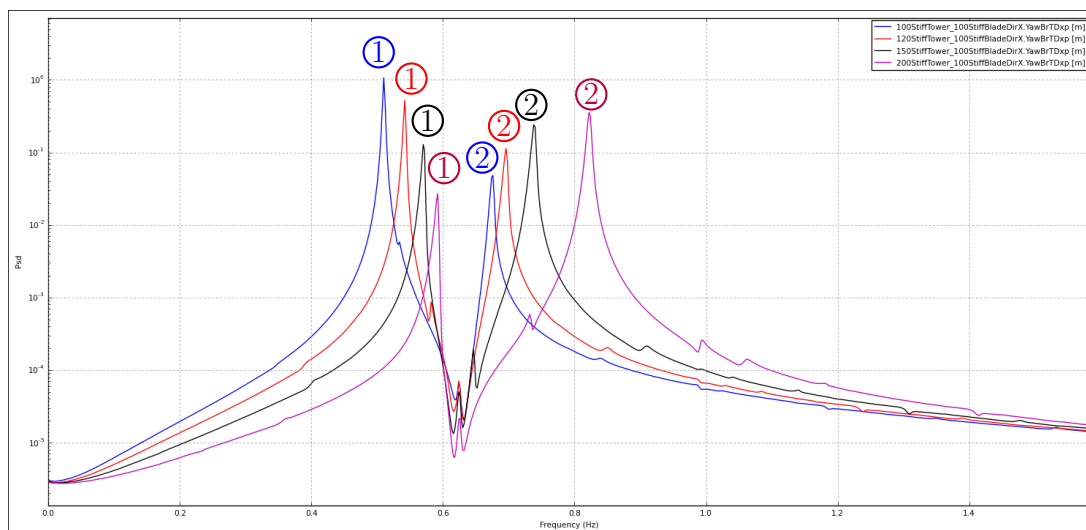
(d) Modo 4 - Modo di flessione delle tre pale secondo  $x$   $f_4 = 0.62Hz$



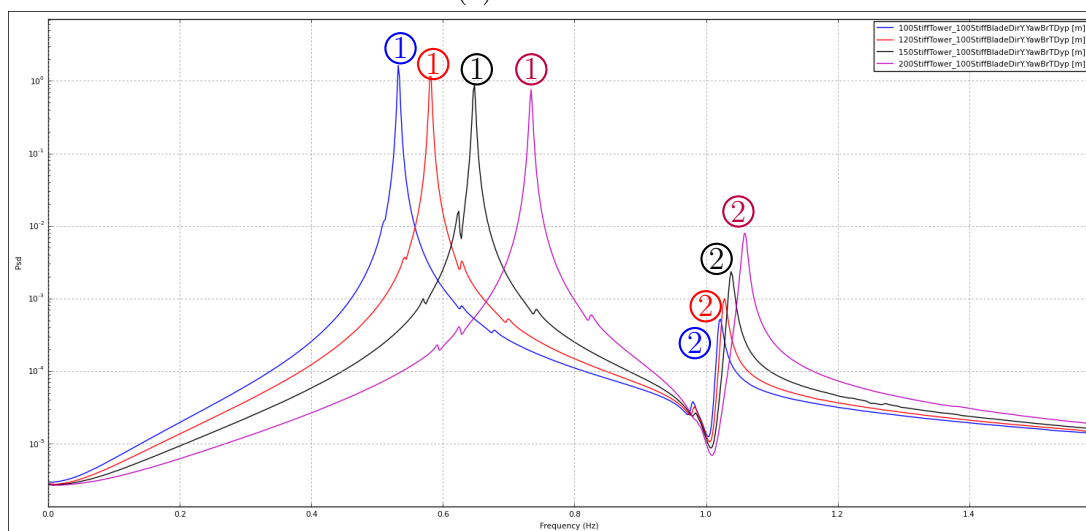
(e) Modo 5 - Modo di flessione dell'albero e delle pale secondo x  $f_5 = 0.66Hz$

(f) Modo 6 - Modo di flessione dell'albero e delle pale secondo Y  $f_4 = 0.99Hz$

Fig. 2.2: Risultati dell'analisi modale fatta con *Nastran*

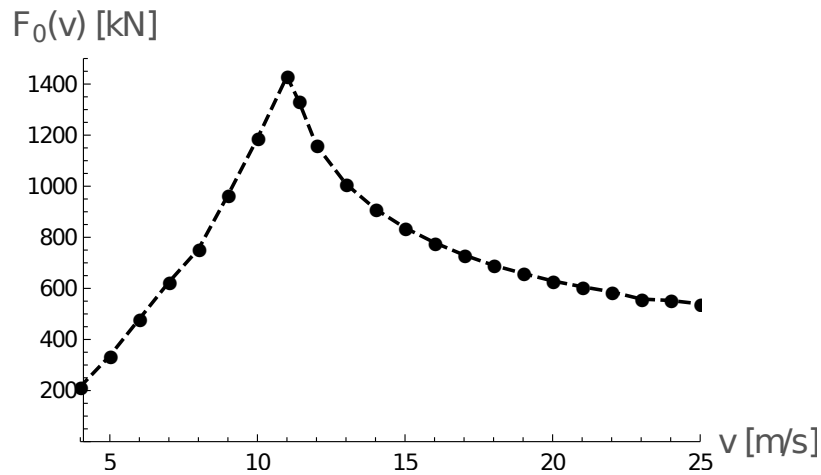


(a) Direzione x

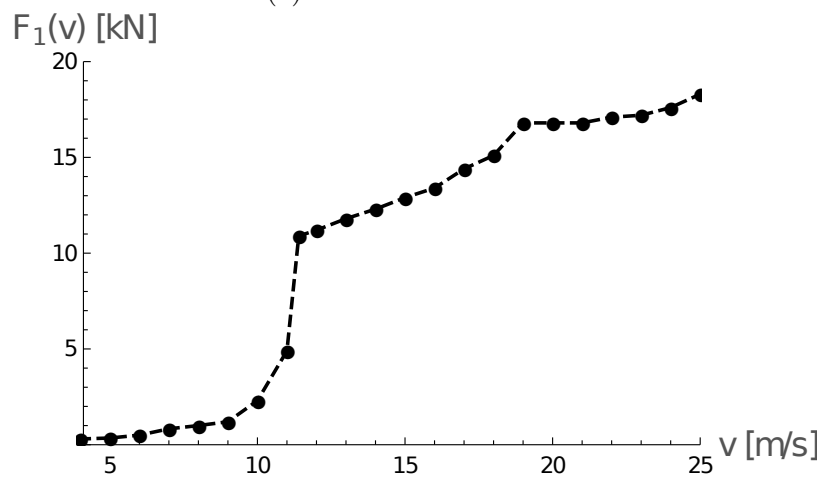


(b) Direzione y

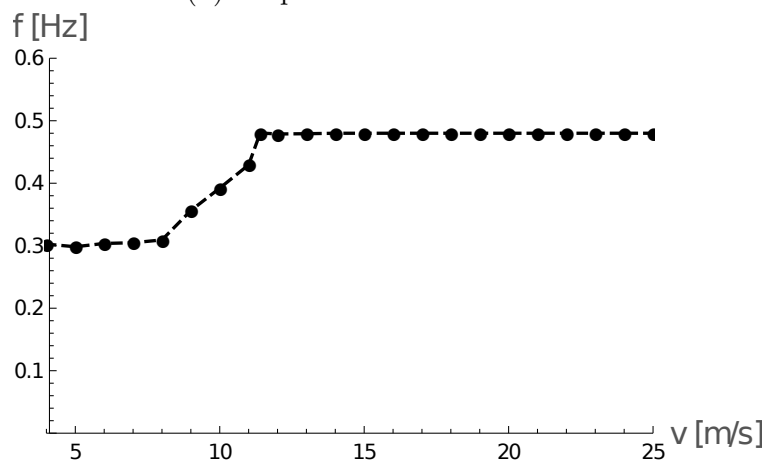
Fig. 2.3: Densità spettrale di potenza per lo spostamento in testa d'albero. Risultati dell'analisi di sensibilità alla rigidità dell'albero, dove ① è il primo modo d'albero e ② è il primo modo di pala. In blu la torre iniziale, in rosso la stessa torre 20% più rigida, in nero 50% più rigida e in fucsia 100% più rigida .



(a) Valore medio sforzo



(b) Ampiezza oscillazioni sforzo



(c) Frequenza forzamento - 3P

Fig. 2.4: Carichi agenti sull'eolica all'estremità superiore dell'albero nella configurazione scelta, secondo x, asse di rotazione del rotore. Il picco dello sforzo  $F_0(v)$  si verifica in corrispondenza della velocità nominale di funzionamento  $11.4\text{m/s}$ .

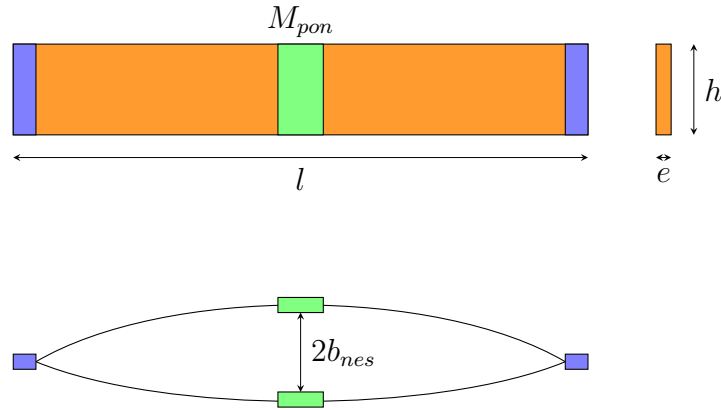


Fig. 2.5: Schema semplificato del NES

centrati a studiare l'efficacia di quello già utilizzato dal laboratorio in applicazioni precedenti, come in [5].

Il sistema è costituito da un supporto stampato in 3D di massa  $M_{supp}$  sul quale è fissata una sottile lamella instabile (buckling) al centro della quale si ha una piccola massa concentrata  $M_{pon}$ . La lamina è caratterizzata attraverso la sua lunghezza  $l$ , lo spessore  $e$ , l'altezza  $h$  e l'ingobbamento  $b_{nes}$ . A questi cinque parametri geometrici bisogna aggiungere la prima frequenza propria del NES  $\check{f}_{N1}$  e lo smorzamento  $\hat{f}_{N1}$  per la completa caratterizzazione del sistema. Questi due ultimi parametri dipendono dalla geometria del sistema, dall'ingobbamento e dal materiale della lamella, dove  $E$  è il modulo di Young e  $\rho$  la densità.

Queste sette variabili sono fortemente legate tra di loro, soprattutto per l'influenza delle configurazioni geometriche sulla frequenza propria del NES. Questo legame è stato ignorato durante la fase di predimensionamento, come spiegato in 2.3.4 e 2.4. Si è considerato, allo stesso modo, unicamente la prima frequenza propria per il comportamento dinamico del sistema, visto che si è scelta una descrizione a 1 grado di libertà, vedere 2.3.2.

La lamella presenta una posizione di equilibrio instabile e due posizioni di equilibrio stabile, di conseguenza si parla di supporto bistabile. La forte non linearità nella rigidezza della piastra permette al sistema di assorbire energia quando viene superata una determinata soglia per l'ampiezza dell'oscillazione. Il movimento del bistabile, attraverso le diverse posizioni di equilibrio, permette la dissipazione dell'energia in un tempo più o meno lungo. Ciò avrà un effetto sulla riduzione dell'energia del modo da controllare, che sarà parzialmente dissipata e in parte distribuita agli altri modi del sistema, come mostrato da [5].

## 2.3 Modello ridotto in scala 1:1

### 2.3.1 Modello di trave equivalente per la sola torre

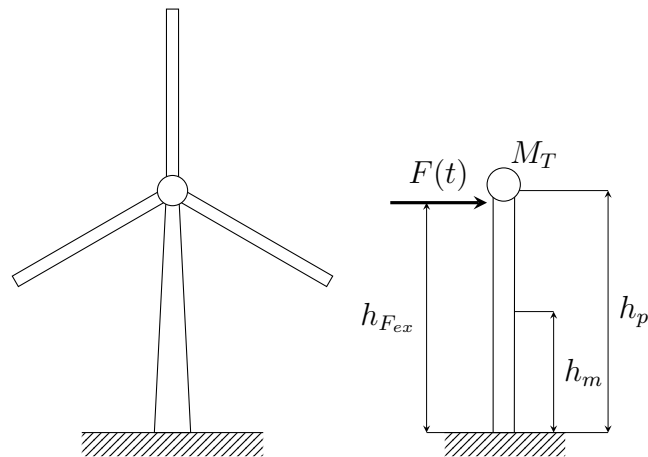
La prima fase dello studio all'LMA ha avuto come obiettivo di dimostrare che si può realizzare, con la tecnologia sviluppata dal laboratorio, il fenomeno del pompaggio energetico sulla eolica reale. Per fare ciò si è costruito un modello molto semplice dell'eolica capace di descrivere la dinamica del sistema. Il modello e i calcoli sono realizzati con il software *Mathematica*.

Prima di procedere alla descrizione del modello utilizzato nel seguito di questo lavoro, si vogliono indicare le scelte che sono state effettuate e che hanno condotto al modello utilizzato. Come mostrato nelle simulazioni realizzate in Fig. 1.5, l'installazione di una identica eolica su una piattaforma galleggiante e sulla terra ferma restituisce frequenze di risonanza differenti, con uno spostamento degli stessi modi propri verso le alte frequenze in caso di installazioni galleggianti. L'obiettivo della progettazione è quello di far in modo che i modi propri dell'intera struttura siano lontani dalle frequenze eccitatrici delle forzanti al fine di evitare la risonanza. Attualmente la torre risulta essere installata su una piattaforma galleggiante, e conseguentemente è stata concepita per non trovarsi in condizioni di risonanza durante il funzionamento nominale. Durante le simulazioni si è osservato che utilizzando la stessa torre sulla terra ferma in condizioni nominali, per la quale non è stata progettata, essa si trovava a funzionare in piena condizione di risonanza. Dunque la miglior condizione per testare l'efficacia del dispositivo da concepire.

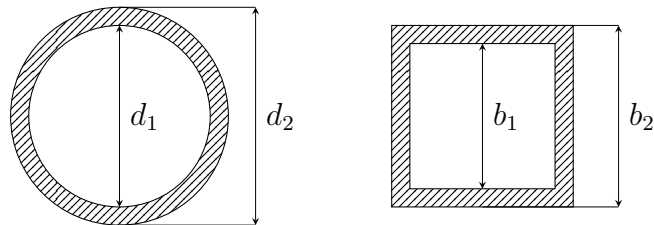
La struttura è modellizzata in questo modo: l'albero, che in origine è una trave troncoconica cava di sezione circolare Fig. 2.6a, è stato rimpiazzato da una trave cava quadrata Fig. 2.6b le cui dimensioni restano costanti lungo l'altezza; la navicella e il rotore sono considerate come due masse puntuali in testa d'albero. Secondo questo modello e sotto l'ipotesi di trave d'Eulero-Bernoulli, gli spostamenti della torre  $w_1(x, t)$  sono soluzione dell'equazione seguente:

$$E_p I_p \frac{\partial^4 w_1(x, t)}{\partial x^4} + (\rho_p S_p + M_T \delta_{x_T}(x)) \frac{\partial^2 w_1(x, t)}{\partial t^2} = 0 \quad (2.1)$$

con  $E_p = 210 MPa$  modulo di Young della trave in acciaio,  $I_p$  inerzia a flessione imposta,  $\rho_p = 7800 kg/m^3$  densità acciaio,  $S_p = b_2^2 - b_1^2$  sezione della trave,  $b_1$  e  $b_2$  lati della sezione,  $M_T = M_{mat} + M_{nacelle} \sim 675t$  et  $x_T = 94.3m$  posizione della massa. Il termine  $\delta_{x_T}(x)$  è equivalente alla scrittura  $\delta(x - x_T)$ .



(a) A sinistra schema torre reale, a destra schema semplificato della torre con massa in punta



(b) A sinistra vista sezione reale, a destra vista sezione nel modello.

Fig. 2.6: Modellizzazione del sistema



Affinché il sistema reale e il modello abbiano un simile comportamento dinamico, si è scelto di preservare  $M_{m\hat{a}t}$  massa totale della struttura,  $I_p = \pi \frac{d_2^4 - d_1^4}{64}$  momento d'inerzia a flessione a metà altezza dell'albero reale  $h_m$ , calcolato grazie ai diametri  $d_1 = 8.93m$   $d_2 = 9.01m$ , e la prima frequenza propria del sistema  $f = 0.48Hz$ . Ciò si traduce nel sistema di equazioni:

$$\frac{b_2^4 - b_1^4}{12} = I_p \quad (2.2)$$

$$(b_2^2 - b_1^2)\rho_p L = M_{m\hat{a}t} \quad (2.3)$$

per il calcolo delle caratteristiche della sezione, e nella risoluzione del problema agli autovalori (2.1) per le frequenze proprie. Si è indicato con  $b_2$  lato esterno e  $b_1$  lato interno della trave,  $L$  lunghezza della torre e  $M_{m\hat{a}t}$  massa dell'albero.

Per risolvere questo problema si ricerca, come d'abitudine, una soluzione a variabili separabili della forma  $w_1(x, t) = \phi(x)e^{i\omega t}$ .

$$E_p I_p \phi''''(x) - \omega^2 (\rho_p S_p + M_T \delta_{x_T}(x)) \phi(x) = 0 \quad (2.4)$$

La risoluzione di questa equazione permette il calcolo dei modi propri  $(\omega_n, \phi_n)$  del sistema. Si è ottenuto, con i dati di Tab. 2.1,  $b_2 = 7.529m$ ,  $b_1 = 7.448m$ ,  $h_p = 94.3m$  altezza della trave, e  $\check{f}_1 = 0.477Hz$ . Per lo smorzamento strutturale si è preso  $\hat{f}_1 = 0.5\% \times \check{f}_1$ , valore conservativo usato da *Ideol* durante la progettazione. Del modello si considererà unicamente il primo modo proprio.

Del modello descritto nell'equazione (2.4) si considererà unicamente un solo modo per il seguito di questo lavoro.

### 2.3.2 Modello del NES solo

#### Approssimazione spostamento NES

Per descrivere gli spostamenti del NES si è utilizzato, come fatto da [5], la teoria non lineare delle piastre di Von Karman. In seguito al cambiamento di variabili ed alla decomposizione di Ritz a un solo modo, l'equazione governante lo spostamento del NES  $q(t)$  diviene:

$$\begin{aligned}
 (3/8 + \beta)\ddot{\tilde{q}}(\tilde{t}) + \frac{3}{8}\tilde{\mu}\dot{\tilde{q}}(\tilde{t}) + \frac{\tilde{b}^2\pi^4}{4}(\tilde{q}(\tilde{t}) + \frac{3}{2}\tilde{q}(\tilde{t})^2 + \frac{1}{2}\tilde{q}(\tilde{t})^3) \\
 = \frac{1}{\tilde{b}^2}H_{\tilde{t}}(\tilde{t})\cos(\tilde{\omega}\tilde{t})\int_0^1\tilde{F}(\tilde{x})\tilde{\omega}_0(\tilde{x})\tilde{x}d\tilde{x}
 \end{aligned} \tag{2.5}$$

Si definiscono le seguenti quantità adimensionali:  $\beta = \frac{m_0}{\rho Al}$  rapporto tra massa puntuale  $m_0$  e massa del bistabile,  $\tilde{q}(t)$  parte temporale dello spostamento,  $\tilde{\mu} = \frac{\mu}{\rho A\omega_0}$  smorzamento adimensionale con  $r = \sqrt{I/A}$  raggio d'inerzia della sezione trasversale e  $\omega_0 = 1/l^2\sqrt{EI/(\rho A)}$ ,  $\tilde{b} = b/r$  deflessione adimensionale del bistabile,  $H_{\tilde{t}}(t)$  funzione gradino di Heaviside,  $\tilde{t} = \omega_0 t$ ,  $\tilde{\omega} = \omega_0/\omega$ ,  $\tilde{x} = x/l$  e  $\tilde{F}(\tilde{x}) = \frac{l^4}{rEI}F(x/l)$ .

Questa equazione adimensionale è caratterizzata da tre punti di equilibrio, due stabili (0 e -2) e uno instabile (-1). Se si ritorna ai parametri fisici, per lo spostamento del  $q(t)$  bistabile si ha

$$m_N\ddot{q}(t) + \mu_N\dot{q}(t) + k_N\mathcal{F}(q(t)) = \mathcal{A}H_t(t)\cos(\omega t) \tag{2.6}$$

dove  $m_N = (3/8\rho Al + m_0)$  massa dinamica,  $\mu_N = 4\pi m_N \hat{f}_{N1}$  smorzamento dinamico e  $k_N = (2\pi \check{f}_{N1})^2 m_N$  rigidità dinamica. In questa equazione la rigidità non lineare è data da  $\mathcal{F}(q(t)) = (q(t) - b) + 3/(2b)(q(t) - b)^2 + 1/(2b)^2(q(t) - b)^3$ , con  $b$  deflessione del bistabile.

Per il movimento del NES si fa la scelta di adottare una descrizione con un solo grado di libertà. Anche se a prima vista questa scelta può sembrare strana, i risultati sperimentali ottenuti in laboratorio dimostrano che essa dà dei buoni risultati. Data la non linearità del movimento, si può ottenere una buona descrizione del problema con un numero molto più elevato di libertà, circa 90. Questo causa un forte aumento dei tempi di calcolo, e rende questa scelta irragionevole in questo primo studio di fattibilità.

### 2.3.3 Modello trave e NES accoppiati

#### Approssimazione dello spostamento della trave

L'introduzione del NES modifica il comportamento dinamico del sistema. Gli spostamenti della trave  $w_1(x, t)$  [5] sono soluzioni dell'equazione

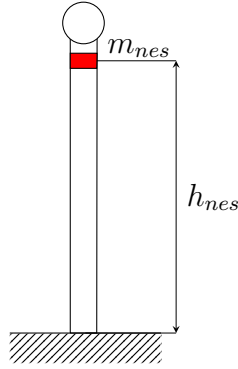


Fig. 2.7: Schema semplificato della torre con il NES

$$E_p I_p \frac{\partial^4 w_1(x, t)}{\partial x^4} + (\rho_p S_p + M_T \delta_{x_T}(x) + M_N \delta_{x_N}(x)) \frac{\partial^2 w_1(x, t)}{\partial t^2} = F(t) \delta_{x_0}(x) \quad (2.7)$$

con  $M_N = M_{sup} + M_{lam} + M_{pon}$  massa totale del NES, somma della massa del supporto, della lamella e della massa puntuale al centro,  $F(t) = AH_t(t) \cos(\omega t)$  forzamento posto in  $x_0$ . Dove le notazioni  $\delta_{x_N}$  e  $\delta_{x_0}$  sono equivalenti, rispettivamente, alle scritte  $\delta(x - x_N)$  e  $\delta(x - x_0)$ . Per il movimento del sistema si è scelta una descrizione ad un solo grado di libertà  $u_1(t)$ . Utilizzando la proiezione di Ritz  $w_1(x, t) = \phi_1(x)u_1(t)$ , si ottiene

$$m_1 \ddot{u}_1(t) + \mu_b \dot{u}_1(t) + k_1 u_1(t) = \phi_1(x_0) F(t) \quad (2.8)$$

dove  $\mu_b$  è lo smorzamento strutturale dell'albero,  $m_1 = \rho_p S_p + M_N \phi_1^2(x_N) + M_T \phi_1^2(x_T)$  massa totale dinamica e  $k_1 = E_p I_p \int_0^L \frac{\partial^4 \phi_1(x)}{\partial x^4} \phi_1(x) dx$  rigidità dinamica.

### Sistema Completo

Il sistema completo a due gradi di libertà in Fig. 2.7 è descritto dalle seguenti equazioni accoppiate [5]

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{u}_1(t) + \mu_1 \dot{u}_1(t) + k_1 u_1(t) - \mu_N (\dot{q}_1(t) - \phi_1(x_N) \dot{u}_1(t)) \\ - k_{1N} \mathcal{F}(q_1(t) - \phi_1(x_N) u_1(t)) = A \phi_1(x_0) \cos(\omega t) \end{aligned} \quad (2.9)$$

$$m_N \ddot{q}_1(t) + \mu_N (\dot{q}_1(t) - \phi_1(x_N) \dot{u}_1(t)) + k_{1N} \mathcal{F}(q_1(t) - \phi(x_N) u_1(t)) = 0 \quad (2.10)$$

con  $u_1(t)$  spostamento della trave,  $q_1(t)$  spostamento del bistabile,  $A$  ampiezza del forzamento  $h_{F_{ex}} = 93.5m$  e  $h_{nes} = 93m$  altezza d'installazione del NES. Questo problema alle equazioni differenziali è stato svolto con un codice di calcolo *Mathematica*, fornito dal laboratorio e da me adattato al problema analizzato.

### 2.3.4 I risultati per l'attenuazione in scala 1:1

Come già accennato nel capitolo, lo studio preliminare ha come obiettivo il realizzare un NES, e quindi il pompaggio energetico, su una struttura meccanica grande come una turbina eolica sottoposta a carichi specifici. L'ottimizzazione dell'assorbitore sarà rinviata alla fine dello studio. Inizialmente, lo studio si concentra sugli ordini di grandezza degli sforzi coinvolti. Per le ampiezze di forzamento, si sono scelti dei carichi dell'ordine del  $kN$ .

Se si considera lo stato attuale di questa tecnologia, non vi sono ancora applicazioni o studi sviluppati per problemi di tale dimensione. Come punto di riferimento, si è preso il NES progettato in [5] e si è generato un assorbitore fatto con gli stessi materiali. Per i pesi e le dimensioni del supporto, della massa al centro e della lamella si sono presi i valori di [5] e li si è messi in scala (di un fattore pari a 70). Questa scelta permette di ottenere una lunghezza della lamella  $l$  che può essere montata alla fine del albero esistente, più precisamente della taglia del diametro interno alla torre. Da questa base ( $l = 7m$ ,  $b_{nes} = 0.35m$ ,  $\rho = 7800kg/m^3$ ,  $h = 35cm$ ,  $e = 7mm$ ,  $E = 200MPa$ ,  $M_{pon} = 1300kg$  e  $M_{sup} = 14000kg$ ) e dalle conoscenze pregresse del laboratorio sul tema, le quali indicano che la prima frequenza naturale del NES  $\check{f}_{N1}$  dovrebbe essere vicina alla frequenza del modo da attenuare ed al massimo il doppio (cioè di circa  $1Hz$ ), è stato condotto uno studio parametrico sul sistema. Per lo smorzamento  $\hat{f}_{N1}$  si è presa una serie di valori ragionevoli per le applicazioni meccaniche.

Il processo di ottimizzazione di questo primo NES, così come dei successivi, è stato realizzato partendo dal NES di base e per tentativi si sono osservati i risultati ottenuti con la variazione di uno o più parametri dell'assorbitore. Il miglior risultato ottenuto è stato preso come base di partenza per una nuova fase di ricerca dei parametri al fine di ritrovare un nuovo ottimo. Tale procedura di analisi parametrica è stata ripetuta molteplici volte fino a raggiungere le condizioni di ottimo locale. Per tale fase si è utilizzata in un primo momento una mesh grossolana, al fine di

velocizzare i tempi di calcolo. In seguito si è raffinata la maglia per avere dei risultati più precisi per l'analisi.

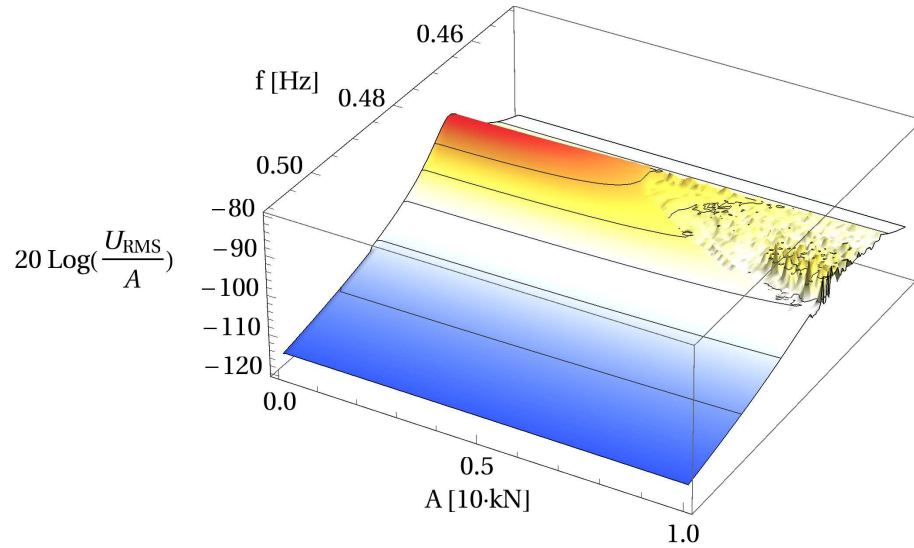
Si è consapevoli che in realtà la frequenza naturale del NES dipende sia dalle caratteristiche geometriche sia dall'ingobbamento della lamina, tuttavia non si dispone di alcun criterio quantitativo per legare contemporaneamente tutte queste grandezze. Per la messa in opera, la frequenza naturale del NES sarà regolata con l'ampiezza della deformazione della lamina. Va inoltre osservato che, alla luce dei risultati di questo primo studio numerico, la scelta finale di questi parametri di ottimizzazione non è stata sottoposta a verifica di tenuta strutturale della lamina. Si è riportato in Fig. 2.8 il miglior risultato di questa preottimizzazione.

La superficie in Fig. 2.8a rappresenta, come la sua vista dall'alto Fig. 2.8b, la *funzione di risposta in frequenza (FRF)* del sistema completo per lo spostamento in testa d'albero per ogni coppia di punti frequenza/ampiezza della sollecitazione. Essa è espressa in decibel (dB). Quando si ricade nella zona di comportamento lineare del NES, per esempio prima che si attivi, se ci si posiziona a una certa frequenza si avrà sempre lo stesso valore della FRF indipendentemente dal forzamento. Si ritrova quindi una linea dritta. Quando il NES si attiva la risposta non è più lineare, e se il dispositivo è efficace si può osservare una riduzione della risposta del sistema. In Fig. 2.9 si ha la linea di cresta, essa rappresenta il massimo calcolato della FRF per ciascuna ampiezza dell'oscillazione ed è indice del comportamento globale del sistema. A questa corrisponde la peggiore performance che il sistema può raggiungere, infatti se ci si pone su una frequenza specifica si avrà sicuramente un maggior livello d'attenuazione.

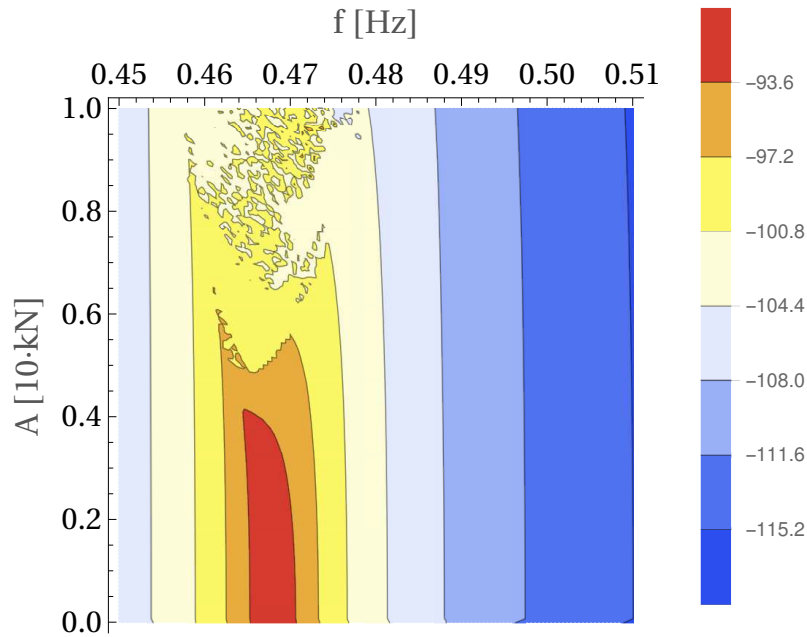
I risultati ottenuti sono molto incoraggianti, con una attenuazione di 9dB si può quindi passare alla parte successiva del lavoro: la costruzione del modello in scala 1:100.

## 2.4 Modello di trave in scala ridotta 1:100

Al di fine poter validare il modello numerico in scala reale realizzato con *Mathematica*, bisogna che esso sia valido anche in scala ridotta. Questa validazione è consistita in due tappe: la costruzione di un modello numerico di dimensioni ridotte per il NES e la pala eolica, la successiva validazione dei risultati attraverso la costruzione di un modellino sperimentale avente gli stessi parametri calcolati numericamente e sottoposto agli stessi sforzi.



(a) FRF trave  
f [Hz]



(b) Vista dell'alto della FRF

Fig. 2.8: Funzione di risposta in frequenza per il sistema in scala 1:1 non ottimizzato per il NES avente  $l = 7m$ ,  $b_{nes} =$ ,  $\rho = 7800kg/m^3$ ,  $h = 45cm$ ,  $s = 35mm$ ,  $E = 200MPa$ ,  $M_{pon} = 12000kg$ ,  $M_{sup} = 14000kg$ ,  $\check{f}_{N1} = 0.55Hz$  e  $\hat{f}_{N1} = 0.0138Hz$ .

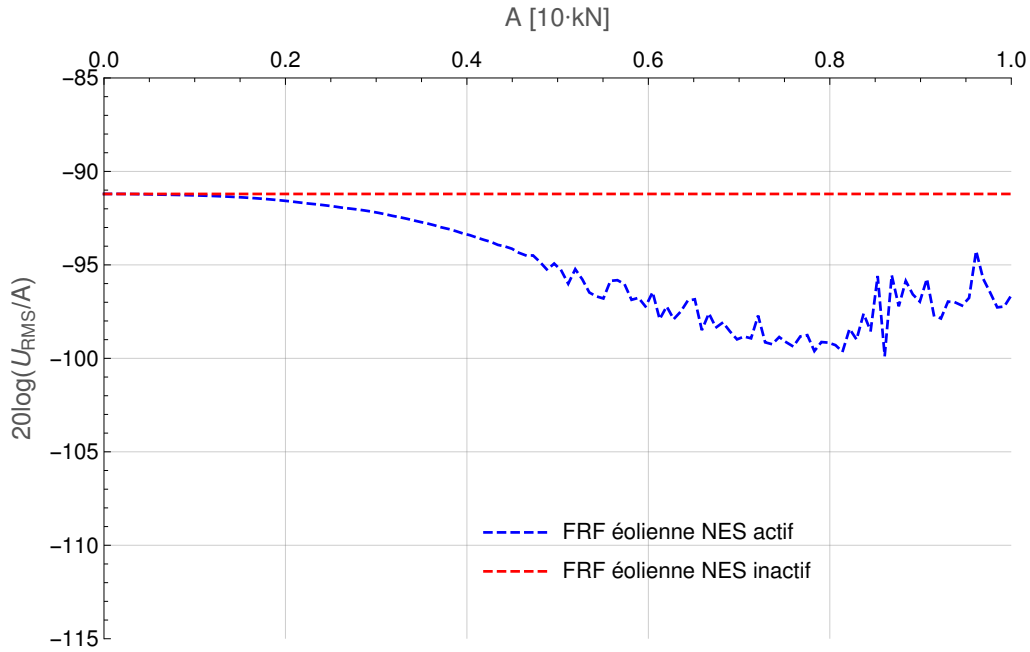


Fig. 2.9: Linea di cresta per il sistema in scala 1:1 non ottimizzato. In rosso la curva per il NES inattivo, in blu per il NES attivo.

Nel resto di questo sottocapitolo è stata adimensionalizzata l'equazione del moto dell'albero della torre. Questa é stata fatta per mantenere un collegamento tra il modello in scala ridotta e il modello in scala reale. Si consideri dunque l'equazione del moto

$$[\rho S + M_{tot}\delta_L(x)]\ddot{u}(x) + EI \frac{\partial^4 u(x)}{\partial x^4} = F_{tête}(t)\delta_L(x) \quad (2.11)$$

Successivamente, si rendono i risultati indipendenti dalla lunghezza della torre per mezzo della parametrizzazione  $x \rightarrow s = x/L$ ,  $x \in [0, L]$  e  $s \in [0, 1]$

$$[\rho S + M_{tot}\delta_L(sL)]\ddot{\hat{u}}(s) + \frac{EI}{L^4} \frac{\partial^4 \hat{u}(s)}{\partial s^4} = F_{tête}(t)\delta_L(sL) \quad (2.12)$$

Usando la notazione  $\hat{u}(s) = u(sL)$  e considerando che  $\delta_L(sL) = 1/L\delta_1(s)$ , ciò conduce alla riscrittura

$$[\rho S + \frac{M_{tot}}{L}\delta_1(s)]\ddot{\hat{u}}(s) + \frac{EI}{L^4} \frac{\partial^4 \hat{u}(s)}{\partial s^4} = \frac{F_{tête}(t)}{L}\delta_1(s) \quad (2.13)$$

e se si divide per  $\rho S$ , per il modello in scala reale si ottiene la seguente scrittura

$$[1 + \frac{M_{tot}}{\rho SL}\delta_1(s)]\ddot{\hat{u}}(s) + \frac{EI}{\rho SL^4} \frac{\partial^4 \hat{u}(s)}{\partial s^4} = \frac{F_{tête}(t)}{\rho SL}\delta_1(s) \quad (2.14)$$

Adesso si consideri un altro sistema, quello in scala ridotta 2.15 che si vuole dimensionare.

$$\left[1 + \frac{M'_{tot}}{\rho' S' L'} \delta_1(s)\right] \ddot{u}'(s) + \frac{E' I'}{\rho' S' L'^4} \frac{\partial^4 \hat{u}'(s)}{\partial s^4} = \frac{F'_{t\acute{e}t\acute{e}}(t)}{\rho' S' L'} \delta_1(s) \quad (2.15)$$

Per avere lo stesso comportamento dinamico e stabilire una relazione di scala tra i due sistemi, bisogna preservare i rapporti caratteristici  $\frac{M'_{tot}}{\rho' S' L'} = \frac{M'_{tot}}{\rho' S' L'}$ ,  $\frac{EI}{\rho S L^4} = \frac{E' I'}{\rho' S' L'^4}$  e  $\frac{F'_{t\acute{e}t\acute{e}}}{\rho S L} = \frac{F'_{t\acute{e}t\acute{e}}}{\rho' S' L'}$ . Con queste ugualianze si preserva, nell'ordine di scrittura, la massa, la frequenza e i carichi dei due sistemi.

Per avere degli spostamenti relativi comparabili, si continua con l'adimensionizzazione degli spostamenti  $\tilde{u}(s) = \hat{u}/L$  del modello. Quindi, si ottiene la formula finale 2.16, che permette di legare il comportamento del modello in scala ridotta e del modello reale.

$$\left[1 + \frac{M'_{tot}}{\rho' S' L'} \delta_1(s)\right] \ddot{\tilde{u}}'(s) + \frac{E' I'}{\rho' S' L'^4} \frac{\partial^4 \tilde{u}'(s)}{\partial s^4} = \frac{F'_{t\acute{e}t\acute{e}}(t)}{\rho' S' L'^2} \delta_1(s) \quad (2.16)$$

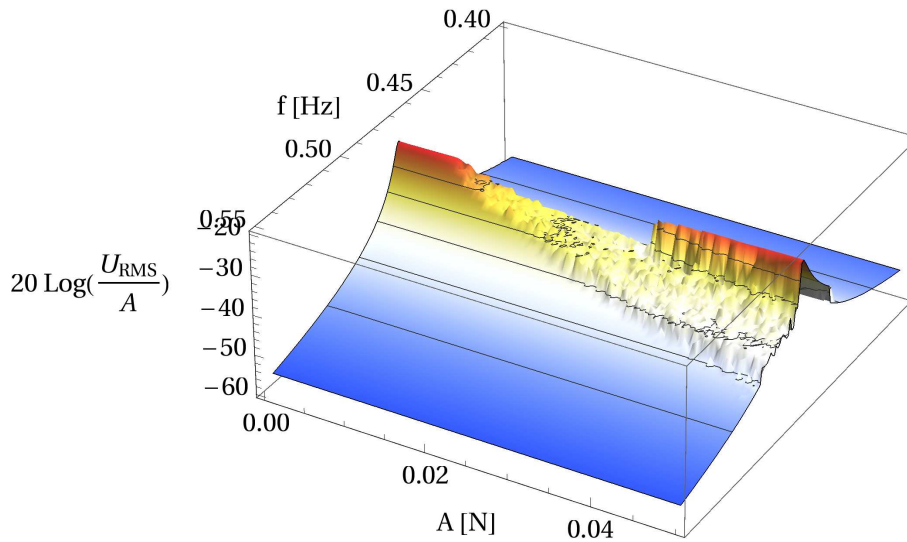
I risultati sull'attenuazione 1:100

Le considerazioni fatte nella sezione precedente permettono di realizzare il dimensionamento numerico del modellino. Poiché si vuole mantenere lo stesso comportamento dinamico e le stesse caratteristiche inerziali, in particolare il rapporto tra il peso totale della trave e la massa messa in testa, si conservano gli stessi materiali del sistema in scala 1 : 1 e si ricercano i pesi e le dimensioni che permettono di avere una frequenza propria identica a quella della torre reale. Questo permette di sostituire la trave cava del modello in scala reale con una trave piena  $l_r = 1.28m$ , altezza  $h_r = 5cm$ , spessore  $e_r = 2mm$  e massa in testa posizionata in  $h_{pr} = 1.28m$  di  $m_r = 0.8kg$  per il modello in scala ridotta. Il forzamento è posizionato a  $x_{forc} = 1,26m$ . Per il NES si procede come per il modello reale, tranne che per l'inizio dell'ottimizzazione si è preso un NES identico a [5] (dove  $l = 10cm$ ,  $b_{nes} = 0.5mm$ ,  $\rho = 7800kg/m^3$ ,  $h = 5mm$ ,  $s = 0.1mm$ ,  $E = 200Mpa$ ,  $M_{pon} = 2.6g$  e  $M_{sup} = 29.3g$ ) la cui efficacia è già nota. Il NES è piazzato su  $h_{r_{nes}} = 1,20m$ . Si è riportato in Fig. 2.10 e Fig. 2.11 il miglior risultato che si è ottenuto per il modello in scala ridotta.

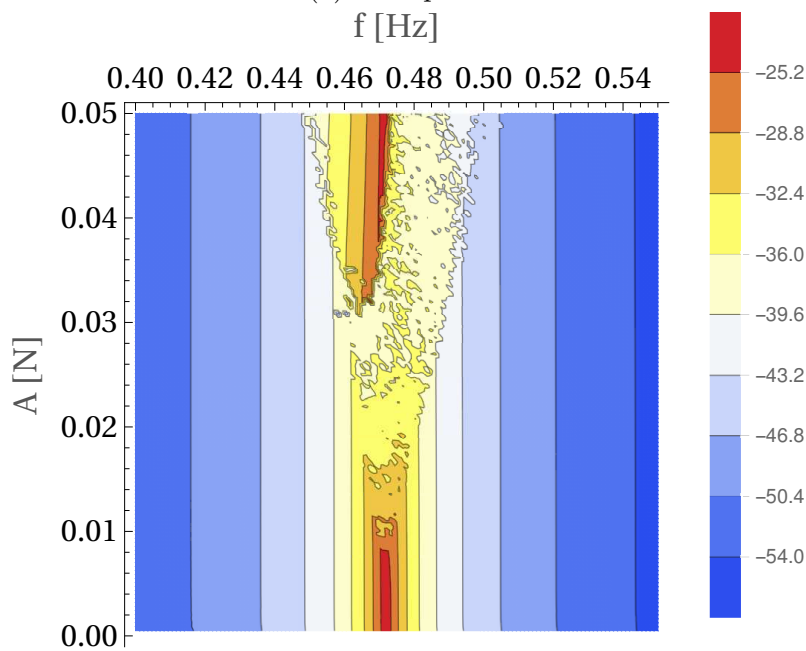
Il NES dimensionato per l'esperienza numerica in scala ridotta Fig. 2.11, dove si sono ottenuto 11dB d'attenuazione, è stato utilizzato come riferimento per reperire in commercio la trave e il peso della massa da mettere in testa nel sistema.

Dalle simulazioni effettuate si sottolinea che se si riduce semplicemente la massa puntuale a 9g, si ritrova una riduzione di 2dB nell'efficacia dell'attenuazione.





(a) FRF poutre  
f [Hz]



(b) Vu du dessus de la FRF

Fig. 2.10: Funzione di risposta in frequenza per il sistema in scala 1:100. Risultati ottenuti per un NES di caratteristiche  $l = 10.2\text{cm}$ ,  $b_{nes} = 0.6\text{mm}$ ,  $\rho = 7800\text{kg/m}^3$ ,  $h = 1\text{cm}$ ,  $s = 0.2\text{mm}$ ,  $E = 200\text{MPa}$ ,  $M_{pon} = 12\text{g}$ ,  $M_{sup} = 30\text{g}$ ,  $\hat{f}_{N1} = 0.54\text{Hz}$  e  $\hat{f}_{N1} = 0.0138\text{Hz}$

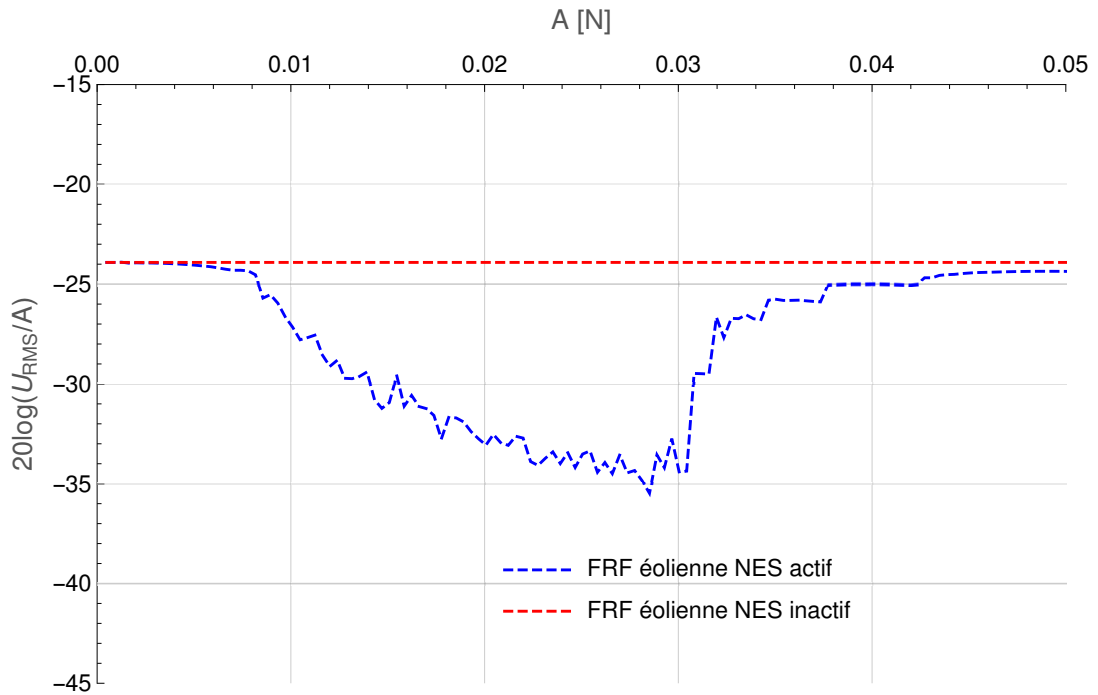


Fig. 2.11: Linea di cresta per il sistema in scala 1:100 non ottimizzato

## Conclusione

Il modello numerico in scala reale a due gradi di libertà, uno per la trave e uno per il NES, utilizzato nella descrizione del sistema e i risultati ottenuti mostrano che si può sperare di utilizzare il pompaggio energetico per attenuare le vibrazioni dell'albero nel suo campo di eccitazione. Anche nel caso del modello di turbina eolica in scala ridotta, lo stesso codice di calcolo fornisce risultati soddisfacenti per il livello di attenuazione. Quest'ultimo risultato permette di procedere alla validazione sperimentale del codice di calcolo, effettuata nel capitolo successivo attraverso un modellino.



---

## Capitolo 3

# Campagna sperimentale

Affinché il codice di calcolo possa essere validato, bisogna realizzare un modello sperimentale in scala. Questa tappa sperimentale è necessaria per il seguito del lavoro, cioè il dimensionamento numerico in scala reale del NES. Le dimensioni della trave e della massa in punta sono state scelte in modo da avere la prima frequenza propria del sistema prossima a quella della torre reale, vedere la sezione 2.4. Per la realizzazione del modellino queste indicazioni sono state molto utili, tuttavia ci si è dovuti adattare alla trave e ai pesi disponibili in commercio e in laboratorio. Ciò ha condotto ad una prima frequenza propria della trave più elevata rispetto a quella del sistema, condizione che tuttavia non ha impattato la validità dei risultati ottenuti nei paragrafi successivi poiché le misure sperimentali sono necessarie alla sola validazione del codice di calcolo a frequenze molto basse.

Il modellino risultante è composto da una trave rettangolare piena in acciaio di dimensioni  $l_{maq} = 130cm$ ,  $h_{maq} = 3cm$ ,  $e_{maq} = 4mm$  e massa in testa  $m_{maq} = 802g$  posta a  $x_{M_p} = 94.5cm$ . Per la parte di accoppiamento del modello numerico con il modello sperimentale che seguirà, il sistema è caratterizzato per mezzo dei parametri frequenziali della trave  $\hat{f}_1$  e  $\check{f}_1$ , indicanti lo smorzamento e frequenza propria del sistema.

Per il NES si è proceduto nello stesso modo della trave. Vista la proposta fatta nella sottosezione 2.4, si è presa come lamina quella più vicina ai valori di ottimizzazione e attualmente presente in laboratorio. Dunque, l'assorbitore risultante presenta le caratteristiche seguenti  $l = 12cm$   $b_{nes} = 2mm$   $\rho = 7800$   $h = 5cm$   $e = 0.5mm$   $E = 200Mpa$   $M_{pon} = 24.3g$   $M_{sup} =$  e incastrato a  $x_{nes} = 1.28m$ . Prima di passare alla parte concernente le misure realizzate, si vuole sottolineare che diverse configurazioni sperimentali del sistema sono state testate al fine di avvicinare

il più possibile il primo modo del NES al primo modo proprio della trave. Per fare ciò si è cercato di rammollire la lamina, e in un secondo momento si è aumentata la massa concentrata sulla lamella. Date le piccole dimensioni del NES si è avuto difficoltà a ridurre opportunamente la frequenza propria della lamina, da cui la debole efficacia dell'assorbitore rilevata nel seguito dell'esperienza. Infatti, per avere una buona attenuazione la frequenza propria del NES non deve essere troppo lontana da quella del modo da controllare. Per il seguito del lavoro (e per i risultati riportati) si è fatto riferimento alla migliore configurazione ottenuta, ovvero quella con la più bassa frequenza propria del NES.

Si vuole nuovamente sottolineare l'importanza della parte sperimentale, poiché per la validità del modello utilizzato i dati frequenziali  $\hat{f}_1$ ,  $\check{f}_{N1}$  e  $\hat{f}_{N1}$  non possono essere ottenuti diversamente. Questi valori saranno necessari per l'allineamento (accoppiamento) a posteriori del codice numerico, come fatto da [5].

La torre vera e propria è, in funzione, in equilibrio quasi statico, a causa della freccia e delle oscillazioni imposte dal carico del vento. Nella prova sperimentale non sono stati presi in considerazione i precarichi nella direzione di forzatura. Per ragioni dovute all'implementazione della manipolazione, si è scelto di montare il modellino in direzione orizzontale quando è evidente che in realtà lo si dovrebbe assemblare secondo la direzione verticale, come nel caso delle installazioni reali. Infine, nell'esperimento ritroviamo gli effetti delle forze gravitazionali legate alla massa nella testa. Questo genera una certa deflessione statica che non è presente nella realtà e non è presa in considerazione nel modello numerico.

Infine, prima di passare al paragrafo seguente si presentano i limiti principali che il modellino presenta rispetto alla torre reale. La trave a differenza del caso reale non presenta un precarico, imposto dal vento, per la posizione di equilibrio quasi-statico intorno a cui la trave oscilla. In aggiunta, per dei motivi legati alla semplicità di messa in opera, la trave è stata montata in orizzontale. Questa scelta sottopone la trave a una deflessione statica legata alla forza peso non presente nella realtà e non presa in conto nel codice numerico.

### 3.1 Strumenti

Per la messa in opera dell'esperienza si è utilizzato: un eccitatore Brüel & Kjær tipo 4810, un amplificatore Brüel & Kjær tipo 2706, tre sensori di spostamento laser LK-G32 LK-G82 LKG-152, un vibrometro laser Polytec PSV-400 pilotato dal

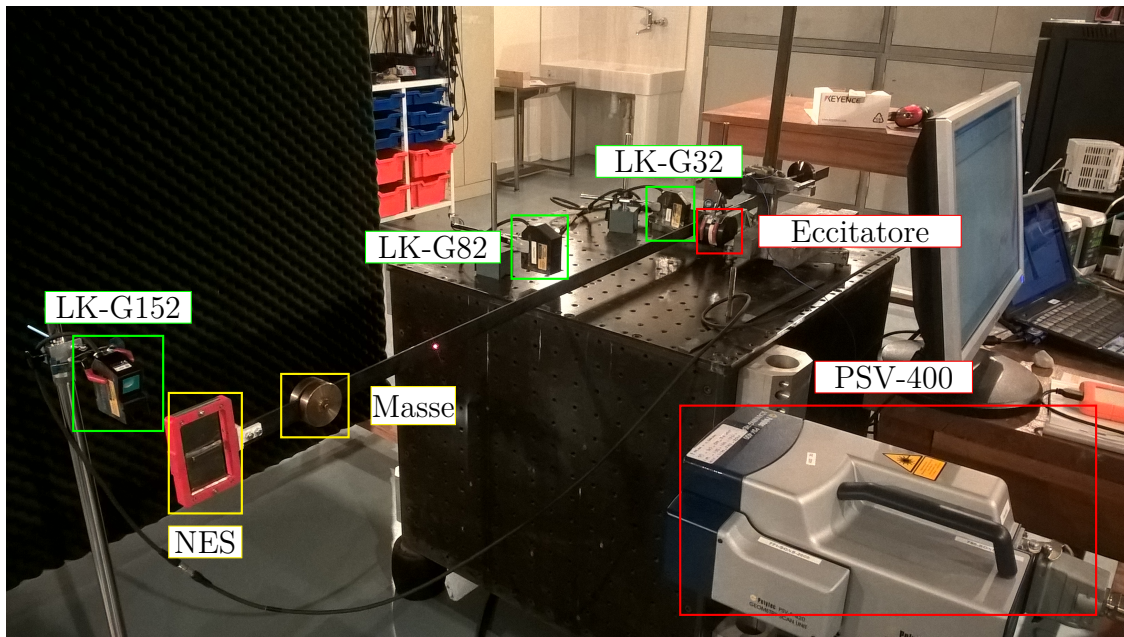


Fig. 3.1: Esperienza realizzata in presenza di massa in punta e NES fissato sulla trave.

controllore OFV-400 e un sistema di acquisizione e trattamento dei dati NetdB NDB1002000A, un calcolatore per l'immagazzinamento dei risultati.

## 3.2 Le esperienze

Le misure sperimentali sono state realizzate in laboratorio con due modelli differenti, Fig. 3.1 e Fig. 3.4. Questa parte sperimentale é fondamentale perché permette d'avere le due grandezze necessarie alla completa descrizione del sistema:

- Lo smorzamento strutturale per il primo modo proprio del sistema;
- La prima frequenza propria del NES e il suo smorzamento.

Per la serie di misure sono stati utilizzati tre tipi di forzamento:

- Rumore bianco, nella banda  $[0 - 15Hz]$  per determinare la funzione di risposta in frequenza del sistema nella zona di interesse. Questa funzione è calcolata per bassi livelli di eccitazione, ovvero quando il NES non si è ancora attivato e si comporta ancora in maniera lineare. Questa misura permette di calcolare lo smorzamento del sistema, lo smorzamento e la prima frequenza propria del NES;

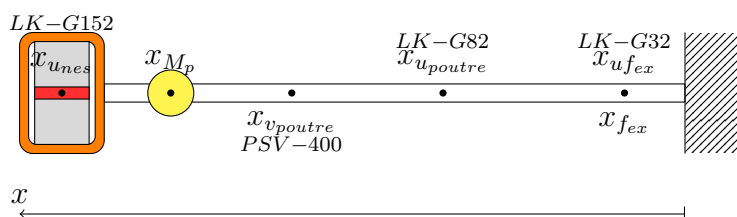


Fig. 3.2: Schema semplificato dell'esperienza finale, con la massa in testa

- Seno puro, avente una frequenza uguale a quella del primo modo proprio della torre. Queste misure sono necessarie per comparare in seguito i risultati numerici con i risultati sperimentali;
- Seno traslante (glissant), per escludere degli eventuali spostamenti nella frequenza propria disturbanti le misure in seno puro.

Il modello in figura Fig. 3.1 può essere descritto con lo schema semplificato, illustrato in Fig. 3.2. Per la messa in opera delle misure si è preso  $x_{u_{nes}} = 135.2cm$ ,  $x_{v_{poutre}} = 94.5cm$ ,  $x_{u_{poutre}} = 51.2cm$ ,  $x_{fex} = 7.8cm$  et  $x_{u_{fex}} = 7.8cm$ .

### 3.2.1 Misure in rumore bianco

Con questa configurazione si è realizzata una misura in rumore bianco per caratterizzare la FRF del sistema, si veda Fig. 3.3. In questa misura appaiono il primo e il secondo modo proprio del sistema, e il secondo modo proprio del NES. Di questa esperienza si è tenuto conto solamente del primo modo proprio della trave  $\hat{f}_1 = 1.1353Hz$ , poiché il modello considerato ha un solo grado di libertà. Lo smorzamento  $\hat{f}_1 = 0.00913Hz$ , è stato calcolato in post trattamento con un codice *Mathematica* fornito dal laboratorio [5].

Tuttavia durante questa misura non si è potuto trovare il primo modo proprio del NES. Questo è stato ricercato nel modellino in Fig. 3.4, rappresentato schematicamente in Fig. 3.5. L'esperienza in Fig. 3.5 fa parte della serie di prove immediatamente precedenti a Fig. 3.2. Questa serie è stata realizzata per mostrare che si potesse realizzare il pompaggio energetico sul modellino. Le due configurazioni si differenziano per l'assenza della massa in testa, la quale non influenza i parametri di funzionamento del NES installato sulla trave.

Ora si guarda, come fatto per il primo modo proprio della torre, la funzione di risposta in frequenza della trave Fig. 3.6, e finalmente si ritrova il picco relativo al primo modo proprio del NES. Per il calcolo del suo smorzamento e della sua

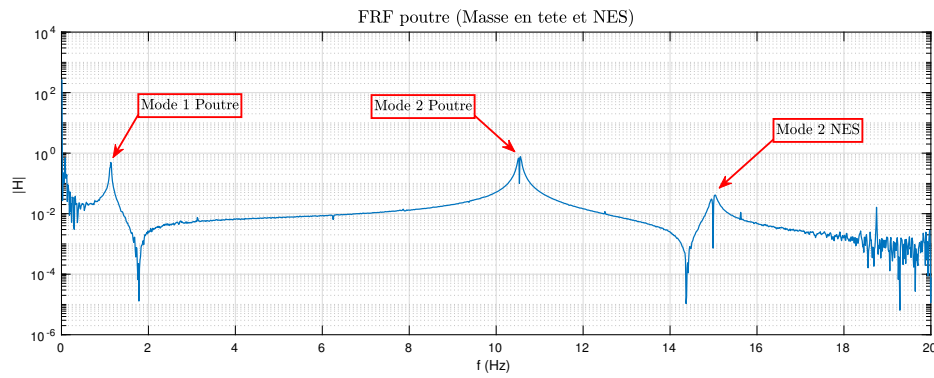


Fig. 3.3: Funzione di risposta in frequenza della trave in rumore bianco a 0.1V di eccitazione. Misura realizzata con il sensore LK-G82

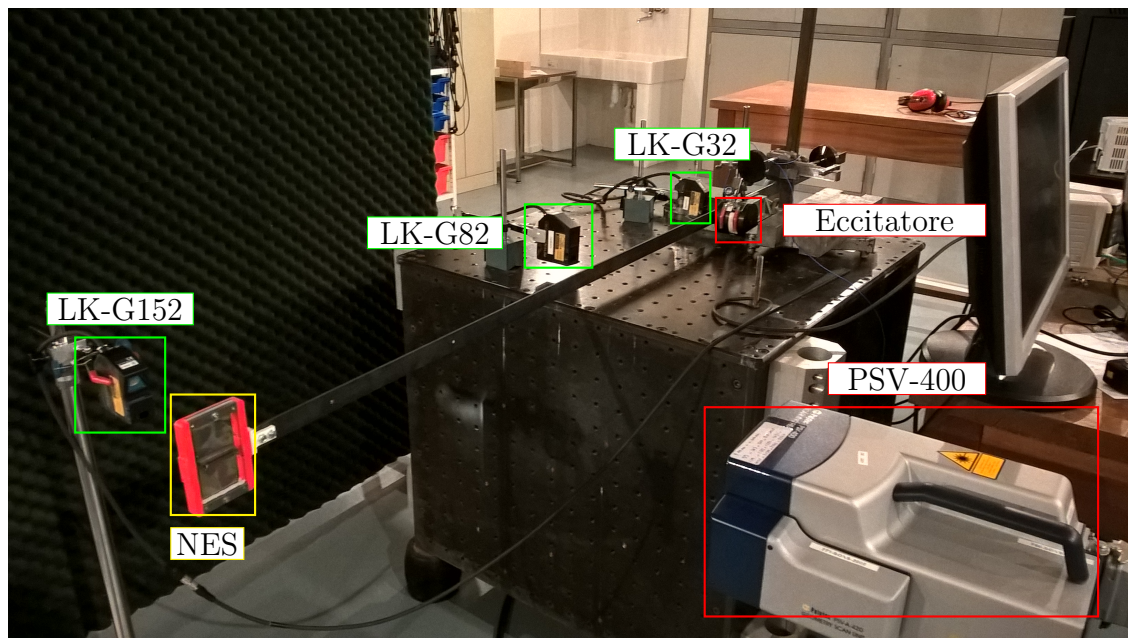


Fig. 3.4: Modellino della eolica in scala ridotta senza massa in testa

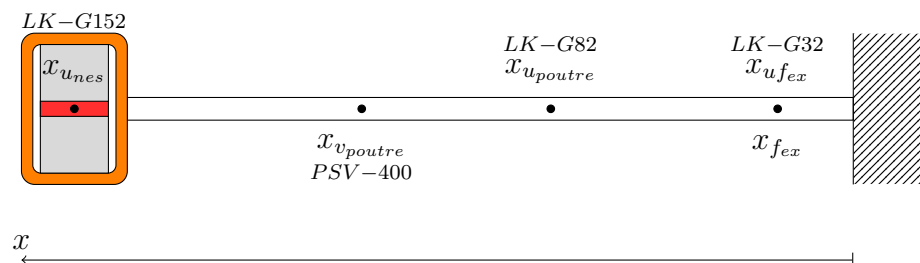


Fig. 3.5: Schema del modellino dell'eolica in scala ridotta senza massa in testa



frequenza naturale, prendiamo come riferimento la funzione di risposta in frequenza del NES, misurata dal relativo sensore dedicato (vedere Fig. 3.7). Si ottiene  $\check{f}_{N1} = 4.25Hz$  e  $\hat{f}_{N1} = 0.085Hz$ . Per lo smorzamento è stato utilizzato lo stesso codice numerico utilizzato per la trave.

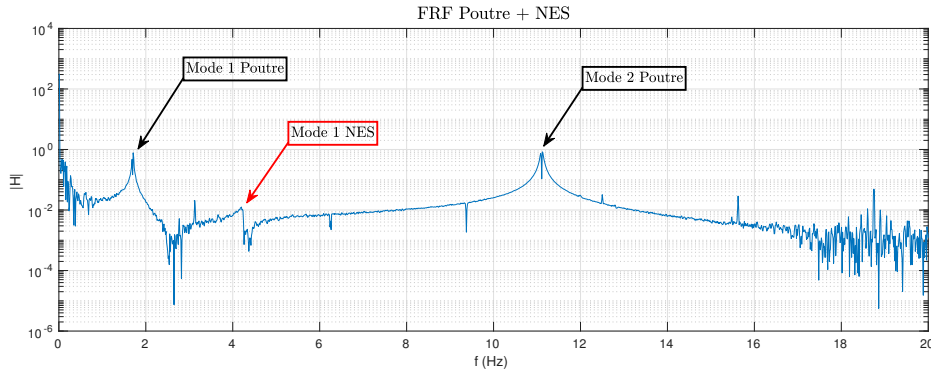


Fig. 3.6: Funzione di risposta in frequenza della trave in rumore bianco a 0.025 volt di eccitazione. Misura realizzata con il sensore LK-G82

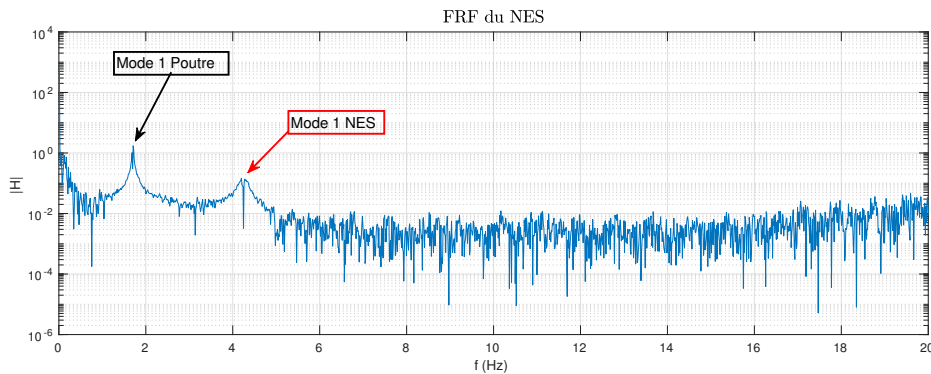


Fig. 3.7: Funzione di risposta in frequenza del NES in rumore bianco a 0.025V di eccitazione. Misura realizzata con il sensore LK-152

### 3.2.2 Serie di misure sperimentali - Seno puro

La parte successiva delle misure è consistita in delle registrazioni puntuali della risposta del sistema sottoposto a un forzamento sinusoidale puro. Queste misure non permettono la costruzione di una cartografia della risposta, come fatto in Fig. 2.10a, poiché tale scelta avrebbe comportato un elevato tempo di campionamento dei segnali. Se si considera che per ogni registrazione di un punto della cartografia sono stati necessari 23 minuti di acquisizione, che si è dovuto fermare manualmente la trave e che è necessaria una mesh sufficientemente fine in ampiezza e frequenza per

avere dei risultati di qualità, l'esperienza di acquisizione dei dati avrebbe dovuto durare molti giorni. Dovendo far fronte ai limiti del sistema d'acquisizione, sia temporali e sia per la memoria d'archiviazione, si è fatta la scelta "tecnica" di condurre delle misure puntuali per differenti ampiezze di oscillazione ad una frequenza fissata  $\check{f}_1$ , ovvero quella di risonanza del sistema, fino a raggiungere lo stato di pompaggio energetico.

Queste misure sono realizzate con lo scopo di validare il codice di calcolo, operazione realizzata confrontando la risposta numerica del sistema con la risposta sperimentale, restituiranno come risultato una semplice curva rappresentativa del sistema. Quando si osserva che il NES si attiva, questa ampiezza di oscillazione della trave permette di stabilire un legame tra le ampiezze dell'eccitatore realizzate in  $[V]$  e i valori numerici in  $[N]$ , per il quale si rimanda al capitolo 4. Quindi non si ha più come risultato una superficie per la risposta, ma una semplice linea rappresentativa della risposta in corrispondenza del primo modo proprio di risonanza.

Prima di proseguire con l'analisi dei risultati ottenuti, si vuole sottolineare che durante le misure sperimentali sono stati osservati dei forti livelli d'attenuazione intorno ai  $20dB$  per il secondo modo del sistema per lo stesso intervallo di eccitazione. Questo eccellente risultato è conseguenza delle difficoltà che si sono avute nell'avvicinare la prima frequenza propria del NES alla prima frequenza propria del sistema, modo che si vuole controllare in questo studio. Tale risultato mette in evidenza che l'assorbitore è in grado di controllare in maniera efficace differenti modi del sistema, e che le migliori performance si ritroveranno sul modo il più prossimo alla frequenza di risonanza dell'assorbitore. Il risultato di ciò è che l'assorbitore è in grado di controllare, dunque attenuare, contemporaneamente più modi propri del sistema. Tuttavia tale attenuazione non è stata presa in considerazione nello studio poiché il modello considerato è ad un solo grado di libertà.

## Conclusione

I risultati ottenuti dal modellino mostrano che il modello numerico che si sta utilizzando è in grado di rappresentare con buona approssimazione il pompaggio energetico, anche se questo fenomeno è regolato da una dinamica altamente non lineare. Anche se nell'esperienza non si è riusciti a controllare perfettamente l'attenuazione del primo modo proprio, questo non ha influenzato la validità del lavoro, visto che la vera ottimizzazione sarà realizzata sul modello numerico in scala 1 : 1.



---

# Capitolo 4

## I risultati

### 4.1 Risultati sperimentali e ricalibratura del modello

Per la completa validazione del codice di calcolo in scala ridotta, si è effettuata la ricalibratura (accoppiamento) del modellino sul codice di calcolo. Se si è capaci di ritrovare gli stessi risultati sperimentali sul codice di calcolo a partire dalla stessa configurazione di carico, si potrà passare alla fase finale di ottimizzazione per il dispositivo in scala reale.

La ricalibratura del modello ha lo scopo di stabilire un collegamento tra ciò che si ottiene numericamente e ciò che si ottiene sperimentalmente. Si cerca principalmente una corrispondenza tra la forza ottenuta nel codice di calcolo, espressa in  $[N]$ , e la forzatura sperimentale, espressa in  $[V]$  per le misure puntuali effettuate in seno puro. Per trovare tale legame si è eseguita una simulazione in *Mathematica* con gli stessi parametri utilizzati nella campagna sperimentale (proprietà della trave, NES, posizione d'eccitazione, ecc...). Poiché per l'esperienza è stata tracciata la risposta della trave alla frequenza di risonanza del sistema per diversi valori di eccitazione, si traccia la stessa curva numerica per un certo intervallo di eccitazione in cui è possibile trovare anche il punto di innesco del NES.

Questo punto è fondamentale, perché è l'unico elemento in grado di collegare le due esperienze. La caratteristica principale di questo punto è che, indipendentemente dal tipo di esperimento effettuato, quando la trave raggiunge una certa velocità o ampiezza dello spostamento si ha l'attivazione del NES. Necessariamente si avrà lo stesso valore dell'eccitazione, qualunque sia l'unità di misura utilizzata. Ciò si traduce in una relazione lineare di proporzionalità rispetto alla velocità (o anche

all'ampiezza dello spostamento) della trave:

$$v_{trave} = \alpha F = \beta V \quad (4.1)$$

dove  $\alpha$  e  $\beta$  sono dei coefficienti di proporzionalità,  $F$  sforzo in  $[N]$  e  $V$  sforzo in  $[V]$ . Ciò vuol dire che nel punto di inizio pompaggio c'è una relazione di tipo proporzionale tra  $F$  e  $V$

$$F = \frac{\beta}{\alpha} V = \gamma V \quad (4.2)$$

Una volta calcolato questo fattore di scala  $\gamma$ , è stato possibile far combaciare i due modelli. Nel caso di questo studio si è ottenuto  $\gamma = 3N/V$ . La Fig. 4.1 mostra i risultati di questa fase, dove si ritrova l'andamento esatto tra le due esperienze.

Si sottolinea che il segnale temporale misurato durante la manipolazione è quasi periodico, dato che nella figura si sono ottenuti quasi gli stessi risultati sia nel caso in cui si è calcolato il valore efficace dell'ampiezza massima del segnale (cioè si è assunto il segnale come periodico), sia nel caso in cui si è calcolato il valore quadratico medio del segnale orario.

Sapendo che la risposta dell'eccitatore è lineare, è necessario verificare che il coefficiente  $\gamma$  nell'equazione 4.2 sia sempre valido per lo stesso NES in almeno una diversa configurazione del sistema. Si riprendono allora le misure in seno puro fatte per il modellino in Fig. 3.4, quelle senza massa in testa, e si osserva nuovamente se con gli stessi parametri di sistema questa prova restituisce una coincidenza tra la il modellino e la simulazione numerica.

La Fig. 4.2 mostra i risultati di questa verifica. Si nota che non c'è una corrispondenza esatta tra il risultato numerico e il risultato sperimentale, tuttavia, si ritrova almeno l'andamento dello spostamento che è caratteristico sia della quasi totale assenza del pompaggio energetico sia della sua efficacia molto bassa. Ciò significa che si sono oltrepassati i limiti di validità del modello numerico. Tuttavia, l'andamento dei risultati conferma la scelta corretta del fattore di scala  $\gamma$ . Questo assicura l'accuratezza della ricalibratura realizzata.

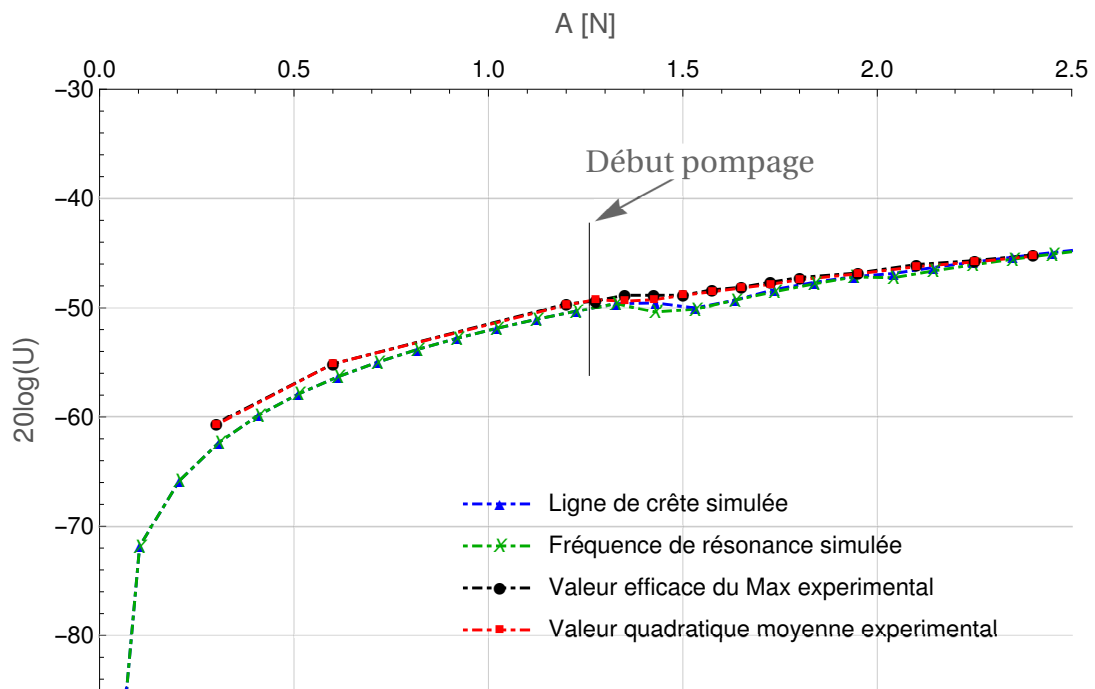


Fig. 4.1: Spostamento della trave in funzione del forzamento utilizzato, risultato della fase di ricalibratura per il caso di massa in testa. In questa configurazione  $\check{f}_1 = 1.1353$  e  $\hat{f}_1 = 0.00913Hz$ . In blu la linea di cresta simulata, in verde la risposta simulata per la frequenza di risonanza, in nero il valore efficace dell'ampiezza massimale delle misure sperimentali (frequenza di risonanza), in rosso la media quadratica d'insieme del segnale temporale (sempre alla frequenza di risonanza). La linea grigia orizzontale indica la zona di inizio pompaggio.

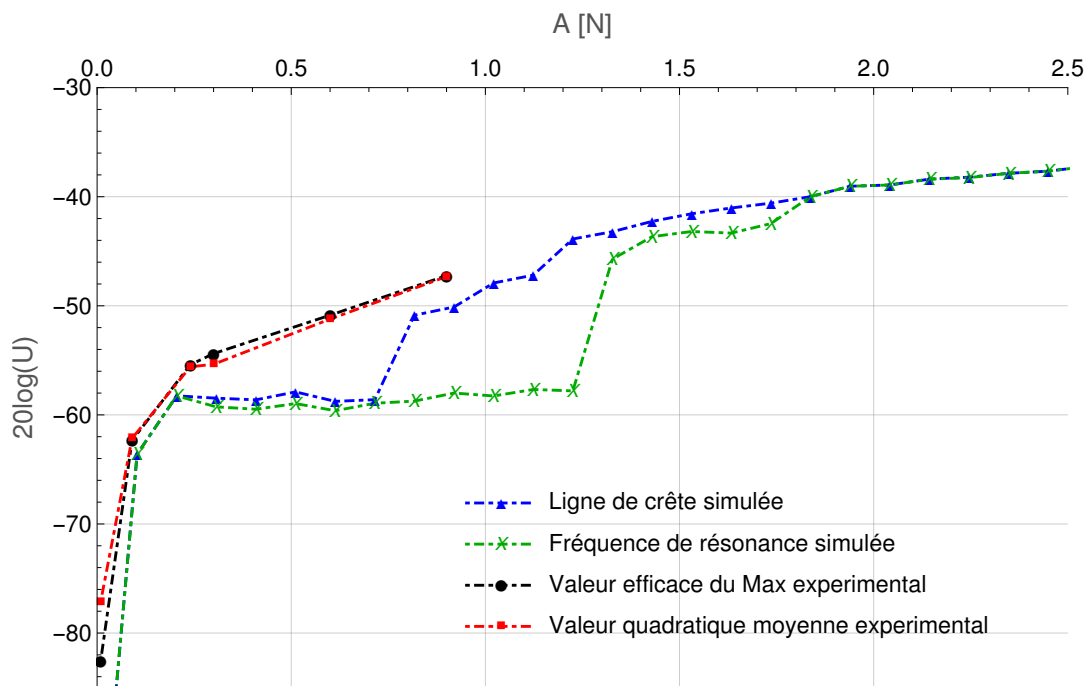


Fig. 4.2: Spostamento della trave in funzione della forza utilizzata per verificare la validità del rapporto di proporzionalità, caso senza massa in testa. Per questa configurazione  $\check{f}_1 = 1.709Hz$  e  $\hat{f}_1 = 0.00681Hz$ , valore misurato. Le curve hanno lo stesso significato di quelle in Fig. 4.1.

## 4.2 Proposte d'ottimizzazione e risultati in scala 1:1

Nella sottosezione 2.3.4 si è proposto un primo modello di NES, le cui caratteristiche hanno permesso di realizzare il pompaggio energetico. Come si è visto in precedenza, questo studio preliminare ha avuto l'obiettivo di fornire risultati per gli ordini di grandezza in gioco. In questa ultima parte dello studio l'obiettivo finale è quello di dimensionare il NES per le forze esatte presenti sulla torre. Tra le diverse soluzioni ottimali, solo una è stata riportata in questo lavoro di tesi. È quella con la quale è stato possibile sia ricoprire l'intero campo di eccitazione sia raggiungere un livello soddisfacente di attenuazione.

### 4.2.1 Centraggio del NES sulla condizione di funzionamento

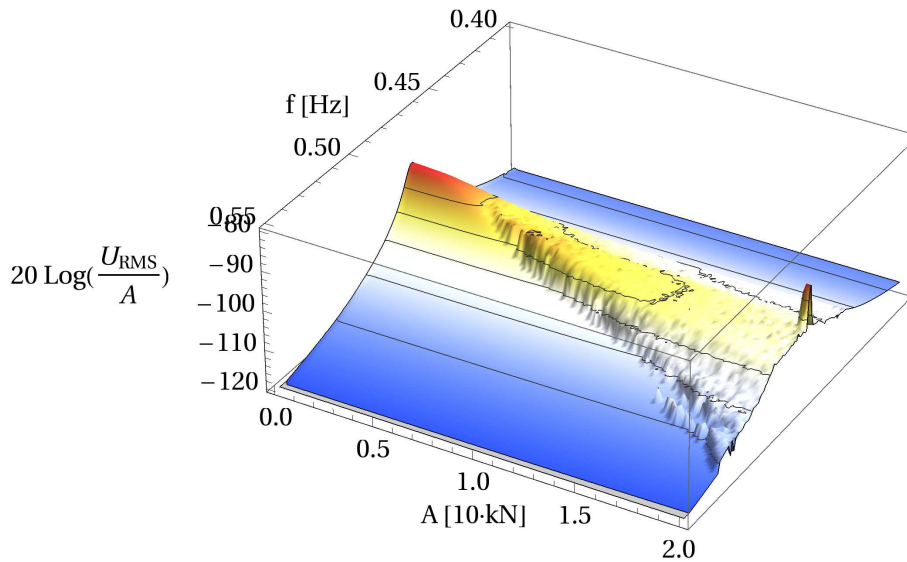
Lo studio d'ottimizzazione ha condotto ai risultati in Fig. 4.3 e Fig. 4.4, dove si evince che il NES può attenuare la risposta fino a  $11dB$  nell'intervallo di eccitazione della pala eolica. Questa è la situazione più performante per il sistema e, se da un lato può essere presa come valore di riferimento per l'obiettivo d'attenuazione nella fase di concezione, dall'altro essa probabilmente non rappresenta la migliore performance raggiungibile. In effetti, l'obiettivo di questo lavoro è stato quello di mostrare che si è capaci d'ottenere dei livelli d'attenuazione soddisfacenti con questo assorbitore, mentre si è rinviato lo studio finale di ottimizzazione a una futura concezione. Delle altre soluzioni sono state ottenute per delle masse più contenute dell'assorbitore, tuttavia non sono state riportate poiché non hanno permesso di ottenere dei livelli di attenuazione soddisfacenti rispetto alla soluzione qui proposta.

Infine si vuole ricordare, come già accennato precedentemente, che per la soluzione proposta non è stata effettuata alcuna verifica di tenuta meccanica del componente in condizioni d'esercizio. Questo lavoro ha coperto la parte relativa all'applicabilità di questa tecnologia, mentre tali verifiche saranno rimandate ad eventuale lavoro di industrializzazione che esula dagli obiettivi di questo lavoro.

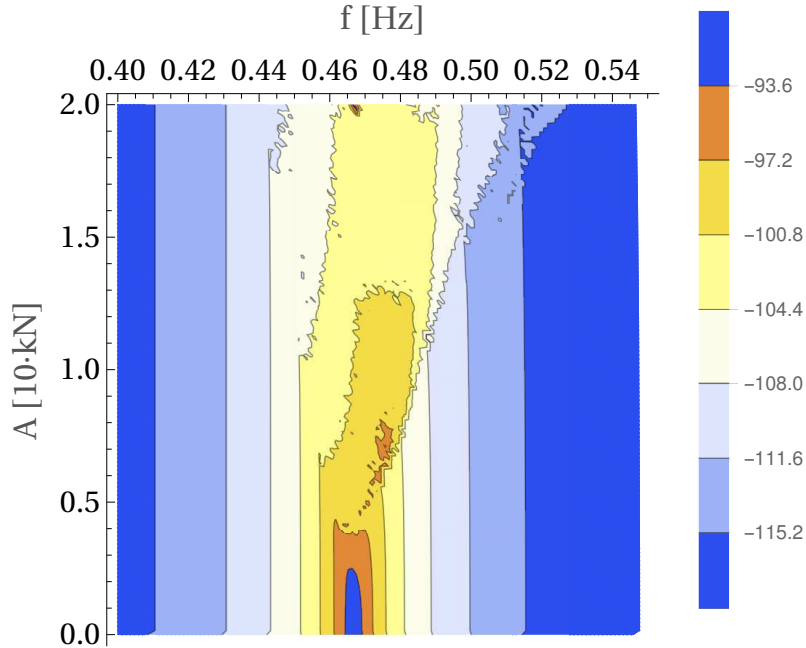
### 4.2.2 Studio parametrico - Analisi di sensibilità

In vista di una possibile installazione su delle pale eoliche della stessa taglia ma aventi delle caratteristiche strutturali differenti, si è realizzata un'analisi di sensibilità per il NES concepito e illustrato nel paragrafo precedente. Questa ha avuto





(a) FRF de la poutre  
f [Hz]



(b) Vu du dessus de la FRF

Fig. 4.3: Risposta del sistema in configurazione ottimizzata, misurata in punta d'albero. Risultati ottenuti per la configurazione  $l = 7m$ ,  $b_{nes} = 0.07m$ ,  $\rho = 7800kg/m^3$ ,  $h = 45cm$ ,  $s = 45mm$ ,  $E = 200MPa$ ,  $M_{pon} = 20000kg$ ,  $M_{sup} = 14000g$ ,  $\check{f}_{N1} = 0.64Hz$  et  $\hat{f}_{N1} = 0.064Hz$

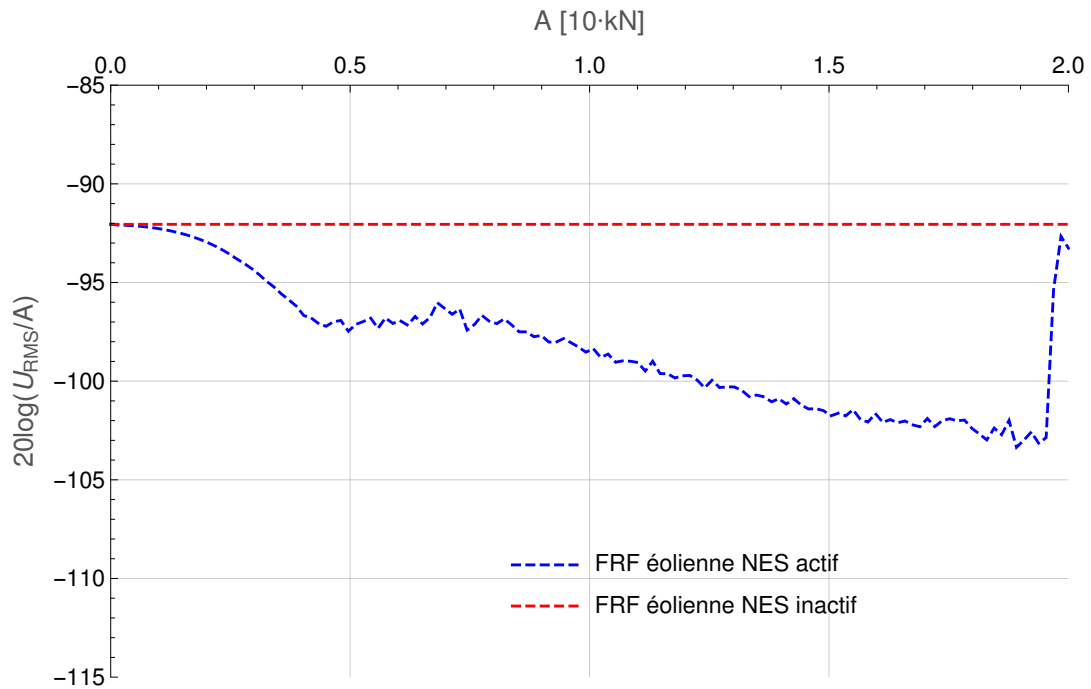


Fig. 4.4: Linea di cresta del sistema ottimizzato

per scopo di osservare l'influenza dei parametri strutturali, sia di concezione se si considera la rigidezza sia di scelta dei materiali e assemblaggi se si considera lo smorzamento, sull'efficacia dell'assorbitore. I risultati qui riportati rappresentano qualitativamente l'adattabilità del NES che si è concepito precedentemente.

### Rigidezza dell'albero

Il primo parametro analizzato è la prima frequenza propria della torre, di cui si vuole vedere l'efficacia sul comportamento del NES. Lo studio è condotto preservando tutti i parametri del sistema, geometria compresa, ad eccezione della rigidezza del sistema che è stata fatta variare artificialmente del codice di calcolo. I risultati sono riportati in Fig. 4.5a per una variazione del  $\pm 10\%$  della rigidezza della trave, a cui corrispondono rispettivamente le nuove prime frequenze proprie  $0.45Hz$  e  $0.50Hz$ .

Si sono ritrovati dei forti cambiamenti nella risposta del sistema, e soprattutto dell'efficacia del NES. Per dei bassi livelli d'eccitazione la risposta della struttura più rigida è più debole. Il NES permette una attenuazione paragonabile per dei bassi livelli d'eccitazione e degradata per dei livelli intermedi (intorno  $\leq 5kN$ ). Invece si osserva che per dei forti livelli d'eccitazione le tre curve hanno lo stesso andamento nella zona di funzionamento. Ciò significa che l'assorbitore concepito agisce come un limitatore di livello vibratorio, indipendentemente dai deboli cambiamenti

strutturali nell'eolica, cioè si è raggiunto l'obiettivo che si è posto all'inizio di questo lavoro di ricerca. Si osserva ugualmente che al crescere della rigidità l'attenuazione massima di  $11dB$  trovata nei tre casi si sposta verso dei livelli d'eccitazione più elevati.

Quindi il sistema concepito resta efficace nell'intorno della frequenza da controllare benché la sua efficacia si sia ridotta. Se si è capaci durante lo studio di concezione di realizzare un NES che limiti il livello vibratorio in un intervallo di funzionamento sufficientemente largo, si è realizzato un dispositivo molto efficace per una intera famiglia di eoliche. Al fine di migliorare l'attenuazione della risposta, si può pensare di concepire un NES che abbia una frequenza propria più bassa, di maniera da poter meglio controllare l'intervallo di possibili frequenze proprie della famiglia di eoliche per il quale funziona.

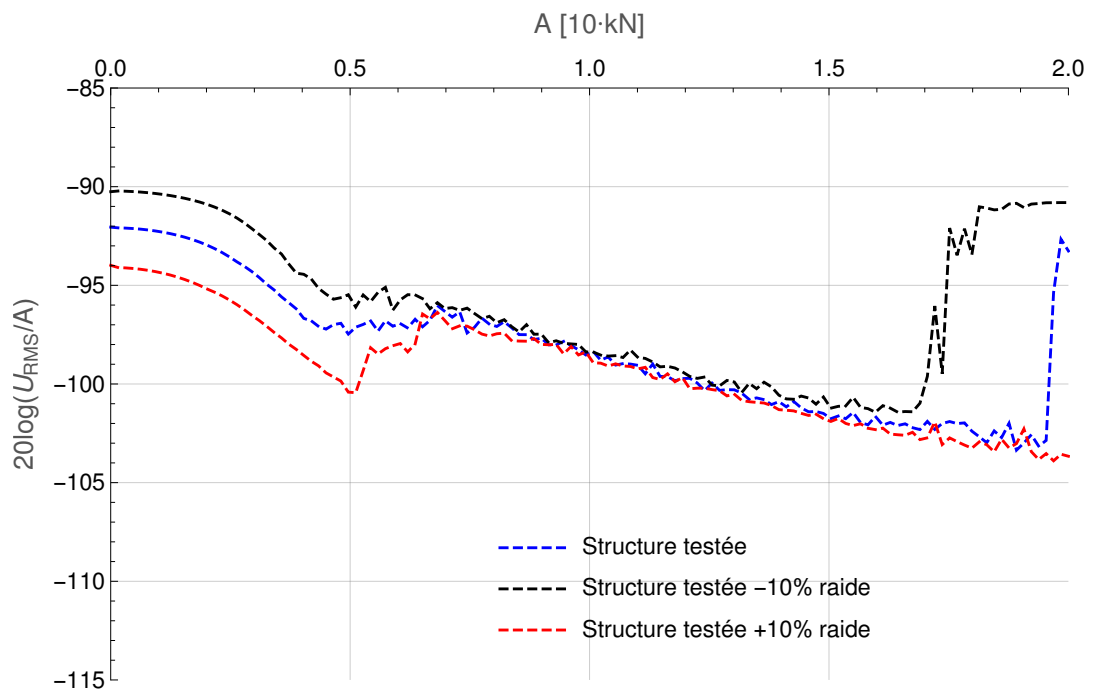
### Smorzamento dell'albero

I risultati riportati fin qui sono ottenuti per uno smorzamento strutturale  $\xi = \hat{f}_1/\check{f}_1 = 0.5\%$ , valore utilizzato per una concezione molto conservativa dell'albero. Adesso, si vuole vedere come l'efficacia del NES cambia se si prendono dei valori dello smorzamento più elevati, ma ritrovati più di frequente nelle applicazioni reali. I risultati sono riportati in Fig. 4.5b.

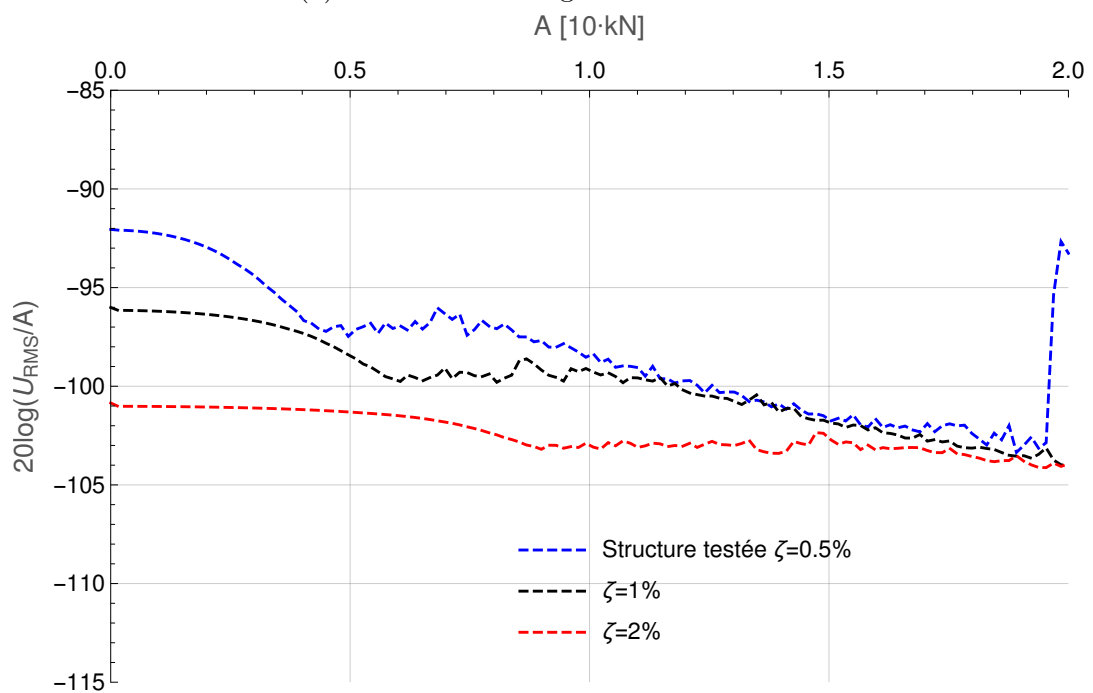
Si osserva che un aumento dello smorzamento della struttura genera una forte riduzione dell'efficacia del NES, sapendo che la sua massa e conseguentemente la sua capacità di dissipare energia sono deboli rispetto all'eolica. Si ritrova ugualmente che il NES si innesca per dei forti livelli d'eccitazione, vista la dissipazione già apportata dallo smorzamento strutturale sistema. Anche se la sua efficacia si riduce, essa resta sempre significativa per delle strutture meccaniche come quelle reali dove, frequentemente, si ha uno smorzamento intorno a  $\zeta = 1\%$ .

## Conclusione

L'ottimizzazione del modello in scala reale ha restituito dei risultati incoraggianti per delle future applicazioni. Tuttavia, si è rilevata una leggera variazione delle caratteristiche strutturali del sistema, che influenza in modo significativo il comportamento e l'efficacia dell'assorbitore. Si è notato che un assorbitore, di dimensioni e massa così ridotte, ha un'azione efficace per delle turbine eoliche poco smorzate.



(a) Sensibilità alla rigidezza dell'albero



(b) Sensibilità allo smorzamento dell'albero

Fig. 4.5: Analisi di sensibilità per le proprietà dell'albero



---

# Conclusione

Il lavoro presentato in questa tesi ha avuto come obiettivo di mostrare che il fenomeno del pompaggio energetico può essere utilizzato nel contesto delle pale eoliche per attenuare le vibrazioni dell'albero. Da un lato i risultati ottenuti mostrano che questa tecnica è capace di raggiungere l'obiettivo iniziale di fattibilità, sia per l'intervallo d'ampiezza ricoperto sia per il livello d'attenuazione, dall'altro lato essi mostrano l'influenza marcata delle caratteristiche strutturali dell'albero sulle performance dell'assorbitore.

Il limite più importante con il quale ci si è scontrati è stato l'assenza di un criterio di tipo quantitativo per il dimensionamento del NES. Questa difficoltà è stata aggirata grazie ai ridotti tempi di calcolo associati a un modello a pochi gradi di libertà per la dinamica del NES, condizione che ha permesso di realizzare un studio parametrico su un grande ventaglio di casi.

Questo studio preliminare ha fornito delle indicazioni sui parametri dell'assorbitore. Si rinvia alla prossima tappa di concezione l'utilizzo di un modello a più gradi di libertà, capace di perfezionare i risultati ottenuti. Un altro aspetto non analizzato concerne l'efficacia di questo stesso NES sulle altre frequenze proprie della struttura, modi prossimi alla prima frequenza propria della struttura, come quello delle pale, e in teoria ugualmente controllabili dall'assorbitore.



---

# Bibliografia

- [1] R. Bellet : *Vers une nouvelle technique de contrôle passif du bruit : absorbeur dynamique non linéaire et pompage énergétique*, Thèse de doctorat, Université de Provence (Aix-Marseille I), 2010.
- [2] E. Hau : *Wind Turbines – Fundamentals, Technologies, Application, Economics – 2nd edition*, Springer, 2006.
- [3] J.M.J. Journée and W.W. Massie : *OFFSHORE HYDROMECHANICS*, First Edition, Delft University of Technology, January 2001.
- [4] M. Kühn : *Soft or stiff, a fundamental question for designers of offshore wind energy converters* , Proc. European Wind Energy Conference EWEC '97, Dublin, Ireland, 6th – 9th October 1997.
- [5] P.-O. Mattei, R. Ponçot, M. Pachebat, R. Côte : *Non-linear targeted energy transfer of two coupled cantilever beams coupled to a bistable light attachment*, Journal of Sound and Vibration 2016, vol. 337, pp. 29-51.
- [6] R. Bellet, B. Cochelin, P. Herzog, P.-O. Mattei, Z. Dimitrijevic : *Procédé et dispositif d'atténuation des bruits de bouche d'un moteur thermique*, pp. 9, EP2172640B1.
- [7] R. Bellet, B. Cochelin, R. Côte, P.-O. Mattei : *Enhancing the dynamic range of Targeted Energy Transfer in acoustics using several nonlinear membrane absorbers*, Journal of Sound and Vibration 2012, vol. 331, pp. 5657-5668.
- [8] J.P. Den Hartog : *Mechanical Vibrations*, McGraw-Hill, New Yor, 1947.