



UNIVERSIDAD DE CHILE  
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

CONVERSIÓN DE ENERGÍA EÓLICA MEDIANTE VIBRACIONES INDUCIDAS

TESIS PARA OPTAR AL GRADO DE  
MAGÍSTER EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA, MENCIÓN MECÁNICA

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE  
INGENIERO CIVIL MECÁNICO

RODRIGO ANDRÉS SOTO VALLE

PROFESOR GUÍA:  
WILLIAMS CALDERÓN MUÑOZ

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:  
ÁLVARO VALENCIA MUSALEM  
VIVIANA MERUANE NARANJO

Este trabajo ha sido parcialmente financiado por CONICYT-PCHA/Magíster  
Nacional/2014 - 22140744

SANTIAGO DE CHILE  
2016

**RESUMEN DE:** Tesis para optar al grado de Magíster en Ciencias de la Ingeniería, Mención Mecánica y Memoria para optar al título de Ingeniero Civil Mecánico.

**POR:** Rodrigo Andrés Soto Valle.

**FECHA:** 30 de mayo de 2016

**PROF. GUÍA:** Williams Calderón Muñoz.

## CONVERSIÓN DE ENERGÍA EÓLICA MEDIANTE VIBRACIONES INDUCIDAS

Energy harvesting es la conversión de energía presente en el entorno a energía eléctrica. Dentro de esta clasificación la energía eólica puede ser capturada desde diferentes fuentes: naturales, como flujo de aire en campos libres; pseudo-artificiales, como corrientes de aire en ambientes urbanos; artificiales, como túneles de transporte, autopistas y ductos de ventilación. Este trabajo de Tesis tiene como objetivo principal estudiar la potencia capturable debido a la interacción fluido-estructura de un arreglo de dos cilindros circulares, rectos y paralelos, enfrentado a un flujo de aire perpendicular a su eje.

Se estudian la influencia de separaciones, tamaños y velocidad de ataque en un dispositivo de captación de energía eólica, mediante vibraciones del tipo *wake galloping*. Se realiza un análisis computacional de vibraciones inducidas por vórtices para régimen laminar, en el programa *ANSYS Fluent 14.5* y una implementación numérica de interacción fluido estructura, en el programa *FORTRAN* con el propósito de caracterizar el flujo y movimientos de un generador de vórtices.

Posteriormente se construye un montaje experimental en el túnel de viento del Laboratorio de Procesos del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Chile para analizar la aceleración y potencia en un arreglo de wake galloping. El dispositivo consta de dos cilindros alineados, de diámetros  $D_1$  y  $D_2$ , a una distancia  $L$  entre sus centros. Se estudia la razón de tamaño,  $Y = D_2/D_1$ , y razón de distancia,  $X = L/D_1$ , para velocidades de viento en el rango  $1 - 7[m s^{-1}]$ .

Los resultados experimentales muestran que la aceleración posee una relación directamente proporcional al cuadrado de la velocidad del viento y una potencia *RMS* máxima de  $\sim 4,5[mW]$ , bajo una configuración de tamaño  $Y = 0,7$  y distancia  $X = 3$ , lograda bajo el acoplamiento de la frecuencia natural y de la frecuencia del desprendimiento de vórtices sobre el cilindro aguas abajo. Frente a frecuencias no coincidentes el mayor desempeño se produce para una relación de tamaño  $Y = 1,5$  y distancia  $X = 4$  con un rango de potencia *RMS* de  $0,1 - 0,4[mW]$ . La potencia generada puede ser fácilmente incrementada considerando para todas las razones de tamaño y distancia, excitar el sistema a su resonancia variando la frecuencia natural del sistema, por ejemplo, al modificar su rigidez.

*“ The world ain’t all sunshine and rainbows. It’s a very mean and nasty place It will beat you to your knees and keep you there permanently if you let it. You, me or nobody is going to hit as hard as life. But it ain’t about how hard you hit, it is about how hard you can get hit and keep moving forward, how much can you take and keep moving forward. That’s how winning is done! ”*

*Sylvester Stallone, Rocky Balboa*

# Agradecimientos

En primera instancia quiero agradecer a mi hijo Vicente, por darme la motivación necesaria para seguir adelante en cualquier circunstancia, Te Amo. Agradezco a mi Madre y Padre por su apoyo durante el transcurso de toda mi vida formativa dándose el tiempo de regañarme cuando era necesario y a mis hermanas Natalia y Katalina por estar siempre cuando se necesitaba, muchas gracias por todo Los Amo. A Josefa, muchas gracias por tu apoyo durante este trayecto académico, pero muchas más por el amor incondicional, eres el cielo, Te Amo.

A los ratos Agustín, Claudio, Sebastián, Tomás y Victor, siempre he podido contar con ustedes, gracias por el apoyo, consejos e historias, los quiero. A mis amigos mecánicos, el paso del pregrado nunca hubiese sido igual sin ustedes Carlos, Cristóbal, Diego, Erick, Fernando, José, Marco, Oscar, Pablo, Rodolfo, Sebastián, Sergio y Sven, son lo más grande. A la oficina 516, desde nuestros inicios en torre central hasta el cambio a Beauchef 851, muchas gracias por los coffee break, partidas de ajedrez y la amena convivencia Álvaro, Cristian, Edgardo, Gabriel, Patricio, Richard, Rodrigo y Valbort. A Luis por lo mates y maratones de trabajo productivo. A la familia Solervicens Rojas muchas gracias, en especial a Claudia, por nuestra deferente amistad. A Karen por siempre mostrar convicción de que este momento llegaría.

Agradezco a mis profesores de comisión Álvaro V, Viviana M. y Williams C. con quienes también tuve el privilegio de trabajar como equipo docente en los ramos del Departamento, sin duda fueron un gran apoyo y guía en mi formación académica, muchas gracias por el tiempo que dedicaron en el desarrollo de mi Tesis. Quiero agradecer al profesor Zhangli P, por guiarme durante mi estadía en Estados Unidos y todo el grupo de personas con las cuales compartí experiencias en Notre Dame, Dania, Danilo, Emer, Francisco, Gerardo, Hujie, Jorge, Marcelo, Pablo, Patricia, Sebastián, Tamára y Zhe.

A los funcionarios del Departamento, con quienes compartí muchas espontáneas conversaciones de la vida, en Beauchef: María Carmen, María Eugenia, Mario, Raquel, Ricardo, Silvia y Soledad; en Molina Carlos, Bernardo, Juan Carlos, Marcelo, Oriel y en especial a Don Pedro quien fue un apoyo permanente en el montaje experimental del túnel de viento.

Quiero incluir también la ayudas que recibí por parte de la Universidad de Chile con el programa de atención económica y la beca de estadías cortas en el extranjero, la Ilustre Municipalidad de Santiago por la beca del Alcalde de Santiago y a CONICYT por la beca de magíster nacional.

Finalmente quiero incluir los tres discos de música que repetí infinidad de veces en la oficina y mientras trabajaba en casa *La Medicina*, de Los Tetas; *Ser Humano* de Tiro de Gracia y *Superactivo*, de Papanegro, lejos lo mejor en música, gracias totales.

# Tabla de Contenido

<b>1</b>	<b>Introducción.</b>	<b>1</b>
1.1	Motivación.	1
1.2	Definición del Problema.	2
1.3	Objetivos.	2
1.3.1	Objetivo General.	2
1.3.2	Objetivos Específicos	2
<b>2</b>	<b>Antecedentes</b>	<b>3</b>
2.1	Generadores de Vórtices.	3
2.1.1	Tipos de Objetos.	3
2.1.2	Tipos de Flujo Sobre un Cilindro.	4
2.1.3	Tipos de Formas.	5
2.1.4	Largo de Vórtices Estacionarios.	6
2.1.5	Calle de Von Kármán y Relación Strouhal-Reynolds.	7
2.2	Fenómenos sobre Cilindros	9
2.2.1	Vibraciones Inducidas por Vórtices (VIVs).	9
2.2.2	Galloping.	10
2.2.3	Flutter.	11
2.2.4	Wake Galloping.	12
2.3	Energía.	14
2.3.1	Energía Eólica.	16
2.3.2	Energy Harvesting.	18
2.3.3	Estado del Arte.	21
2.4	Modelación Computacional.	24
2.5	Caracterización Experimental.	26
2.5.1	Túneles de Viento.	26
<b>3</b>	<b>Computacional</b>	<b>30</b>
3.1	Fluidodinámica de VIV en ANSYS	30
3.1.1	Régimen de Flujo a $5 < Re < 45$	31
3.1.2	Régimen de Flujo a $45 < Re < 100$	34
3.2	Energy Harvester.	37
3.2.1	Malla y Dimensiones	37
3.2.2	Condiciones de Borde y Propiedades	38
3.2.3	Metodología.	39
3.2.4	Resultados.	40
3.2.5	Análisis.	41

<b>4</b>	<b>Experimental</b>	<b>43</b>
4.1	Montaje	44
4.2	Recursos	49
4.3	Procedimiento	50
4.4	Resultados	51
4.4.1	CdB y Prop. del Aire	51
4.4.2	Aceleración sobre el cilindro móvil	53
4.5	Análisis	61
4.5.1	Frecuencia Natural y Amortiguación	61
4.5.2	Aceleración Reducida	63
4.5.3	Frecuencia Característica	68
4.5.4	Potencia Disponible	73
4.5.5	Parámetros de Optimización	79
<b>5</b>	<b>Conclusiones y Trabajo a Futuro</b>	<b>82</b>
5.1	Conclusiones Computacionales	82
5.2	Conclusiones Experimentales	83
5.3	Trabajo a futuro	84
	<b>Bibliografía</b>	<b>85</b>

# Índice de Tablas

2.1	Desempeño de diferentes dispositivos de energy harvesting [43]. . . . .	18
2.2	Resumen de potencias generadas por sistemas del tipo <i>harvesters</i> en base a movimiento de aire. . . . .	23
3.1	Características de las mallas de estudio. . . . .	31
4.1	Dimensiones físicas de los resortes. . . . .	47
4.2	Detalle de valores estructurales del cilindro móvil. . . . .	48
4.3	Constantes de proporción para relaciones de tamaño y distancia. . . . .	60
4.4	Resultados y estadísticas del análisis de vibraciones. . . . .	62
4.5	Comparación de frecuencia natural experimental y teórica. . . . .	62
4.6	Pendientes de relación lineal entre frecuencia y velocidad. . . . .	71
4.7	Potencia máxima en la razón $Y = 0,7$ para velocidad $U = 1,5[m s^{-1}]$ . . . . .	78
4.8	Frecuencia de desprendimiento de vórtices para cada velocidad del viento en el túnel. . . . .	79

# Índice de Figuras

1.1	Diagrama de arreglo de dos cilindros [2]. . . . .	2
2.1	a) cuerpo aerodinámico. b) Diferentes generadores de vórtices [3] . . . . .	4
2.2	Clasificación del tipo de flujo sobre un cilindro según su número de Reynolds [7] . . . . .	5
2.3	Comportamiento del coeficiente de arrastre para diferentes geometrías [3] . . . . .	6
2.4	Relación entre largo de vórtices y número de Reynolds [9] . . . . .	7
2.5	Relación entre los números adimensionales de Reynolds y Strouhal [15]. . . . .	8
2.6	Clasificación de desprendimiento de vórtices [16]. . . . .	8
2.7	<b>1)</b> Dirección del flujo. <b>2)</b> Desprendimiento vórtice superior, VIV hacia abajo. <b>3)</b> Desprendimiento vórtice inferior, VIV hacia arriba. . . . .	9
2.8	Descripción gráfica de las fuerzas en el fenómeno de galloping [28] . . . . .	10
2.9	Colapso del puente de Tacoma Narrows en 1940, en una imagen de una película filmada por Barney Elliott en una cámara 16 [mm] kodachrome. . . . .	11
2.10	Descripción gráfica del fenómeno de wake galloping [29] . . . . .	12
2.11	Amplitud máxima del extremo de una chimenea como función del número de Scruton [31]. . . . .	13
2.12	Evolución anual de la capacidad instalada acumulada en Europa por tipo de tecnología (PV: Photovoltaic) [34] . . . . .	14
2.13	Distribución de sistemas eléctricos en Chile [35]. . . . .	15
2.14	Imágenes de las primeras etapas en la explotación de energía eólica hasta la actualidad de California, USA [36] . . . . .	16
2.15	Estado global de las ERNC en Chile [35]. . . . .	17
2.16	Dispositivos para energy harvesting [43] . . . . .	19
2.17	Dispositivos para energy harvesting basados en captar flujos de aire. . . . .	20
2.18	Diferentes configuraciones para análisis de arreglo de cables de tensión. . . . .	21
2.19	Montajes experimentales para estudios de interacción fluido estructura en dispositivos del tipo harvesters. . . . .	22
2.20	Resultados de programación numérica en para análisis de CFD. . . . .	24
2.21	Resultados de programación numérica para flujos sobre cilindros. . . . .	25
2.22	Clasificación de túneles de viento según circuito [53]. . . . .	27
2.23	Diferentes secciones transversales de honeycombs. Izquierda, circular. Centro, cuadrado. Derecha, hexagonal [57] . . . . .	28
2.24	Diferentes tipos de impulsores usados en sopladores centrífugos. Izquierda, tipo aspa radial. Centro, tipo perfil alar inverso. Derecha, tipo “S” inverso [59] . . . . .	29
3.1	Dimensiones para el dominio computacional. . . . .	30
3.2	Ampliación del mallado sobre el contorno del cilindro. . . . .	31
3.3	Validación de malla en CFD. . . . .	32



3.4	Contornos de velocidad [ $ms^{-1}$ ] junto con las distancias relevantes sobre una simulación computacional. . . . .	32
3.5	Relación del largo de vórtices en función del número de Reynolds. . . . .	33
3.6	Diagramas de malla en análisis del desprendimiento de vórtices. . . . .	34
3.7	Posición del monitor en análisis del desprendimiento de vórtices. . . . .	34
3.8	Contornos de vorticidad [ $1/s$ ] para $Re = 50 - 60 - 70 - 80 - 90 - 100$ respectivamente, a 220[s] de iteración, en análisis transiente. . . . .	35
3.9	Relación del número de Strouhal en función del número de Reynolds ( $D = 5\text{ cm}$ ). . . . .	36
3.10	Descripción gráfica del prototipo harvester. . . . .	37
3.11	Descripción gráfica de la transformación de Joukowski [64]. . . . .	37
3.12	Malla para análisis de fluido-estructura sobre un dispositivo energy harvester. . . . .	38
3.13	Campo de vorticidad [ $1/s$ ] para un período de movimiento en el caso $k_\alpha = k_h = 0,01$ . . . . .	40
3.14	Zonas de comportamiento en el plano $k_\alpha - k_h$ . . . . .	41
3.15	Descripción gráfica de las zonas de comportamiento. . . . .	41
3.16	Descripción gráfica de diferentes desprendimientos de vórtices. . . . .	42
4.1	Vista general del túnel de viento. . . . .	43
4.2	Vista frontal de modificación de panel cerrado por acrílico. . . . .	44
4.3	Descripción gráfica del <i>honeycomb</i> en el túnel de viento. . . . .	44
4.4	Volumen de control en el túnel de viento. . . . .	45
4.5	Montaje para análisis de wake galloping. . . . .	45
4.6	Sistema de deslizamiento vertical del cilindro móvil. . . . .	46
4.7	Configuración y especificaciones de rigidez. . . . .	46
4.8	Montaje para adquisición de aceleración del cilindro móvil. . . . .	47
4.9	Variables de estudio. . . . .	50
4.10	Descripción gráfica de las variables de estudio. . . . .	50
4.11	Descripción gráfica cualitativa del perfil de velocidades. . . . .	51
4.12	Descripción gráfica cualitativa del perfil de temperatura. . . . .	51
4.13	Velocidad y Temperatura medias en función del rendimiento del túnel. . . . .	52
4.14	Aceleración para el caso $Y = 1, X = 4, U = 7[ms^{-1}]$ . . . . .	53
4.15	Ampliación para el caso $Y = 1, X = 4, U = 7[ms^{-1}]$ . . . . .	53
4.16	Normalización de aceleración para el caso $Y = 1, X = 4, U = 7[ms^{-1}]$ . . . . .	54
4.17	Ampliación de aceleración normalizada y filtrada. . . . .	55
4.18	Aceleración RMS en ausencia del generador de vórtices . . . . .	55
4.19	Aceleración RMS en función de la velocidad del viento para $Y = 0,7$ . . . . .	56
4.20	Aceleración RMS en función de la velocidad del viento para $Y = 1$ . . . . .	56
4.21	Aceleración RMS en función de la velocidad del viento para $Y = 1,5$ . . . . .	57
4.22	Aceleración RMS en función de la velocidad del viento para $X = 3$ . . . . .	58
4.23	Aceleración RMS en función de la velocidad del viento para $X = 4$ . . . . .	58
4.24	Aceleración RMS en función de la velocidad del viento para $X = 5$ . . . . .	59
4.25	Aceleración RMS en función de la velocidad del viento para $X = 6$ . . . . .	59
4.26	Aceleración RMS en función de la velocidad del viento para $X = 7$ . . . . .	60
4.27	Análisis de vibraciones en ausencia de viento, $Y = 0,7$ . . . . .	61
4.28	Aceleración reducida en función de la velocidad del viento en $Y = 0,7$ . . . . .	63
4.29	Aceleración reducida en función de la velocidad del viento en $Y = 1$ . . . . .	63
4.30	Aceleración reducida en función de la velocidad del viento en $Y = 1,5$ . . . . .	64

4.31	Aceleración reducida en función de la velocidad del viento para $X = 3$ . . . .	65
4.32	Aceleración reducida en función de la velocidad del viento para $X = 4$ . . . .	65
4.33	Aceleración reducida en función de la velocidad del viento para $X = 5$ . . . .	66
4.34	Aceleración reducida en función de la velocidad del viento para $X = 6$ . . . .	66
4.35	Aceleración reducida en función de la velocidad del viento para $X = 7$ . . . .	67
4.36	Ampliación de aceleración filtrada para el caso $Y = 1, X = 4, U = 7[ms^{-1}]$ .	68
4.37	Espectro de Fourier para el caso $Y = 1, X = 4, U = 7[ms^{-1}]$ . . . . .	69
4.38	Ampliación del espectro de Fourier para el caso $Y = 1, X = 4, U = 7[ms^{-1}]$	69
4.39	Frecuencia característica en función de la velocidad del viento para $Y = 0,7$ .	70
4.40	Frecuencia característica en función de la velocidad del viento para $Y = 1$ . .	70
4.41	Frecuencia característica en función de la velocidad del viento para $Y = 1,5$ .	71
4.42	Potencia RMS en función de la velocidad del viento para $Y = 0,7$ . . . . .	74
4.43	Potencia RMS en función de la velocidad del viento para $Y = 1$ . . . . .	74
4.44	Potencia RMS en función de la velocidad del viento para $Y = 1,5$ . . . . .	75
4.45	Potencia RMS en función de la velocidad del viento para $X = 3$ . . . . .	76
4.46	Potencia RMS en función de la velocidad del viento para $X = 4$ . . . . .	76
4.47	Potencia RMS en función de la velocidad del viento para $X = 5$ . . . . .	77
4.48	Potencia RMS en función de la velocidad del viento para $X = 6$ . . . . .	77
4.49	Potencia RMS en función de la velocidad del viento para $X = 7$ . . . . .	78

# Capítulo 1

## Introducción.

### 1.1. Motivación.

El concepto de *energy harvesting* se define como el aprovechamiento de energía disponible desde fuentes como la solar, térmica y eólica a través de dispositivos capaces de capturar potencias pequeñas. Algunos sistemas aprovechan el movimiento mecánico (humano o artificial), reutilizando esta energía para generar sustentabilidad en el mismo. Las baterías son los dispositivos de almacenamiento más comunes de baja potencia en sistemas eléctricos independientes; su duración finita, costo, exigencia de reposición y mantenimiento motivan la necesidad de fuentes de energía alternativas. Energy harvesting se ha desarrollado y traducido a aplicaciones de baja potencia (menores a 1 [W]) [1].

Los sistemas de transporte de personas y carga en túneles crean grandes movimientos de aire, constituyéndose en energía que no es aprovechada. La motivación de esta Tesis es estudiar un sistema que pueda aprovechar esta energía mediante la instalación de un sistema vibratorio del tipo *wake galloping*, el cual consta de un generador de vórtices que induce vibraciones a un sistema posterior. Esta energía representa una fuente del tipo harvesting y puede ser aprovechada, por ejemplo, en un material piezoeléctrico o un sistema eléctrico complementario por inducción eléctrica de Faraday.

El sistema puede ser implementado con cualquier tipo de fluido, lo cual abre una gama de posibilidades, que fácilmente pueden ser aprovechadas en diferentes fuentes naturales como movimiento marino, corrientes de aire en campos libres; pseudo-artificiales como corrientes de aire en ambientes urbanos, sistemas de canales o artificiales como túneles de transporte minero o urbano, autopistas, ductos de ventilación.

Finalmente, un acoplamiento positivo genera la posibilidad de multiplicar su número y con lo cual pasar a formar una posible fuente de energía alternativa, limpia, sustentable que pueda servir de apoyo a las redes eléctricas locales.

## 1.2. Definición del Problema.

Existen diferentes estudios de cuerpos enfrentados a un flujo, desde automóviles hasta aspas de una turbina; sin embargo, cuando hablamos de un problema con un flujo a través de múltiples cuerpos este representa un fenómeno de mayor complejidad. De esta forma se presenta el problema de estudio, como el efecto fluidodinámico que posee un cuerpo sobre otro al ser enfrentados a un flujo, en particular, un arreglo de cilindros como muestra la Figura 1.1, expuesta por Kim, Haeyoung [2], caracterizando el fenómeno que motiva la tesis: wake galloping.

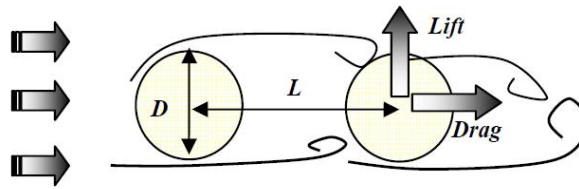


Figura 1.1: Diagrama de arreglo de dos cilindros [2].

## 1.3. Objetivos.

### 1.3.1. Objetivo General.

Caracterizar un sistema vibratorio del tipo wake galloping para la conversión de energía eólica mediante modelamiento y mediciones experimentales en un túnel de viento.

### 1.3.2. Objetivos Específicos

- Introducir el concepto de wake galloping mediante un programa CFD, modelando el fenómeno de vibraciones inducidas por vórtices.
- Diseñar un montaje experimental para la obtención de la aceleración del cilindro aguas abajo en el fenómeno de wake galloping.
- Determinar la influencia de separaciones, tamaños y velocidad de ataque en el sistema de vibraciones.
- Estimar cantidad de potencia disponible para ser aprovechada.

# Capítulo 2

## Antecedentes.

El propósito de este capítulo es crear un contexto del trabajo de Tesis. Una introducción sobre los cuerpos generadores de vórtices y diferentes fenómenos sobre cilindros es seguida de una contextualización de la energía desde la visión mundial y nacional, con un acercamiento a la energía eólica e innovación del concepto de energy harvesting, culminando con una apreciación numérica y experimental del estado del arte que rodea a los fenómenos antes descritos.

### 2.1. Generadores de Vórtices.

#### 2.1.1. Tipos de Objetos.

Si un objeto se está moviendo inmerso en un flujo estacionario, existe una fuerza que resiste y tiende a desacelerar al objeto. Si el objeto está estacionario en un fluido que fluye también existe una fuerza que ahora tiende a mover el objeto en la dirección del flujo. Esta fuerza es conocida como *Fuerza de Arrastre* y consta de dos componentes:

*Presión de arrastre*, producida por la diferencia de presión aguas arriba y aguas abajo sobre las superficies del objeto y *fricción de arrastre*, que resulta del esfuerzo de corte viscoso del fluido sobre las superficie del objeto.

La presión de arrastre proviene de las fuerzas normales a la superficie del objeto, por otro lado, la fricción de arrastre proviene de las fuerzas de corte a la superficie. El arrastre total en el objeto es denominado como *perfil de arrastre* y es la suma de ambas componentes. De esta manera un objeto puede clasificarse según cual de las dos componentes tiene mayor incidencia en el arrastre. Si la fricción de arrastre domina principalmente, el cuerpo se denomina aerodinámico, dado que prácticamente no interrumpe las líneas de flujo del fluido, y cuando la presión de arrastre es la dominante, el cuerpo recibe el nombre generador de vórtices o *bluff body*.

La Figura 2.1 muestra algunos ejemplos de objetos aerodinámicos y generadores de vórtices.

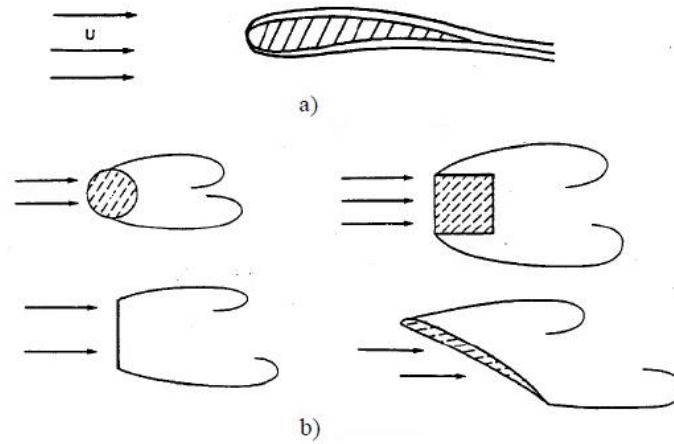


Figura 2.1: a) cuerpo aerodinámico. b) Diferentes generadores de vórtices [3] .

### 2.1.2. Tipos de Flujo Sobre un Cilindro.

Para clasificar el tipo de flujo sobre un cilindro, se introduce el número de Reynolds, Ec. (2.1), un parámetro adimensional entre las fuerzas inerciales y viscosas. Dependiendo, a través de que dimensión característica se mueve el flujo este se puede definir en dos categorías: *laminar*, donde las fuerzas viscosas dominan por sobre las inerciales y *turbulenta*, donde las fuerzas inerciales tienen mayor incidencia. Existe también una zona de transición, en la cual ambas fuerzas poseen importancia en el tipo de flujo.

$$Re = \frac{U\hat{L}}{\nu} , \quad (2.1)$$

donde  $U$  es la velocidad del flujo,  $\hat{L}$  es la dimensión característica por donde fluye el fluido, en el caso del cilindro,  $\hat{L} = D$ , con  $D$  su diámetro y  $\nu$  es la viscosidad cinemática.

El flujo que rodea un cilindro oscilante ha sido estudiado por varios investigadores tales como Bearman et al [4], Sarpkaya et al [5] y Parkinson et al [6]. John H. Leonard [7] clasifica el tipo de flujo en diferentes regímenes de acuerdo a su número de Reynolds, además de identificar el punto crítico de ocurrencia del desprendimiento de vórtices, esta clasificación se muestra en la Figura 2.2.

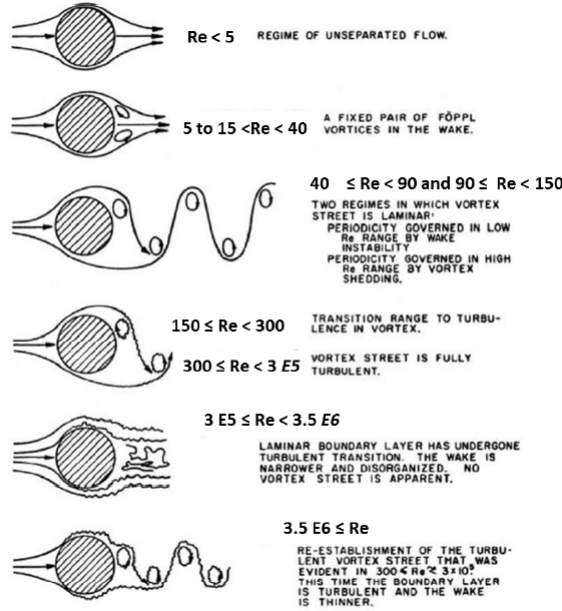


Figura 2.2: Clasificación del tipo de flujo sobre un cilindro según su número de Reynolds [7] .

### 2.1.3. Tipos de Formas.

La forma del cuerpo representa un importante efecto en la fuerza de arrastre en relación con el tipo de flujo. Para desarrollar mejor esta idea se introduce el *coeficiente de arrastre* ( $C_D$ ), Ec. (2.2), que relaciona la fracción de fuerza de arrastre que tiene el cuerpo enfrentado a un flujo en movimiento.

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho U^2 A}, \tag{2.2}$$

donde  $F_D$  representa la fuerza de arrastre,  $A$  es al área transversal al flujo,  $U$  velocidad relativa entre el fluido y objeto y  $\rho$  la densidad del fluido. La dependencia del coeficiente de arrastre y número de Reynolds con diferentes geometrías es descrita por Munson, et al [3].

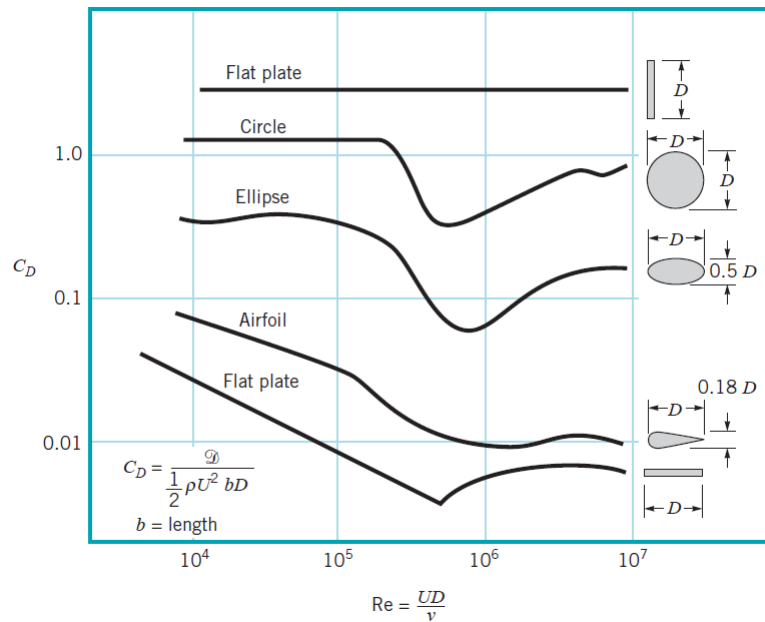


Figura 2.3: Comportamiento del coeficiente de arrastre para diferentes geometrías [3].

La Figura 2.3 muestra la relevancia de la forma del cuerpo en el coeficiente de arrastre. La placa plana vertical tiene un coeficiente de arrastre constante, cuerpos como cilindros y elipses disminuyen considerablemente su coeficiente de arrastre en Reynolds  $\sim 10^6$ , un perfil alar simétrico disminuye su coeficiente de arrastre mientras su número de Reynolds aumenta y finalmente una placa plana horizontal, donde existe un punto crítico a partir del cual su coeficiente de arrastre es una función creciente del número de Reynolds, debido a que la mayor parte del arrastre es consecuencia del esfuerzo de corte y este aumenta con la condición de capa límite turbulenta.

#### 2.1.4. Largo de Vórtices Estacionarios.

Como se muestra en la Figura 2.2, para flujo laminar y número de Reynolds menores o iguales a 40 existe una zona de recirculación, que contiene dos vórtices estacionarios, detrás del cilindro. Existe una relación entre el largo de esta zona, el diámetro del cilindro, y el número de Reynolds que ha sido estudiada en diferentes ocasiones. Michio et al [8] y Taneda [9] realizaron algunos experimentos en diferentes condiciones para predecir esta dependencia. Similarmente, pero inspirados en un clásico problema estructural en los tensores de puentes, Tokoro [10] y Yoshimura [11] estudiaron el flujo en cables de tensión en un túnel de viento; por otra parte A.L.F. Lima et al [12], Jeongyoung Park et al [13] y Michael Breuer [14] desarrollan diferentes modelos numéricos para predecir el fenómeno, obteniendo comportamientos de igual magnitud sobre los largos de recirculación.



Taneda [9] obtuvo experimentalmente la relación entre el largo de circulación y el número de Reynolds que se muestra en la Figura 2.4.

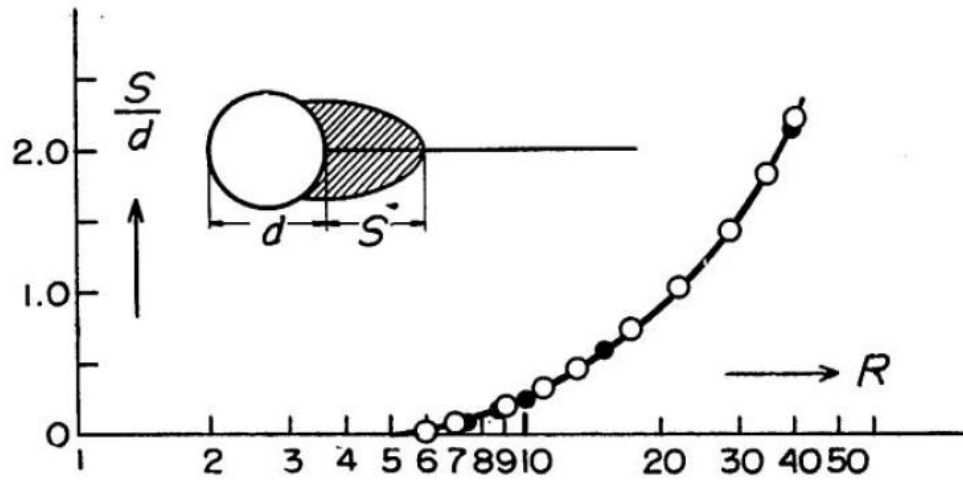


Figura 2.4: Relación entre largo de vórtices y número de Reynolds [9] .

Para valores de Reynolds inferiores a 5, no presenta vórtices y para  $5 < Re < 50$  la relación entre el número de Reynolds y el largo de los vórtices estacionarios es lineal.

### 2.1.5. Calle de Von Kármán y Relación Strouhal-Reynolds.

Para  $Re \sim 50$  un fenómeno de desprendimiento de vórtices ocurre. Los vórtices estacionarios comienzan a desplazarse en diferentes formas para los tipos de regímenes de flujo, comportamiento laminar ( $50 < Re < 150$ ), transición ( $150 < Re < 3 \times 10^5$ ) y comportamiento turbulento ( $3,5 \times 10^6 < Re$ ). El desprendimiento de vórtices da lugar al fenómeno conocido como calle de Von Kármán, en honor al científico *Theodore Von Kármán* y la frecuencia de desprendimiento está definida por el número de Strouhal ( $St$ ), Ec. (2.3), el cuál tiene una estrecha relación con el número de Reynolds, como se muestra Figura 2.5.

$$St = \frac{fD}{U}, \quad (2.3)$$

para un cilindro de longitud característica  $D$ , flujo con velocidad  $U$  y frecuencia de desprendimiento  $f$ .

M.A. Zahari y S.S Dol [15] obtuvieron experimentalmente una relación entre el número de Strouhal y Reynolds sobre un cilindro de superficie lisa y rugosa, como se muestra en la Figura 2.5.

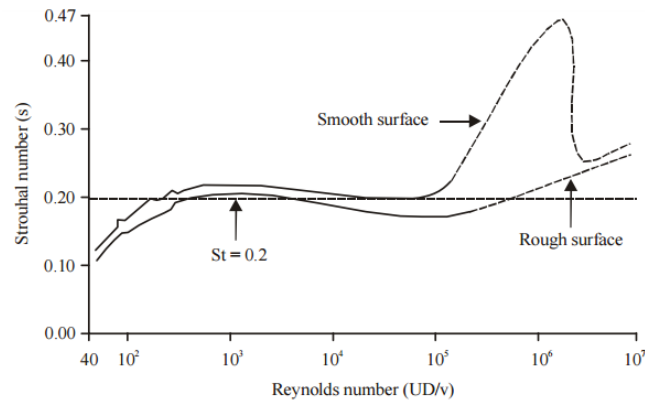
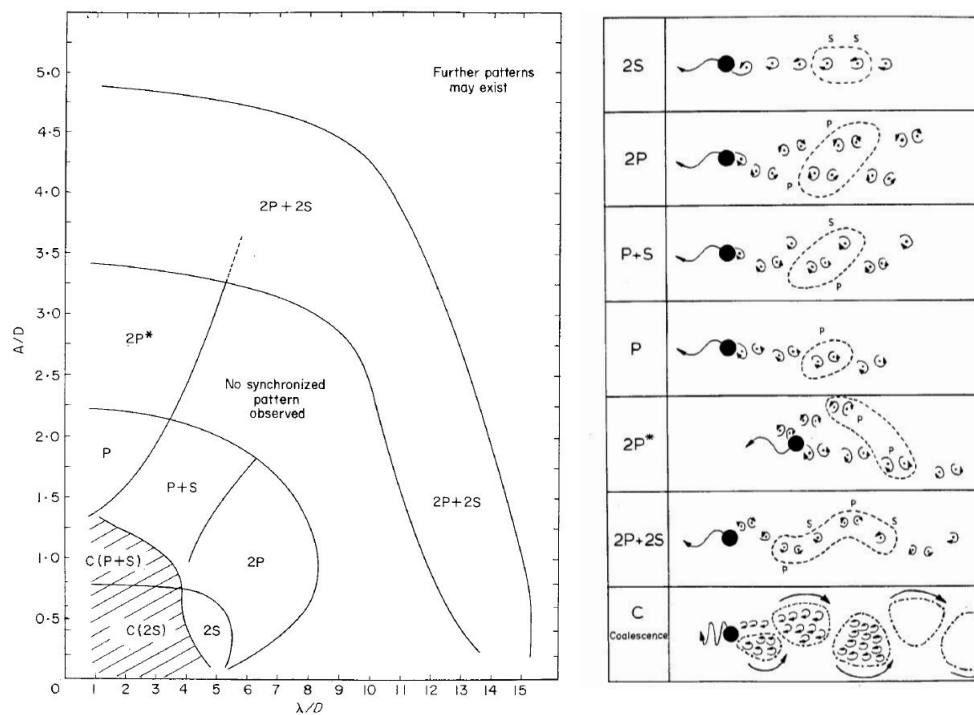


Figura 2.5: Relación entre los números adimensionales de Reynolds y Strouhal [15].

El comportamiento del desprendimiento de vórtices también depende de la dinámica del generador. Se muestra en la Figura 2.6 la clasificación del desprendimiento sobre un cilindro de diámetro  $D$ , amplitud de oscilación  $A$  y longitud de onda  $\lambda$ , correspondiente a su trayectoria sinusoidal relativa al fluido.



(a) Plano amplitud-longitud entre vórtices.

(b) Descripción gráfica.

Figura 2.6: Clasificación de desprendimiento de vórtices [16].

## 2.2. Algunos Fenómenos Sobre Cilindros y Arreglos.

Cuando un cuerpo generador de vórtices está sumergido en un fluido, la interacción del fluido con el cuerpo genera vibraciones en este, estas vibraciones pueden modificar el campo de velocidades del fluido, como consecuencia de la distribución del esfuerzo de corte y la presión en la superficie del cuerpo. La interacción fluido-estructura es un proceso de transferencia de energía entre fluido y cuerpo. Así, si el campo de flujo está ahora en torno a múltiples cuerpos, el fenómeno se vuelve aún más complejo que para uno solo.

El flujo alrededor de un arreglo de dos cilindros circulares es uno de los fenómenos esenciales y fundamentales para múltiples cuerpos, dado que es la forma básica de entendimiento para escalar en diferentes o múltiples formas. Para dos cilindros circulares en un campo de flujo, la capa límite separada del cilindro aguas arriba incide sobre el cilindro de aguas abajo, o interfiere con la corriente formada a su alrededor.

Muchas investigaciones se han descrito para caracterizar el campo de flujo alrededor de cilindros, como S.Tokoro et al [10], Ales Nevaril et al [17] o en los fenómenos específicos de wake galloping, Hyung-Jo Jung et al [18]. En las siguientes secciones se describen algunos fenómenos presentes a la hora de sumergir un cilindro sobre un campo de flujo

### 2.2.1. Vibraciones Inducidas por Vórtices (VIVs).

VIVs son movimientos inducidos sobre un cuerpo que interactúa con el flujo de un fluido, producidos por el desprendimiento de vórtices con una frecuencia periódica. VIV es el más clásico tipo de vibración inducida por viento [17] y tiene lugar en velocidades de flujo específicas, dadas por el número de Strouhal, por lo cual existe una importante conexión entre fluido y estructura, de esta forma cuando el cuerpo genera un vórtice móvil, esto se traduce en un desbalance de presión, lo cual es compensado con el movimiento del cuerpo en dirección contraria al desprendimiento, como lo muestra la Figura 2.7

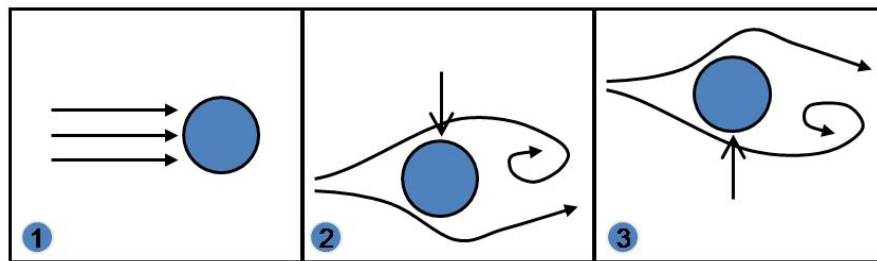


Figura 2.7: 1) Dirección del flujo. 2) Desprendimiento vórtice superior, VIV hacia abajo. 3) Desprendimiento vórtice inferior, VIV hacia arriba.

Las investigaciones sobre VIVs en cilindros son variadas y continuamente renovadas, ya sea experimentalmente [19–23], pruebas de campo [24], simulaciones numéricas [25] o incluso productos capaces de entregar potencia eléctrica en base a este fenómeno [26, 27].

### 2.2.2. Galloping.

Galloping es un fenómeno de oscilación autoinducida producida por el viento en estructuras flexibles debido a las fuerzas aerodinámicas que se encuentran en fase con el movimiento de la estructura. Se caracteriza por el progresivo aumento de amplitud de las vibraciones transversales a medida que aumenta la velocidad del viento. La Figura 2.8 muestra las fuerzas involucradas en el fenómeno de galloping [28].

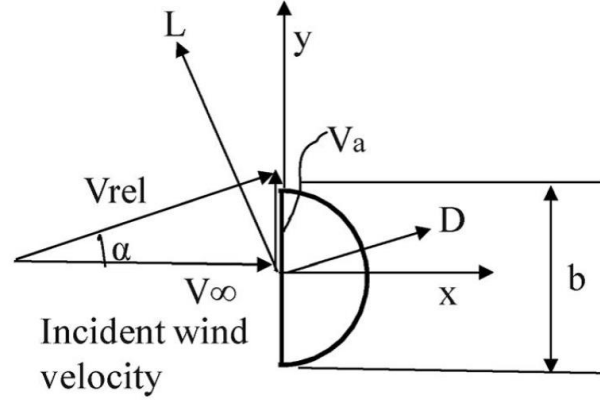


Figura 2.8: Descripción gráfica de las fuerzas en el fenómeno de galloping [28] .

El fenómeno se caracteriza por un flujo incidente con una velocidad,  $V_\infty$ , a su vez el desprendimiento de vórtices genera una velocidad vertical periódica,  $V_a$ , el resultante es una velocidad relativa,  $V_{rel}$ , con un ángulo característico,  $\alpha$ , y no perpendicular al objeto de incidencia como en un comienzo. Dependiendo de la forma del área transversal del objeto, este puede inducir movimientos del tipo torsional o excitar vibraciones longitudinales. De esta forma, una importante fuerza tiene relación con este fenómeno, la cual recibe el nombre de *fuerza de sustentación*, esta fuerza es la que permite a los objetos inmersos en un fluido mantenerse suspendidos, cuando estos se mueven a una velocidad suficientemente alta. La sustentación se produce por la diferencia de presión entre la zona superior e inferior del objeto en cuestión, la forma más clásica de presentar una cuantificación de esta fuerza es por medio del coeficiente de sustentación, Ec. (2.4). Matemáticamente galloping se presenta cuando el gradiente del coeficiente de sustentación con respecto al ángulo de ataque es negativo, conocido como el *criterio de Glauert-DenHartog*, Ec. (2.5).

$$C_L = \frac{F_L}{\frac{1}{2}\rho U^2 A} , \quad (2.4)$$

$$\left( \frac{dC_L}{d\alpha} + C_D \right) \Big|_{\alpha=0} < 0, \quad (2.5)$$

donde  $F_L$  es la fuerza de sustentación y  $\alpha$  el ángulo de ataque,  $C_L$  y  $C_D$  los coeficientes de sustentación y arrastre, respectivamente.

### 2.2.3. Flutter.

Flutter es un movimiento oscilatorio de la unión de fuerzas aerodinámicas con la deformación elástica de una estructura, generándose un movimiento retroalimentado. Esta dinámica oscilatoria, a menudo se produce como resultado de una combinación de flexión y torsión, y afecta a estructuras del tipo placas, tales como letreros y tableros de puentes de suspensión. La inestabilidad es causada cuando hay una retroalimentación positiva entre la vibración natural de la estructura y las fuerzas aerodinámicas. En otras palabras, el movimiento del objeto aumenta la carga aerodinámica, lo que a su vez impulsa a que el objeto se mueva más. Los niveles de vibración pueden aumentar y sólo se limitan cuando la amortiguación mecánica del objeto compensa a la entrada de energía, que a menudo se traduce en grandes amplitudes y puede conducir a fallas catastróficas.

Flutter es una de las razones por las cuales ingenieros han tratado de evitar o suprimir cualquier efecto de vibraciones inducidas por fluidos dado su potencial daño en estructuras aéreas, civiles, mecánicas, marinas e incluso nucleares [26]. La Figura 2.9 muestra el desastre del puente de Tacoma causada por este fenómeno.



Figura 2.9: Colapso del puente de Tacoma Narrows en 1940, en una imagen de una película filmada por Barney Elliott en una cámara 16 [mm] kodachrome.

### 2.2.4. Wake Galloping.

Wake galloping es un fenómeno que se produce en los cuerpos sumergidos en un fluido en movimiento, uno aguas arriba y el otro aguas abajo, ocasionando vibraciones debido a que las estelas del objeto aguas arriba excitan al objeto aguas abajo. Bajo ciertas condiciones el cuerpo aguas abajo puede ser sometido a oscilaciones del tipo galloping inducidas por la estela turbulenta del cuerpo aguas arriba. En la Figura 2.10 se muestra un esquema del fenómeno.

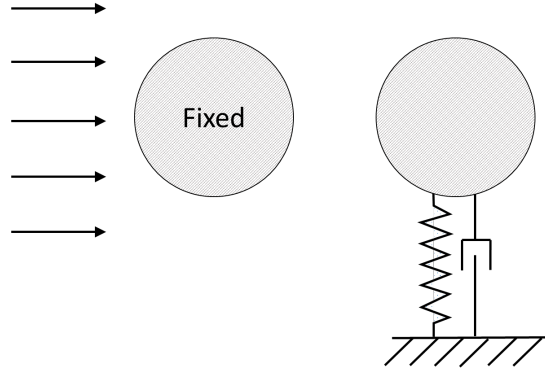


Figura 2.10: Descripción gráfica del fenómeno de wake galloping [29] .

Acorde a los estudios realizados por Hyung, et al [18] y Tokoro et al [30], las características principales del fenómeno de wake galloping son: (1) Su dependencia con: las propiedades estructurales, propiedades del flujo y dirección del viento. En general se asocia mayores amplitudes a mayor velocidad del viento, pero esta amplitud nunca excede tres veces el diámetro del cilindro debido a la inestabilidad que se produce en la interferencia de la estela que arroja el cilindro aguas arriba, decreciendo a mayor ángulo entre el arreglo de cilindros. (2) Ocurre a una velocidad crítica proporcional al *número de Scruton* ( $Sc$ ), Ec. (2.6), este número es un parámetro adimensional que describe cuan sensible es una estructura a las vibraciones causadas por el desprendimiento de vórtices, como muestra la Figura 2.11, y mantenida en un amplio rango de velocidad, pudiendo desaparecer a velocidades muy altas. (3) La separación de los cilindros. Este es uno de los parámetros más importantes, si el diámetro de los cilindros es  $D$ , el fenómeno de wake galloping obtiene sus mayores amplitudes entre 2 a 6 veces  $D$  de espaciado entre los cilindros. Un abrupto incremento en la amplitud de oscilación puede ocurrir a distancia  $3D$  entre los cilindros. Para el espaciado  $5D$ , por otra parte, esta amplitud aumenta linealmente con la velocidad de entrada.

$$Sc = \frac{2\hat{m}\delta}{\rho D^2}, \quad (2.6)$$

$$\delta = \ln \frac{X(t)}{X(t+T)}, \quad (2.7)$$

donde  $\hat{m}$  es la masa por unidad de largo,  $\delta$  es el decaimiento logarítmico del sistema, que representa la relación entre las amplitudes en un instante  $t$  y su posterior en un período  $T$ ,  $\rho$  es la densidad del aire y  $D$  el diámetro del cilindro.

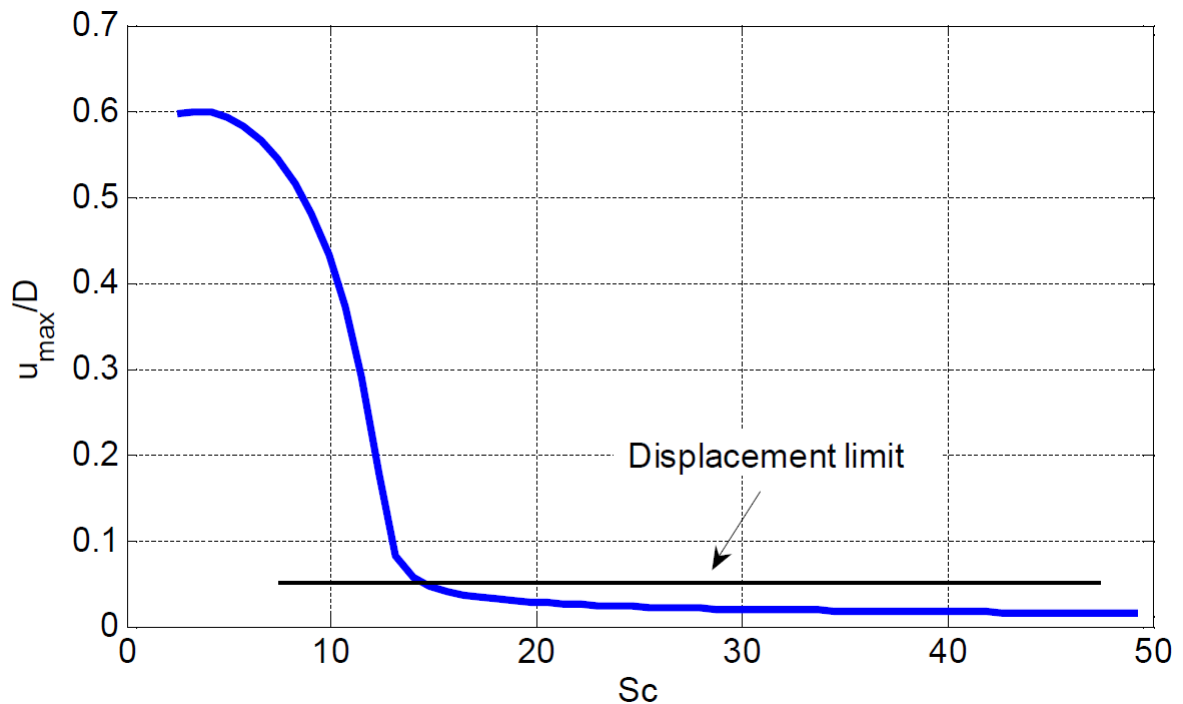


Figura 2.11: Amplitud máxima del extremo de una chimenea como función del número de Scruton [31].

Karna et al [31] determinaron que el desplazamiento,  $u_{\max}$ , del extremo de una chimenea de acero de diámetro  $D$  (típica de una planta de energía), aumenta cuando su número Scruton disminuye. La Figura 2.11 muestra que para un valor de  $Sc \sim 3$ , si no se utilizan instalaciones de amortiguación la chimenea es muy susceptible a las vibraciones inducidas por vórtices. El desplazamiento límite hace referencia al criterio de servicio expuesto por Gaylord [32] para las amplitudes máximas de vibración en estructuras de acero. Para la chimenea en específico el criterio se cumple para  $Sc > 15$ , este resultado proporciona importante información para el desempeño del amortiguador en caso de integrarlo al sistema, de este modo vibraciones excesivas no ocurrirán en caso que el amortiguamiento total y el número de Scruton sean aumentados a un nivel suficientemente alto [31].

## 2.3. Energía.

El concepto de energía está muy ligado con la evolución humana, desde el descubrimiento del fuego hace 790000 millones de años y sus posteriores aplicaciones en crecimiento exponencial. Básicamente la energía es la prioridad mundial y por lo mismo conlleva a mucha investigación. En ese contexto, mucho se ha invertido en reducir la dependencia energética de combustibles fósiles, a través de una mezcla entre conciencia ambiental y necesidad de autosuficiencia, con el fin de utilizar los recursos propios en cada estado. Así nace la necesidad de clasificar las energías que se están utilizando, dependiendo de si proviene de un tipo de fuente primaria o secundaria [33]

- **Fuente primaria:** Dependiendo de la fuente natural, existen dos tipos de fuentes primarias, las *Fuentes No Renovables*, con vida útil finita, como por ejemplo, gas natural y fisión nuclear y las *Fuentes Renovables* permanentes en el tiempo, como por ejemplo, las energías geotermal, solar y eólica.
- **Fuente secundaria:** Provenientes de una fuente primaria luego de algún proceso de transformación del tipo físico, químico o bioquímico, como por ejemplo, biogas, diesel y gasolina.

La Figura 2.12 muestra el contexto europeo referente a distintos tipos de fuentes [34].

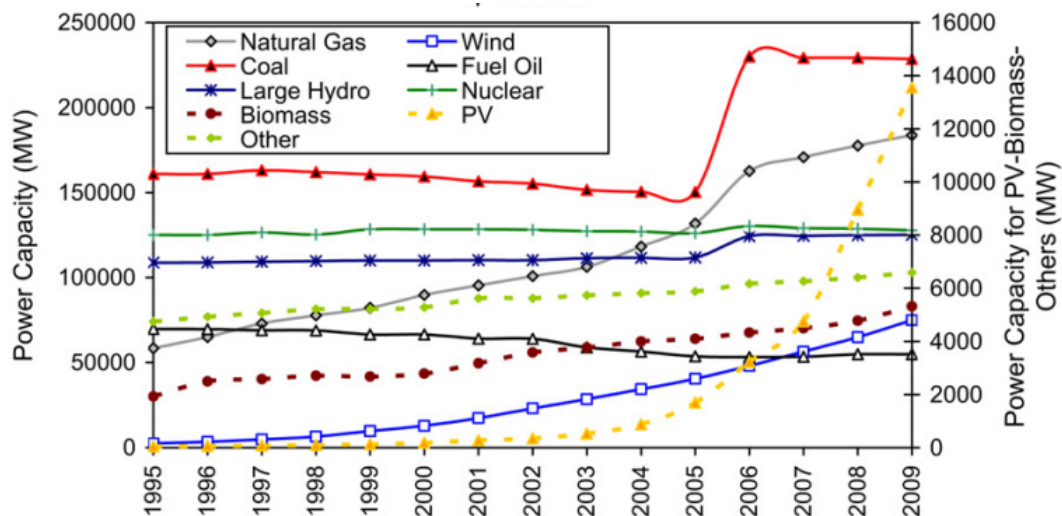


Figura 2.12: Evolución anual de la capacidad instalada acumulada en Europa por tipo de tecnología (PV: Photovoltaic) [34].

Chile posee el sistema de potencia basado en 4 subsistemas independientes: Sistema interconectado norte grande (SING) con un  $\sim 24\%$  de la potencia instalada nacional, sistema interconectado central (SIC),  $\sim 75\%$ , y dos sistemas de mediano tamaño que alimentan al territorio sur del país sistema eléctrico Aysén (SEA) y sistema eléctrico Magallanes (SEM), que juntos poseen aproximadamente el  $1\%$  restante.



Con una matriz energética aún dominada por los combustibles fósiles, contando con la alta demanda industrial que representa al fundamental sector minero, el país avanza firmemente en la senda renovable con una meta del gobierno de que la energía renovable contribuya con 20 % de la capacidad eléctrica total para 2025. La Figura 2.13 muestra el contexto nacional sobre los cuatro sistemas de potencia al 2013 según un informe del Centro de Despacho Económico de Carga (CDEC).



Figura 2.13: Distribución de sistemas eléctricos en Chile [35].

### 2.3.1. Energía Eólica.

El viento es el movimiento del aire en la atmósfera entre las zonas de alta y baja presión, causado por el efecto de calentamiento del sol sobre la superficie de la tierra. El aire sobre la superficie caliente tiene una menor densidad, lo que lo obliga a subir y generar zonas de baja presión. Estas zonas son ocupadas por aire proveniente de zonas de alta presión. Por este motivo la energía eólica es considerada una energía indirecta del tipo solar [33].

La primera gran máquina de viento para generar electricidad (una estructura sólida para baja velocidad de 12 [kW]) fue instalada en Cleveland, Ohio, USA en 1888. Muchos de los desarrollos de generación eólica en USA fueron inspirados por el diseño de propulsores de aviones y alas de avionetas [36], esto sumado a esfuerzos posteriores en Dinamarca, Francia, Alemania y UK (en el período de 1935 – 1970) lograron mostrar que las turbinas eólicas a gran escala podrían funcionar [37]. Los siguientes años entre 1973–1986 el mercado comercial de turbinas eólicas abarcó desde uso doméstico, agricultura hasta la utilización en sistemas interconectados, bajo este contexto la primera gran erupción de energía eólica a gran escala se encuentra en California, USA, donde sobre 16000 máquinas en el rango de 20 – 350 [kW] (un total de 1,7 [GW]) fueron instaladas entre 1981 y 1990 como resultado de una inversión federal de incentivos del gobierno norteamericano [39].

Una línea temporal de la evolución se observa en la Figura 2.14, expuesta en el programa federal de energía eólica de USA [36].

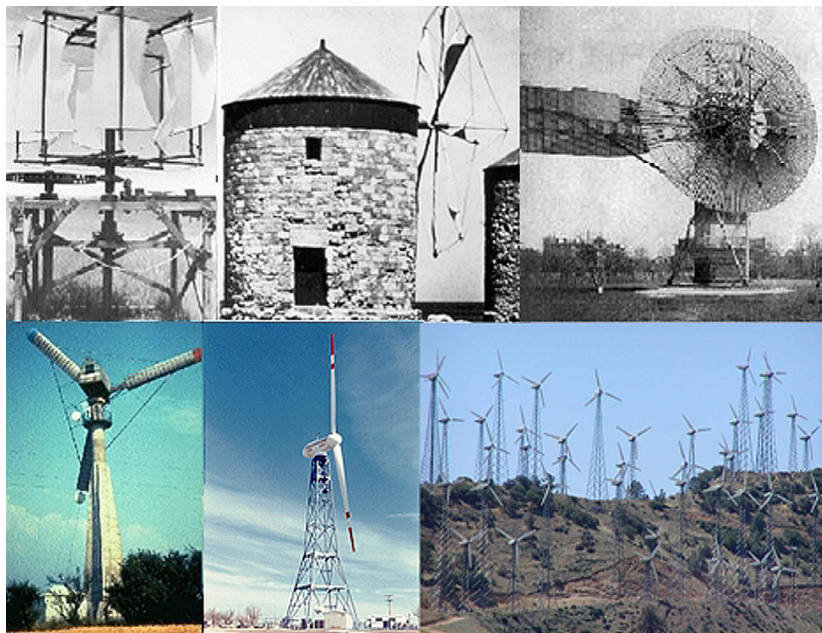


Figura 2.14: Imágenes de las primeras etapas en la explotación de energía eólica hasta la actualidad de California, USA [36] .

Para Chile el contexto ha sido similar al mundial pero con un notorio desfase temporal. Luego de la promulgación de la ley 20257 que hace legalmente vinculante para las compañías eléctricas incluir una cuota de la generación de energía basada en la energía renovable no convencional (ERNC), una demanda en todo Chile para este tipo de fuentes de energía ha sido creada. Por lo tanto, las energías renovables están mostrando una incipiente expansión con un número de proyectos ya aprobados y otros sometidos a los trámites de aprobación oficial [40]. A principios de 2009 el único proyecto de generación de energía eólica con alguna relevancia dentro del SIC fue el parque eólico “Canela”, propiedad de ENDESA. La Figura 2.15 muestra una comparación del estado global de las ERNC, donde la energía eólica lidera los proyectos en evaluación por parte del Sistema de Evaluación de Impacto Ambiental (SEIA).

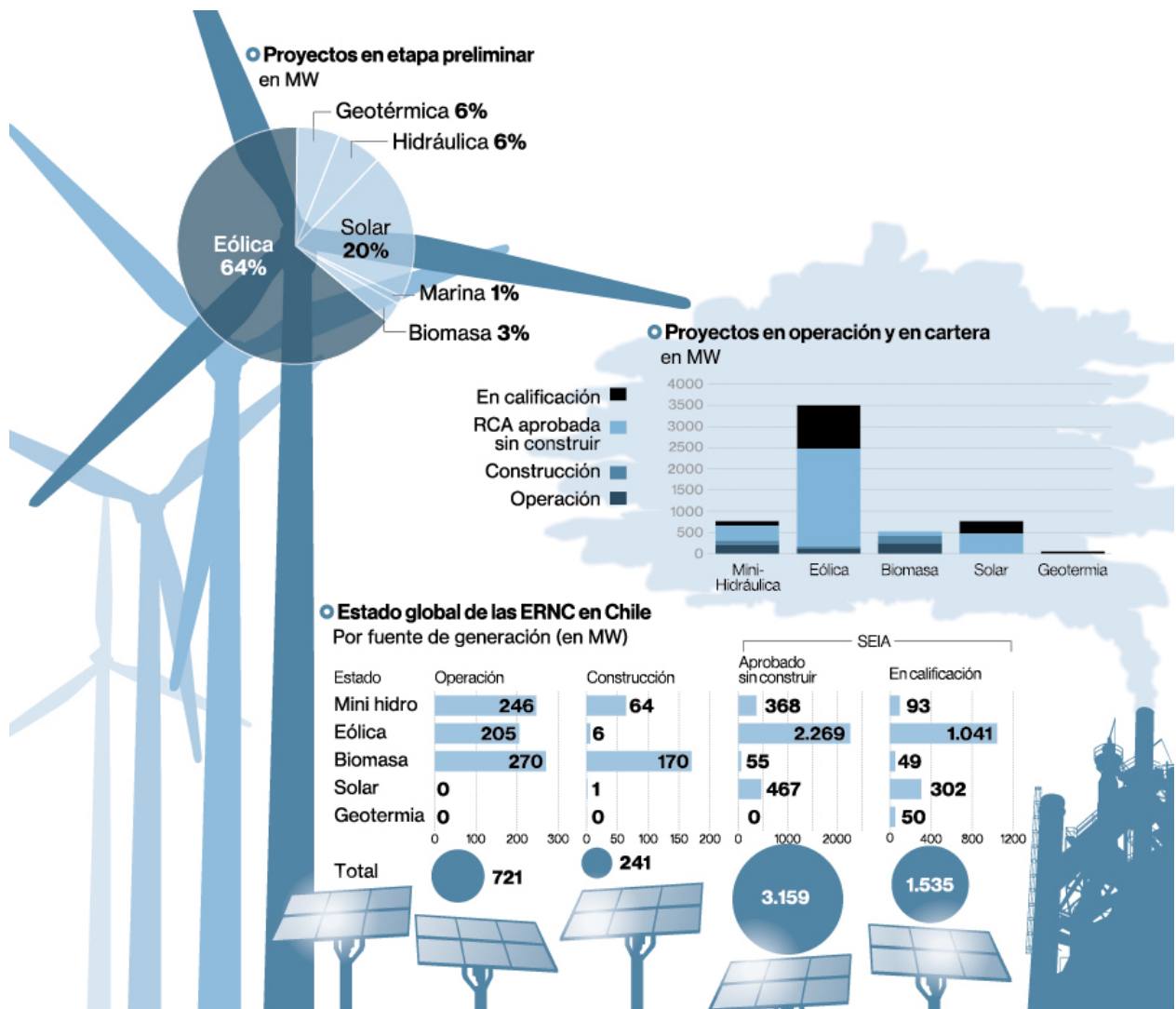


Figura 2.15: Estado global de las ERNC en Chile [35].

### 2.3.2. Energy Harvesting.

Energy harvesting es la conversión de energía presente en el entorno a energía eléctrica [41, 42], la traducción literal sería *cosechamiento de energía*, la cual aplica muy bien dentro del contexto. Sin embargo, existen autores que utilizan nombre similares para referirse a ésta, tales como “energy scavenging” que aplicaría a una traducción del tipo de *recogiendo energía* que también acierta en gran medida al concepto.

Típicamente este tipo de energía se asocia a conversión de pequeñas cantidades de energía del ambiente para su uso en equipos electrónicos de baja potencia. Las fuentes de energía del ambiente, por ejemplo, presentes en un edificio pueden ser: luz, calor, vibraciones, movimiento, ondas de radio, campos electromagnéticos y flujos de aire [43]. En la mayoría de los casos esta energía es desperdiciada sin ningún uso específico. Así energy harvesting ha despertado mucho interés en la comunidad científica debido a su potencial uso en aplicaciones de fuentes de alimentación, sensores inalámbricos de baja potencia y sistemas electrónicos [44].

En la actualidad existen diferentes dispositivos capaces de captar estos tipos de energía. En la Tabla 2.1 se resume la investigación de J. W. Matiko [43], que expone los valores de potencias típicos:

Tabla 2.1: Desempeño de diferentes dispositivos de energy harvesting [43].

Energía captada	Recurso	Potencia
Flujo de aire	flujo de $v = 8 [ms^{-1}]$	$140mW$
Térmica	Gradiente termal de $25 [^{\circ}C]$	$6 [mW]$
Solar	Luz de intensidad $1000[lx]$	$\sim 300 [\mu W]$
Cinética	Vibración de $a = 0,25 [ms^{-2}]$ y $f = 45 [Hz]$	$2[\mu W]$
Onda electromagnética	fuentes de poder de $RF = -25 [dBm]$	$1 [\mu W]$

La Figura 2.16 muestra ejemplos de dispositivos según el tipo de energía capaz de captar, obtenidos de la revisión bibliográfica realizada por J. W. Matiko [43].

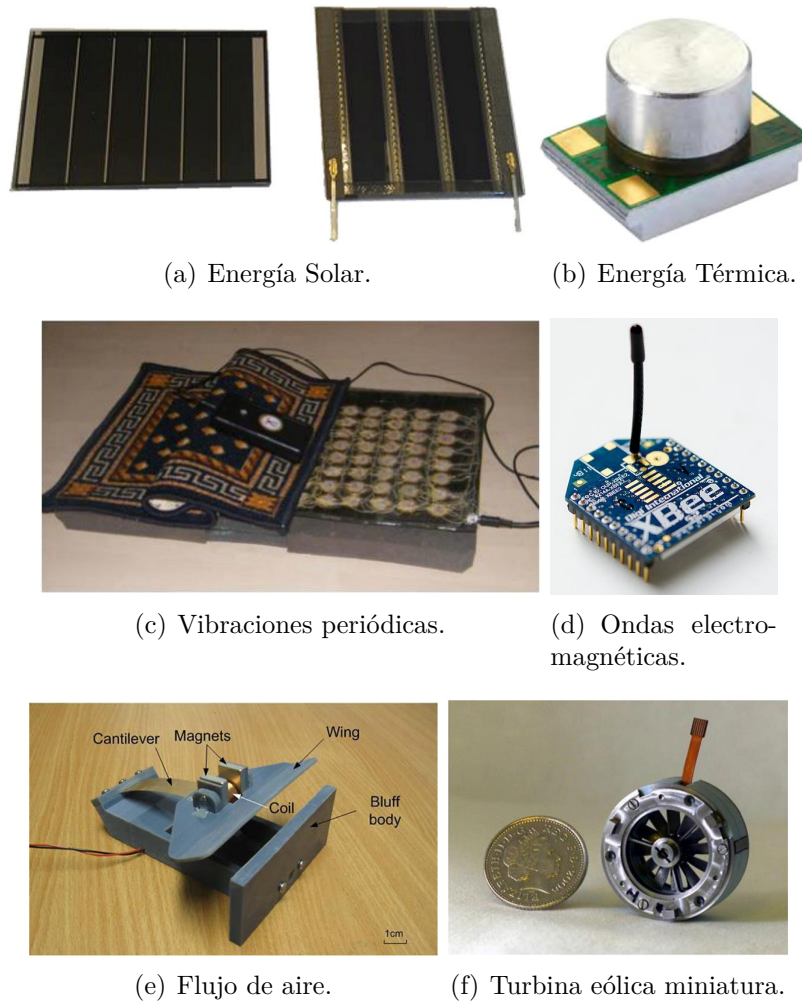


Figura 2.16: Dispositivos para energy harvesting [43] .

En particular la línea de energy harvesting basada en movimientos de aire ha desarrollado varias aplicaciones, la Figura 2.17 presenta algunos casos estudiados por A. Bibo, A. Abdelkefi, J. Sirohi y H. Jung [18,28,45,46], donde se montan experiencias sobre formas cuadradas, cilíndricas e incluso perfiles alares, para estudiar el desempeño bajo diferentes velocidades de flujo.

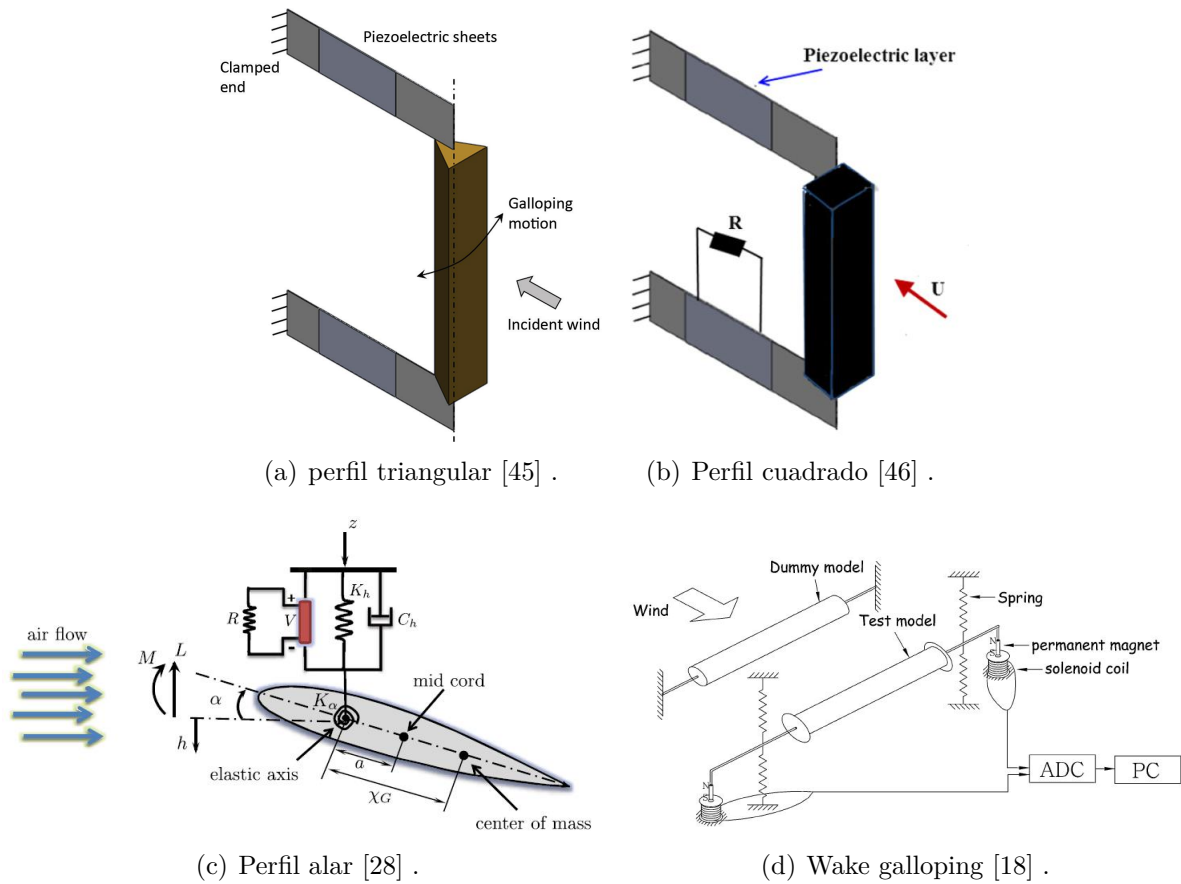
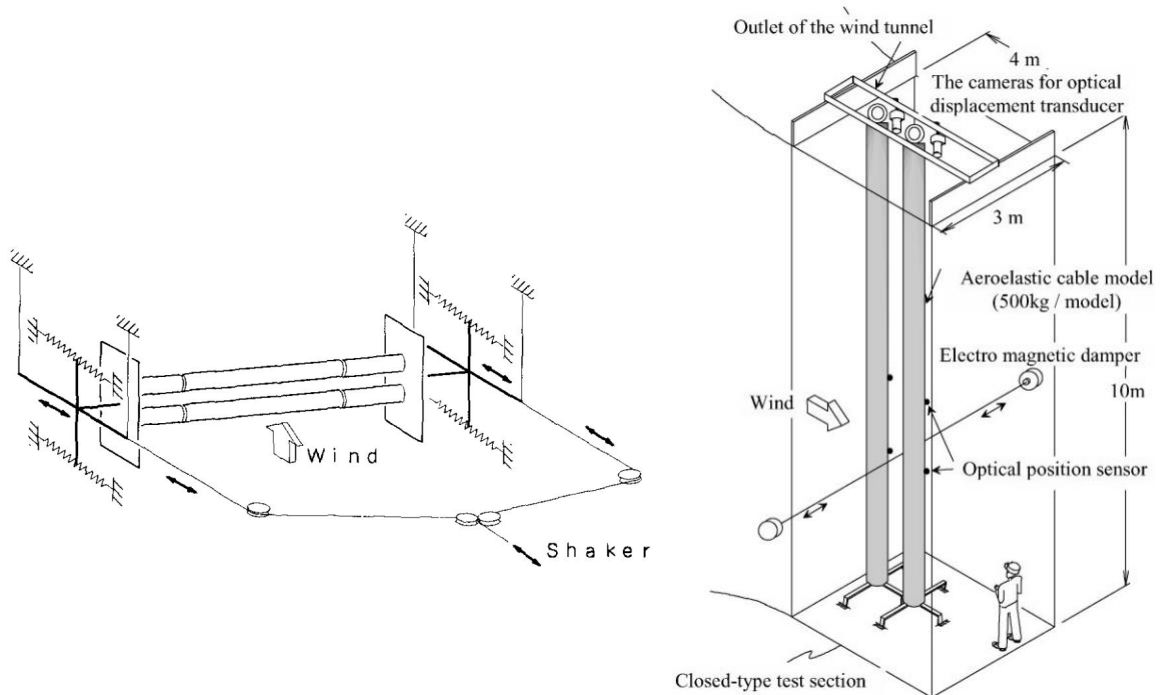


Figura 2.17: Dispositivos para energy harvesting basados en captar flujos de aire.

En los casos presentados sobre la Figura 2.17 se pueden observar dos tipos de conversión, en primera instancia la energía eólica es captada y transmitida a energía mecánica del tipo vibracional sobre un objeto, luego existe una conversión a energía eléctrica, para el caso de las Figuras 2.17(a) , 2.17(b) y 2.17(c) un material piezoeléctrico es utilizado, el cual por sus características mecánicas crea una diferencia de potencial electrostático cuando son sometidos a efectos de compresión-tracción, para el caso de la Figura 2.17(d) el efecto de inducción de Faraday es aplicado, permitiendo el movimiento de un imán por el interior de un arreglo de bobinas, induciendo de tal manera una corriente eléctrica.

### 2.3.3. Estado del Arte.

Los primeros estudios del fenómeno de wake galloping fueron con el fin de suprimir sus efectos. S. Tokoro [10] y T. Yoshimura [11] interesados en cables de tensión para puentes, introducen el concepto de wake galloping de forma experimental en túneles viento, creados específicamente para tales propósitos. La Figura 2.18 muestra dos tipos de configuraciones experimentales para estudiar el comportamiento de cables de tensión expuestos a diferentes velocidades en flujo cruzado.



(a) Análisis experimental de cables entrelazados [11]. (b) Análisis para supresión de wake galloping sobre cables [10].

Figura 2.18: Diferentes configuraciones para análisis de arreglo de cables de tensión.

Dentro de las conclusiones más significativas de las experiencias:

- Las amplitudes de vibraciones más significativas se producen a una distancia de 4 diámetros entre los centros de los cables y a un ángulo de incidencia de  $15^\circ$ .
- No existen amplitudes significativas para el rango de separación entre 6 – 9 diámetros.
- La respuesta dinámica es muy variable con el cambio de la frecuencia natural del sistema.
- El eje de amplitudes dominante cambia según las características de combinación entre los números de Reynolds y Strouhal.

Desde una perspectiva completamente diferente, este efecto aerodinámico también puede ser considerado como una fuente de energía alternativa del tipo harvesting [18]. Por esta razón surgen investigaciones con la finalidad de caracterizar la cantidad de potencia disponible en situaciones de ocurrencia del fenómeno VIV o wake galloping. La Figura 2.19 muestra el montaje experimental para diferentes situaciones de estudio del fenómeno de interacción fluido-estructura, las Figuras 2.19(a) , 2.19(b) y 2.19(c) muestran montajes para la conversión del tipo piezoeléctrico [28, 47, 48], la Figura 2.19(d) un montaje para un sistema vibratorio empotrado en una de sus esquinas, realizando un movimiento tipo martillo de un magneto que induce el efecto de Faraday en la bobina ubica delante [49], finalmente las Figuras 2.19(e) y 2.19(f) muestran las vistas longitudinal y transversal de un montaje del tipo wake galloping que utiliza también el efecto de Faraday [18].

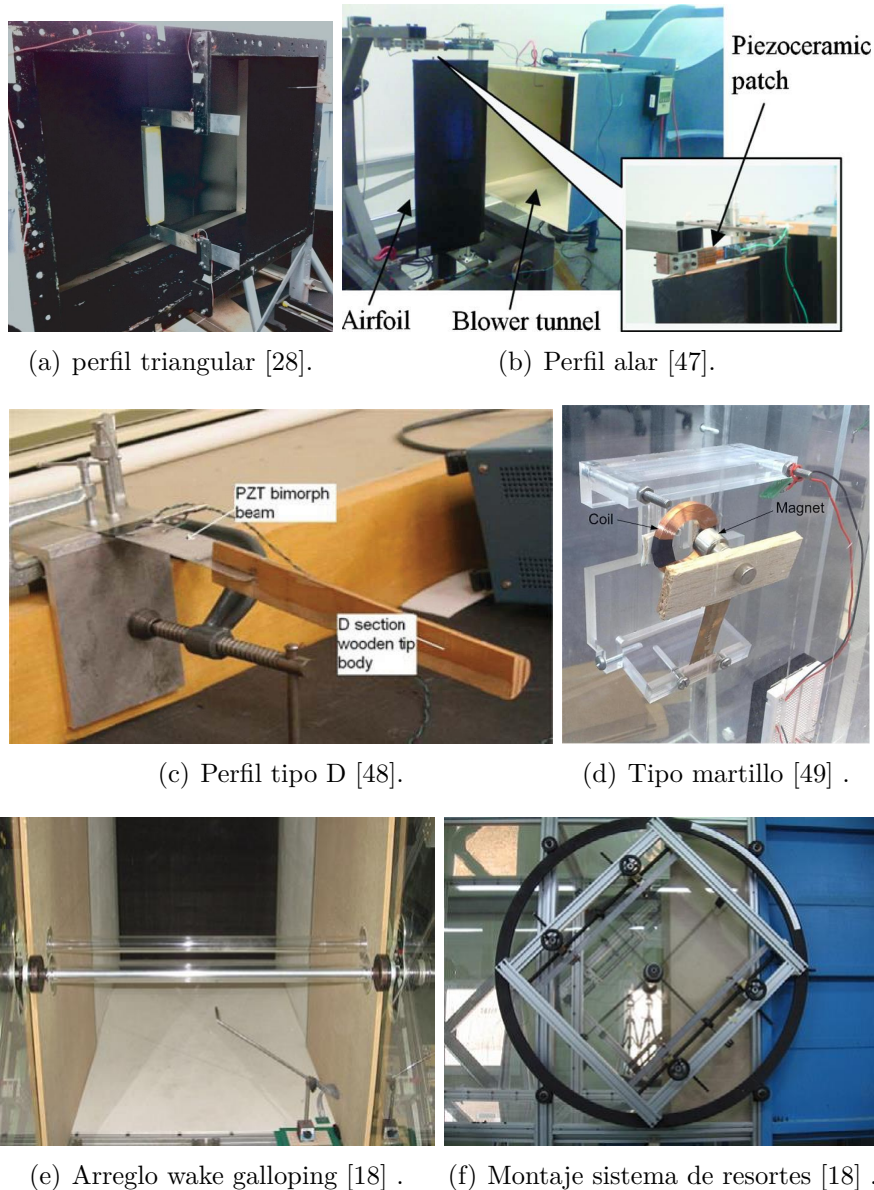


Figura 2.19: Montajes experimentales para estudios de interacción fluido estructura en dispositivos del tipo harvesters.



Los principales resultados de potencia generada por este tipo de sistemas se exponen en la Tabla 2.2

Tabla 2.2: Resumen de potencias generadas por sistemas del tipo *harvesters* en base a movimiento de aire.

Autor	$U[m s^{-1}]$	$P_{max}[mW]$	Características
Hyung-Jo et al [18]	4,5	370	Wake galloping, cilindros colineales e iguales.
Erturk et al [47]	9,3	10,7	Vibraciones sobre perfil alar.
Sirohi et al [48]	4,7	1,14	Vibraciones sobre perfil tipo D.
Sirohi et al [28]	5,2	53	Vibraciones sobre perfil triangular.
Zhu et al [49]	5	1,6	Vibraciones sobre arreglo tipo martillo.

## 2.4. Modelación Computacional.

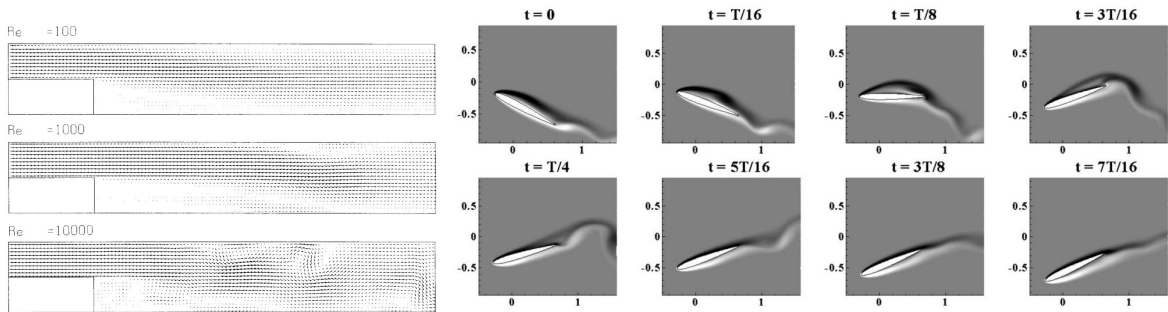
El desarrollo de la dinámica de fluidos computacional moderna, CFD (Computational Fluid Dynamics), comienza con los primeros computadores digitales durante la década de 1950. A partir de entonces, se convierte en un nuevo enfoque esencial para la resolución y análisis de problemas de dinámica de fluidos. De esta manera, llega a ser igual de importante que la teoría y el experimento puro. Luego, los futuros avances de la dinámica de fluidos descansan en el balance entre estos tres enfoques: teórico, numérico y experimental [50]. La resolución de este tipo de problemas se basa comúnmente en resolver las ecuaciones de conservación de masa, Ec. (2.8) y conservación de momentum, Ec. (2.9).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = \mathbf{0} , \quad (2.8)$$

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \mathbf{g} + \nu \nabla^2 \mathbf{u} , \quad (2.9)$$

donde  $\rho$  es la densidad del fluido,  $\mathbf{u}$  vector velocidad  $\mathbf{u} = (u_{e_1}, u_{e_2}, u_{e_3})$  con  $\{e_1, e_2, e_3\}$  vectores de un espacio coordenado,  $p$  el campo de presiones,  $g$  gravedad,  $\nu$  viscosidad cinemática.

En el contexto de estudiar movimientos de fluidos, generadores de vórtices o energy harvesting, variados métodos numéricos han sido implementados para resolver las ecuaciones mencionadas ya sea en plataformas de programación libre o comercial. Ejemplos de implementaciones en *FORTRAN* son: El trabajo de C.M. Lemos [51], que simula flujo de fluidos incompresibles mediante diferencias finitas en la Figura 2.20(a) y la investigación de Z. Peng [52], que simula una interacción fluido-estructura en un perfil alar, mediante varios métodos numéricos conjuntos, visualizado en la Figura 2.20(b).



(a) Flujo de fluido incompresible [51] . (b) evolución del campo de vorticidad de un perfil alar [52] .

Figura 2.20: Resultados de programación numérica en para análisis de CFD.

Se han realizado simulaciones numéricas en códigos propios como A.L.F. Lima [12], que simula el paso de un fluido sobre un cilindro a diferentes números de Reynolds, y J. Park [13], que simula el paso de un flujo sobre un cilindro en un dominio semi-elíptico, como se muestra en las Figuras 2.21(a) y 2.21(b) respectivamente.

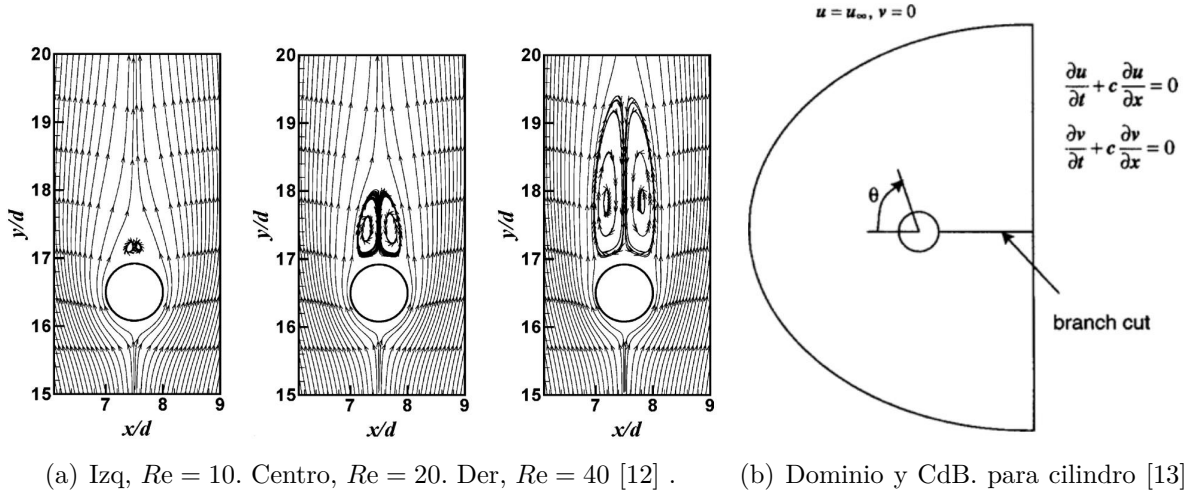


Figura 2.21: Resultados de programación numérica para flujos sobre cilindros.

## 2.5. Caracterización Experimental.

El ámbito experimental posee un sin número de detalles que incluyen su diseño, implementación, puesta en marcha, toma y análisis de datos y retroalimentación. En el contexto de caracterizar el fenómeno de wake galloping en un túnel de viento, existen algunos precedentes bajo ciertas configuraciones que es relevante tener en consideración.

### 2.5.1. Túneles de Viento.

Las pruebas de componentes o modelos a escala en túneles de viento es una técnica ampliamente utilizada, que guía en la decisión de detalles en el diseño en sistemas de termofluidos y permite una investigación fundamental en el fenómeno fluido dinámico presente. En muchas instancias ocurre que tanto las técnicas teóricas y/o computacionales no son suficientes para abordar, por si solas la complejidad del problema o la falta de recursos computacionales. Las pruebas en túneles de viento a menudo sirven como el enfoque más rentable para esta causa, así como los gastos involucrados. Los túneles de viento se utilizan ampliamente en los centros de investigación, universidades, industria y organismos gubernamentales para una amplia variedad de aplicaciones y se puede clasificar de muchas maneras.

Desde un punto de vista fundamental, una clasificación se puede asociar a los números adimensionales que rigen las ecuaciones de movimiento de un fluido (obtenidos al adimensionalizar la ecuación de continuidad, Ec. 2.8 y de Navier-Stokes, Ec. 2.9), parámetros como: número de Strouhal, número de Reynolds, número de Euler o número de Froude. Dependiendo de los rangos de estos números se define su función operativa y régimen, por ejemplo un flujo gaseoso compresible se caracteriza principalmente por su número de Reynolds. Mientras que flujos líquidos se caracterizan principalmente por los números de Reynolds y Froude. El objetivo de las pruebas en el túnel de viento es la similitud dinámica, donde todos los parámetros adimensionales relevantes calzan entre el modelo a escala y el tamaño real [53].

Desde un punto de vista práctico, los túneles de viento se clasifican a menudo según el tamaño. Por ejemplo, a baja velocidad (menores a 30 % de la velocidad del sonido) los túneles de viento varían de tamaño pequeño (es decir, secciones de ensayo  $\sim 1[m] \times 1[m]$ ) hasta grandes, capaces de probar automóviles y camiones a escala real además de grandes modelos de componentes de aviones. En alta velocidad, transónicos y supersónicos son también bastante comunes, pero debido a los requisitos de energía, estos túneles son típicamente de tamaño pequeño en comparación con sus homólogos de baja velocidad.

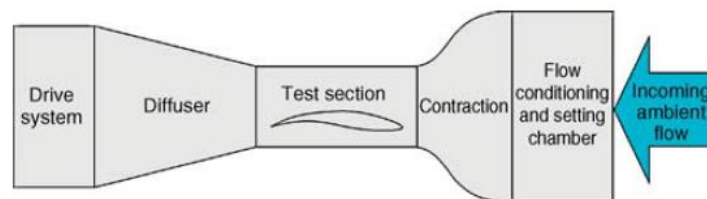
Los túneles de viento también se clasifican de acuerdo con la aplicación. Algunos ejemplos incluyen túneles de formación de hielo para estudiar los efectos del hielo en las alas de aviones, túneles climáticos para simular diversas condiciones ambientales o túneles de humo para la visualización de flujos [54].

Las principales características de un túnel se presentan a continuación:

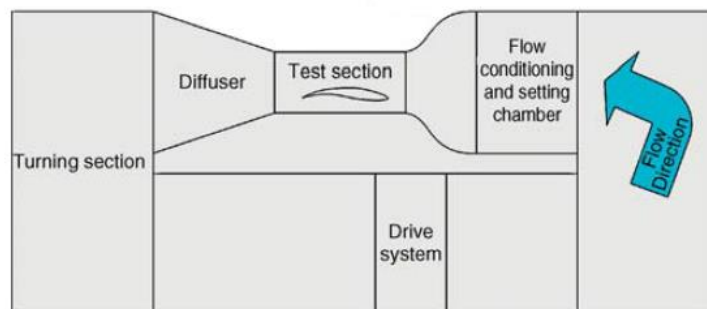
- **Tipo de Circuito:** Los túneles de viento pueden ser diseñados con dos tipos de circuito, abierto o cerrado. Un circuito abierto toma el aire del exterior en un extremo del circuito, lo pasa a través del túnel, y lo libera al ambiente, Figura 2.22(a). El circuito cerrado conserva una masa fija de aire, no presenta fugas y circula en un bucle a través de los distintos pasos del túnel, Figura 2.22(b).

Los túneles de circuito abierto tienen generalmente más bajos costos de fabricación y ocupan menos espacio. Estos túneles presentan la desventaja de que para una velocidad dada, por lo general, requieren más energía para la operación [54]. Además, más acondicionamiento del flujo puede ser necesaria para alcanzar la calidad de flujos comparables a un túnel de circuito cerrado equivalente. La entrada del túnel y las regiones de escape deben estar libres de cualquier obstrucción. Más material es necesario para la visualización de flujo (si se utiliza), ya que no hay un mecanismo sencillo para reciclar las partículas que se utilizan. También dependiendo del diseño y locación, el desempeño depende de las condiciones del clima.

En túneles de circuito cerrado, mientras la construcción requiere un gasto adicional, tienen menores costos de operación que en circuito abierto bajo condiciones similares. El material de visualización requerido es menor para un experimento dado. El túnel en la mayoría de los casos funciona independientemente del clima local, y acondicionar el flujo es más simple. Sin embargo, debido al reciclado del aire a través del sistema de accionamiento, que a menudo se encuentra en serie con el paso de flujo para proporcionar refrigeración, puede cambiar las propiedades termodinámicas del aire a menos que se emplee un sistema de control de enfriamiento. [53].



(a) Circuito abierto.



(b) Circuito cerrado.

Figura 2.22: Clasificación de túneles de viento según circuito [53].

- **Acondicionadores de flujo:** En la mayoría de los túneles existe una zona que contiene un *honeycomb* o *pantallas* llamada sección de sedimentación. El honeycomb alinea el flujo con el eje del túnel y estabiliza el flujo a gran escala. Las pantallas de cascada disminuyen las fluctuaciones turbulentas. Esta descomposición en el conducto de sedimentación, debe ser suficientemente larga para reducir al mínimo el crecimiento de la capa límite [53].

El honeycomb elimina el remolino del flujo entrante y minimiza las variaciones laterales de velocidad [55]. El ángulo de orientación para el flujo de entrada debe ser inferior a  $10^\circ$  para evitar el estancamiento en las rejillas del honeycomb. Los honeycomb pueden tener diferentes formas, tales como secciones transversales circulares, cuadradas y hexagonales. Entre estos, la hexagonal es generalmente la sección transversal más utilizada, ya que tiene el menor coeficiente de caída de presión [54]. Las rejillas han demostrado tener el mejor rendimiento con una relación de longitud de diámetro entre 7–10 [55]. La sección del honeycomb debe tener suficiente rigidez estructural para resistir las fuerzas aplicadas durante el funcionamiento y no sufrir una deformación significativa.

Pantallas tensadas se colocan en el conducto de sedimentación para reducir los niveles de turbulencia del flujo entrante. Las pantallas rompen los remolinos turbulentos a gran escala en una serie de remolinos en pequeña escala que se descomponen posteriormente. En los estudios de Schubauer, Spangenberg y Klebanoff [56] se afirma que el número de Reynolds (basado en el diámetro del alambre pantalla) debe ser menor que 60 para evitar la generación de turbulencia adicional debido a formación de remolinos. La Figura 2.23 presenta tres tipos de honeycomb clasificados según su sección transversal.

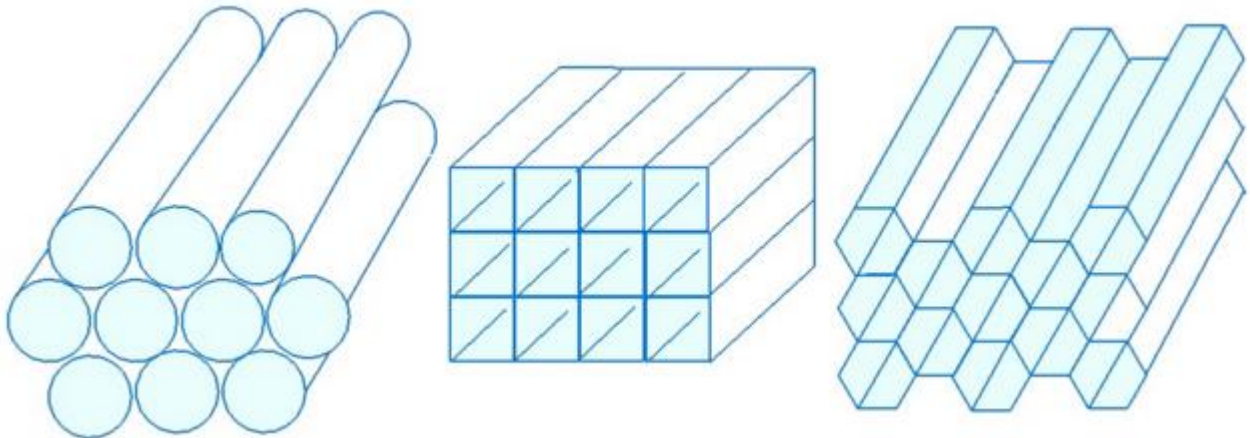


Figura 2.23: Diferentes secciones transversales de honeycombs. Izquierda, circular. Centro, cuadrado. Derecha, hexagonal [57].

- **Sistema de impulsión:** El sistema de accionamiento genera un caudal volumétrico y compensa las pérdidas de presión. El sistema puede ser un ventilador, soplador o una fuente de gas comprimido regulado. Los ventiladores son clasificados por el caudal volumétrico y la caída de presión estática que pueden superar [54].

Para los ventiladores el principal problema encontrado en su diseño es la interferencia entre el campo de flujo y las aspas. Esta interferencia depende principalmente de la rigidez y la distancia del largo del aspa a la brecha entre aspas. Los ventiladores axiales poseen eficiencias del  $\sim 90\%$  y en su diseño es importante escoger un coeficiente de sustentación del aspa lo más alto posible sin considerar la razón entre sustentación y arrastre, valores comunes están en el rango de  $0,7 - 0,9$  [55]. El procedimiento de diseño basado en las referencias de P. Bradshaw [58] sigue siendo una guía adecuada hasta el día de hoy.

Los sopladores más comunes son los del tipo centrífugo y son utilizados normalmente en túneles de circuito abierto. Sopladores individuales también son utilizados en circuitos cerrados instalándolos en una de sus esquinas. Cuando los sopladores tienen una sola entrada son considerados por producir flujo de vórtices (debido a su asimetría del impulsor), lo cual contribuye al flujo adherido en la pared en la sección del difusor. Esto compensa la no uniformidad del flujo (que también es mejorado en la zona de sedimentación) [53]. Los sopladores centrífugos funcionan con una eficiencia razonable en un amplio intervalo de condiciones de flujo (es decir, variación del factor de potencia del túnel) porque todo el recorrido de aspa funciona al mismo coeficiente de sustentación. La Figura 2.24 presenta diferentes tipos de sopladores centrífugos clasificados según el tipo de aspa que utiliza.

Uno de los componentes principales focos contaminación de señales, o ruido de fondo, en mediciones experimentales viene del sistema de ventilación. La frecuencia de paso de álabes  $BPF$  (blade passing frequency) y sus armónicos aparecerán como tonos discretos en el espectro de analizado en la sección de prueba del túnel, a una velocidad fija y con lo cual pueden contaminar las mediciones del sensor y afectar a la física de flujo [53]. Un espectrograma obtenido a través de una transformada discreta de Fourier, mientras la velocidad del túnel aumenta, es una herramienta eficaz para revelar la contaminación del paso de los álabes [59].

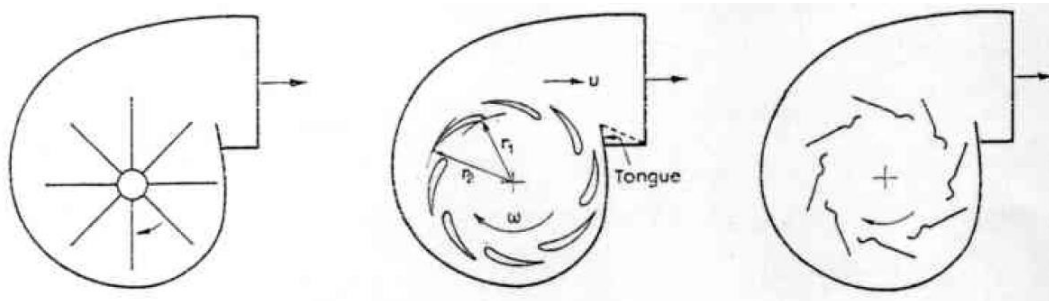


Figura 2.24: Diferentes tipos de impulsores usados en sopladores centrífugos. Izquierda, tipo aspa radial. Centro, tipo perfil alar inverso. Derecha, tipo “S” inverso [59].

# Capítulo 3

## Desarrollo Computacional

El propósito de esta capítulo es el análisis computacional de los fenómenos de VIVs e interacción fluido-estructura, fundamentales en wake galloping. Dos secciones componen este capítulo, la primera describe un análisis del fluido a través de un cilindro a bajo número de Reynolds ( $Re \leq 100$ ) utilizando *ANSYS Fluent 14.5*; la segunda parte muestra un análisis de interacción fluido-estructura sobre un perfil alar usando una implementación numérica en *FORTTRAN*, descrita y utilizada por Laura et al, Z. Peng y Zhu [52, 60, 61], con el fin de analizar diferentes opciones de rigidez sobre un prototipo de energy harvesting.

### 3.1. Fluidodinámica de VIV en ANSYS

Las simulaciones computacionales, se obtienen usando el programa *ANSYS Fluent 14.5*. Se estudia el flujo bidimensional sobre un cilindro para  $5 < Re < 100$  como se muestra en la Figura 2.2. EL dominio computacional para las simulaciones se muestra sobre la Figura 3.1.

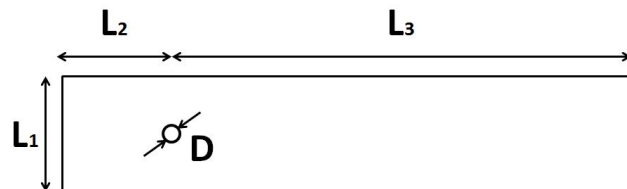


Figura 3.1: Dimensiones para el dominio computacional.

Las condiciones de borde son un perfil uniforme de entrada, presión de salida atmosférica y bordes superior e inferior con velocidad nula. Aire es utilizado como fluido, con densidad  $\rho = 1 [kg m^{-3}]$  y viscosidad dinámica  $\mu = 0,01 [Pa s]$ , incompresible con lo cual el modelo utilizado es *Viscous-Laminar*, referente a flujo laminar y con viscosidad.



### 3.1.1. Régimen de Flujo a $5 < Re < 45$

#### *Malla y dimensiones*

Se exploran las mallas predeterminadas del programa, gruesa, media y fina; utilizando el método de los triángulos y un refinamiento en el contorno del cilindro como lo muestra la Figura 3.2. La Tabla 3.1 muestra la cantidad de elementos y nodos en cada caso.

Tabla 3.1: Características de las mallas de estudio.

Tipo	Elementos	Nodos
Gruesa	40688	20784
Media	44576	22820
Fina	55344	28324

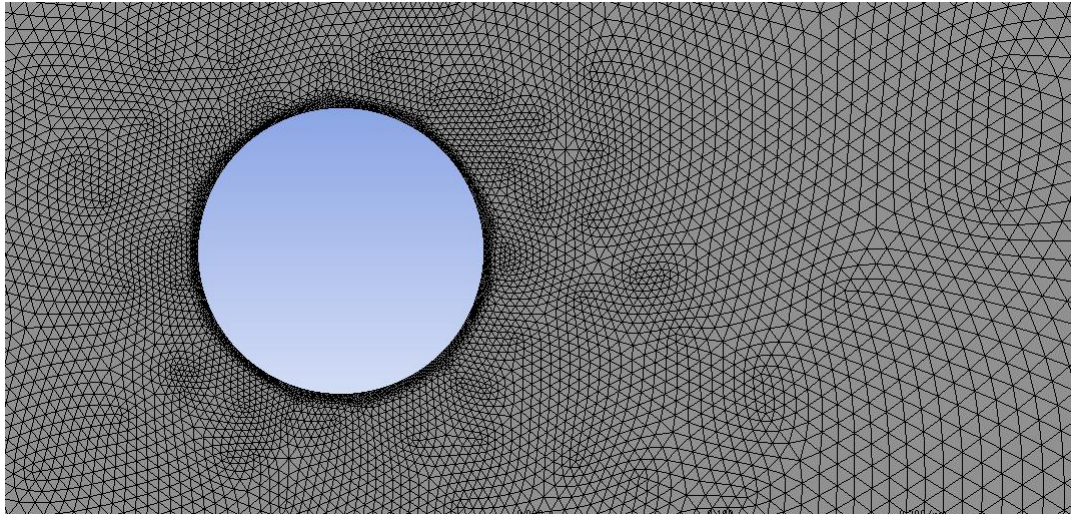


Figura 3.2: Ampliación del mallado sobre el contorno del cilindro.

El volumen de control se caracteriza por tres diámetros ( $D$ ) de estudio, 5, 10, 15 *cm*. las dimensiones características del dominio están dadas de forma que cumplan con  $L_1 = 5D$ ,  $L_2 = 15D$ ,  $L_3 = 25D$ , valores que superan los mínimos recomendados en el manual de usuario del programa al analizar flujos sobre obstáculos.

Para validar la configuración del mallado, se simula el flujo sobre un cilindro  $D = 10[cm]$  sobre cuatro valores del número de Reynolds, obteniendo el error relativo con los resultados experimentales de Taneda [9], expuestos en la Figura 2.4. La Figura 3.3 presenta los resultados de estudio sobre las diferentes mallas.

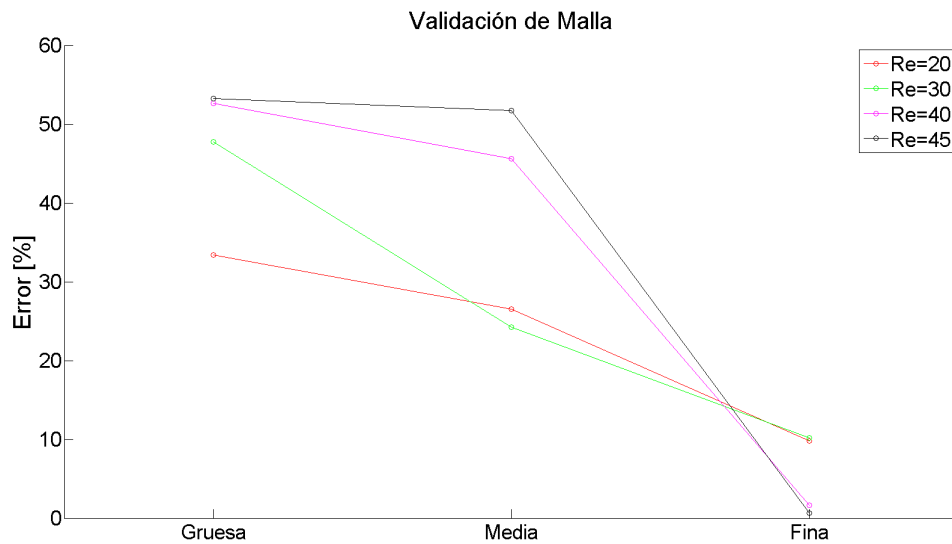


Figura 3.3: Validación de malla en CFD.

La malla gruesa y media no reproducen los vórtices estacionarios con líneas de contornos de vorticidad continua, lo que produce altos errores, por lo cual se descarta su uso. Por otro lado la malla fina, presenta en sus resultados, vórtices continuos, lo cuales pueden ser ocupados en el proceso de análisis.

### Metodología

Se ajusta la velocidad para obtener un arreglo de Reynolds  $5 \leq Re \leq 45$ . El método de solución utilizado es *Velocity-Pressure Coupling* con el esquema *SIMPLE* (semi-implicit method for pressure-linked equations), que utiliza la relación velocidad-presión, Ec. (2.9), junto con la ecuación de continuidad, Ec. (2.8), para obtener el campo de presiones. Para cada resultado, sobre los contornos de velocidad se obtiene la razón entre el diámetro del cilindro ( $D$ ) y el largo del vórtice ( $L$ ), como se muestra en la Figura 3.4.

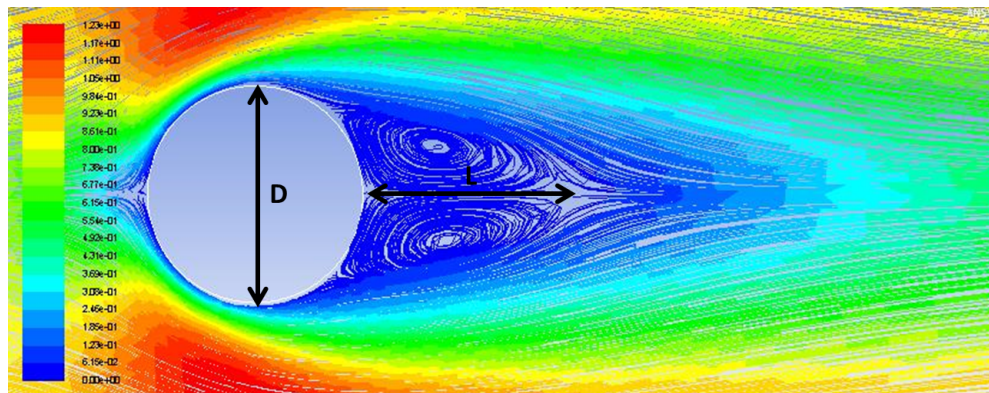


Figura 3.4: Contornos de velocidad [ $ms^{-1}$ ] junto con las distancias relevantes sobre una simulación computacional.

## Resultados

La Figura 3.5 muestra la razón de diámetro y largo de vórtice en función del número de Reynolds obtenida a partir de las simulaciones numéricas y en estudios previos de Park et al [13], Lima E. Silva et al [12], Acrivos et al [62], Takami y Keller [63], Nishioka y Sato [8] y Taneda [9].

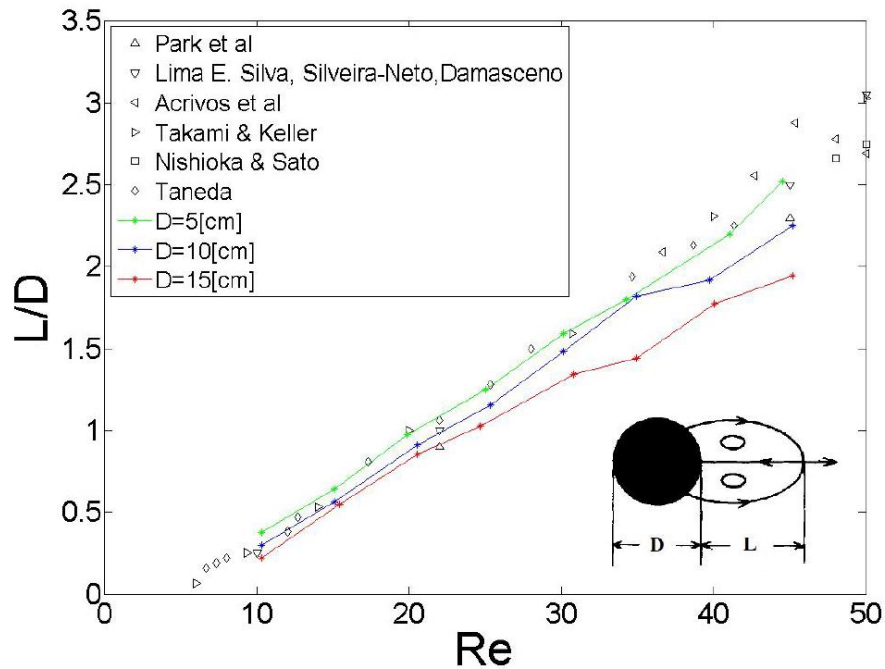


Figura 3.5: Relación del largo de vórtices en función del número de Reynolds.

La Figura 3.5 describe una relación lineal y creciente del número de Reynolds con el largo de los vórtices,  $\frac{L}{D} = \alpha Re$ , con  $\alpha \approx 0,05$  para  $10 \leq Re \leq 45$ . Esto está en concordancia con datos experimentales y numéricos provenientes de los estudios previos mencionados. A medida que aumenta el diámetro del cilindro la relación pierde precisión, esto puede ser debido a que cada vez existe menos distancia entre la pared y el objeto, por lo cual existe una mayor incidencia de la condición de borde superior e inferior en el método de solución y la malla optada. Largos de hasta tres veces el diámetro son alcanzados por los vórtices estáticos. No son visibles vórtices en el valor de  $Re = 5$ .

### 3.1.2. Régimen de Flujo a $45 < Re < 100$

#### *Malla y dimensiones*

Para este régimen de flujo ocurre el desprendimiento de vórtices. Se considera solo el caso  $D = 5 [cm]$ , ya que las simulaciones computacionales predicen la razón  $L/D$  muy similar a la reportada en las referencias (ver Figura 3.5). Para las dimensiones del dominio, esta vez se opta por las del túnel de viento del laboratorio de procesos del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Chile, siendo  $L_1 = 1,2 [m]$ ,  $L_2 = 1 [m]$  y  $L_3 = 4 [m]$ . Debido a que ahora estamos presentes en un problema transiente y periódico, se modifica la malla de la Figura 3.2, con el fin de privilegiar las simulaciones computacionales detrás del cilindro. La Figura 3.6 muestra la región donde la malla fue afinada (18294 elementos, 18477 nodos), definiendo un límite parabólico que encierra la zona más relevante de estudio.

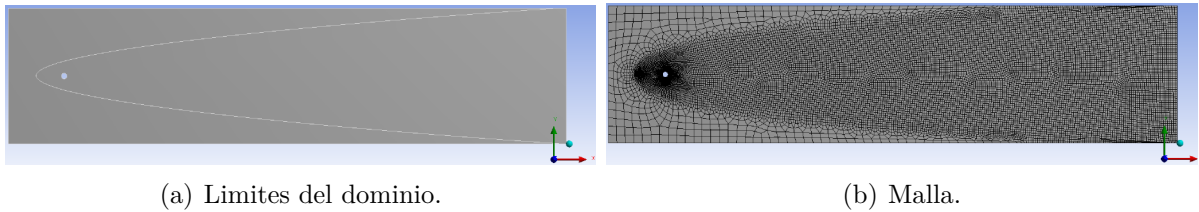


Figura 3.6: Diagramas de malla en análisis del desprendimiento de vórtices.

#### *Metodología*

Se ajusta la velocidad para obtener un rango de Reynolds de  $50 \leq Re \leq 100$ . El método de solución utilizado es *Velocity-Pressure Coupling* con el esquema *PISO* (Pressure-Implicit with Splitting of Operators), que se basa en el método de *SIMPLE* agregando correctores en el balance de momentum, permitiendo menos iteraciones en el modo transiente. Un monitor guarda la velocidad durante las iteraciones, la Figura 3.7 muestra la posición del monitor en una de las iteraciones del problema.

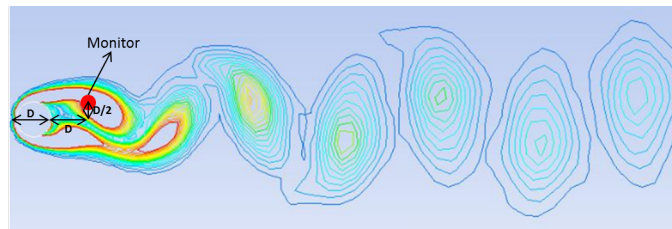


Figura 3.7: Posición del monitor en análisis del desprendimiento de vórtices.

### Resultados

La vorticidad se define como muestra la Ec. (3.1), donde  $u$  y  $v$  son las velocidad horizontal y vertical respectivamente. La Figura 3.8 muestra la distribución de vorticidad,  $\omega$ , y desprendimiento de vórtices en el caso 2D en función del número de Reynolds.

$$\omega = \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y}, \quad (3.1)$$

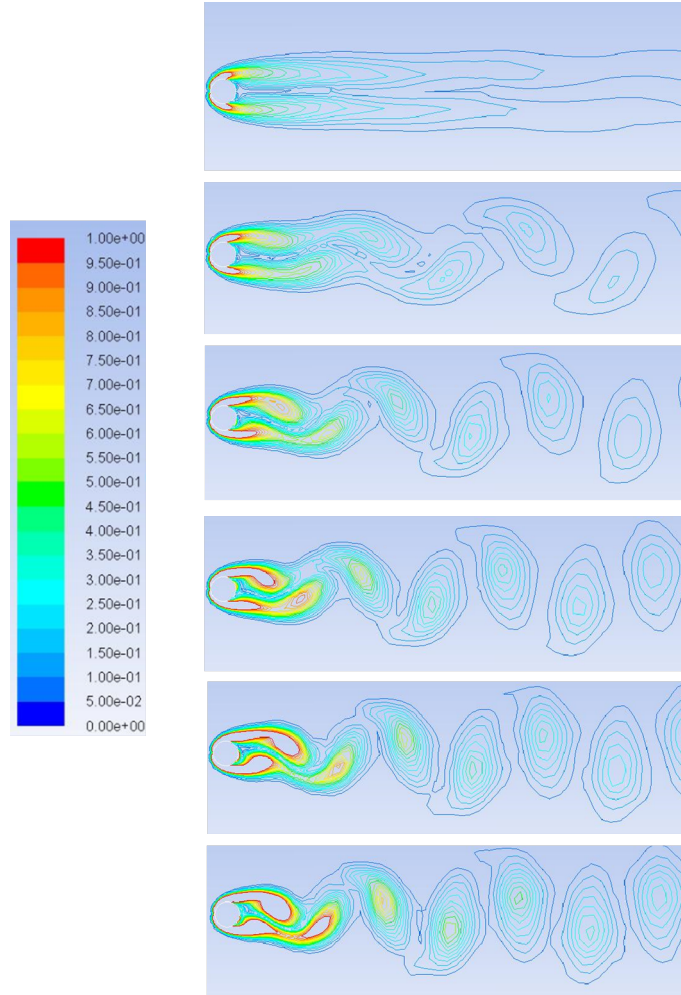


Figura 3.8: Contornos de vorticidad [1/s] para  $Re = 50 - 60 - 70 - 80 - 90 - 100$  respectivamente, a 220[s] de iteración, en análisis transiente.

Se estudia mediante un análisis del espectro de Fourier el monitor de la Figura 3.7. Utilizando las frecuencias de desprendimiento de vórtices sobre la ecuación del número de Strouhal, Ec. (2.3), se obtiene la caracterización de las simulaciones numéricas.

La Figura 3.9 muestra los resultados de las simulaciones computacionales, expuesto como la relación entre el número de Strouhal y el número de Reynolds, expresada junto a los resultados experimentales de Park et al [13] y las aproximaciones numéricas de Williamson [25].

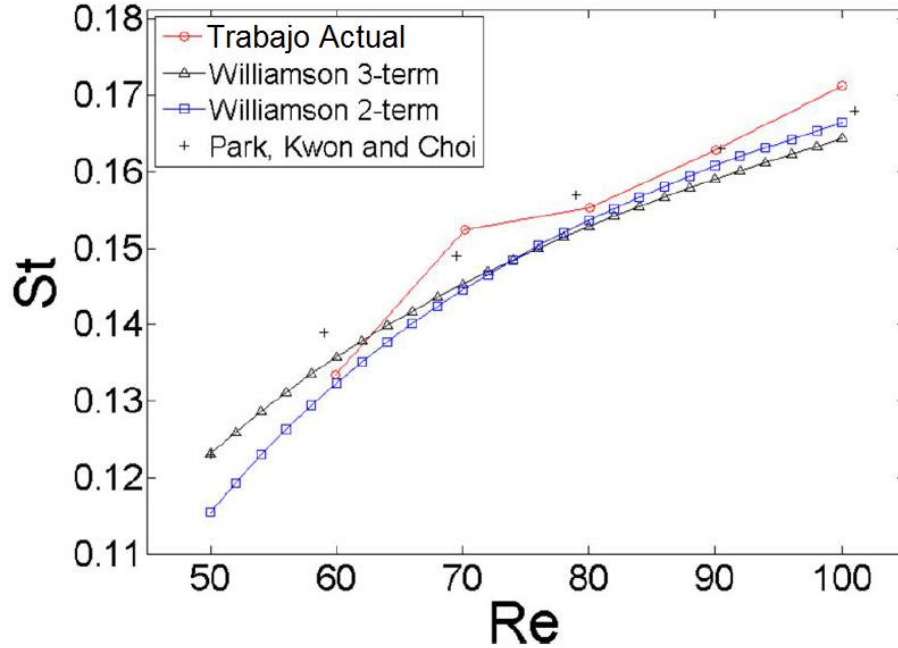


Figura 3.9: Relación del número de Strouhal en función del número de Reynolds ( $D = 5 \text{ cm}$ ).

No se visualizan desprendimientos para  $Re = 50$ . Se puede notar que a medida que el número de Reynolds crece, el desprendimiento de vórtices aumenta en frecuencia. Acorde a lo expuesto por Williamson [25] existe crecimiento de la forma de fracción o raíz  $St \sim \frac{1}{Re} \vee \frac{1}{\sqrt{Re}}$ . Dado el tipo de crecimiento, es esperable alcanzar la cota  $St_{max} \sim 0,2$ , cómo se muestra en la Figura 2.5. Se observa sobre la Figura 3.8 un largo característico entre el centro de los vórtices y el centro del cilindro  $l \sim \frac{D}{2}$ , siendo el centro de los vórtices colineal con los extremos superior e inferior del cilindro, dependiendo de cual es la fuente de desprendimiento.

### 3.2. Energy Harvester.

A partir de la modificación de una implementación numérica para perfiles alares sobre el trabajo realizado por Z. Peng y Q. Zhu [52], que estudia la interacción fluido-estructura en un prototipo de energy harvesting, con de rigidez torsional y amortiguación vertical, Figura 3.10(a), se incluye una rigidez vertical, como lo muestra la Figura 3.10(b).

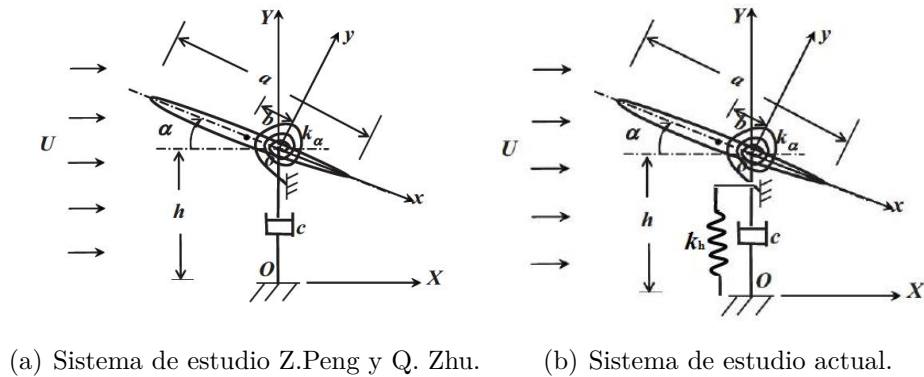


Figura 3.10: Descripción gráfica del prototipo harvester.

#### 3.2.1. Malla y Dimensiones

En el desarrollo de la solución numérica, el perfil es generado al aplicar la transformación de Joukowski a un círculo unitario, la Figura 3.11 muestra un esquema de la transformación. Las iteraciones se realizan en un dominio polar, la dimensión característica del largo del perfil es  $\lambda$ , luego el diámetro del dominio es  $16\lambda$ .

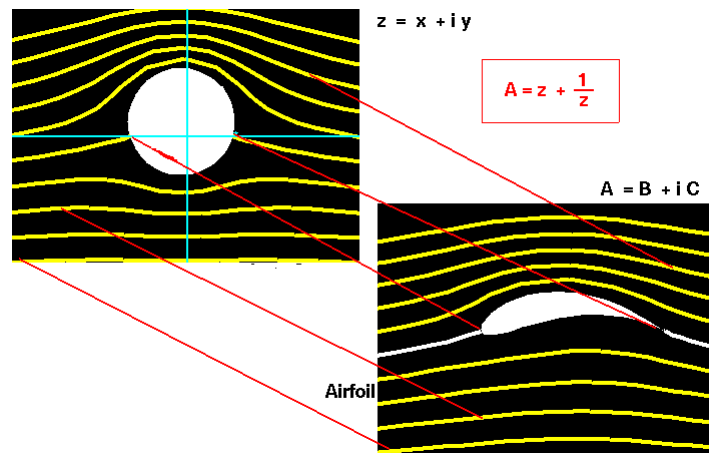


Figura 3.11: Descripción gráfica de la transformación de Joukowski [64].

La discretización se realiza en dirección radial ( $r$ ) y angular ( $\theta$ ), donde los pasos correspondientes son  $\Delta\theta = \frac{1}{256}$ ,  $\Delta z = \frac{1}{150}$ , donde  $z$  representa el comportamiento de la malla en el eje radial, de la forma  $z = \ln(r)$ , de manera de obtener un mallado más fino cercano al perfil, esto se puede apreciar gráficamente en la Figura 3.12. Para simplificación del código se utiliza un largo del perfil  $\lambda$  unitario y la amortiguación del sistema es fijada en  $c = \pi$ , que produce altos rendimientos en energy harvesting según estudios previos [52].

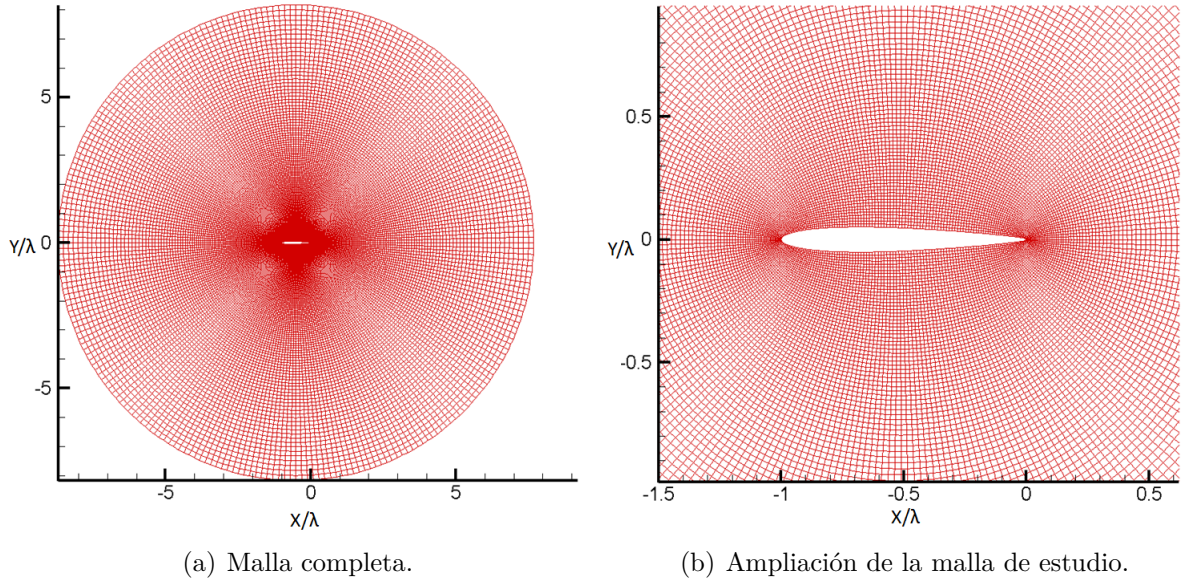


Figura 3.12: Malla para análisis de fluido-estructura sobre un dispositivo energy harvester.

### 3.2.2. Condiciones de Borde y Propiedades

Las condiciones de borde están sujetas al perfil en movimiento sobre el fluido estático, es decir todo el borde del perfil se mueve con velocidad  $-U$ , sobre el fluido de densidad  $\rho$ . La condición de borde del límite implica que se desvanece toda velocidad en direcciones radial y angular para el radio máximo, lo cual se traduce a  $u_r = u_\theta = 0$ , para  $r = 16\lambda$ . El paso temporal es  $\Delta t = 5 \times 10^{-4}$ , el método para escoger los pasos espaciales y temporales son de tal manera de garantizar la convergencia del sistema numérico, que debido a la complejidad para obtener un criterio de convergencia en el contexto fluido-estructura, se realiza con el método de shooting<sup>1</sup>. La rigidez torsional y vertical se evalúan con las dimensiones:  $k_\alpha [J \text{ rad}^{-1}]$  y  $k_h [N \text{ m}^{-1}]$  asumiendo la masa y momento de inercia del perfil despreciables.

<sup>1</sup>Método numérico para solucionar un problema de condición de borde, que reduce su solución a una condición inicial o predictor.



### 3.2.3. Metodología.

Debido a que la implementación numérica de Z. Peng y Q. Zhu [52] utiliza la variable de rigidez vertical nula, se modifica este valor para estudiar el comportamiento del perfil en el plano de combinaciones de rigidez vertical y torsional, a un número de Reynolds constante,  $Re = 1000$ , describiendo su comportamiento y movimiento dominante.

La modelación se basa en las ecuaciones de *Navier-Stokes*, Ec. (3.2) y continuidad, Ec. (3.3) escritas en términos de función corriente y vorticidad, incluyendo las ecuaciones de equilibrio de fuerzas y momento, Ec. (3.4).

$$\frac{\partial J\omega}{\partial t} + \sqrt{J}u \cdot \nabla\omega = \frac{1}{Re_\lambda} \nabla^2\omega, \quad (3.2)$$

$$\nabla^2\psi = -J\omega, \quad (3.3)$$

$$\sum_y F = L, \quad \sum_{O_{xy}} T = M, \quad (3.4)$$

donde  $J$  es el jacobiano en el sistema coordenado correspondiente,  $\omega$  es la vorticidad,  $\psi$  es la función corriente,  $Re_\lambda$  es el número de Reynolds normalizado por  $\lambda$ ,  $F \wedge T$  las fuerzas y torques actuando sobre el perfil respectivamente,  $L \wedge M$  la fuerza de sustentación y momento hidrodinámico según Theodorsen [65], finalmente  $u$  es el perfil de velocidad que depende de la función corriente, y fuerzas sobre el perfil  $u = u(\psi, L, M)$ , según L. Guglielmini y P. Blondeaux [60].

El algoritmo de solución utiliza una suposición para  $\omega_j$ , en el primer paso temporal  $j$ , para obtener mediante métodos espectrales <sup>2</sup> la función corriente en la ecuación de continuidad, Ec. (3.3), luego el campo de velocidades  $\mathbf{u}$ , para finalizar utilizando un método implícito de dirección alternante <sup>3</sup> sobre la ecuación de Navier-Stokes, Ec. 3.2, y obtener la solución en el tiempo siguiente  $\omega_{j+1}$ . Para considerar la interacción fluido estructura, se utiliza también una suposición inicial para  $h_j$  y  $\alpha_j$  con los cuales se calcula con el modelo hidrodinámico de Theodorsen [65] las componente de sustentación y momento angular, finalmente se obtienen las posiciones siguientes  $h_{j+1}$  y  $\alpha_{j+1}$  al utilizar las ecuaciones de movimiento, Ec. (3.4).

La Figura 3.10 muestra las variables de seguimiento del programa,  $\alpha(t)$  es el ángulo de ataque a través del tiempo y  $h(t)$  es la posición vertical del perfil en el tiempo.

---

<sup>2</sup>Método numérico que supone la solución de un sistema diferencial como una suma funciones conocidas (por ejemplo, la serie de Fourier) para luego escoger los coeficientes de la suma con el menor error posible.

<sup>3</sup>Método numérico que proporciona un medio para resolver ecuaciones parabólicas en dos dimensiones utilizando matrices tridiagonales, luego cada incremento de tiempo se ejecuta en dos pasos, el primero tomando la derivada de una dirección implícitamente y el segundo la dimensión restante.

### 3.2.4. Resultados.

La Figura 3.13 muestra el campo de vorticidad del primer período de oscilación al resolver numéricamente las Ecs. (3.2), (3.3) y (3.4).

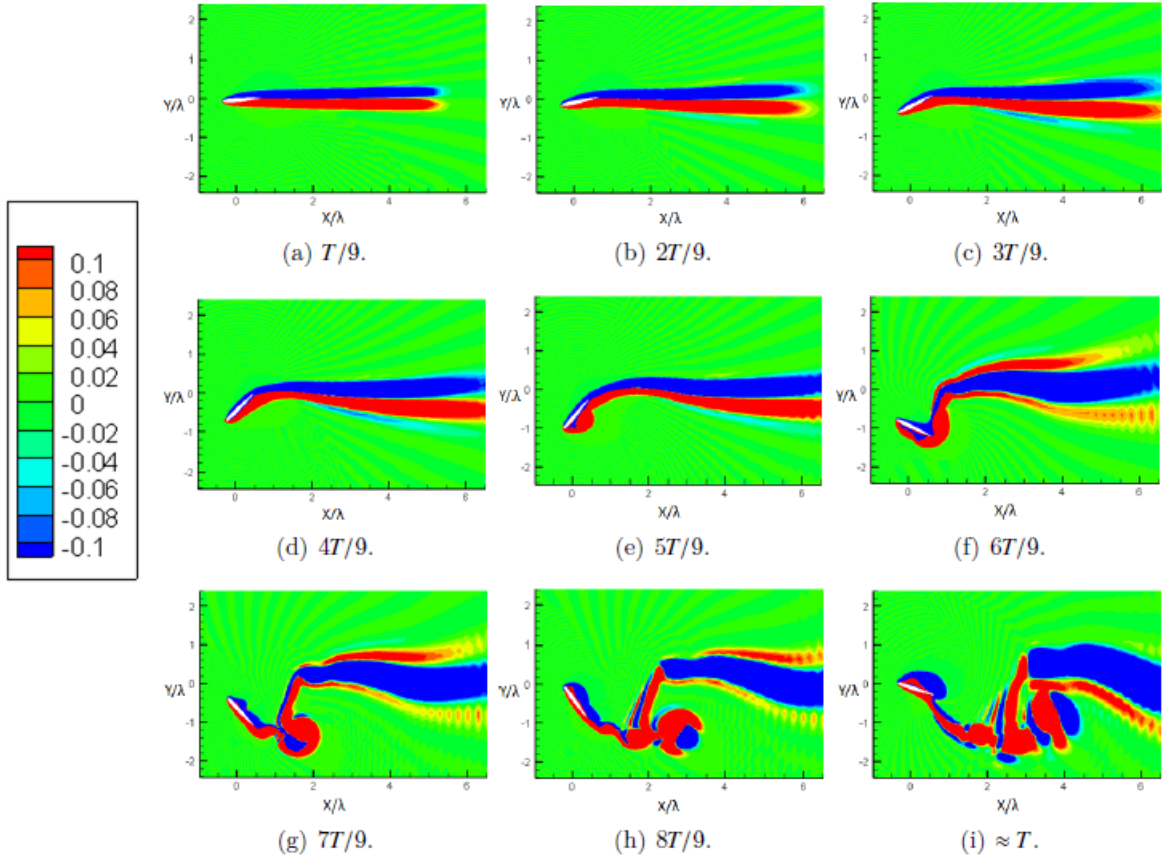


Figura 3.13: Campo de vorticidad [1/s] para un período de movimiento en el caso  $k_\alpha = k_h = 0,01$ .

Se observa la primera oscilación del perfil, comenzando con una vibración acoplada para  $h$  y  $\alpha$  decrecientes hasta una amplitud mínima, caracterizada por un cambio de signo del ángulo de ataque, momento en el cual se desprende un vórtice culminando con el aumento de ambas variables. Los vórtices son más desordenados que el caso del análisis con ANSYS, debido a que ahora está integrada la interacción fluido estructura, produciéndose estelas mientras el vórtice se forma.

### 3.2.5. Análisis.

La Figura 3.14 muestra un barrido del espectro de rigidez torsional y vertical, como resultado de diferentes simulaciones. Las zonas *I*, *II* y *III* se describen gráficamente en la Figura 3.15.

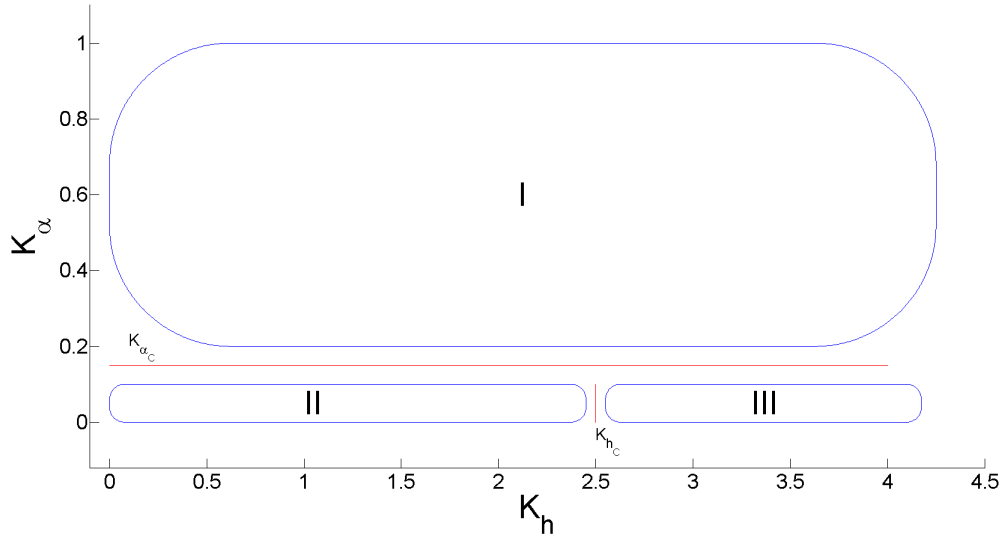


Figura 3.14: Zonas de comportamiento en el plano  $k_\alpha - k_h$ .

Se aprecia en la Figura 3.14 una rigidez torsional crítica  $k_{\alpha C} \sim 0,2$  y una rigidez vertical crítica  $k_{hC} \sim 2,5$ , estos valores delimitan tres dinámicas características del perfil:

- Zona *I* ( $k_\alpha > k_{\alpha C}$  y para todo  $k_h$ ) : Corresponde a la ausencia de movimiento por parte del perfil, como se puede apreciar en la Figura 3.15(a).
- Zona *II* ( $k_\alpha < k_{\alpha C}$  y  $k_h < k_{hC}$ ) : Representa un movimiento acoplado entre vibraciones verticales y angulares, como se ve en la Figura 3.15(b).
- Zona *III* ( $k_\alpha < k_{\alpha C}$  y  $k_h > k_{hC}$ ) : Muestra una dinámica con dominio del movimiento angular como muestra la Figura 3.15(c)

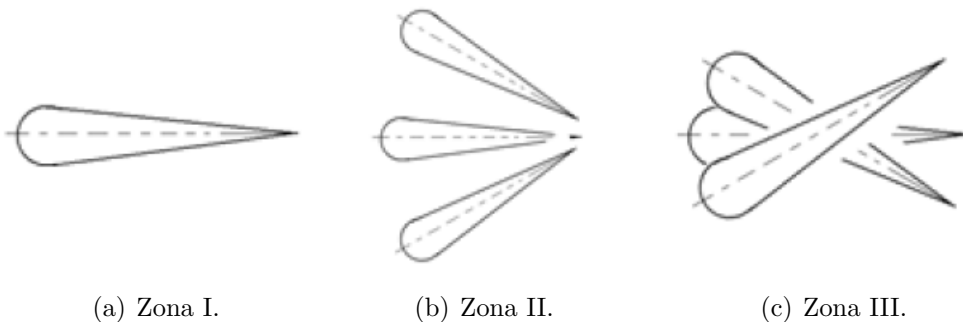


Figura 3.15: Descripción gráfica de las zonas de comportamiento.

Sobre la Figura 3.15 se puede inferir el comportamiento en cada zona:

- Zona *I*: El perfil no presenta movimientos, esto se debe a una combinación de la forma de este, considerado como un objeto aerodinámico (ver Figura 2.1), y los altos valores de  $k_\alpha$ , impidiendo el desprendimiento de vórtices, como consecuencia la VIV también se ve anulada.
- Zona *II*: Sobre el perfil se produce una sinergia entre los movimientos angulares y verticales, la disminución de la rigidez torsional junto con una baja rigidez vertical, proporciona la posibilidad de rotación del perfil, lo que a su vez modifica el área de contacto con el fluido, permitiendo el desprendimiento de vórtices y la presencia de VIVs.
- Zona *III*: El movimiento sobre el perfil aún es acoplado, pero con la dinámica angular notoriamente dominante, esto significa que la modificación del ángulo permite la generación de vórtices, pero al poseer una rigidez vertical superior a la crítica, disminuye o prácticamente anula la VIV.

Se desprende de las zonas *II* y *III*, que al poseer un grado de libertad vertical, el movimiento generado en esta dirección transmite a los vórtices una componente de velocidad en esa dirección, como resultado, los vórtices desprendidos no son paralelos al flujo incidente. La Figura 3.16 muestra gráficamente los casos de desprendimiento para un generador de vórtices (GV) fijo y móvil.

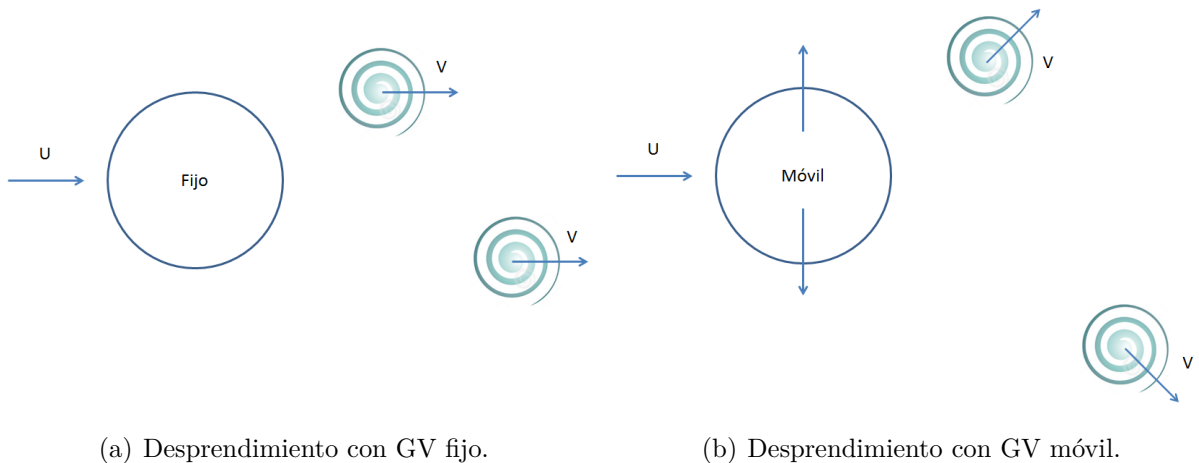


Figura 3.16: Descripción gráfica de diferentes desprendimientos de vórtices.

Para efectos de este trabajo, es relevante mantener los vórtices paralelos al flujo, para garantizar su interacción con el cuerpo aguas abajo.

# Capítulo 4

## Desarrollo Experimental

La experiencia fue realizada en un túnel de pre-frío de circuito cerrado perteneciente al Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Chile, diseñado para la realización de experimentos de enfriamiento rápido y pérdida de carga en fruta empacada y palletizada. Este túnel fue modificado al eliminar la sección del intercambiador de calor de modo de aprovechar al máximo la carga de viento.

La instalación consiste en un túnel modular de sección cuadrada y aislado térmicamente como se muestra en la Figura 4.1. Cada módulo está formado por una estructura de ángulos de acero, a la cual se fijan paneles de poliestireno expandido. Los módulos tienen un largo igual al ancho de los paneles, 1220 [mm]. La sección principal es de  $1,2 \times 1,2$  [m<sup>2</sup>] y una sección de retorno de  $0,5 \times 1,2$  [m<sup>2</sup>], con una longitud perimetral de 36 [m] y un ventilador centrífugo accionado por una planta de potencia de velocidad variable incorporada.



Figura 4.1: Vista general del túnel de viento.

## 4.1. Montaje

Para el montaje se modificó una sección del túnel, cambiando dos de los paneles por acrílicos, como se muestra en la Figura 4.2, de modo de ver la experiencia en tiempo real.



Figura 4.2: Vista frontal de modificación de panel cerrado por acrílico.

El túnel posee un *honeycomb* de sección transversal hexagonal regular, el cual se utiliza para homogeneizar el flujo de aire, La Figura 4.3(a) muestra la zona del túnel del laboratorio donde se encuentra el *honeycomb* y la Figura 4.3(b) las dimensiones características, correspondientes a  $l = 1$  [m] y  $b = 5$  [cm] aproximadamente.

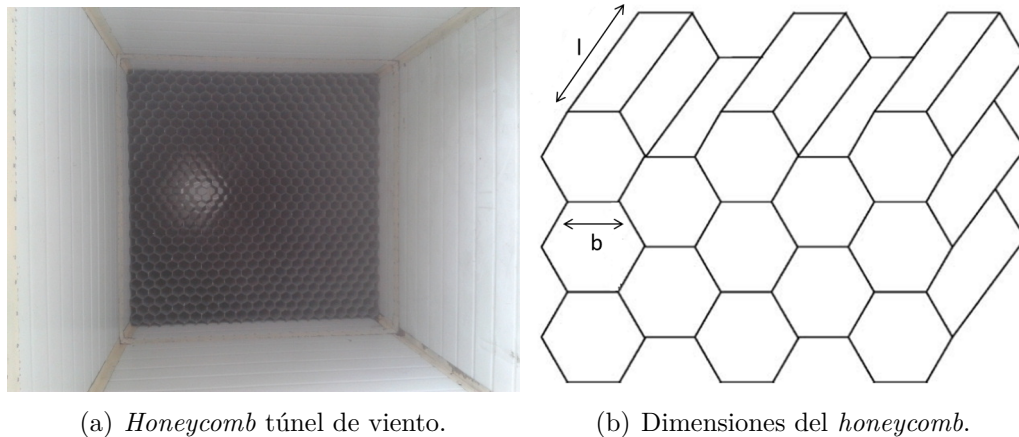


Figura 4.3: Descripción gráfica del *honeycomb* en el túnel de viento.

La experiencia se realiza en un volumen de control de 5 [m] de largo, delimitados por las posiciones de los cabezales que dan acceso a los sensores de velocidad y temperatura dentro del túnel, con lo cual se puede estudiar tanto el flujo de entrada como de salida. El montaje consta de un cilindro fijo y uno móvil que recibe los efectos fluidodinámicos del primer cilindro. El volumen de control se describe gráficamente en la Figura 4.4.

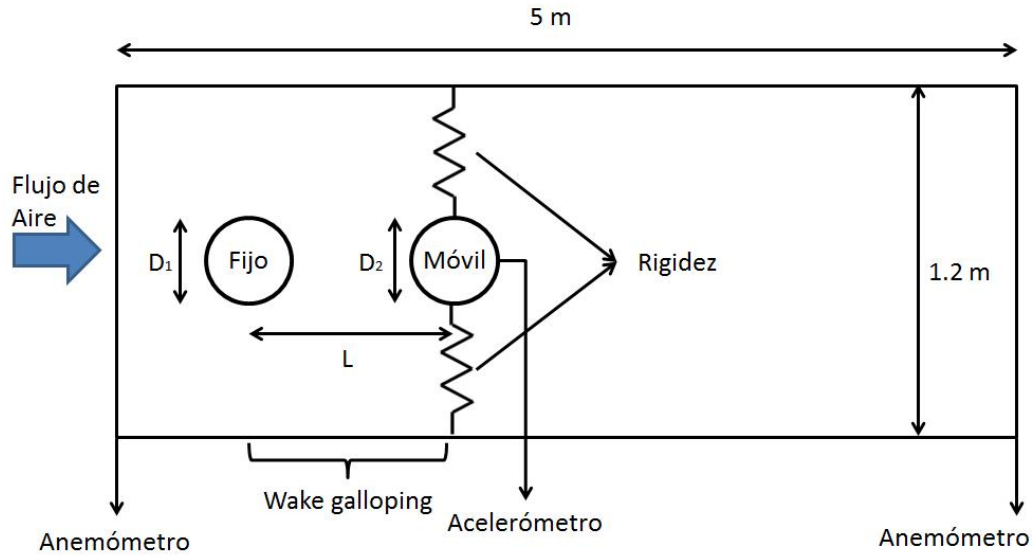


Figura 4.4: Volumen de control en el túnel de viento.

Ambos cilindros son de policloruro de vinilo (PVC), el primero de 11 [cm] de diámetro, fijo a la estructura del túnel, a la distancia de 1 [m] del *honeycomb*, como se muestra en la Figura 4.5(a). El segundo cilindro está montado en una estructura metálica compuesta por 4 perfiles de acero, superior e inferior en perfil cuadrado y ambos costados perfil forma *C* como se ve en la Figura 4.5(b).



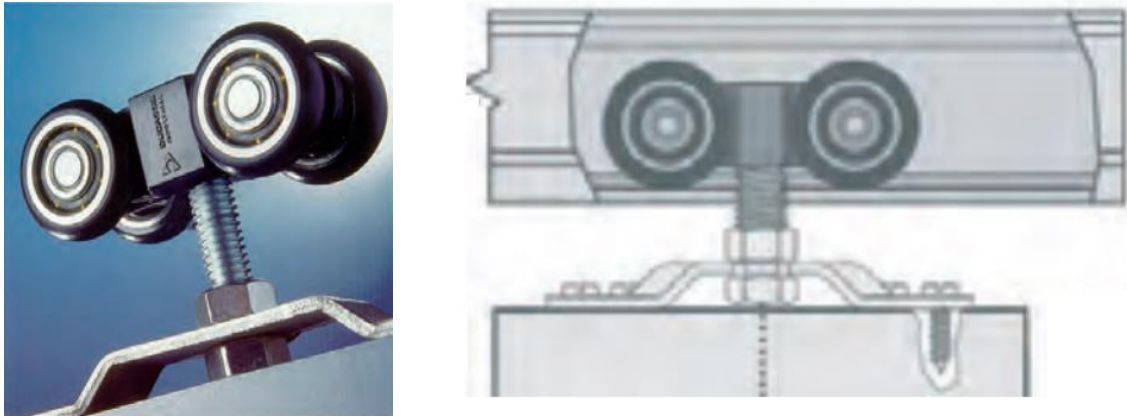
(a) Cilindro fijo.



(b) Cilindro Móvil.

Figura 4.5: Montaje para análisis de wake galloping.

Al interior del perfil *C* se incluye un riel que permite el movimiento de un carro de ruedas que se muestra en la Figura 4.6(a), y este a su vez, está fijado a las tapa del cilindro como se puede ver en la Figura 4.6(b), el diámetro del cilindro móvil es una de las variables de estudio.

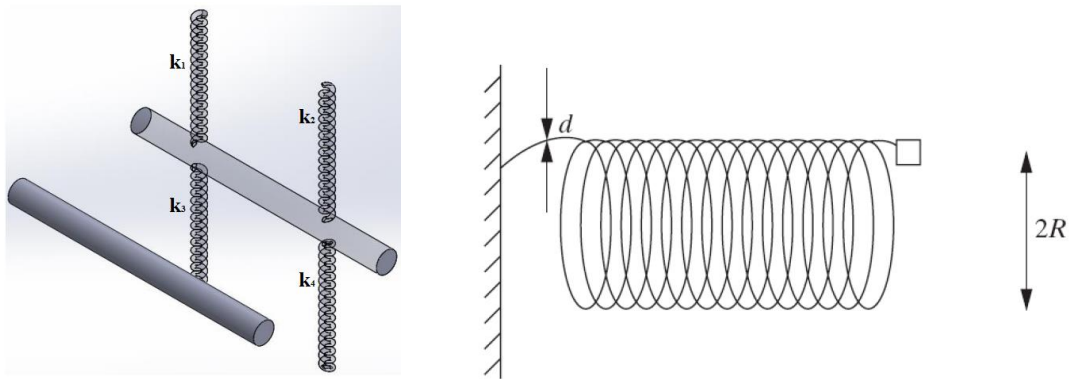


(a) Vista general del carro.

(b) Plano unión carro-cilindro.

Figura 4.6: Sistema de deslizamiento vertical del cilindro móvil.

El cilindro móvil tiene un largo de 1 [m] y como muestra la Figura 4.7(a) y está adosado a 4 resortes. Los resortes superiores son idénticos ( $k_1 = k_2$ ) al igual que los inferiores ( $k_3 = k_4$ ) la rigidez del sistema se calcula como un arreglo en paralelo, siguiendo la Ec. (4.1), a los cuales se obtiene su rigidez individual, con las dimensiones que se muestran en la Figura 4.7(b), utilizando la Ec. (4.2).



(a) Configuración del *wake galloping*.

(b) Dimensiones resorte.

Figura 4.7: Configuración y especificaciones de rigidez.

$$k = \sum_{i=1}^4 k_i, \tag{4.1}$$

$$k_i = \frac{Gd^4}{64NR^3}, \tag{4.2}$$



donde  $G$  es el módulo de corte del material del resorte,  $n$  el número de vueltas de los resortes inferiores,  $d$  el espesor del alambre de los resortes y  $R$  el radio de la espira.

Los datos constantes para los resortes en los tres diámetros de cilindro móvil se presentan en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1: Dimensiones físicas de los resortes.

Característica	Valor	Dimensión
$d$	1,5	$[mm]$
$R$	13,15	$[mm]$
$G$	81,5	$[GPa]$
$n$	38	-
$k_3$	75	$[N\ m^{-1}]$

Para caracterizar los efectos sobre el cilindro móvil se dispone de 3 acelerómetros colocados en el centro y ambos extremos del cilindro móvil, Figura 4.8(a), luego la información es ingresada a un sistema de adquisición computacional, como muestra la Figura 4.8(b).



(a) Ubicación de los acelerómetros en el montaje. (b) Adquisición computacional de los datos experimentales.

Figura 4.8: Montaje para adquisición de aceleración del cilindro móvil.

El arreglo completo, que incluye al cilindro móvil, carro de deslizamiento, tapas, gancho para resortes y acelerómetros, es masado y tabulado en la Tabla 4.2, donde  $N$  es el número de vueltas de los resortes superiores.

Dado que para cada cilindro móvil, su masa es variable de acuerdo a su tamaño es necesario cambiar la rigidez de los resortes superiores de modo de conservar los centros de los cilindros alineados, luego se puede obtener la frecuencia natural de cada sistema, utilizando la Ec. (4.3).

$$\begin{aligned}\omega_n &= \sqrt{\frac{k}{M}}, \\ f_n &= \frac{\omega_n}{2\pi}.\end{aligned}\tag{4.3}$$

Tabla 4.2: Detalle de valores estructurales del cilindro móvil.

$D_2$ [cm]	$N$	$M$ [kg]	$k_1$ [ $N\ m^{-1}$ ]	$k$ [ $N\ m^{-1}$ ]	$\omega_n$ [rad $s^{-1}$ ]	$f_n$ [Hz]
7,5	30	1	95	338	18	2,83
11	28	2	101	352	13	2,12
16	23	3	123	396	11	1,81

## 4.2. Recursos

Para las mediciones experimentales se contó con los siguientes equipos:

- Anemómetro: *Compuflow ThermoAnemometer Model 8565*, es un sensor de temperatura y velocidad, utilizados para medir los perfiles de estas variables en ambos extremos del volumen de control del problema descrito en la Figura 4.4.
- Acelerómetro: *Sinocera Accelerometer Model CA-YD-1160*, es un sensor capaz de medir la aceleración de un objeto en una dirección, utilizado para medir la aceleración del cilindro móvil.
- Sistema de adquisición de datos: *Miniature Dynamic Data Acquisition and Analysis System Model YE6231*, es un sistema de conversión análogo-digital, utilizado para convertir la información de los acelerómetros a un arreglo de datos tabulados en un computador.
- Regulador de frecuencias: *Danfoss VLT Series 3000 AC*, es un regulador de frecuencias en conexión con el motor del ventilador centrífugo, utilizado para variar la velocidad del túnel de viento.

### 4.3. Procedimiento

Se configura el regulador de frecuencias del motor del túnel para obtener velocidades en el rango de  $1 \leq U [ms^{-1}] \leq 7$ . Se realizan mediciones simultáneas de los perfiles de velocidad y temperatura en ambos extremos del volumen de control, con el fin de obtener un parámetros para caracterizar las propiedades físicas del flujo. Las variables de estudio son la razón de aspecto en distancia entre los cilindros ( $X = \frac{L}{D_1}$ ) y la razón de aspecto en tamaño ( $Y = \frac{D_2}{D_1}$ ), estas variables se ven representadas gráficamente en las Figuras 4.9(a) y 4.9(b). Luego para cada variable de estudio se obtiene la aceleración en el espectro de velocidades del túnel, mediante la información de los tres acelerómetros.

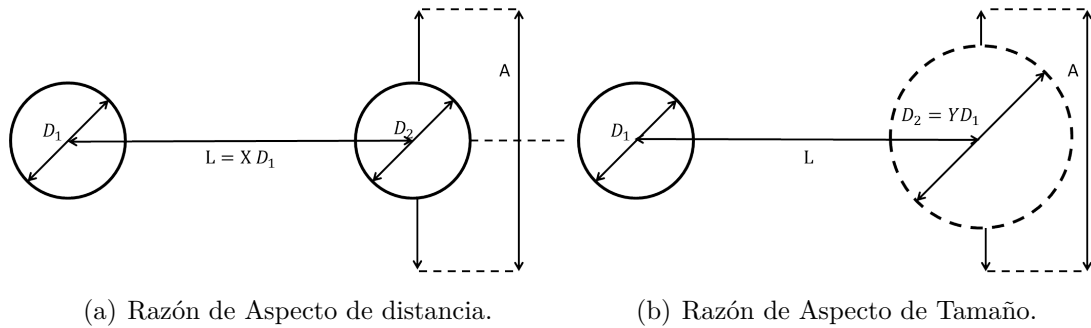


Figura 4.9: Variables de estudio.

Para efectos de este estudio la razón de aspecto de distancia varía en cinco posiciones,  $X = [3 \ 4 \ 5 \ 6 \ 7]$ , y según las dimensiones expuestas en la Tabla 4.2 la razón de aspecto de tamaño varía en tres valores,  $Y = [0,7 \ 1 \ 1,5]$ , se muestra sobre la Figura 4.10, las diferentes variables de estudio a escala.

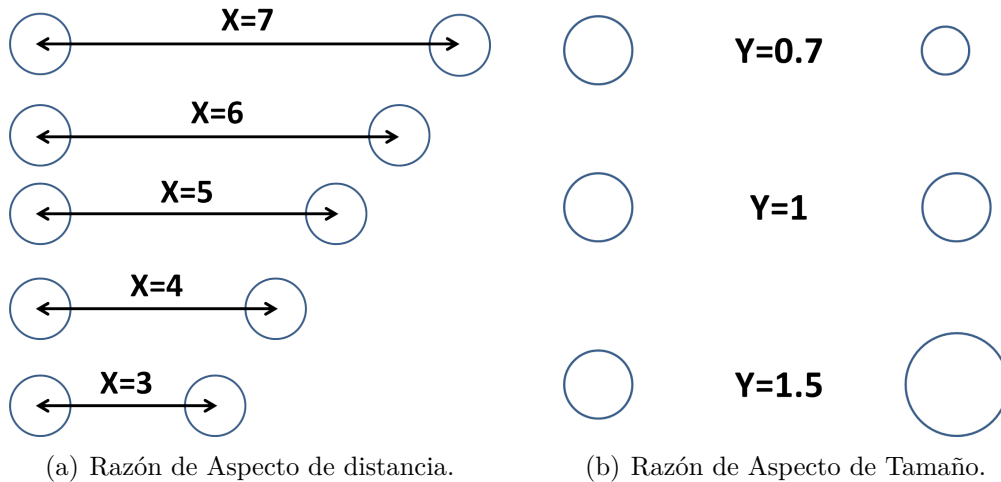


Figura 4.10: Descripción gráfica de las variables de estudio.

## 4.4. Resultados

### 4.4.1. Condiciones de Borde y Propiedades del aire

Se observan esquemas cualitativos en las Figuras 4.11 y 4.12 para los perfiles de velocidad y temperatura respectivamente. La Figura 4.13 muestra la velocidad y temperatura medias en las distintas capacidades del túnel.

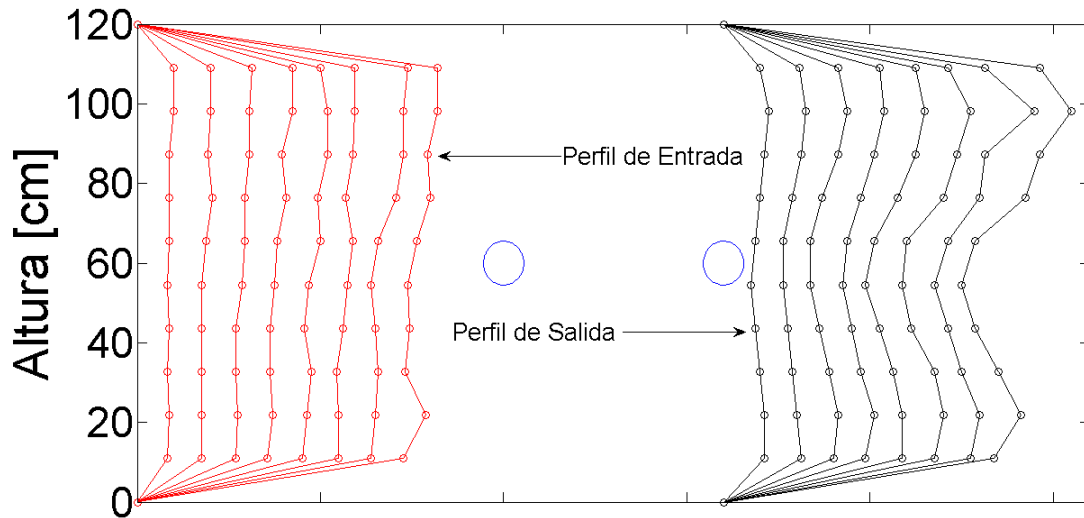


Figura 4.11: Descripción gráfica cualitativa del perfil de velocidades.

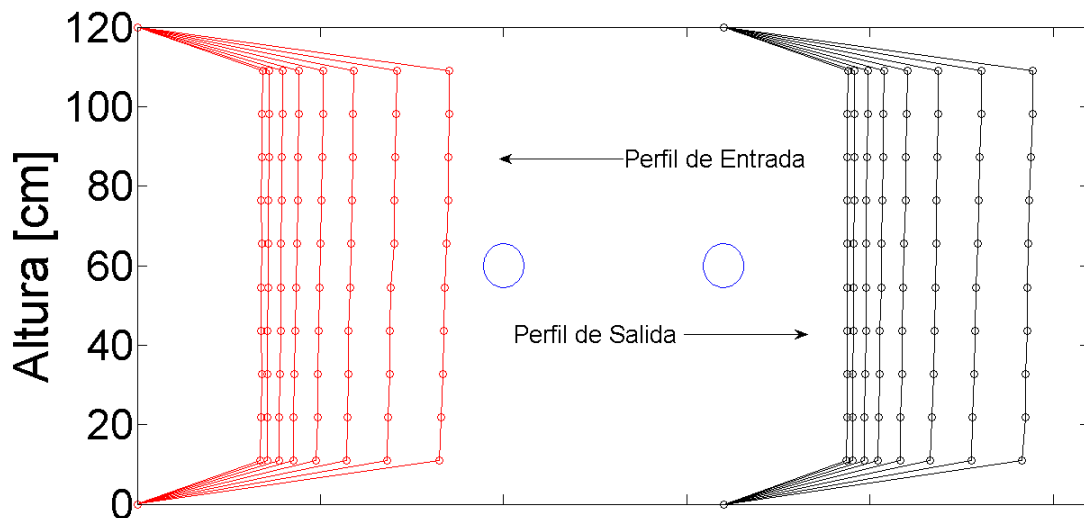


Figura 4.12: Descripción gráfica cualitativa del perfil de temperatura.

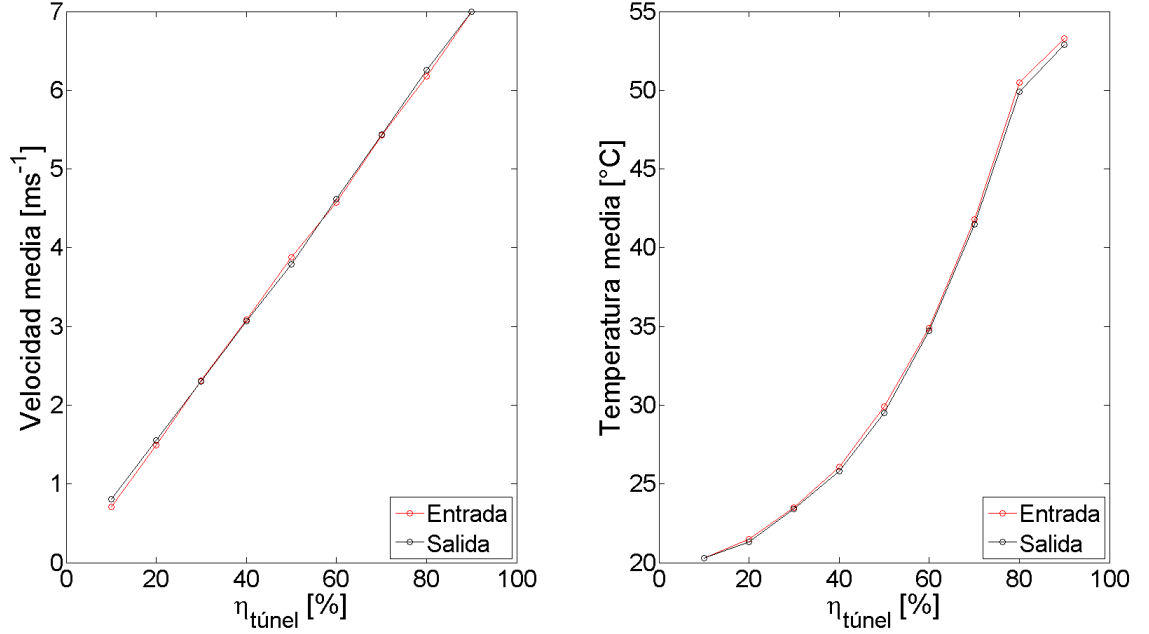


Figura 4.13: Velocidad y Temperatura medias en función del rendimiento del túnel.

Durante las pruebas, el túnel se cambia de capacidad continuamente y debido a su característica cerrada y material aislante, la temperatura de trabajo alcanza aproximadamente los  $45[^\circ C]$  constantes, independiente de la capacidad usada del túnel, de esta forma se puede obtener las propiedades físicas del aire utilizadas para los análisis posteriores, su densidad  $\rho_{\text{aire}} \approx 1,11 [kg m^{-3}]$  y viscosidad cinemática  $\nu_{\text{aire}} = 1,75 \times 10^{-5} [m^2 s^{-1}]$ , lo que permite obtener el rango de Reynolds de la Ec. (4.4).

$$5 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^4, \quad (4.4)$$

usando como largo característico el diámetro del cilindro fijo, este resultado permite clasificar al desprendimiento de vórtices del cilindro fijo como completamente turbulento, según la Figura 2.2.

### 4.4.2. Aceleración sobre el cilindro móvil

Los datos experimentales de aceleración son obtenidos usando el programa *YE6231* y luego son procesados en MATLAB. La Figura 4.14 muestra la aceleración en función del tiempo para el acelerómetro central en el caso  $Y = 1$  y  $X = 4$ . La Figura 4.15 es una ampliación de un segundo de duración.

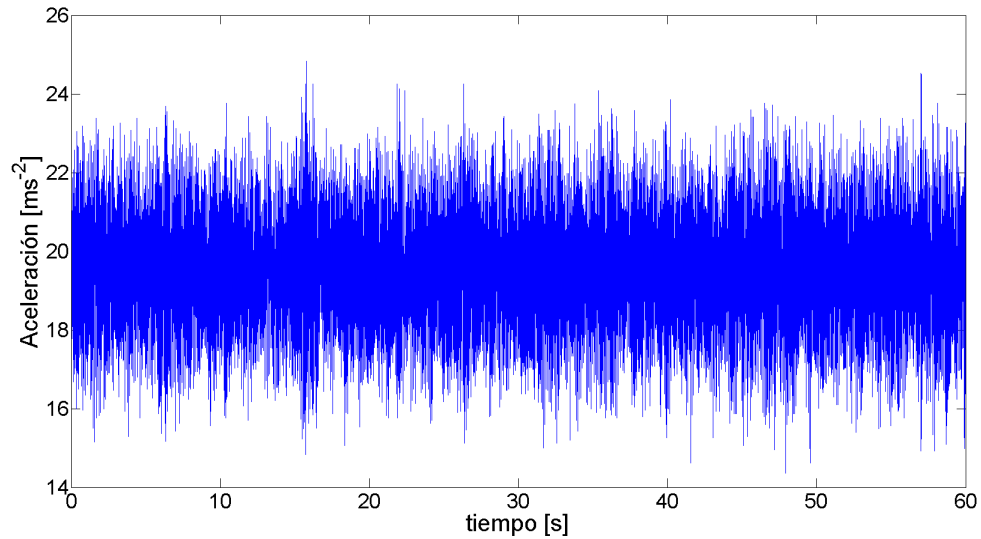


Figura 4.14: Aceleración para el caso  $Y = 1$ ,  $X = 4$ ,  $U = 7[\text{ms}^{-1}]$ .

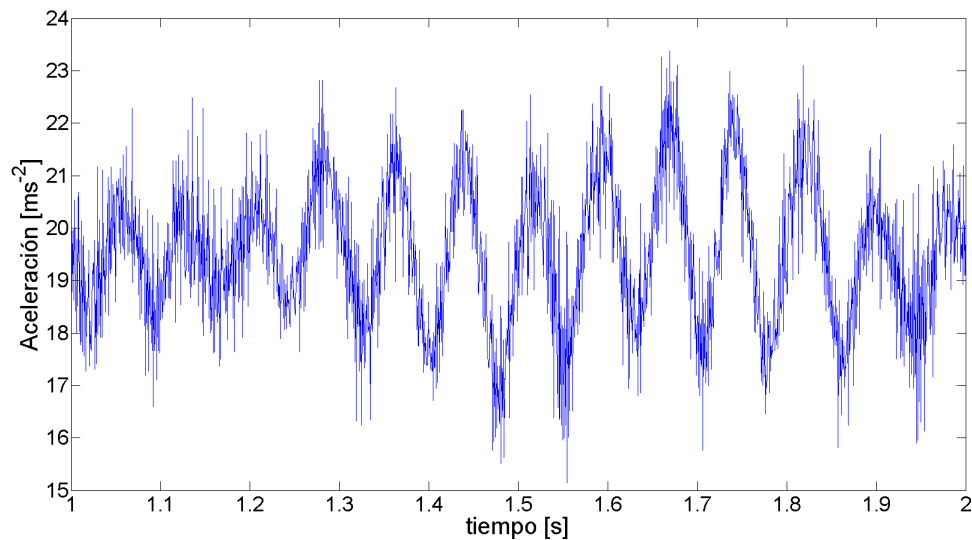


Figura 4.15: Ampliación para el caso  $Y = 1$ ,  $X = 4$ ,  $U = 7[\text{ms}^{-1}]$ .

Los datos son normalizados eliminando la componente continua de la señal (promedio), como lo muestra la Ec. (4.5), y así restar el aporte permanente de la gravedad, como se muestra en la Figura 4.16.

$$a_n = a_{exp} - \bar{a}, \quad (4.5)$$

donde  $a_n$  es la aceleración normalizada,  $a_{exp}$  son los datos experimentales y  $\bar{a}$  es la aceleración promedio de la señal.

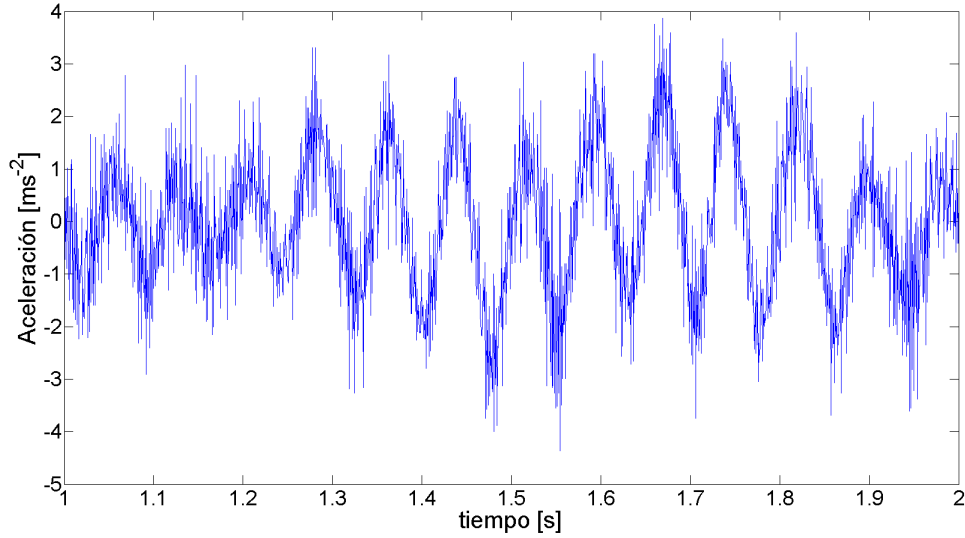


Figura 4.16: Normalización de aceleración para el caso  $Y = 1$ ,  $X = 4$ ,  $U = 7[m s^{-1}]$ .

Con los datos normalizados se calcula la aceleración cuadrática media,  $RMS$  (root mean square), como lo describe la Ec. (4.6), para cada acelerómetro y experiencia; finalmente los resultados son promediados.

$$a_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_i^N a(t_i)^2}, \quad (4.6)$$

donde  $a_{RMS}$  es la aceleración  $RMS$ ,  $N$  representa la cantidad de datos y  $t_i$  es el tiempo en la posición  $i$ .

La Figura 4.17 muestra una ampliación de la señal de aceleración normalizada y su respectivo valor cuadrático medio.



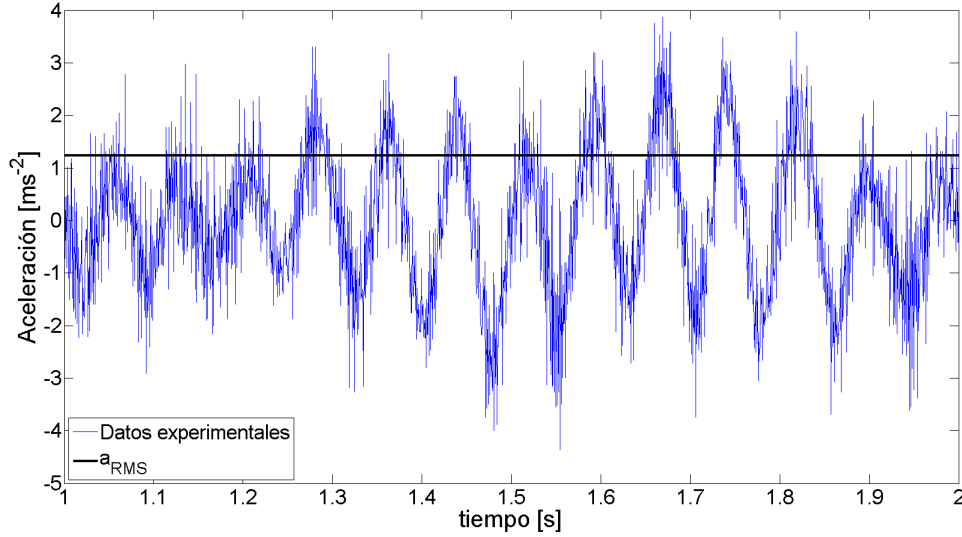


Figura 4.17: Ampliación de aceleración normalizada y filtrada.

La Figura 4.18 presenta las aceleraciones de las diferentes relaciones de tamaño ( $Y$ ) en función de la velocidad del viento, en ausencia del generador de vórtices.

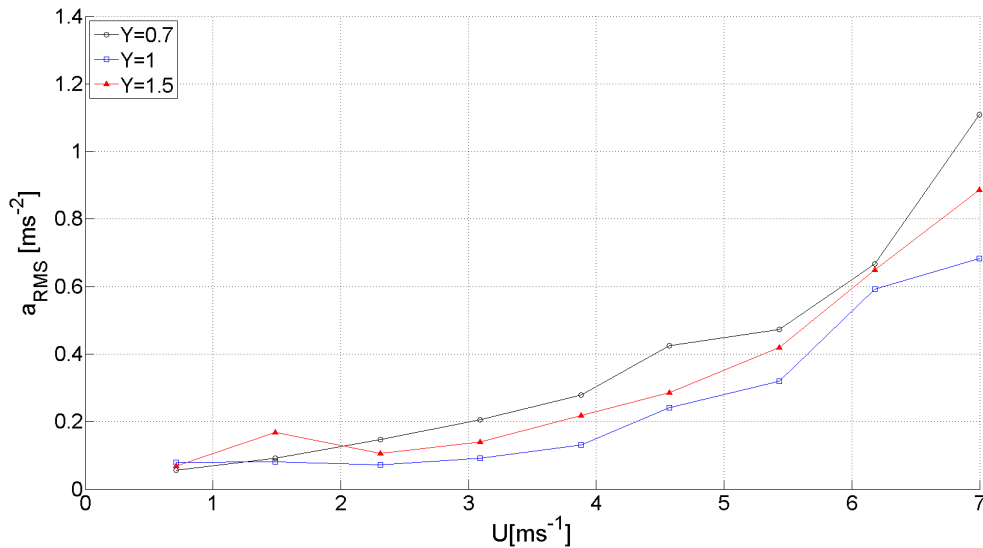


Figura 4.18: Aceleración RMS en ausencia del generador de vórtices

El rango de aceleración para  $Y = 0,7$  es  $0,1 \lesssim a_{RMS}[ms^{-2}] \lesssim 1,1$ , en el caso de la razón  $Y = 1$  alcanza  $0,1 \lesssim a_{RMS}[ms^{-2}] \lesssim 0,7$ , finalmente para el caso  $Y = 1,5$  llega a  $0,1 \lesssim a_{RMS}[ms^{-2}] \lesssim 0,9$ . Durante el primer tramo de velocidades,  $1 \lesssim U[ms^{-1}] \lesssim 3$ , el comportamiento en las tres relaciones de tamaño es relativamente constante y entorno al valor de  $0,1[ms^{-2}]$ , para luego en el tramo restante,  $3 \lesssim U[ms^{-1}] \lesssim 7$ , comenzar a incrementarse de manera paulatina. Durante el rango creciente, la aceleración máxima ocurre para la relación de tamaño  $Y = 0,7$ , seguida de  $Y = 1,5$  e  $Y = 1$ .

Las Figuras 4.19 a 4.21 muestran las aceleraciones  $RMS$  en la configuración de wake galloping para los diferentes valores de relación de distancia ( $X$ ) con su relación de tamaño fija ( $Y = cte$ ).

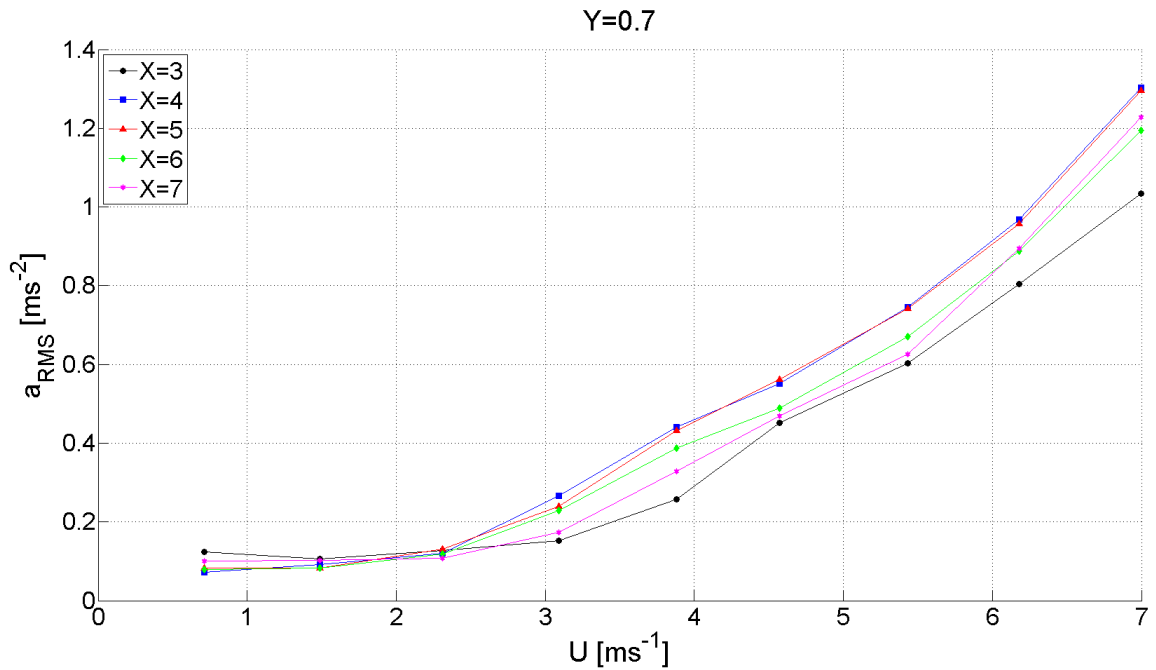


Figura 4.19: Aceleración RMS en función de la velocidad del viento para  $Y = 0,7$

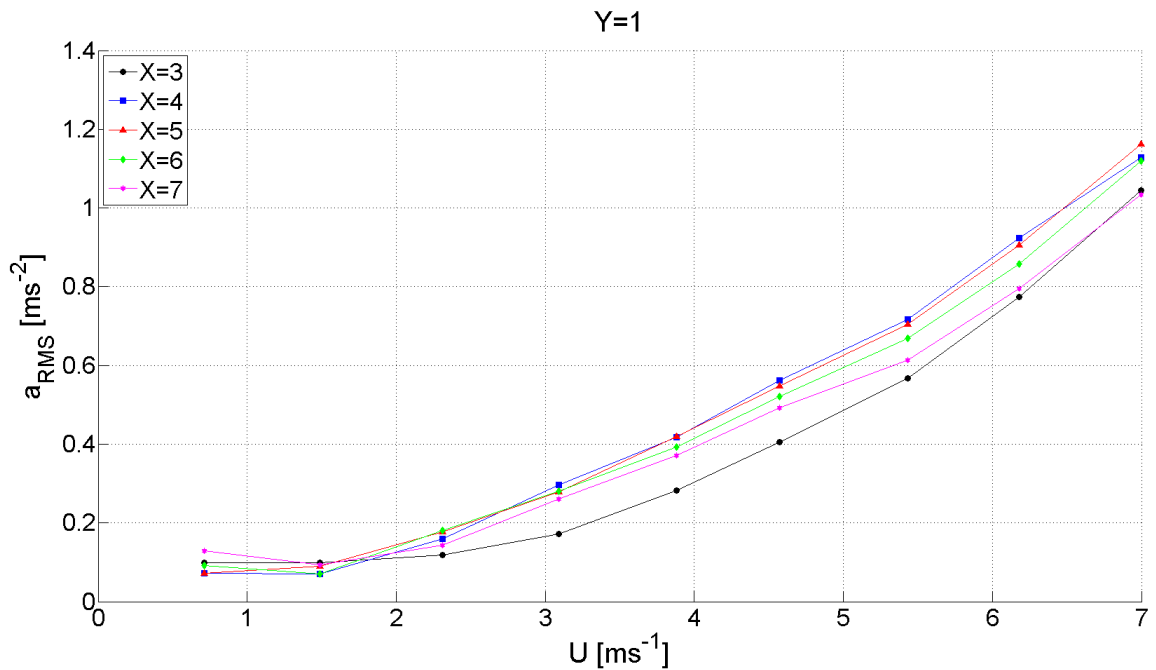


Figura 4.20: Aceleración RMS en función de la velocidad del viento para  $Y = 1$

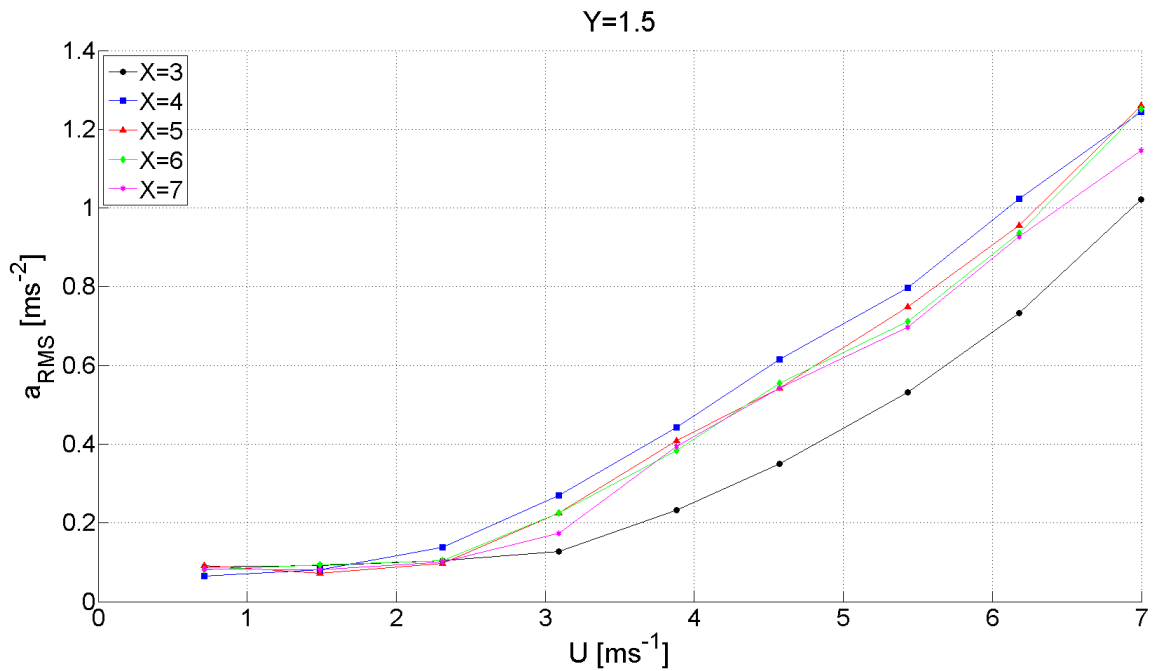


Figura 4.21: Aceleración RMS en función de la velocidad del viento para  $Y = 1,5$

Las aceleraciones oscilan en el rango de  $0,1 \lesssim a_{RMS}[ms^{-2}] \lesssim 1,3$ . Al igual que el caso en ausencia de generador de vórtices, el comportamiento inicial es constante entorno a  $0,1[ms^{-2}]$  y para luego tener un comportamiento creciente, sin embargo, este crecimiento ocurre a una velocidad del viento más temprana  $\approx 2[ms^{-1}]$ . La razón de distancia  $X = 3$  muestra la menor aceleración en todas las razones de tamaño, por otro lado la razón de distancia  $X = 4$  exhibe los mayores valores de aceleración para todo el espectro de razones de tamaño, encontrándose todas las otras razones de distancia entre los límites de  $X = 3$  y  $X = 4$ .

Las Figuras 4.22 a 4.26 muestran las aceleraciones en la configuración de wake galloping para los diferentes valores de relación de tamaño ( $Y$ ) con su relación de distancia fija ( $X = cte$ ).

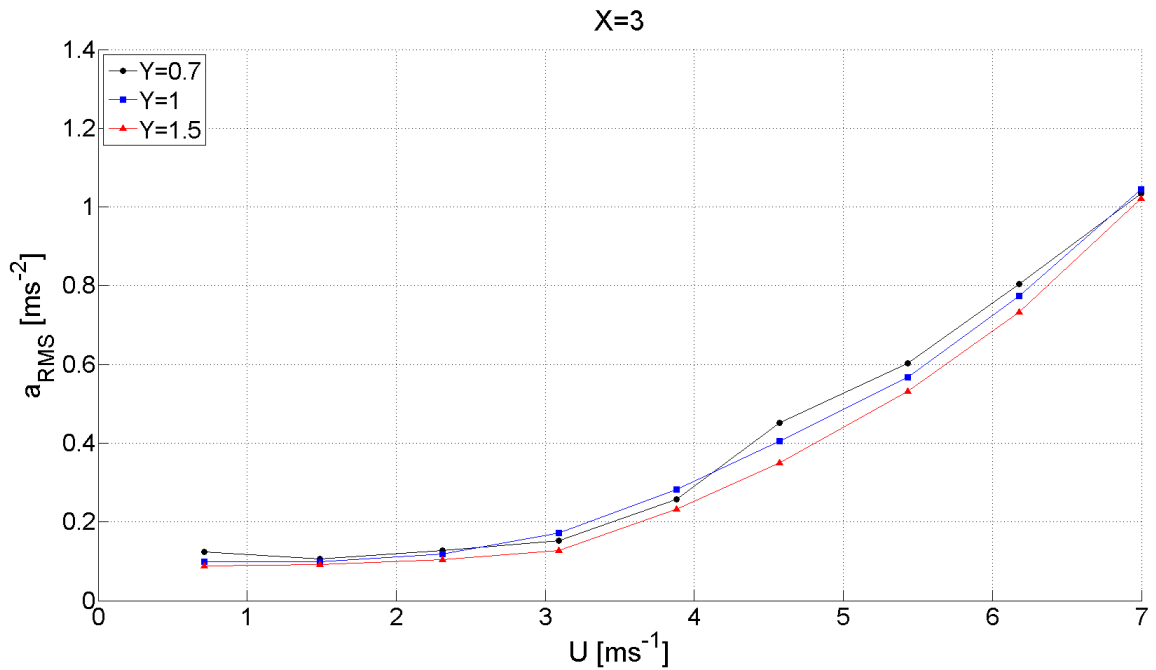


Figura 4.22: Aceleración RMS en función de la velocidad del viento para  $X = 3$

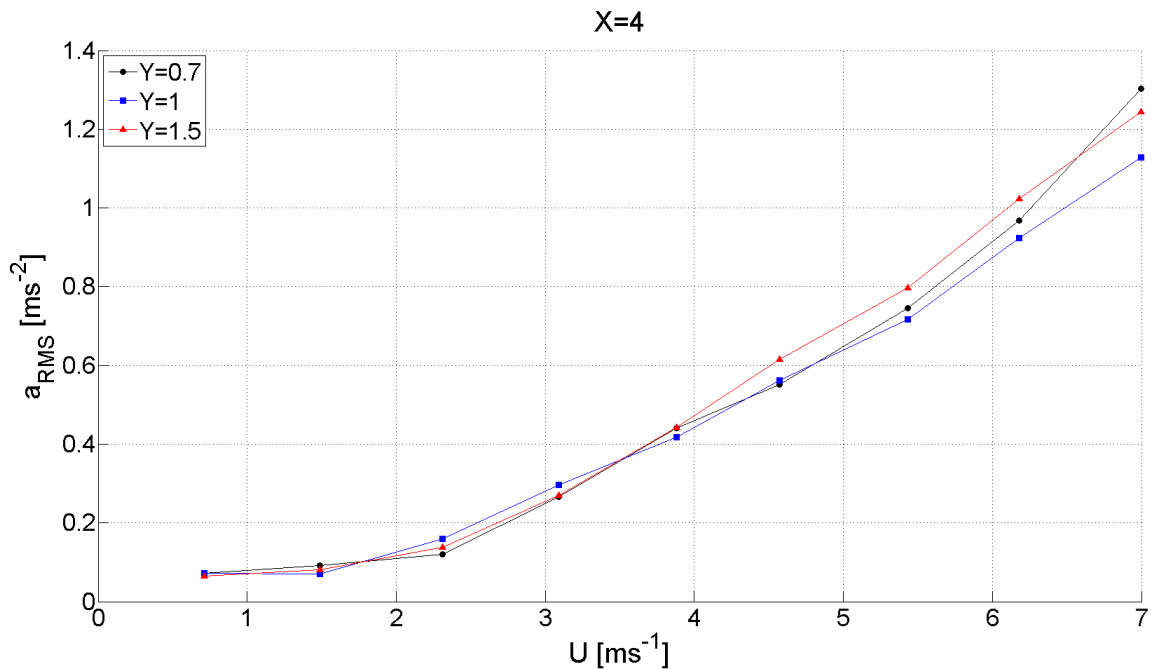
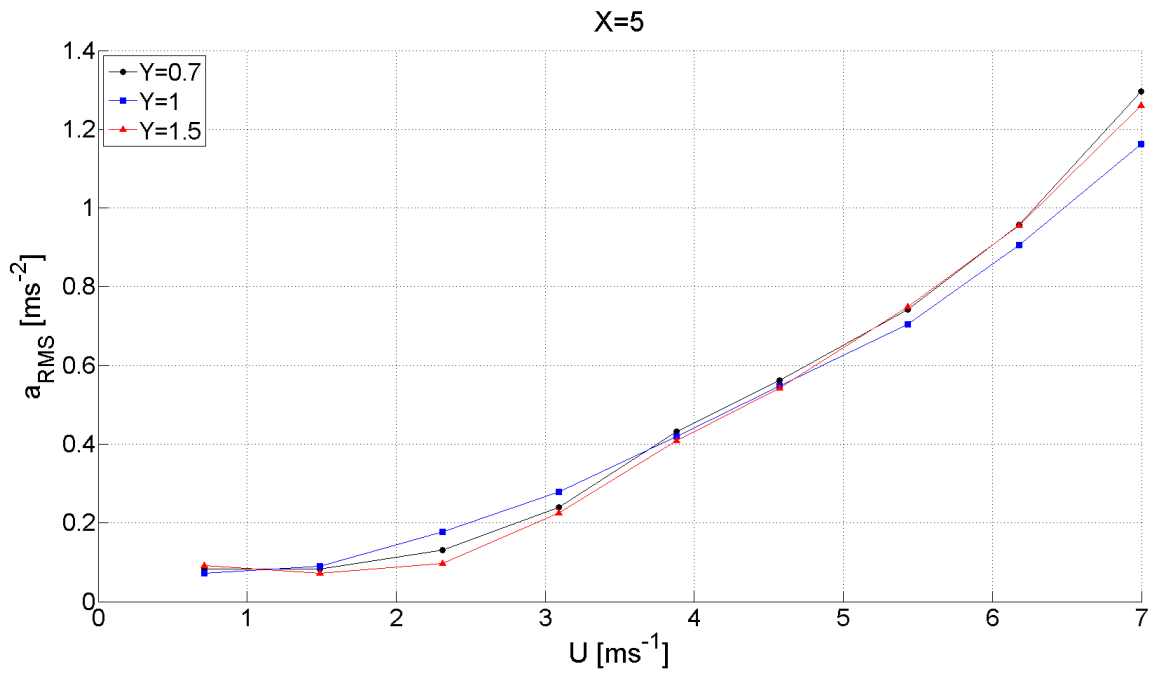
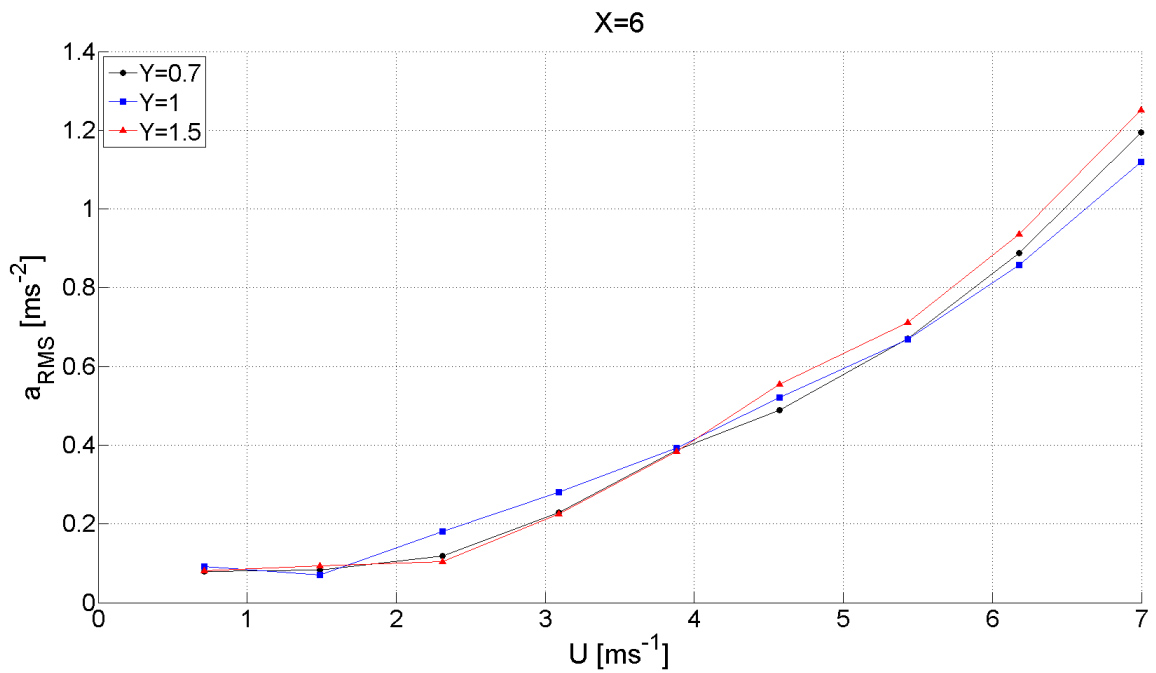


Figura 4.23: Aceleración RMS en función de la velocidad del viento para  $X = 4$

Figura 4.24: Aceleración RMS en función de la velocidad del viento para  $X = 5$ Figura 4.25: Aceleración RMS en función de la velocidad del viento para  $X = 6$

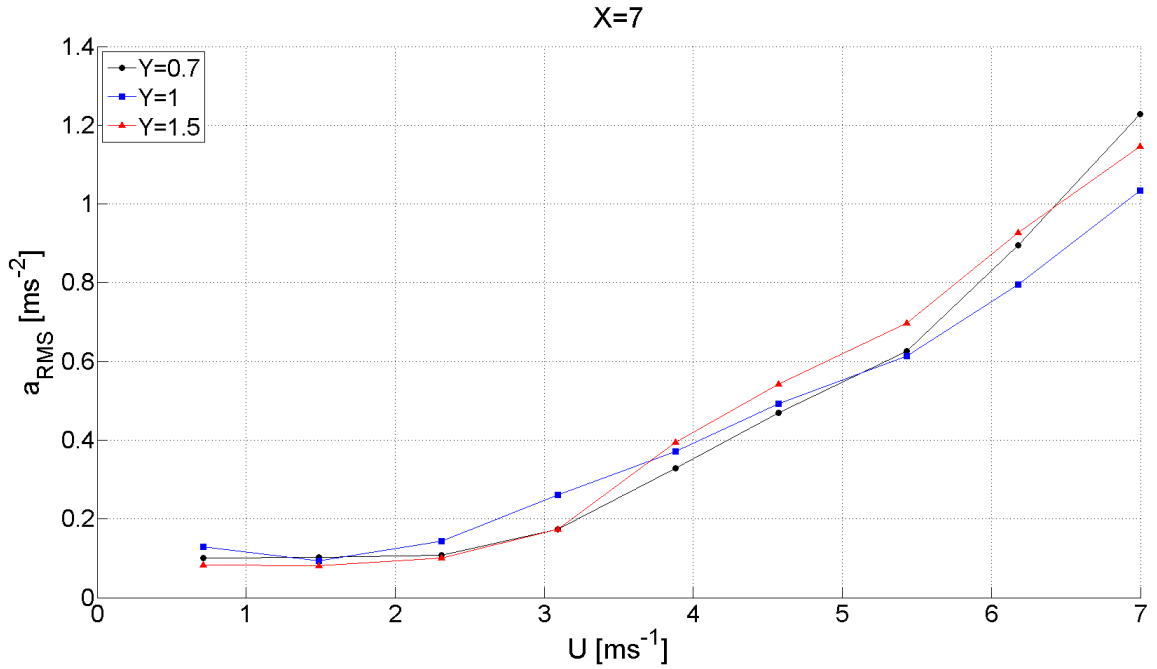


Figura 4.26: Aceleración RMS en función de la velocidad del viento para  $X = 7$

Las aceleraciones oscilan en el rango de  $0,1 \lesssim a_{RMS}[ms^{-2}] \lesssim 1,3$ . Se conserva el comportamiento mostrado para las razones de tamaño constante, con la excepción de la razón de distancia  $X = 3$ , en la cual se prolonga el valor constante de aceleración hasta  $\approx 3[ms^{-1}]$ . No existe mayor diferencia en el comportamiento de las aceleraciones en función de la razón de tamaño, obteniéndose valores similares.

Las aceleraciones pueden modelarse como un comportamiento parabólico, Ec. (4.7), luego la constante de proporcionalidad,  $\beta$ , entre la aceleración y el cuadrado de la velocidad es expuestas según su razón de tamaño y distancia en la Tabla 4.3.

$$a_{RMS} = \beta \cdot U^2. \tag{4.7}$$

Tabla 4.3: Constantes de proporción para relaciones de tamaño y distancia.

Y	0,7	1	1,5	X	3	4	5	6	7
$\beta[m^{-1}] \times 10^2$	2,4	2,3	2,4	$\beta[m^{-1}] \times 10^2$	2,0	2,5	2,5	2,4	2,3

Se aprecia una constante de proporcionalidad similar entre todas las razones de distancia y tamaño, exceptuando la razón de distancia  $X = 3$  que obtiene una mayor dispersión, eliminando esta relación se puede asumir como buen estimador la Ec. (4.8):

$$a_{RMS} = \frac{U^2}{40}, \tag{4.8}$$

donde  $a_{RMS}$  y  $U$  están en unidades del sistema internacional.

## 4.5. Análisis

### 4.5.1. Frecuencia Natural y Amortiguación

Las características estructurales pueden obtenerse teórica (ver Tabla 4.2) y experimentalmente, de este modo, se realizan experiencias en ausencia de viento, de lo cual se obtiene un espectro de la aceleración para calcular su frecuencia natural y amortiguamiento. Aún cuando el sistema no posee una amortiguación mecánica en el diseño, la combinación de los resortes, el carro de deslizamiento y el movimiento sobre el aire, definen una amortiguación. Para caracterizar numéricamente estos parámetros se realizan 4 experiencias para cada relación de tamaño ( $Y$ ), en diferentes posiciones iniciales, de las cuales se obtienen 4 valores de período y decaimiento logarítmico, como se muestra en la Figura 4.27. Finalmente, esto se repite en cada acelerómetro y experiencia, obteniendo un período y decaimiento logarítmico, Ec. (2.7), promedios.

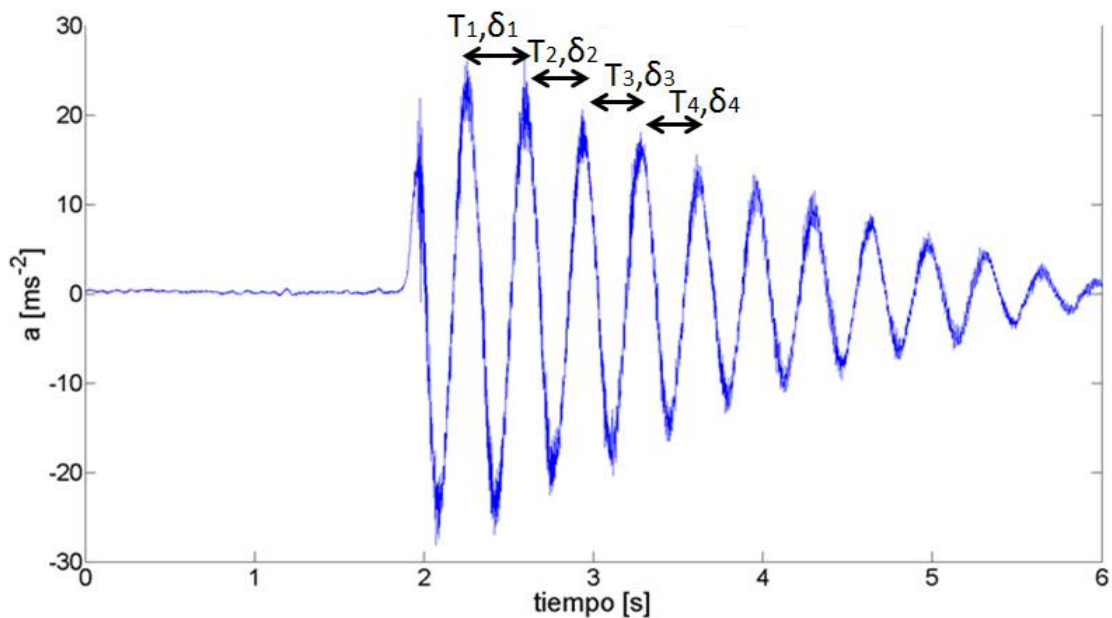


Figura 4.27: Análisis de vibraciones en ausencia de viento,  $Y = 0,7$

Se presenta en la Tabla 4.4 un resumen con la estadística de cada sistema para cada relación de tamaño  $Y$ .

Tabla 4.4: Resultados y estadísticas del análisis de vibraciones.

$Y$	$\delta$	$\bar{T}$ [s]
0,7	0.1543	0.341
1	0.1633	0.459
1,5	0.2752	0.540

De los valores del período se puede calcular la frecuencia natural del sistema. Usando los valores de la Tabla 4.2, se muestra los valores experimentales de frecuencia natural en la Tabla 4.5 junto con el error relativo a su valor teórico.

Tabla 4.5: Comparación de frecuencia natural experimental y teórica.

$Y$	Experimental [Hz]	Teórica [Hz]	Error [%]
0,7	2,94	2,8	4,8
1	2,18	2,1	3,7
1,5	1,86	1,8	3,2

Existe un error menor a 5 %, entre el valor experimental y la aproximación teórica, derivada del sistema estructural de rigidez en paralelo, en Ec. (4.2) y Ec. (4.1).



### 4.5.2. Aceleración Reducida

Las aceleraciones en los distintos arreglos,  $X$  e  $Y$ , son adimensionalizadas por la aceleración correspondiente a cada sistema en ausencia del generador de vórtices, Ec. (4.9),

$$a^* = \frac{a_{RMS}}{a_{OY}}, \tag{4.9}$$

donde  $a^*$  es la aceleración reducida y  $a_{OY}$  es la aceleración  $RMS$  del cilindro en ausencia del generador de vórtices. Las Figuras 4.28 a 4.30 muestran las aceleraciones reducidas para los diferentes valores de relación de distancia ( $X$ ) con su relación de tamaño fija ( $Y = cte$ ).

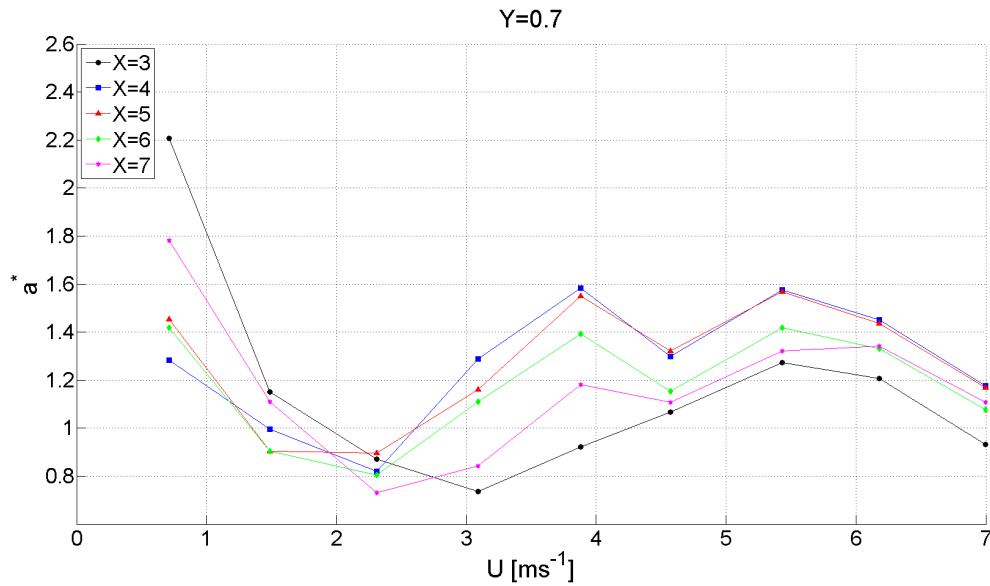


Figura 4.28: Aceleración reducida en función de la velocidad del viento en  $Y = 0,7$

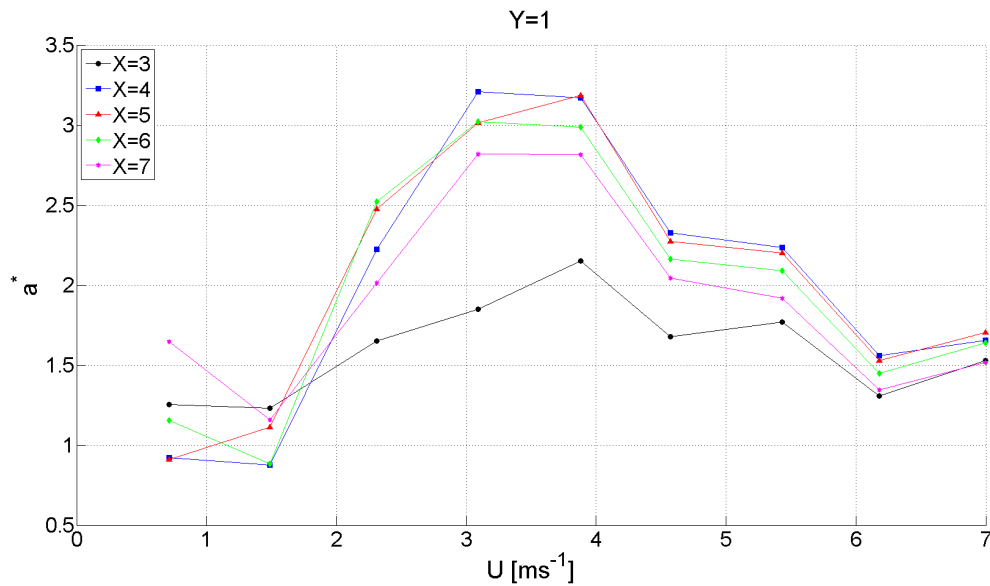


Figura 4.29: Aceleración reducida en función de la velocidad del viento en  $Y = 1$

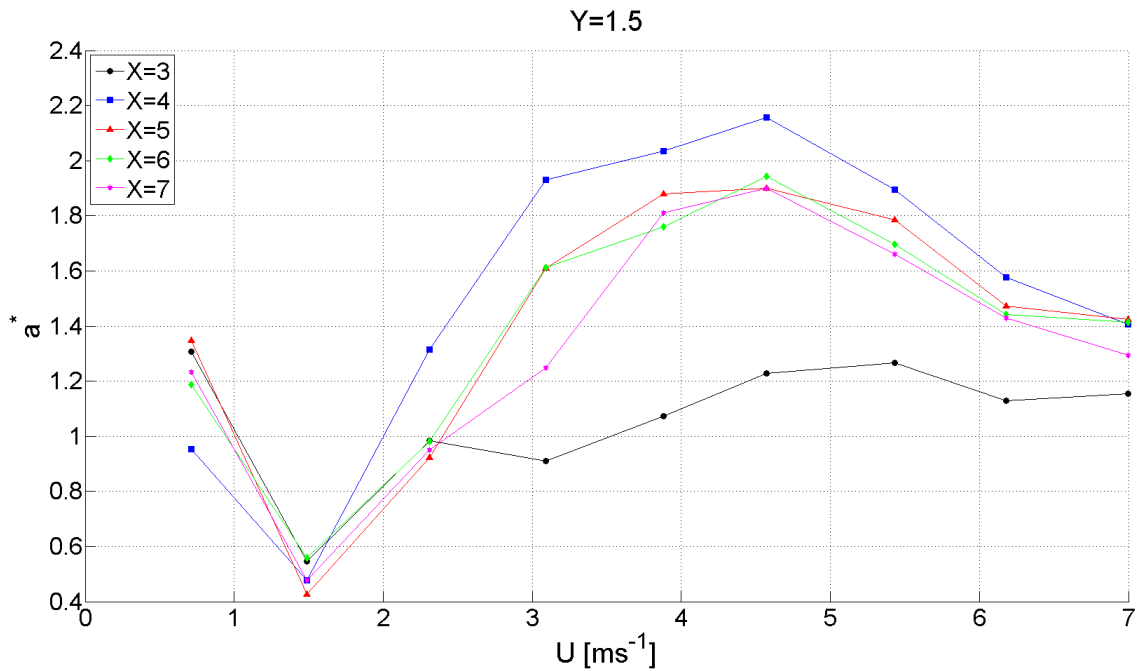


Figura 4.30: Aceleración reducida en función de la velocidad del viento en  $Y = 1,5$

Las aceleraciones reducidas tienen un comportamiento cóncavo, obteniéndose un máximo, con excepción de la razón de tamaño  $Y = 0,7$ , que tiene un comportamiento irregular, observando una gran cantidad de valores menores a 1, lo cual indica que se obtienen mayores aceleraciones en ausencia del generador de vórtices, que con el efecto de wake galloping. Para el caso  $Y = 1$  e  $Y = 1,5$ , los valores son mayores o iguales a 1 y tienen un máximo de  $\sim 3$  y  $\sim 2$  respectivamente. Con respecto a aceleración, la relación con mejor desempeño se logra en  $Y = 1$ . La razón de distancia  $X = 4$  continua como la relación de mejor rendimiento, de igual manera para  $X = 3$  se obtienen las menores aceleraciones en todas las razones de tamaño, con excepción de las velocidades bajas en la razón  $Y = 0,7$ . El máximo, para cada razón de tamaño, se alcanza para diferentes velocidades siendo  $\sim 3[m s^{-1}]$  en el caso de  $Y = 1$  y  $\sim 4,5[m s^{-1}]$  en el caso de  $Y = 1,5$ .

Las Figuras 4.31 a 4.35 muestran las aceleraciones reducidas en la configuración de wake galloping para los diferentes valores de relación de tamaño ( $Y$ ) con su relación de distancia fija ( $X = cte$ ).

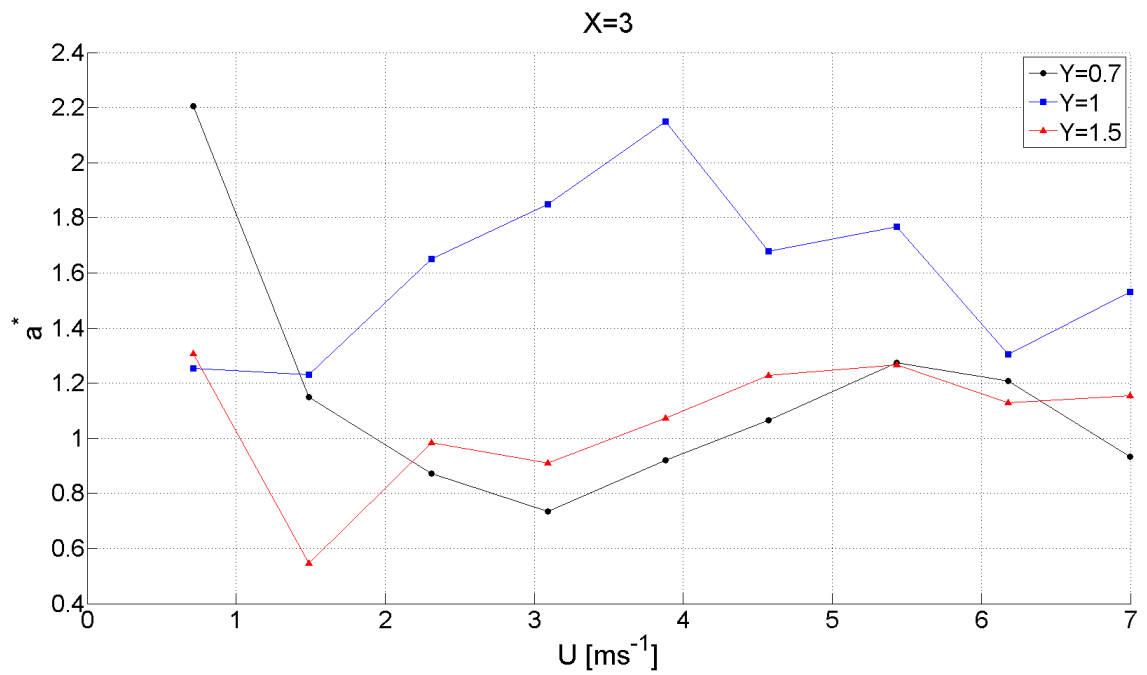


Figura 4.31: Aceleración reducida en función de la velocidad del viento para  $X = 3$

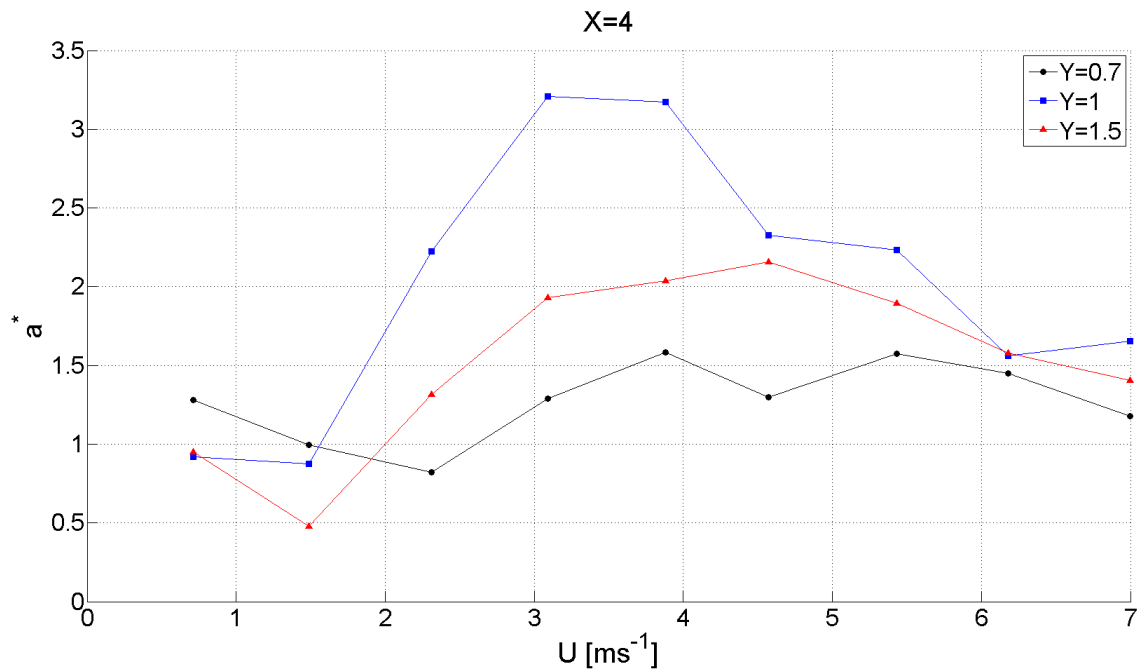


Figura 4.32: Aceleración reducida en función de la velocidad del viento para  $X = 4$

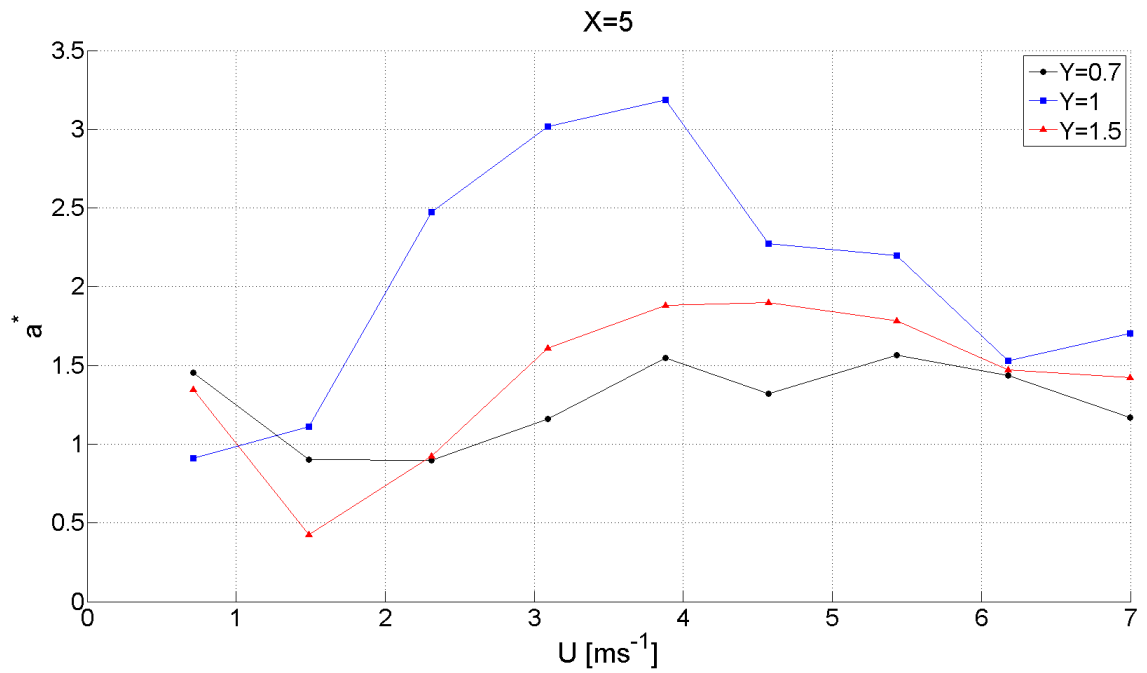


Figura 4.33: Aceleración reducida en función de la velocidad del viento para  $X = 5$

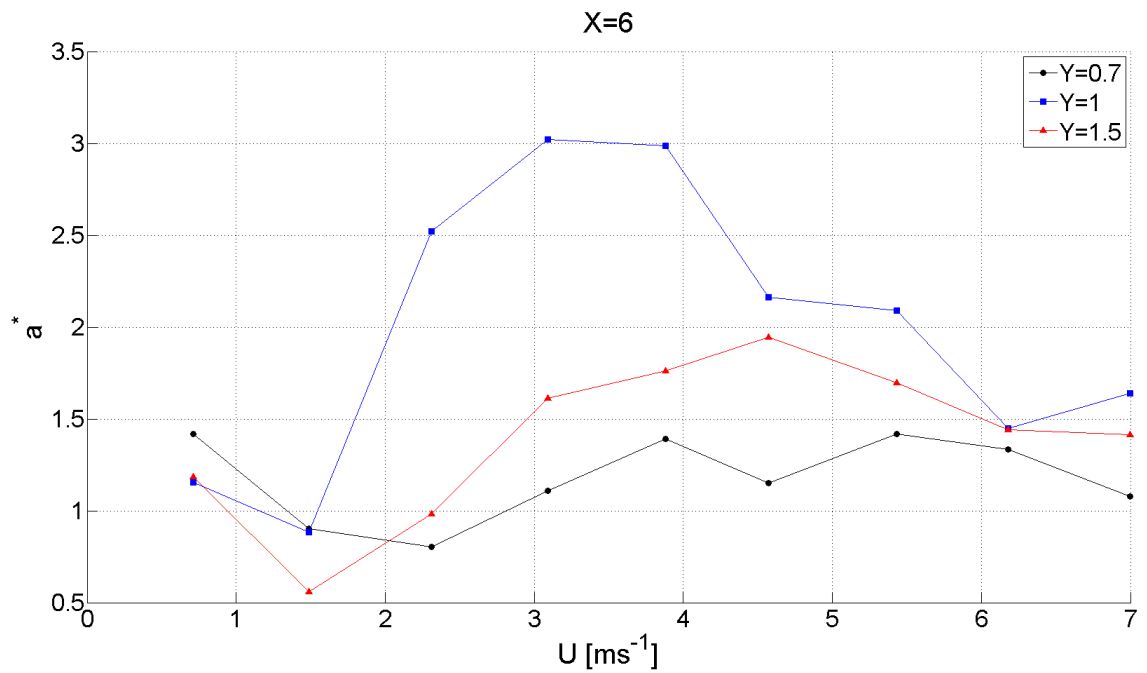


Figura 4.34: Aceleración reducida en función de la velocidad del viento para  $X = 6$

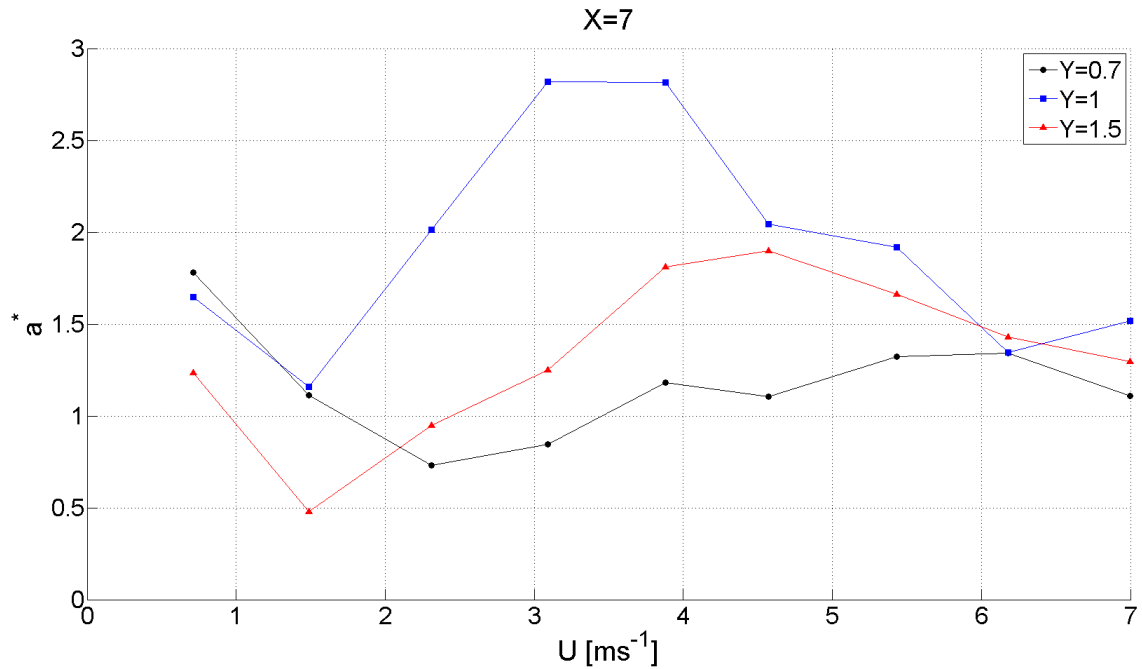


Figura 4.35: Aceleración reducida en función de la velocidad del viento para  $X = 7$

Se conserva el comportamiento cóncavo, mostrando un máximo de aceleración en cada razón de tamaño. Para  $X = 3$  se observan valores de  $a^*$  máximos, cercanos a 2 en la razón  $Y = 1$ , mientras que para  $Y = 0,7$  e  $Y = 1,5$  los valores oscilan entorno a la unidad, desprendiéndose un desempeño similar cuando está en ausencia del generador de vórtices para estas combinaciones. Desde  $X = 4$  hasta  $X = 7$  los valores máximos se siguen produciendo para  $Y = 1$ , con valores de aceleración cercanos a 3 y ubicándose a una velocidad del viento entre  $3 - 4 [ms^{-1}]$ , seguidos por los de la razón  $Y = 1,5$  con aceleraciones reducidas del orden de  $\sim 2$ , sin embargo, esto ocurre a una velocidad desfasada con respecto a la razón de tamaño unitaria, ubicándose siempre en  $4,5[ms^{-1}]$ . Para la razón de tamaño  $Y = 0,7$  se observan valores que oscilan entorno a la unidad, sin un notorio máximo de aceleración.

### 4.5.3. Frecuencia Característica

Además de la aceleración *RMS* en cada sistema, el fenómeno presenta una frecuencia característica en su movimiento. Para obtener esta frecuencia, los datos son procesados en MATLAB, realizando un filtro pasa bajo, con frecuencia de corte  $f_C = 30[Hz]$ , de modo de eliminar los ruidos alta frecuencia. La Figura 4.36 muestra el resultado de una señal filtrada sobre una señal de aceleración.

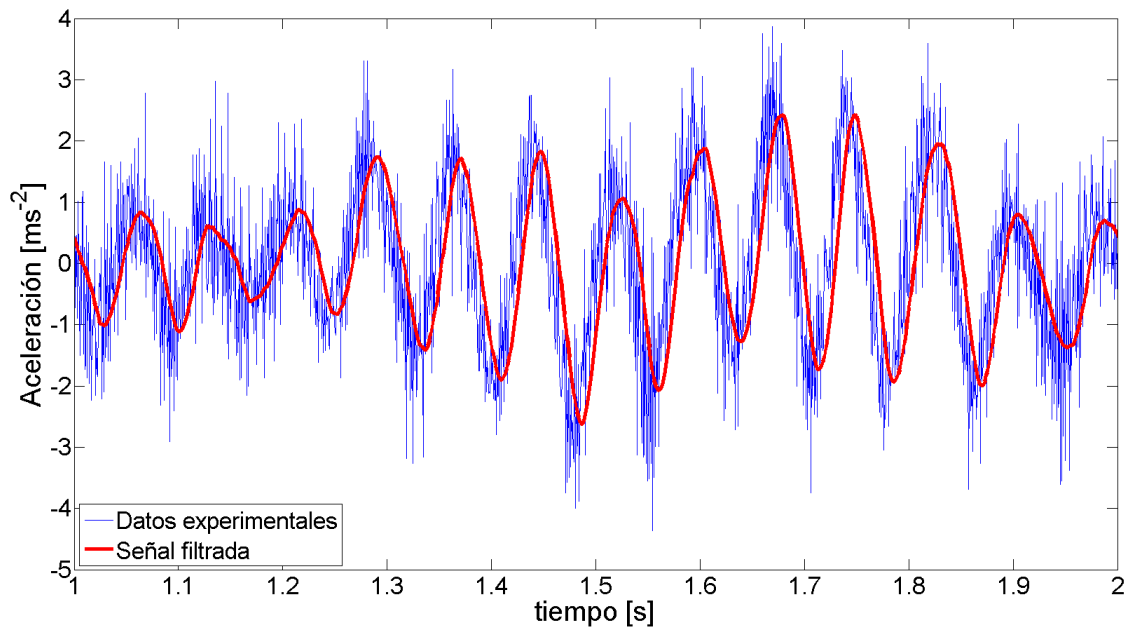


Figura 4.36: Ampliación de aceleración filtrada para el caso  $Y = 1$ ,  $X = 4$ ,  $U = 7[ms^{-1}]$

Para cada aceleración se calcula el espectro de frecuencias con la transformada rápida de Fourier (FFT, fast Fourier transform) como se ve en la Figura 4.37. La Figura 4.38 muestra una ampliación del espectro de frecuencias donde se localiza la frecuencia característica que posee la máxima amplitud en la magnitud de la FFT. Finalmente los resultados para cada acelerómetro y experiencia son promediados.

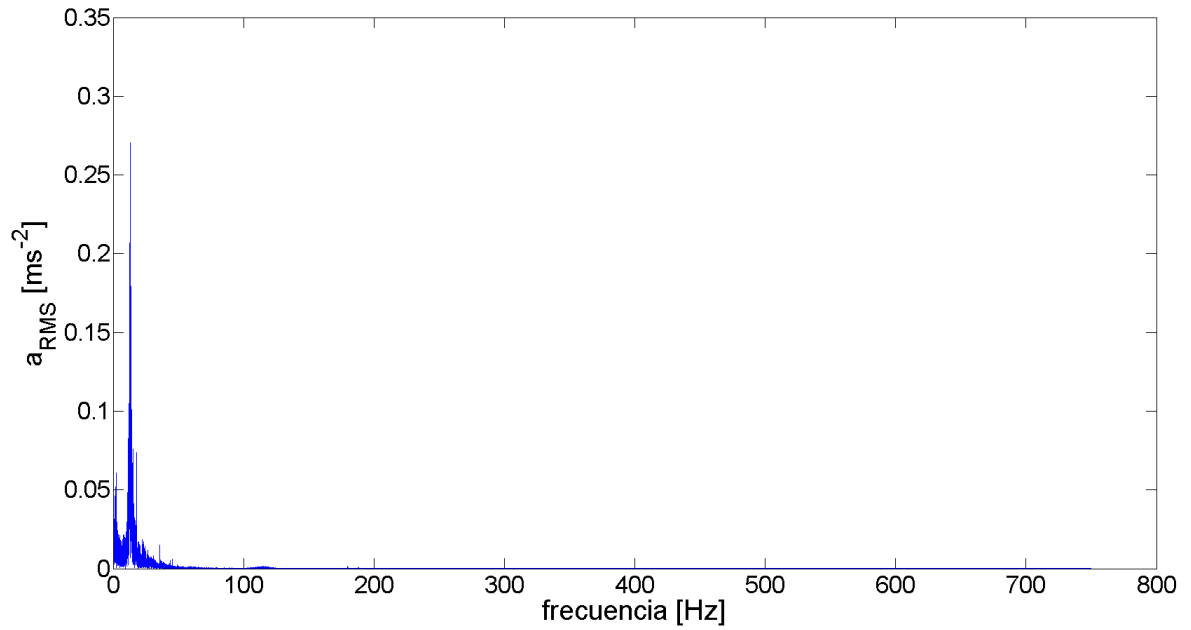


Figura 4.37: Espectro de Fourier para el caso  $Y = 1$ ,  $X = 4$ ,  $U = 7[m s^{-1}]$

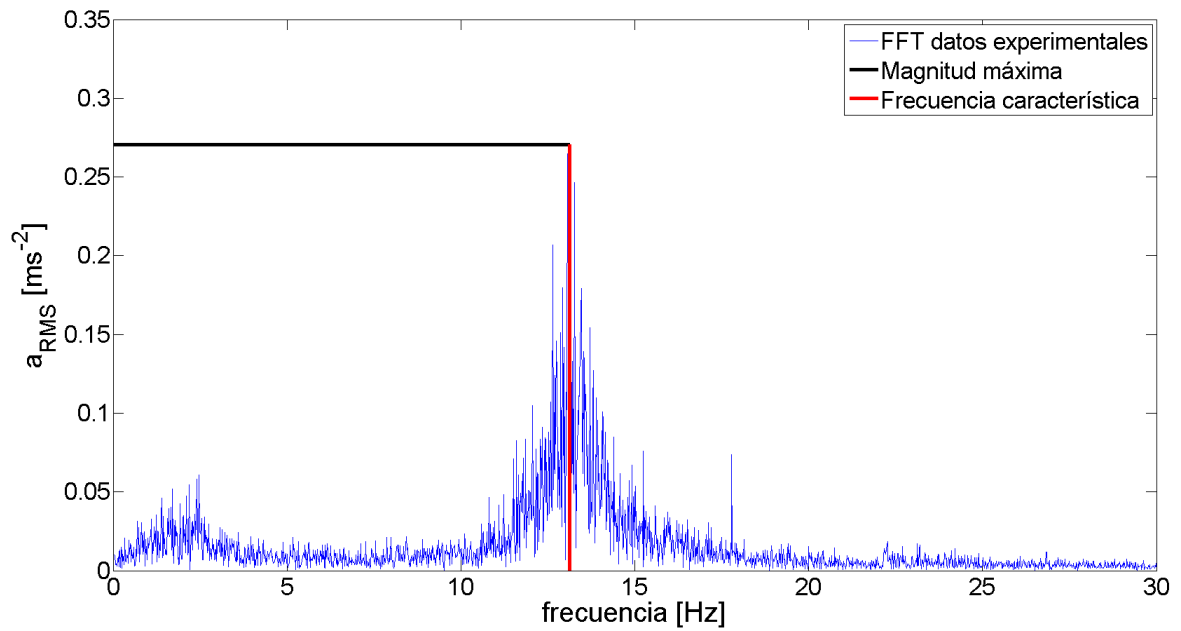


Figura 4.38: Ampliación del espectro de Fourier para el caso  $Y = 1$ ,  $X = 4$ ,  $U = 7[m s^{-1}]$

Se presentan los resultados del análisis de Fourier de cada razón de tamaño y distancia en las Figuras 4.39, 4.40 y 4.41.

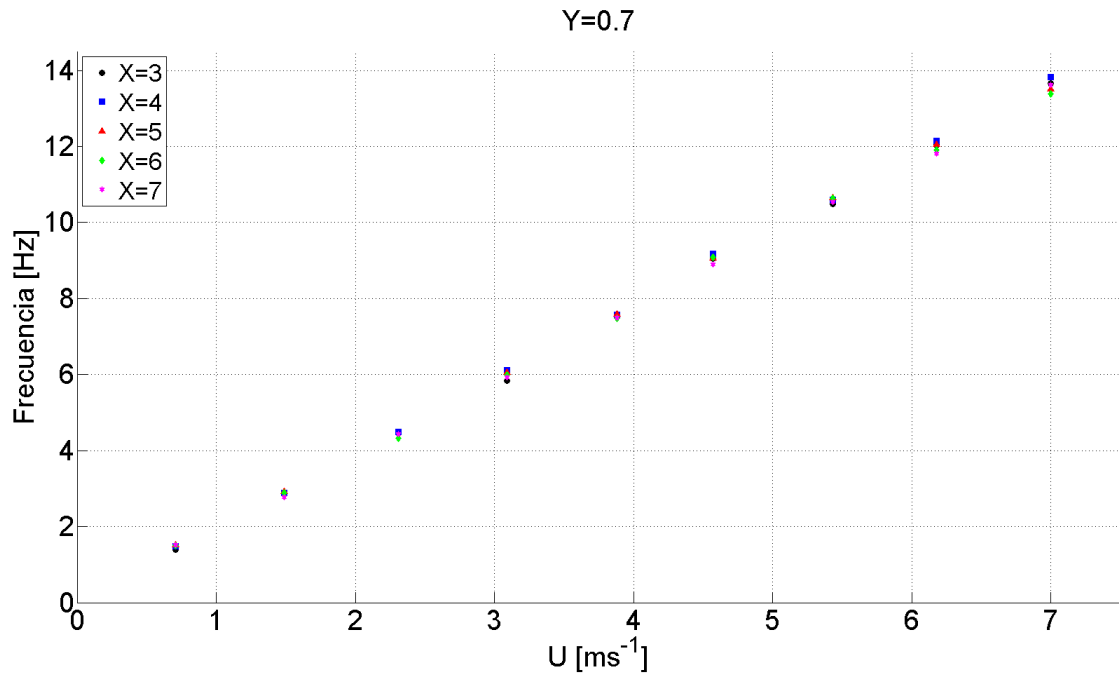


Figura 4.39: Frecuencia característica en función de la velocidad del viento para  $Y = 0,7$

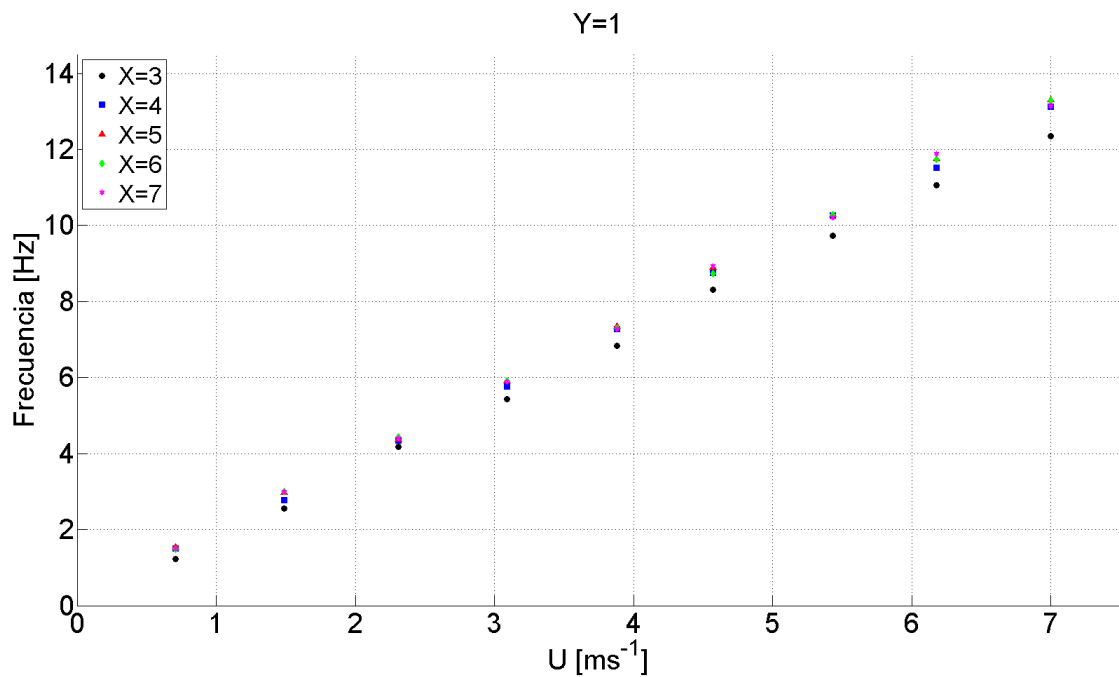


Figura 4.40: Frecuencia característica en función de la velocidad del viento para  $Y = 1$



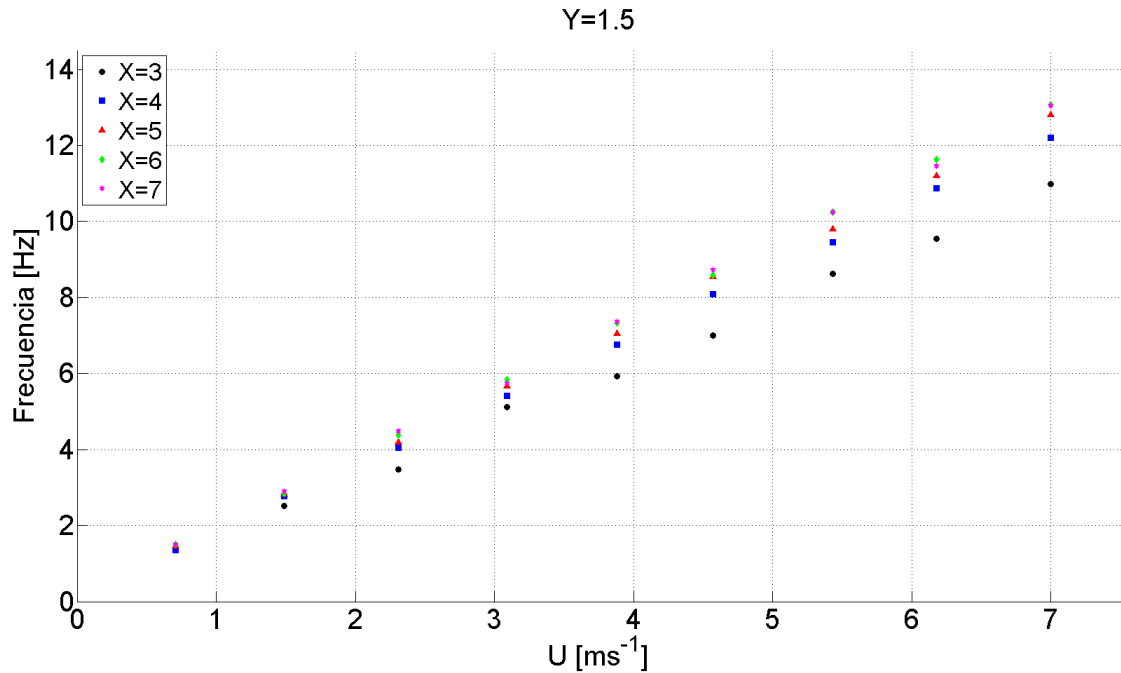


Figura 4.41: Frecuencia característica en función de la velocidad del viento para  $Y = 1,5$

Para cada relación de tamaño ( $Y$ ) la frecuencia sigue un comportamiento lineal. Para la relación de tamaño  $Y = 0,7$  no se observan diferencias entre las relaciones de distancia. En el caso de las relaciones de tamaño  $Y = 1$  e  $Y = 1,5$ , existe una dispersión asociada a la relación de distancia  $X$ , mientras  $X$  crece, las frecuencias características aumentan, escapando notoriamente para la combinación  $Y = 1,5$  y  $X = 3$ . Las aproximaciones lineales para cada razón de tamaño son presentadas en la Tabla 4.6, usando como modelo la recta descrita en la Ec. (4.10)

$$f^* = \alpha \cdot U, \tag{4.10}$$

donde  $f^*$  es la frecuencia característica y  $\alpha$  la pendiente en cada caso.

Tabla 4.6: Pendientes de relación lineal entre frecuencia y velocidad.

$Y$	$\alpha[m^{-1}]$
0,7	2
1	1,9
1,5	1,8

Todos los resultados del modelo de la Ec. (4.10) obtienen pendientes  $\alpha \sim 2[\frac{1}{m}]$ . Si se observa la Ec. (2.3), dejando como variable el diámetro e utilizando la pendiente, junto con el número de Strouhal constante  $\sim 0,2$ , en el rango de Reynolds de la Ec. (4.4), se deduce:

$$D = St \frac{U}{f} \approx \begin{cases} 0,100 [m] & , \text{ si } \alpha = 2 \\ 0,105 [m] & , \text{ si } \alpha = 1,9 \\ 0,111 [m] & , \text{ si } \alpha = 1,8 \end{cases} , \quad (4.11)$$

el valor expuesto en la Ec. 4.11 coincide aproximadamente, en cada caso, con el diámetro del generador de vórtices ( $D_1 = 0,11 [m]$ ), por lo cuál se aprecia que el desprendimiento de vórtices es dominante en la dinámica del cilindro móvil.

#### 4.5.4. Potencia Disponible

Acorde a Dabin Zhu [66], la potencia promedio disponible en un sistema de cosechamiento del tipo vibratorio, incluyendo las pérdidas eléctricas y mecánicas de amortiguamiento, está dada según la Ec. (4.12) :

$$P_{RMS} = \frac{m\zeta d_{RMS}^2 \left(\frac{\omega^*}{\omega_n}\right)^3 \omega^{*3}}{\left[1 - \left(\frac{\omega^*}{\omega_n}\right)^2\right] + \left[2\zeta \frac{\omega^*}{\omega_n}\right]^2}, \quad (4.12)$$

$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}}, \quad (4.13)$$

donde  $P_{RMS}$  es la potencia *RMS*,  $\zeta$  es la razón de amortiguamiento, Ec. (4.13), en función del decaimiento logarítmico, Ec. (2.7),  $\omega^*$  la frecuencia de las vibraciones en [ $rad\ s^{-1}$ ] y  $d_{RMS}$  es el desplazamiento *RMS* asociado a las amplitudes producidas por la frecuencia de excitación de los vórtices, Ec. (4.14), (ver Sección 4.5.3).

$$\begin{aligned} d_{RMS} &= \frac{a_{RMS}}{(2\pi f^*)^2}, \\ &= \frac{a_{RMS}}{\omega^{*2}}, \end{aligned} \quad (4.14)$$

modificando la ecuación de potencia *RMS*, Ec. (4.12), en función de su aceleración, utilizando la ecuación de desplazamiento *RMS*, Ec. (4.14), se obtiene:

$$P_{RMS} = \frac{m\zeta a_{RMS}^2}{(\omega^{*2}\omega_n)^3} \frac{1}{\left[1 - \left(\frac{\omega^*}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\zeta \frac{\omega^*}{\omega_n}\right]^2}, \quad (4.15)$$

siendo la Ec. (4.15) el modelo utilizado para obtener la potencia disponible para cada razón de tamaño y distancia en función de la velocidad del viento del túnel.

Las Figuras 4.42 a 4.44 muestran la potencia *RMS* en la configuración de wake galloping para los diferentes valores de relación de distancia ( $X$ ) con su relación de tamaño fija ( $Y = cte$ ).

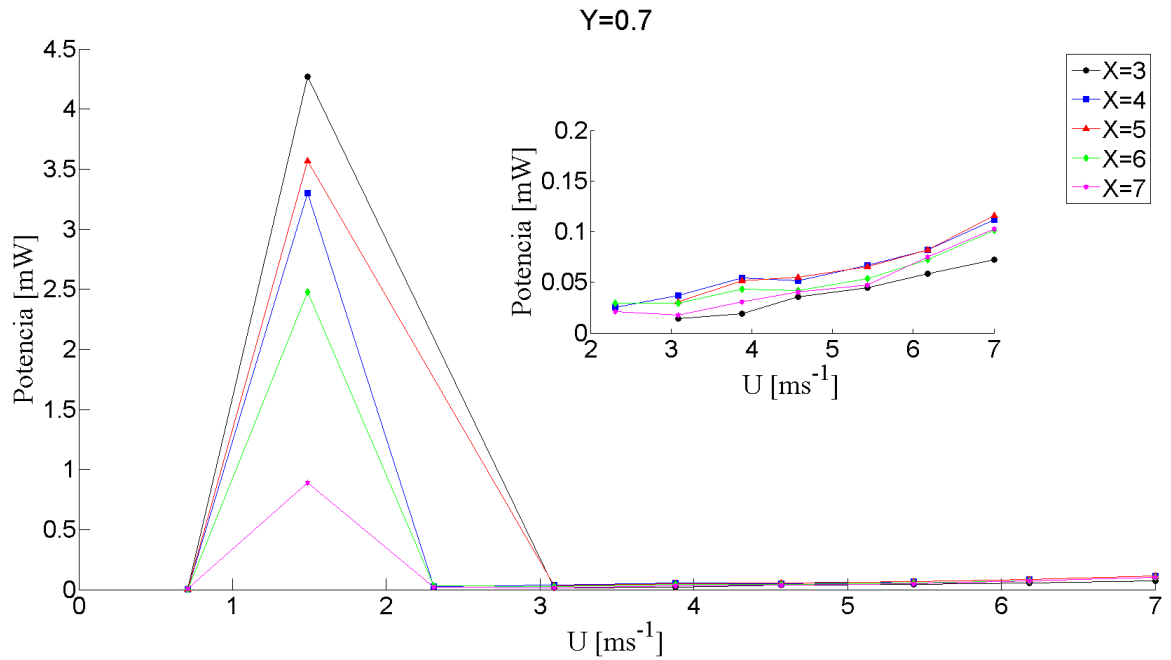


Figura 4.42: Potencia RMS en función de la velocidad del viento para  $Y = 0,7$

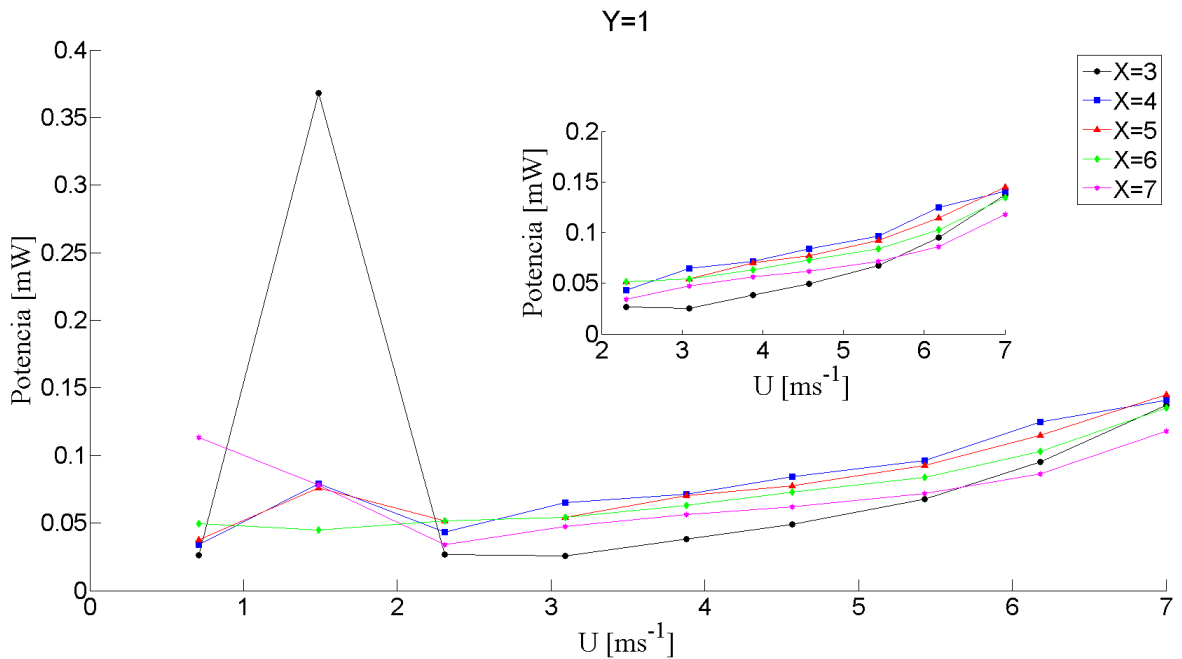


Figura 4.43: Potencia RMS en función de la velocidad del viento para  $Y = 1$

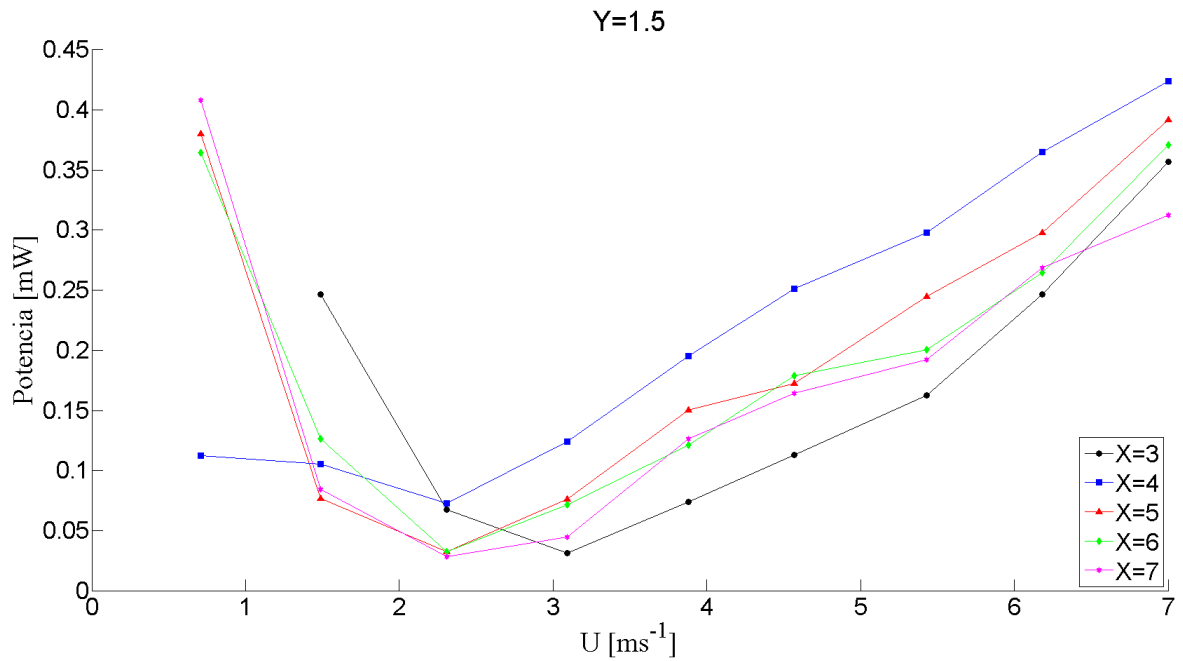


Figura 4.44: Potencia RMS en función de la velocidad del viento para  $Y = 1,5$

Para las relaciones de tamaños  $Y = 0,7$  e  $Y = 1$  en el rango de velocidad  $\sim 1 - 3[ms^{-1}]$  existe un máximo que coincide a la velocidad  $1,5[ms^{-1}]$  con una potencia de  $\sim 4,5[mW]$  y  $0,4[mW]$  respectivamente. En esta configuración el máximo de potencia se obtiene en la razón de distancia  $X = 3$ . Para  $Y = 1,5$  la potencia máxima se obtiene en  $0,7[ms^{-1}]$  con un valor de  $\sim 0,4[mW]$ .

En el rango de velocidades de  $3 - 7[ms^{-1}]$  las potencias oscilan entre  $0,025$  y  $0,4[mW]$ , mostrando un comportamiento creciente y donde nuevamente el orden máximo y mínimo están determinados por las razones de distancia  $X = 4$  y  $X = 3$  respectivamente. Para  $X = 5$ ,  $X = 6$  y  $X = 7$  se obtienen valores de potencias intermedios.

Las Figuras 4.45 a 4.49 muestran la potencia *RMS* en la configuración de wake galloping para los diferentes valores de relación de tamaño (*Y*) con su relación de distancia fija ( $X = cte$ ).

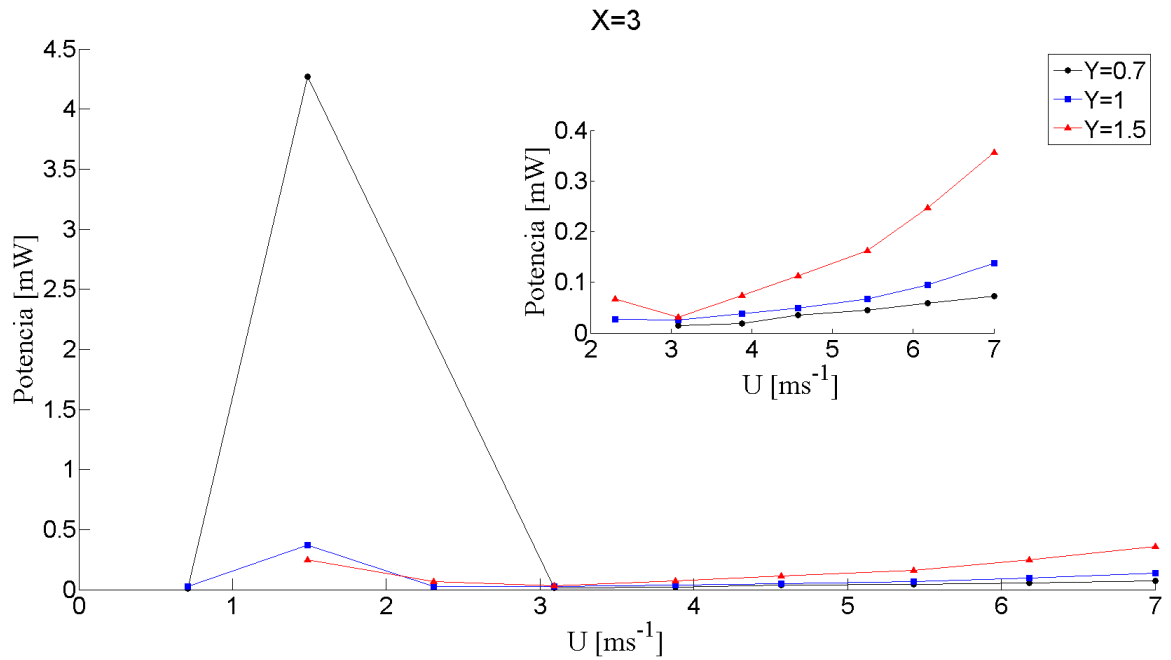


Figura 4.45: Potencia RMS en función de la velocidad del viento para  $X = 3$

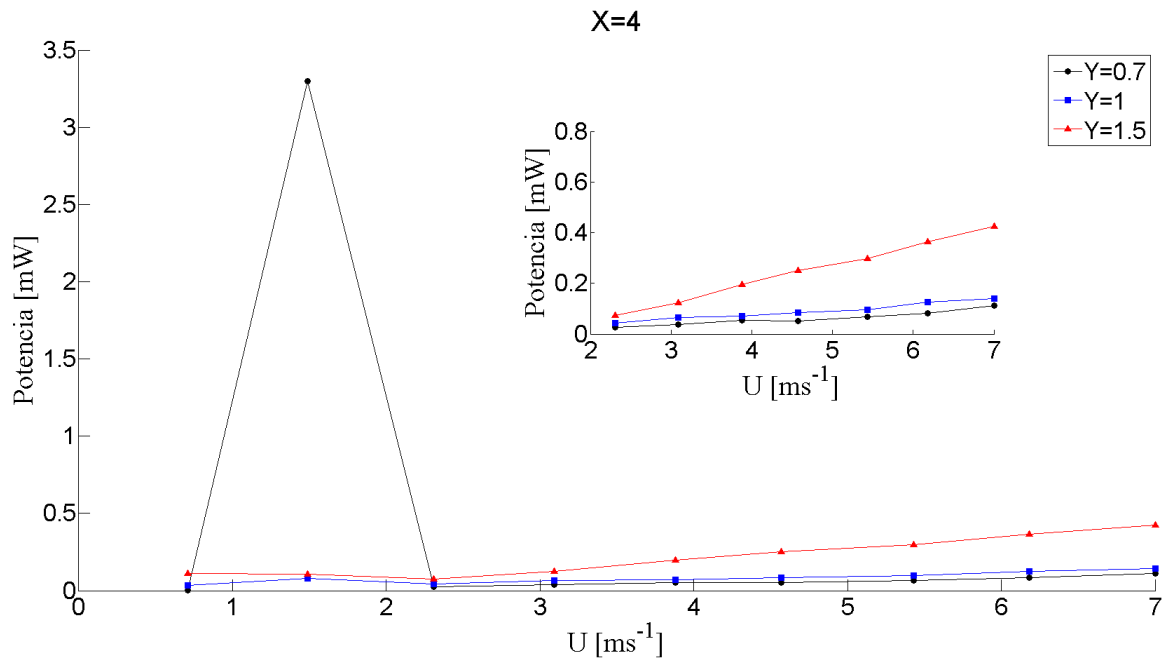


Figura 4.46: Potencia RMS en función de la velocidad del viento para  $X = 4$

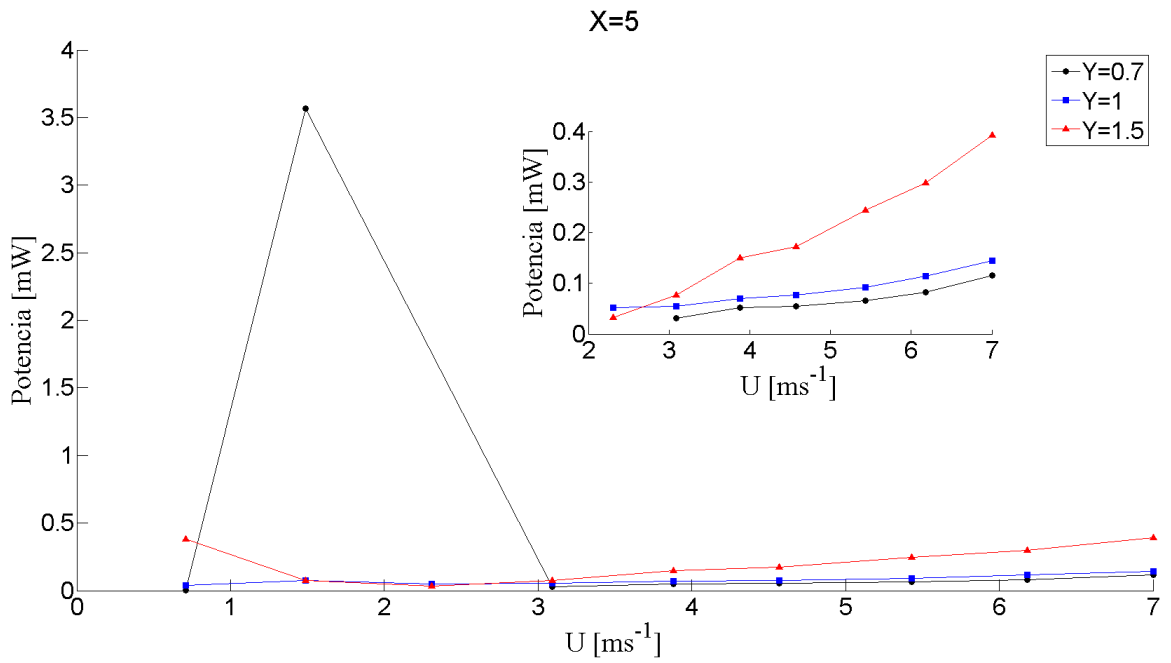


Figura 4.47: Potencia RMS en función de la velocidad del viento para  $X = 5$

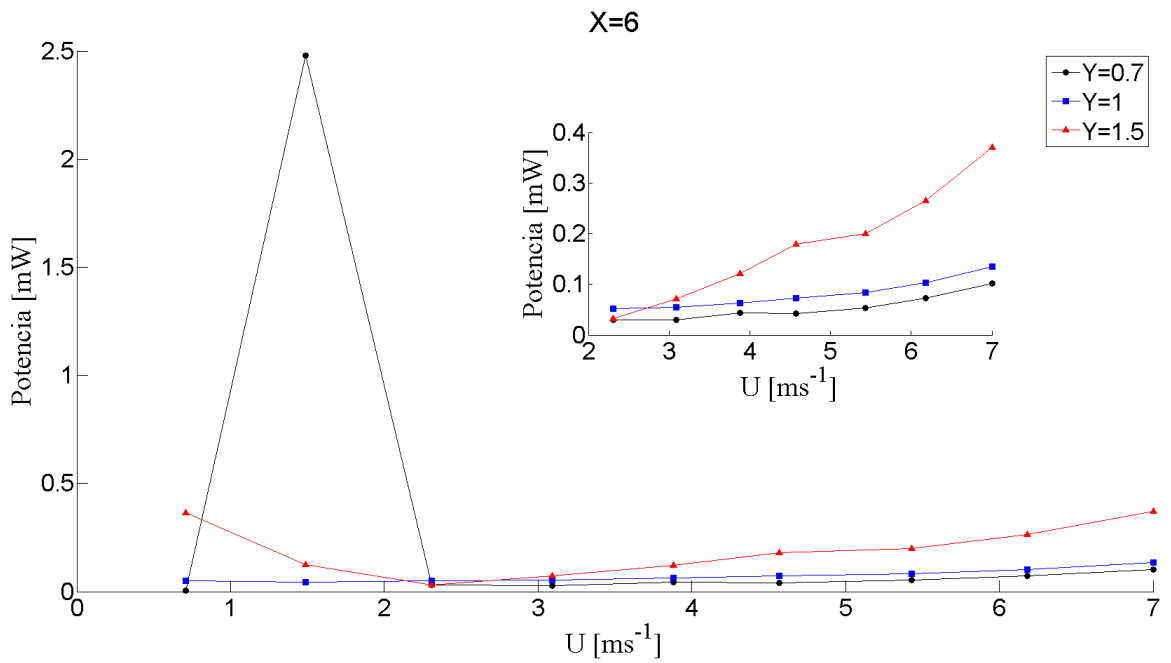


Figura 4.48: Potencia RMS en función de la velocidad del viento para  $X = 6$

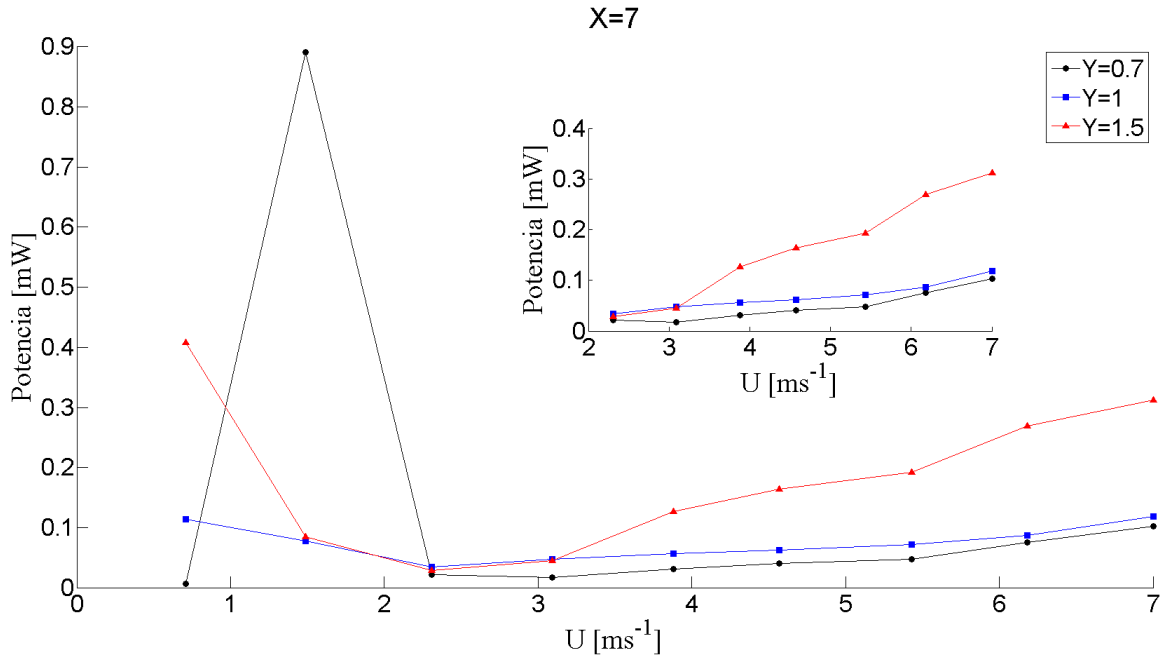


Figura 4.49: Potencia RMS en función de la velocidad del viento para  $X = 7$

La potencia disponible en la relación de tamaño  $Y = 0,7$  a la velocidad de  $1,5[m s^{-1}]$  es aproximadamente 10 veces mayor al resto de las potencias generadas en las diferentes relaciones de distancia ( $X$ ). La Tabla 4.7 muestra los valores máximos de esta configuración.

Tabla 4.7: Potencia máxima en la razón  $Y = 0,7$  para velocidad  $U = 1,5[m s^{-1}]$ .

$X$	3	4	5	6	7
$P [mW]$	4,5	3,5	3,5	2,5	0,9

Para velocidades mayores a  $3[m s^{-1}]$  la relación de tamaño  $Y = 0,7$  e  $Y = 1$  obtiene valores de potencia entorno a  $0,1[mW]$  para todas las relaciones de distancia. En el caso de la relación de tamaño  $Y = 1,5$  las potencias son crecientes en función de la velocidad y en el rango de  $0,1 - 0,4[mW]$



### 4.5.5. Parámetros de Optimización

#### Acoplamiento de Frecuencias

Existen dos frecuencias relevantes en el sistema de wake galloping, una es la frecuencia natural (Ver Tabla 4.5), caracterizada por sus parámetros estructurales de rigidez y masa, y la frecuencia de excitación (ver sección 4.5.3), caracterizada por el desprendimiento de vórtices del cilindro aguas arriba.

Con respecto a la potencia disponible existe un máximo claramente definido en la relación de tamaño  $Y = 0,7$  cuando la velocidad del viento alcanza los  $1,5[m s^{-1}]$ . Dado que la frecuencia de excitación está definida por la velocidad del viento, Ec. (2.3), se puede apreciar en la Tabla 4.8 que para la velocidad de  $1,5[m s^{-1}]$  se obtiene teóricamente un desprendimiento de vórtices de frecuencia  $2,7[Hz]$ . Esto coincide con la frecuencia natural para la relación de tamaño  $Y = 0,7$  (ver Tabla 4.5), lo que es corroborado en la Figura 4.40, donde se muestra la frecuencia característica para la razón de tamaño  $Y = 0,7$ , obtenida con los datos experimentales de aceleración.

Tabla 4.8: Frecuencia de desprendimiento de vórtices para cada velocidad del viento en el túnel.

$U [m s^{-1}]$	0,7	1,5	2,3	3,1	3,9	4,6	5,4	6,2	7,0
$f^* [Hz]$	1,3	2,7	4,2	5,6	7,1	8,3	9,9	11,2	12,7

De esta manera, una condición para optimizar la potencia disponible por el sistema, se logra cuando la frecuencia natural y excitación coinciden, Ec. (4.16)

$$f_n = f^* = f \quad \text{o} \quad \omega_n = \omega^* = \omega \quad (4.16)$$

En este caso, la ecuación de potencia disponible, Ec. (4.12), se reduce a:

$$P_{RMS} = \frac{m a_{RMS}^2}{4\zeta\omega_n}. \quad (4.17)$$

La Ec. (4.17) muestra que la potencia disponible en el sistema de wake galloping es proporcional a la masa y al cuadrado de la aceleración, e inversamente proporcional a su frecuencia natural (o de excitación) y razón de amortiguamiento. Dado que la aceleración y frecuencia en función del viento tienen un comportamiento cuadrático, Ec. (4.7), y lineal, Ec. (4.10), respectivamente, se deduce la Ec. (4.18), que muestra que la aceleración es proporcional al cuadrado de la frecuencia de excitación

$$\left. \begin{array}{l} a_{RMS} \propto U^2 \\ U \propto f \end{array} \right\} a_{RMS} \propto f^2. \quad (4.18)$$

Por otro lado, la frecuencia natural del sistema, Ec. (4.3), está relacionada con la masa de la forma:

$$m \propto \frac{1}{f_n^2}, \quad (4.19)$$

donde se desprende que la masa es inversamente proporcional al cuadrado de la frecuencia natural, en el caso particular que se está explorando y dado que la frecuencia natural y de excitación coinciden, Ec. (4.16), la relación de la potencia con la frecuencia de excitación es de proporción lineal:

$$P_{RMS} \propto f, \quad (4.20)$$

La ecuación de proporcionalidad entre potencia y frecuencia, Ec. (4.20), es válida en el caso de frecuencias coincidentes, rigidez del sistema constante (en cada relación de tamaño) y dentro de los rangos de velocidad del viento que permite el túnel del laboratorio.

### Razón de Distancia $X$

Con respecto a la aceleración del cilindro móvil, este obtiene mejores desempeños para relaciones de distancia  $X = 4$  en todas las razones de tamaño  $Y$ . El menor desempeño se genera para la relación de distancia  $X = 3$ , todo el resto de las relaciones de distancia  $X = 5$ ,  $X = 6$  y  $X = 7$  obtienen desempeños intermedios. De igual forma, con respecto a la potencia disponible este comportamiento se conserva, exceptuando el caso de frecuencia de excitación coincidente con frecuencia natural en  $Y = 0,7$ , donde la relación  $X = 3$  obtiene la potencia máxima.

### Razón de Tamaño $Y$

Con respecto a la aceleración del cilindro móvil, este presenta desempeños similares en todas sus relaciones de tamaño  $Y$ , para cualquier razón de distancia  $X$ . Con respecto a la potencia disponible, la razón de tamaño dominante es  $Y = 1,5$ , seguida de  $Y = 1$  y finalmente  $Y = 0,7$ , exceptuando el caso cuando la velocidad del viento es  $1,5[m s^{-1}]$ , donde ocurre el acoplamiento de frecuencias. De esta forma se puede concluir que la masa es el elemento dominante y no la razón de tamaño.

Con respecto a la aceleración reducida, el mejor desempeño se logra para la relación de tamaño unitaria seguida de  $Y = 1,5$  y finalmente  $Y = 0,7$ , esta última oscilando en valores cercanos a 1, por lo cual se concluye que bajo la configuración de wake galloping en relación a las vibraciones inducidas por vórtices, es preferible que el diseño contemple una relación de tamaño  $Y \geq 1$ .

### Masa y Rigidez del Cilindro Móvil

La masa y rigidez del sistema son parámetros de alta relevancia, debido a que la frecuencia natural de la estructura está ligado a ambos valores. La ecuación de frecuencia natural, Ec. (4.3), indica que el cuadrado de la frecuencia es directamente proporcional a la rigidez e inversamente para la masa. Dada una velocidad del viento y un generador de vórtices de tamaño fijo, la masa y rigidez del sistema vibratorio pasan a ser los únicos parámetros para lograr el acoplamiento de frecuencias. Si la velocidad es variable, como por ejemplo en el medio ambiente, es necesario estudiar las velocidades más comunes en promedio y generar un arreglo de sistemas de diferente masas y rigidez de modo de incluir un amplio rango de frecuencias naturales y lograr la resonancia.

# Capítulo 5

## Conclusiones y Trabajo a Futuro

Este trabajo de Tesis tuvo como principal objetivo investigar la influencia de separaciones, tamaños y velocidad de ataque de un dispositivo de captación de energía eólica mediante vibraciones del tipo wake galloping. Esto se llevó a cabo mediante un análisis computacional de VIVs, en el programa comercial *ANSYS Fluent 14.5* y una implementación numérica en el programa *FORTTRAN*. Además se construyó un montaje experimental para analizar la aceleración del cuerpo aguas abajo en un arreglo de wake galloping.

### 5.1. Conclusiones Computacionales

En base a los resultados de los procedimientos computacionales se puede concluir que:

- Sobre las simulaciones en *ANSYS Fluent 14.5* en régimen laminar:
  - Para el rango  $5 < Re \leq 50$  existe una relación entre el largo de los vórtices estacionarios y el número de Reynolds de la forma  $\frac{L}{D} \propto Re$ .
  - Para el rango  $50 < Re \leq 100$  existe una relación entre el número de Strouhal y el número de Reynolds de la forma  $St \propto \frac{1}{\sqrt{Re}}$ .
- Sobre la implementación en *FORTTRAN*:
  - Un cuerpo aerodinámico con grado de libertad angular, puede volverse un generador de vórtices al modificar su área de proyectada al fluido.
  - Para el prototipo energy harvester la rigidez torsional es el parámetro crítico que permite la dinámica del sistema, así para  $k_\alpha > 0,2$  no existe movimiento del perfil.
  - Bajo la rigidez torsional crítica  $k_\alpha = 0,2$ , el movimiento es un acoplamiento tanto de rotación como de traslación vertical.
  - Un generador de vórtices con grado de libertad vertical, genera vórtices con desplazamiento no paralelo al flujo.

## 5.2. Conclusiones Experimentales

En base a los resultados de los procedimientos experimentales se puede concluir que:

- Para las diferentes capacidades del túnel de viento se desarrolla un rango de velocidades entre  $1 - 7[m s^{-1}]$ , a la salida de la sección de sedimentación.
- La aceleración *RMS* del cilindro móvil tiene las siguientes características:
  - Es proporcional al cuadrado de la velocidad de entrada a la sección de prueba.
  - Para una relación de tamaño  $Y$  fija, la aceleración máxima ocurre a una relación de distancia  $X = 4$ .
  - Para una relación de tamaño  $Y$  fija, la aceleración mínima ocurre a una relación de distancia  $X = 3$ .
  - Para una relación de distancia  $X$  fija, la aceleración es similar para todas las relaciones de tamaño  $Y$ , no existiendo una razón dominante.
- Wake galloping tiene mayor aceleración para relaciones de tamaño  $Y \geq 1$  en comparación una las VIVs.
- Si las frecuencias natural y de excitación no están acopladas, la frecuencia de excitación, producida por el desprendimiento de vórtices es dominante en magnitud de aceleración.
- La potencia máxima tiene un valor de  $\sim 4,5[mW]$  y se obtiene al acoplarse la frecuencia natural y de excitación, en las relaciones de tamaño  $Y = 0,7$  y distancia  $X = 3$ .
- La potencia *RMS* para velocidades mayores a  $2[m s^{-1}]$ , donde las frecuencias natural y de excitación son distintas, tiene las siguientes características:
  - Es linealmente creciente para todas las razones de tamaño  $Y$  y distancia  $X$ .
  - Para una relación de tamaño  $Y$  fija, la potencia máxima ocurre a una relación de distancia  $X = 4$ .
  - Para una razón de distancia  $X$  fija, la potencia máxima ocurre a una relación de tamaño  $Y = 1,5$ .
  - La potencia obtenido oscila en el rango  $0,1 \lesssim P_{RMS}[mW] \lesssim 0,4$ .
- La potencia es directamente proporcional a la frecuencia, dado el comportamiento cuadrático de la aceleración en función de la velocidad y el acoplamientos de las frecuencias natural y de excitación.

### 5.3. Trabajo a futuro

Este trabajo entrega una base para realizar futuras investigaciones experimentales o mejoras al prototipo de wake gallopíng como:

- Modificar el generador de vórtices en rugosidad y forma.
- Explorar bajo el acoplamiento de frecuencias las variables  $X$  e  $Y$ .
- Montar un sistema de conversión eléctrica acoplado.
- Diseñar un prototipo para estudiar el fenómeno utilizando agua como fluido de trabajo.
- Incluir un análisis de temperatura del fenómeno.

Además, una de las principales herramientas que brinda la realización de este trabajo, es la puesta en marcha del túnel de viento del laboratorio de procesos, abriendo las puertas al análisis e investigación de cualquier experimento propio de sus instalaciones. Para el futuro se proponen algunas mejoras para ampliar y mantener el túnel en funcionamiento:

- Explorar la opción de cambiar el motor para aumentar el rango de velocidades del viento.
- Cambiar el regulador de frecuencias para trabajar de forma remota, permitiendo observar de manera continua todo el experimento.
- Eliminar el aislamiento térmico que posee, de forma de no conservar el calor del aire.
- Trasladar el *honeycomb* para disponer de más espacio de estudio.
- Disponer de más secciones con acrílico en caso de utilizar un montaje con una sección de prueba de mayor extensión.

Finalmente, y dadas las características potenciales de la Tesis, la idea ha sido integrada a una incubadora de innovación de la Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas, *OpenBeau-chef*, para generar un producto comercial. Actualmente se sostienen reuniones con diferentes inversionistas para subvencionar la ejecución del proyecto.

# Bibliografia

- [1] VJ Ovejas and A Cuadras. Multimodal piezoelectric wind energy harvesters. *Smart Materials and Structures*, 20(8):085030, 2011.
- [2] Haeyoung Kim. Mechanism of wake galloping of two circular cylinders. *Nagoya, Japan: Nagoya University*, 2009.
- [3] Bruce Roy Munson, Donald F Young, and Theodore Hisao Okiishi. *Fundamentals of fluid mechanics*. New York, 1990.
- [4] Peter W Bearman. Vortex shedding from oscillating bluff bodies. *Annual review of fluid mechanics*, 16(1):195–222, 1984.
- [5] Turgot Sarpkaya. Vortex-induced oscillations: a selective review. *Journal of Applied Mechanics*, 46(2):241–258, 1979.
- [6] Geoffrey Parkinson. Phenomena and modelling of flow-induced vibrations of bluff bodies. *Progress in Aerospace Sciences*, 26(2):169–224, 1989.
- [7] John H Lienhard. *Synopsis of lift, drag, and vortex frequency data for rigid circular cylinders*. Technical Extension Service, Washington State University, 1966.
- [8] Michio Nishioka and Hiroshi Sato. Mechanism of determination of the shedding frequency of vortices behind a cylinder at low reynolds numbers. *Journal of Fluid Mechanics*, 89(01):49–60, 1978.
- [9] Sadatoshi Taneda. Experimental investigation of the wakes behind cylinders and plates at low Reynolds numbers. *Journal of the Physical Society of Japan*, 11(3):302–307, 1956.
- [10] S Tokoro, H Komatsu, M Nakasu, K Mizuguchi, and A Kasuga. A study on wake-galloping employing full aeroelastic twin cable model. *Journal of wind Engineering and industrial Aerodynamics*, 88(2):247–261, 2000.
- [11] T Yoshimura, MG Savage, H Tanaka, and T Wakasa. A device for suppressing wake galloping of stay-cables for cable-stayed bridges. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 49(1):497–505, 1993.
- [12] ALF Lima E Silva, A Silveira-Neto, and JJR Damasceno. Numerical simulation of two-dimensional flows over a circular cylinder using the immersed boundary method. *Journal*

- of Computational Physics*, 189(2):351–370, 2003.
- [13] Jeongyoung Park, Kiyoungh Kwon, and Haecheon Choi. Numerical solutions of flow past a circular cylinder at Reynolds numbers up to 160. *KSME international Journal*, 12(6):1200–1205, 1998.
- [14] Michael Breuer. A challenging test case for large eddy simulation: High Reynolds number circular cylinder flow. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 21(5):648–654, 2000.
- [15] MA Zahari and SS Dol. Effects of different sizes of cylinder diameter on vortex-induced vibration for energy generation. *Journal of Applied Sciences*, 15(5):783, 2015.
- [16] CHK Williamson and A Roshko. Vortex formation in the wake of an oscillating cylinder. *Journal of fluids and structures*, 2(4):355–381, 1988.
- [17] Ales Nevaril. Interference effect of grouped structures exposed to the wind action. *EC-COMAS*, 2004.
- [18] Hyung-Jo Jung, Seung-Woo Lee, and Dong-Doo Jang. Feasibility study on a new energy harvesting electromagnetic device using aerodynamic instability. *Magnetics, IEEE Transactions on*, 45(10):4376–4379, 2009.
- [19] Josie Carberry. *Wake states of a submerged oscillating cylinder and of a cylinder beneath a free-surface*. PhD thesis, Monash University, Dept. of Mechanical Engineering, 2002.
- [20] Ramnarayan Gopalkrishnan. Vortex-induced forces on oscillating bluff cylinders. Technical report, DTIC Document, 1993.
- [21] A Khalak and CHK Williamson. Fluid forces and dynamics of a hydroelastic structure with very low mass and damping. *Journal of Fluids and Structures*, 11(8):973–982, 1997.
- [22] A Khalak and CHK Williamson. Motions, forces and mode transitions in vortex-induced vibrations at low mass-damping. *Journal of fluids and Structures*, 13(7):813–851, 1999.
- [23] JT Klamo, A Leonard, and A Roshko. On the maximum amplitude for a freely vibrating cylinder in cross-flow. *Journal of Fluids and Structures*, 21(4):429–434, 2005.
- [24] B Mutlu Sumer and Jorgen Fredsoe. *Hydrodynamics around cylindrical structures*, volume 12. World Scientific, 1997.
- [25] CHK Williamson and R Govardhan. Vortex-induced vibrations. *Annu. Rev. Fluid Mech.*, 36:413–455, 2004.
- [26] Michael M Bernitsas, Kamaldev Raghavan, Y Ben-Simon, and EM Garcia. VIVACE (vortex induced vibration aquatic clean energy): A new concept in generation of clean and renewable energy from fluid flow. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 130(4):041101, 2008.
- [27] Thomas Kinsey and Guy Dumas. Computational fluid dynamics analysis of a hydrokine-



- tic turbine based on oscillating hydrofoils. *Journal of Fluids Engineering*, 134(2):021104, 2012.
- [28] Jayant Sirohi and Rohan Mahadik. Piezoelectric wind energy harvester for low-power sensors. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2011.
- [29] Viviana Meruane. Laboratorio de vibraciones mecánicas y rotodinámica. <http://viviana.meruane.com/>.
- [30] S Tokoro, H Komatsu, M Nakasu, K Mizuguchi, and A Kasuga. A study on wake-galloping for stay cables of extradosed bridges employing full aeroelastic cable model. *Proceedings of Wind Engineering into the 21st Century*, pages 1055–1062, 1999.
- [31] Tuomo Kärnä. Damping methods to mitigate wind induced vibrations. *Journal of Structural Mechanics*, 42(1):38–47, 2009.
- [32] Edwin Henry Gaylord, Charles N Gaylord, and James E Stallmeyer. *Design of steel structures*. McGraw-Hill, 1992.
- [33] Richard Georg Wendler Ernst. Variations on the double-multiple streamtube model for darrieus straight-bladed vertical-axis wind turbines to improve predictions of performance and flow expansion. Master’s thesis, Universidad de Chile, 2014.
- [34] John K Kaldellis and Dimitris Zafirakis. The wind energy (r) evolution: A short review of a long history. *Renewable Energy*, 36(7):1887–1901, 2011.
- [35] Centro de Despacho Económico de Carga Sistema Interconectado Central. Estadísticas de operación 2013. <http://www.cdec-sic.cl/anuarios/anuario2014>.
- [36] Dodge DM. The illustrated history of wind power development. littleton, colorado: U.S. federal wind energy program. <http://www.telosnet.com/wind>.
- [37] Niels I Meyer. Danish wind power development. *Energy for sustainable development*, 2(1):18–25, 1995.
- [38] Guy de Carmoy. The USA faces the energy challenge. *Energy Policy*, 6(1):36–52, 1978.
- [39] Robert W Righter. Pioneering in wind energy: the California experience. *Renewable energy*, 9(1):781–784, 1996.
- [40] David Watts and Danilo Jara. Statistical analysis of wind energy in Chile. *Renewable Energy*, 36(5):1603–1613, 2011.
- [41] S P Beeby, M J Tudor, and NM White. Energy harvesting vibration sources for microsystems applications. *Measurement science and technology*, 17(12):R175, 2006.
- [42] Dibin Zhu, Michael J Tudor, and Stephen P Beeby. Strategies for increasing the operating frequency range of vibration energy harvesters: a review. *Measurement Science and Technology*, 21(2):022001, 2009.

- [43] JW Matiko, NJ Grabham, SP Beeby, and MJ Tudor. Review of the application of energy harvesting in buildings. *Measurement Science and Technology*, 25(1):012002, 2013.
- [44] Costis Kompis and Simon Aliwell. Energy harvesting technologies to enable remote and wireless sensing. *Sensors and Instrumentation-Knowledge Transfer Network*, 2008.
- [45] Amin Bibo and Mohammed F Daqaq. Energy harvesting under combined aerodynamic and base excitations. *Journal of Sound and Vibration*, 332(20):5086–5102, 2013.
- [46] Abdessattar Abdelkefi, Muhammad R Hajj, and Ali H Nayfeh. Power harvesting from transverse galloping of square cylinder. *Nonlinear Dynamics*, 70(2):1355–1363, 2012.
- [47] A Erturk, WGR Vieira, C De Marqui Jr, and DJ Inman. On the energy harvesting potential of piezoaeroelastic systems. *Applied Physics Letters*, 96(18):184103, 2010.
- [48] Jayant Sirohi and Rohan Mahadik. Harvesting wind energy using a galloping piezoelectric beam. *Journal of vibration and acoustics*, 134(1):011009, 2012.
- [49] Dibin Zhu, Steve Beeby, John Tudor, Neil White, and Nick Harris. A novel miniature wind generator for wireless sensing applications. In *Sensors, 2010 IEEE*, pages 1415–1418. IEEE, 2010.
- [50] TJ Chung. *Computational fluid dynamics*. Cambridge university press, 2010.
- [51] CM Lemos. Fdflow: a FORTRAN-77 solver for 2-d incompressible fluid flow. *Computers & Geosciences*, 20(3):265–291, 1994.
- [52] Zhangli Peng and Qiang Zhu. Energy harvesting through flow-induced oscillations of a foil. *Physics of Fluids (1994-present)*, 21(12):123602, 2009.
- [53] Louis Cattafesta, Chris Bahr, and Jose Mathew. Fundamentals of wind-tunnel design. *Encyclopedia of Aerospace Engineering*, 2010.
- [54] J.B. Barlow, W.H. Rae, Jr., and A. Pope. *Low-Speed Wind Tunnel Testing*. John Wiley and Sons, 1999.
- [55] Rabindra D Mehta and Peter Bradshaw. Design rules for small low-speed wind tunnels, 1979.
- [56] Galen Brandt Schubauer, William Greg Spangenberg, and PS Klebanoff. Aeodynamic characteristics of damping screens. Technical report, DTIC Document, 1950.
- [57] NPTEL. Aerodynamic test facilities - lecture 1 - part I.
- [58] Peter Bradshaw and RC Pankhurst. The design of low-speed wind tunnels. *Progress in Aerospace Sciences*, 5:1–69, 1964.
- [59] Edward Duell, Joel Walter, Steven Arnette, and Joseph Yen. Recent advances in large-scale aeroacoustic wind tunnels. *Amer. Inst. Aeron. Astron., AIAA Paper*, pages 01–0252, 2002.

- 
- [60] Laura Guglielmini and Paolo Blondeaux. Propulsive efficiency of oscillating foils. *European Journal of Mechanics-B/Fluids*, 23(2):255–278, 2004.
- [61] Qiang Zhu, Max Haase, and Chin H Wu. Modeling the capacity of a novel flow-energy harvester. *Applied Mathematical Modelling*, 33(5):2207–2217, 2009.
- [62] Andreas Acrivos, DD Snowden, AS Grove, and EE Petersen. The steady separated flow past a circular cylinder at large reynolds numbers. *Journal of Fluid Mechanics*, 21(04):737–760, 1965.
- [63] Hideo Takami and Herbert B Keller. Steady two-dimensional viscous flow of an incompressible fluid past a circular cylinder. *Physics of Fluids (1958-1988)*, 12(12):II–51, 1969.
- [64] NASA Glenn Research Center. Beginner’s guide to aeronautics - conformal mapping - Joukowski transformation.
- [65] Theodore Theodorsen and WH Mutchler. General theory of aerodynamic instability and the mechanism of flutter. Technical report, National Advisory Committee for Aeronautics, 1935.
- [66] Dibin Zhu. *Vibration energy harvesting: machinery vibration, human movement and flow induced vibration*. InTech, 2011.