



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

ESTUDIO EXPERIMENTAL DE UN SISTEMA TIPO WAKE GALLOPING
PARA DISTINTAS GEOMETRÍAS GENERADORAS DE VÓRTICES

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

ANDRÉS BELLEI PARDO

PROFESOR GUÍA:
WILLIAMS CALDERÓN MUÑOZ

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
VIVIANA MERUANE NARANJO
ÁLVARO VALENCIA MUSALEM
RODRIGO SOTO VALLE

SANTIAGO DE CHILE

2017

ESTUDIO EXPERIMENTAL DE UN SISTEMA TIPO WAKE GALLOPING PARA DISTINTAS GEOMETRÍAS GENERADORAS DE VÓRTICES

El cosechamiento de energía, proveniente del inglés *energy harvesting*, es el proceso a través del cual se captura pequeñas cantidades de energía que de otro modo se perderían como calor, luz, sonido, vibración o movimiento. Esta energía puede ser utilizada en distintas aplicaciones, por ejemplo reinyectándose en sistemas que la estén perdiendo o reemplazando baterías en pequeños equipos electrónicos de baja potencia, tales como sensores de monitoreo remoto.

En la presente memoria se estudia un sistema vibratorio del tipo *wake galloping*, con el objetivo de investigar experimentalmente el efecto de la geometría del generador de vórtices de sección cuadrada y tipo placa plana en la potencia obtenida. Para llevar a cabo dicho objetivo se plantean los siguientes objetivos específicos: implementar modificaciones al montaje experimental existente y validar el procedimiento experimental reproduciendo curva de aceleración y frecuencia versus velocidad del viento para el generador de vórtices cilíndrico de sección circular, estimar la potencia obtenida usando como generador de vórtices un cilindro de sección cuadrada y estimar la potencia obtenida usando como generador de vórtices una placa plana. Este sistema, a escala pequeña, puede aprovecharse por ejemplo en túneles de trenes subterráneos, alimentando sensores de monitoreo remotos, pudiendo clasificarse como un sistema de cosechamiento de energía.

Las variables en estudio para cada geometría fueron: la velocidad del viento, y la razón de aspecto en distancia $X = L/D$, donde D es el diámetro del cilindro móvil y L es la distancia entre dicho cilindro y el generador de vórtices. Para el cilindro de sección cuadrada además se varía el ángulo de inclinación del mismo con respecto al flujo incidente.

Se midió experimentalmente la aceleración del cuerpo vibratorio por medio de acelerómetros instalados al centro del mismo.

A partir de los resultados obtenidos, se encuentra que la potencia máxima alcanzada es de ≈ 312 [mW], utilizando como generador de vórtices un cilindro cuadrado rotado en 12° , a una razón de distancia $X = 3$ y a una velocidad de viento de 7 [m/s]. Para todos los generadores de vórtices estudiados, la máxima potencia se alcanza a la mayor velocidad de viento utilizada: 7 [m/s]. Aunque no es posible establecer un patrón que determine qué distancia X maximiza las potencias obtenidas, se observa sin embargo una tendencia en que los mayores valores de potencia se agrupan en el rango $5 \leq X \leq 7$ para todos los generadores de vórtices.

Tabla de contenido

1	Introducción	1
1.1	Antecedentes generales	1
1.2	Motivación	1
1.3	Objetivos	2
1.3.1	Objetivo general	2
1.3.2	Objetivos específicos	2
1.4	Alcances	2
2	Metodología	3
2.1	Etapas	3
2.2	Recursos	4
3	Antecedentes	5
3.1	Cosechamiento de energía	5
3.2	Generadores de vórtices	6
3.2.1	Flujo sobre un objeto	6
3.2.2	Flujo sobre cilindros circulares	8
3.2.3	Flujo sobre cilindros cuadrados	10
3.2.4	Flujo sobre objetos planos	12
3.3	Wake galloping	14
4	Resultados y discusión	19
4.1	Montaje experimental	19
4.2	Procedimiento experimental	23
4.3	Mediciones experimentales	25
4.3.1	Frecuencia natural y amortiguamiento	25
4.3.2	Aceleración RMS del cilindro móvil	27
4.3.3	Frecuencia de vibración del cilindro móvil	36
4.3.4	Potencia disponible	45
5	Conclusiones y trabajo a futuro	54
5.1	Conclusiones	54
5.2	Trabajo a futuro	55
	Bibliografía	56

Capítulo 1

Introducción

1.1 Antecedentes generales

La demanda energética en el mundo es creciente, y urge encontrar fuentes y métodos de aprovechamiento de ésta de manera sustentable ya que los combustibles fósiles son finitos y dañinos para el medio ambiente. Energía sustentable y benigna con el medio ambiente puede aprovecharse a partir de la fisión nuclear o desde fuentes ambientales. Energía proveniente del medio ambiente a gran escala está ampliamente disponible y actualmente se desarrolla tecnología a gran escala para aprovecharla de manera eficiente.

Al otro extremo de la escala se encuentran pequeñas cantidades de energía perdidas que podrían ser útiles si fuesen capturadas. Recuperar incluso una pequeña fracción de esta energía tendría un impacto significativo tanto en lo económico como en lo medioambiental. El concepto de cosechamiento de energía aborda este problema.

El cosechamiento de energía, proveniente del inglés *energy harvesting*, es el proceso a través del cual se captura pequeñas cantidades de energía que de otro modo se perderían como calor, luz, sonido, vibración o movimiento.

Esta energía puede ser utilizada en distintas aplicaciones, como mejorar la eficiencia de un sistema reinyectando energía que el mismo sistema está perdiendo. Otra aplicación es la de reemplazar baterías en pequeños equipos electrónicos de baja potencia. Esto tiene varios beneficios, como por ejemplo: requerir menor mantenimiento puesto que no se necesita reemplazar baterías, es amigable con el medio ambiente puesto que las baterías contienen químicos y metales que son dañinos para el medio ambiente, permite el desarrollo de nuevas aplicaciones, tal como sensores de monitoreo remoto [1].

Hay muchos ejemplos de sensores remotos que podrían beneficiarse del cosechamiento de energía: monitores del clima, monitores del nivel del agua del océano, monitores de estructuras, monitores sísmicos y vulcanológicos, entre otros.

1.2 Motivación

La alimentación de sensores remotos en túneles de transporte, tales como los de los trenes subterráneos, que puedan monitorear las condiciones de operación de los trenes puede hacerse mediante el cosechamiento de energía, aprovechando el movimiento de

aire generado por los mismos trenes. La motivación de esta memoria es continuar el estudio realizado por R. Soto [2], consistente en un sistema que aprovecha energía eólica de bajas velocidades de viento (tales como las generadas en los túneles de transporte), mediante un sistema vibratorio del tipo *wake galloping*. Este sistema consiste en un generador de vórtices que induce vibraciones en un cuerpo posterior.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general

El objetivo general es investigar experimentalmente el efecto de un generador de vórtices cilíndrico de sección cuadrada y tipo placa plana en la potencia obtenida en un sistema vibratorio del tipo *wake galloping*.

1.3.2 Objetivos específicos

Los objetivos específicos son:

- Implementar modificaciones al montaje experimental existente y validar el procedimiento experimental reproduciendo curva de aceleración y frecuencia versus velocidad del viento para el generador de vórtices cilíndrico de sección circular.
- Estimar la potencia obtenida usando como generador de vórtices un cilindro cuadrado, y la dependencia de esta con la velocidad del flujo, la distancia entre el generador de vórtices y el cuerpo vibratorio, así como también la inclinación del cilindro cuadrado con respecto al flujo incidente.
- Estimar la potencia obtenida usando como generador de vórtices una placa plana, y la dependencia de esta con la velocidad del flujo, y la distancia entre el generador de vórtices y el cuerpo vibratorio.

1.4 Alcances

El alcance de esta memoria es estudiar el sistema vibratorio del tipo *wake galloping* antes descrito en un túnel de viento. Los ángulos de inclinación del cilindro cuadrado con respecto al flujo incidente son: 0° , 12° y 45° . Para la placa plana el ángulo de inclinación es 20° .

Capítulo 2

Metodología

2.1 Etapas

La metodología seguida para la elaboración del trabajo de memoria es la siguiente:

- Recopilar y analizar antecedentes.
- Adquirir los materiales necesarios para realizar los experimentos.
- Modificar montaje experimental existente.
- Validar procedimiento experimental utilizando el generador de vórtices de sección circular y reproduciendo curvas de aceleración y frecuencia versus velocidad del viento reportadas por R. Soto [2].
- Medir experimentalmente la aceleración del cuerpo vibratorio, utilizando acelerómetros instalados al centro del cilindro móvil en su punto más alto, para ambos cuerpos generadores de vórtices: cilindro de sección cuadrada y placa plana.
- En paralelo a la medición experimental, procesar los datos obtenidos: para cada experiencia, calcular aceleración media cuadrática y Transformada Rápida de Fourier.
- Calcular potencia disponible para cada caso estudiado. Elaborar una comparación entre las distintas geometrías utilizadas incluyendo también los resultados reportados por R. Soto [2].

2.2 Recursos

Los recursos necesarios para la elaboración de la memoria son:

- Software Matlab para el procesamiento de datos.
- Acelerómetros: *Sinocera Accelerometer Model CA-YD-1160*. Sensores capaces de medir aceleración en una dirección. Éstos se instalan uno al lado del otro en el punto más alto de la superficie del cilindro móvil.
- Sistema de adquisición de datos: *Miniature Dynamic Data Acquisition and Analysis System Model YE6231*. Sistema de conversión análogo-digital, utilizado para convertir información proveniente de acelerómetros a un arreglo de datos tabulados en un computador.
- Regulador de frecuencias: *Danfoss VLT Series 3000 AC*. Regulador de frecuencias en conexión con el motor del ventilador centrífugo, utilizado para variar la velocidad del aire en el túnel de viento.
- Cuerpos generadores de vórtices: cilindro con sección cuadrada y placa plana.

Capítulo 3

Antecedentes

3.1 Cosechamiento de energía

El cosechamiento de energía, proveniente del inglés *energy harvesting*, es el proceso a través del cual se captura pequeñas cantidades de energía que de otro modo se perderían como calor, luz, sonido, vibración o movimiento [1]. Es importante notar que las fuentes de energía se encuentran en el entorno, y que no tienen ningún costo asociado a su acceso. Dado que el aprovechamiento de energía es pequeño, estas fuentes de energía no habían despertado mayor interés, sin embargo su potencial uso en aplicaciones de fuentes de alimentación remotas, por ejemplo en sensores inalámbricos y sistemas electrónicos de baja potencia ha despertado un creciente interés. La idea detrás de este concepto es aprovechar estas fuentes energéticas para el funcionamiento sustentable de estos dispositivos, generando un sistema autosustentable a partir de energías renovables no convencionales [3]. Hay muchos ejemplos de sensores remotos que podrían beneficiarse del cosechamiento de energía: monitores del clima, monitores del nivel del agua del océano, monitores de estructuras, monitores sísmicos y vulcanológicos, entre otros.

Entre las fuentes de energía utilizadas, la solar ha sido ocupada ampliamente para alimentar sistemas, ya que las celdas solares proveen excelente potencia. Sin embargo, el uso de energía solar limita los lugares donde puedan utilizarse estos sistemas electrónicos. Estos sistemas no pueden funcionar normalmente con poca luz o con polvo. El uso de fuentes de calor también tiene importantes limitantes con sus posibles ambientes. Energía mecánica puede ser encontrada en instancias donde ni la térmica ni la solar sean aptas, lo que hace atractivo alimentar sistemas electrónicos a partir de esta energía. La fuente de energía mecánica puede ser una estructura vibratoria, un cuerpo humano en movimiento o vibraciones inducidas por flujos de aire o agua [4].

Actualmente, la turbina es el generador de energía más maduro en el aprovechamiento de energía a partir de flujos. Sin embargo, su eficiencia se reduce junto con su tamaño producto de un mayor efecto de la fricción en los rodamientos y de la disminución del área de las aspas. Componentes como rodamientos sufren fatiga y desgaste, especialmente al miniaturizarse. Estas desventajas llevan a la necesidad del surgimiento de una nueva área: el cosechamiento de energía a partir de vibraciones inducidas por flujos. Existen tres principales tipos de fenómenos de este tipo que son aprovechados: cosechamiento de energía a partir de vibraciones inducidas por vórtices (VIV), cosechamiento de energía por flutter y cosechamiento de energía con resonadores Helmholtz [4].

3.2 Generadores de vórtices

3.2.1 Flujo sobre un objeto

Cualquier objeto que se mueve a través de un fluido siente una fuerza neta ejercida por el fluido. En el caso de objetos simétricos, con respecto a la dirección perpendicular al flujo, la fuerza neta tendrá la dirección del flujo incidente, llamada *fuerza de arrastre* (F_D). Si es que el objeto no es simétrico, con respecto a la dirección perpendicular al flujo, entonces también existirá una fuerza con dirección normal al flujo incidente, llamada *fuerza de sustentación* (F_L). Algunos objetos, como las alas de los aviones, están diseñados para generar fuerza de sustentación, mientras que en otros casos es deseable reducir dicha fuerza, como por ejemplo en los autos de carrera, ya que reduce el agarre del auto al suelo [5].

La fuerza de arrastre consta de dos componentes: la *presión de arrastre*, producida por la diferencia de presión entre aguas arriba y aguas abajo sobre las superficies del objeto, y la *fricción de arrastre*, generada por el esfuerzo de corte viscoso del fluido sobre las superficies del objeto. La fuerza de sustentación depende también de la distribución de presión y del esfuerzo de corte viscoso alrededor de todo el cuerpo. La fuerza de sustentación se produce por la diferencia de presión entre la zona superior e inferior del objeto. Dado que es muy difícil determinar las componentes de dichas fuerzas, en general tanto la fuerza de arrastre como la fuerza de sustentación se determinan a partir del *coeficiente de arrastre* (C_D), dado por Ec. (3.1) y del *coeficiente de sustentación* (C_L), dado por Ec. (3.2) respectivamente, los cuales son determinados experimentalmente:

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2}\rho U^2 A} \quad (3.1)$$

$$C_L = \frac{F_L}{\frac{1}{2}\rho U^2 A} \quad (3.2)$$

donde ρ es la densidad del fluido, U es la velocidad relativa entre el fluido y el objeto, y A es el área transversal al flujo del objeto [5].

En general, para clasificar el tipo de flujo sobre un cuerpo, se utiliza el número adimensional de Reynolds (Re), Ec. (3.3):

$$Re = \frac{UL}{\nu} \quad (3.3)$$

donde U es la velocidad del flujo, ν es la viscosidad cinemática del fluido, y L es la dimensión característica por donde fluye el fluido, la cual en el caso de un cilindro es su diámetro. El número de Reynolds relaciona las fuerzas cinéticas y viscosas presentes. Si en el fenómeno dominan las fuerzas viscosas, entonces el flujo se considera laminar,

régimen descrito por bajos números de Reynolds. Por otro lado, si las fuerzas cinéticas dominan, el flujo se considera turbulento, régimen descrito por altos números de Reynolds. Cabe destacar que la transición entre un flujo laminar a uno turbulento depende del espacio por el cual se mueve el fluido y de las geometrías involucradas, por lo que es importante conocer dichas características y no sólo número de Reynolds para entender el régimen en el que se encuentra el flujo.

Tanto el coeficiente de arrastre como el de sustentación dependen de parámetros como el número de Reynolds (Re), la rugosidad relativa entre las superficies y la forma del objeto. La Figura 3.1 muestra la dependencia del coeficiente de arrastre con el número de Reynolds, tanto para un cilindro como para una esfera.

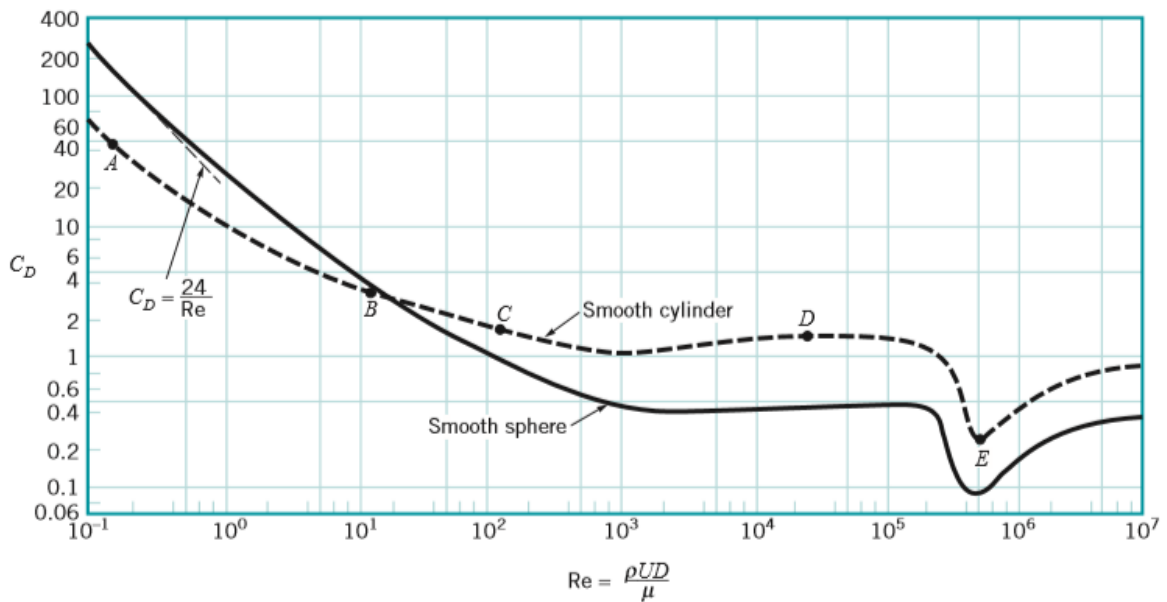


Figura 3.1: Coeficiente de arrastre en función del número de Reynolds [5]

Otra dependencia importante del coeficiente de arrastre es la forma del objeto, la cual se muestra en la Figura 3.2. Se puede notar que para una placa plana vertical el coeficiente de arrastre es constante y no depende del número de Reynolds, mientras que para cuerpos con secciones tipo círculo o elipse, el coeficiente de arrastre tiene una caída muy abrupta para un número de Reynolds cercano a 10^6 . En otros cuerpos, como un perfil alar o una placa plana horizontal, los cuales ofrecen menor resistencia al fluido, tienen coeficientes de arrastre menor y sin cambios tan bruscos en sus valores.

Para analizar flujos oscilatorios se utiliza el número adimensional de Strouhal (St). En particular, cuando se tienen desprendimiento de vórtices, la frecuencia a la cual ocurre el desprendimiento de éstos detrás de cualquier objeto, está determinada por este número, el cual está dado por la Ec. (3.4) a continuación:

$$St = \frac{fL}{U} \quad (3.4)$$

donde f es la frecuencia de desprendimiento de los vórtices aguas abajo del objeto, L es un largo característico (en el caso de un cilindro corresponde al diámetro), y U es la velocidad incidente del flujo sobre el objeto.

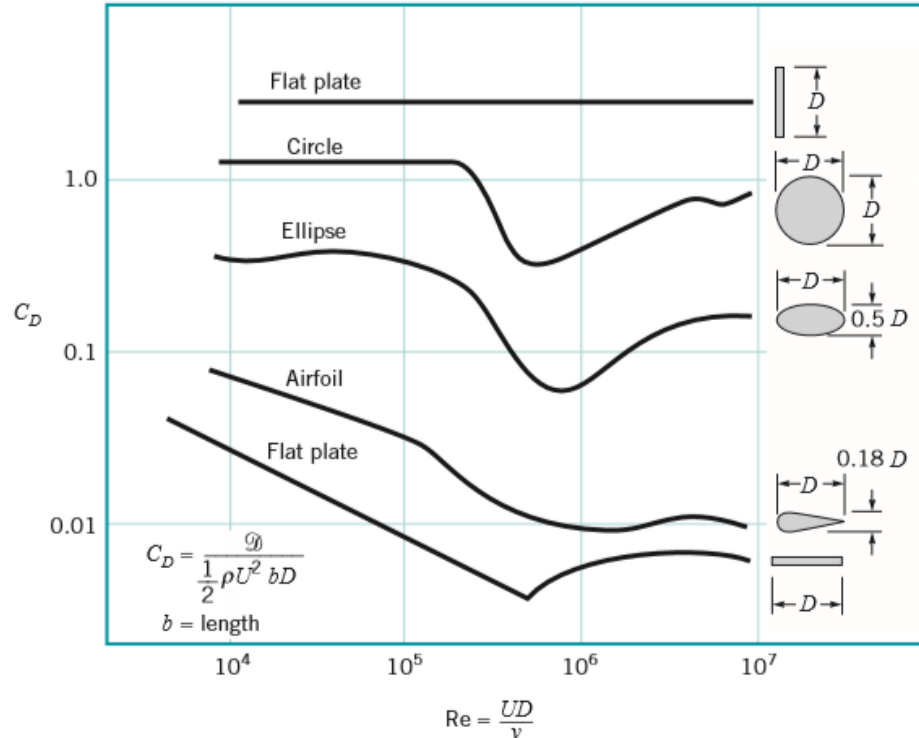


Figura 3.2: Coeficiente de arrastre en función del número de Reynolds para distintos objetos [5]

3.2.2 Flujo sobre cilindros circulares

Debido a la importancia del diseño en muchas aplicaciones de ingeniería y en la prevención de accidentes, numerosos estudios se han llevado a cabo para estudiar flujos sobre cilindros circulares en distintos arreglos, estudiando las fuerzas fluido dinámicas que actúan sobre éstos y las respuestas de los mismos.

La Figura 3.3 muestra los distintos regímenes, clasificados según el número de Reynolds, de un flujo alrededor de un cilindro circular de superficie lisa.

Como se puede apreciar en la Figura 3.3, para el régimen $40 < Re < 150$ comienza a generarse un desprendimiento de los vórtices, los cuales se encuentran estacionarios para números de Reynolds más bajos. Dicho desprendimiento de vórtices se vuelve a dar para

números Reynolds más altos. El desprendimiento de vórtices da lugar a un fenómeno conocido como calle de Von Kármán.

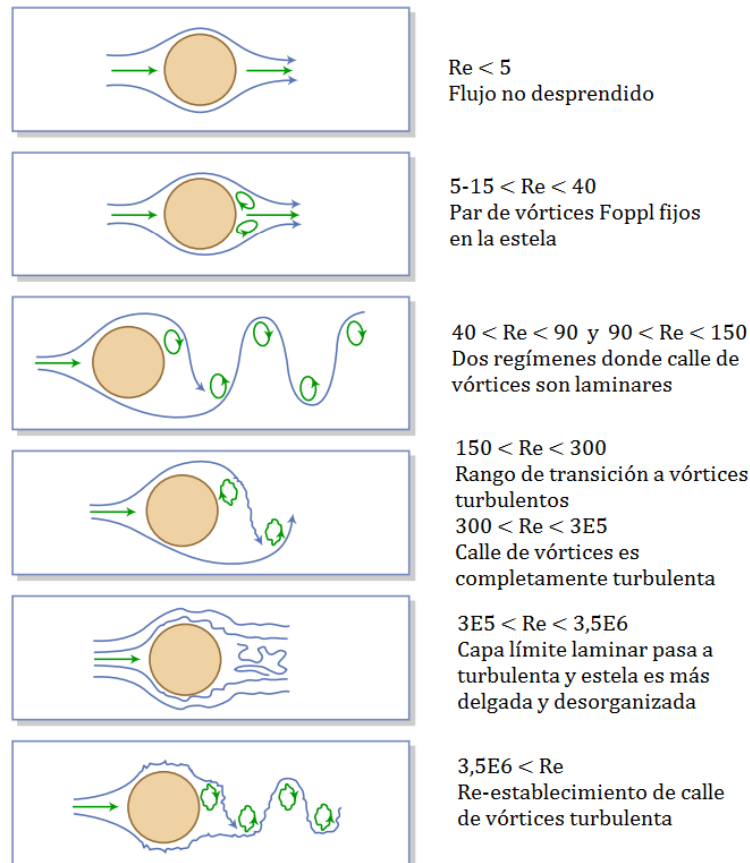


Figura 3.3: Regímenes del flujo alrededor de cilindro circular lisa [6]

Los números de Reynolds y Strouhal están estrechamente relacionados, como se muestra en la Figura 3.4, que además incluye la dependencia en la rugosidad de la superficie del cilindro circular alrededor del cual circula el fluido.

Por otro lado, el estudio de Roshko [7], obtuvo experimentalmente una conocida ecuación, Ec. (3.5), para el número de Strouhal en la estela de un cilindro circular. Se debe notar que para números de Reynolds (Re) suficientemente altos, el número de Strouhal (St) se acerca a 0,212:

$$St = 0,212(1 - 12,7/Re) \quad (3.5)$$

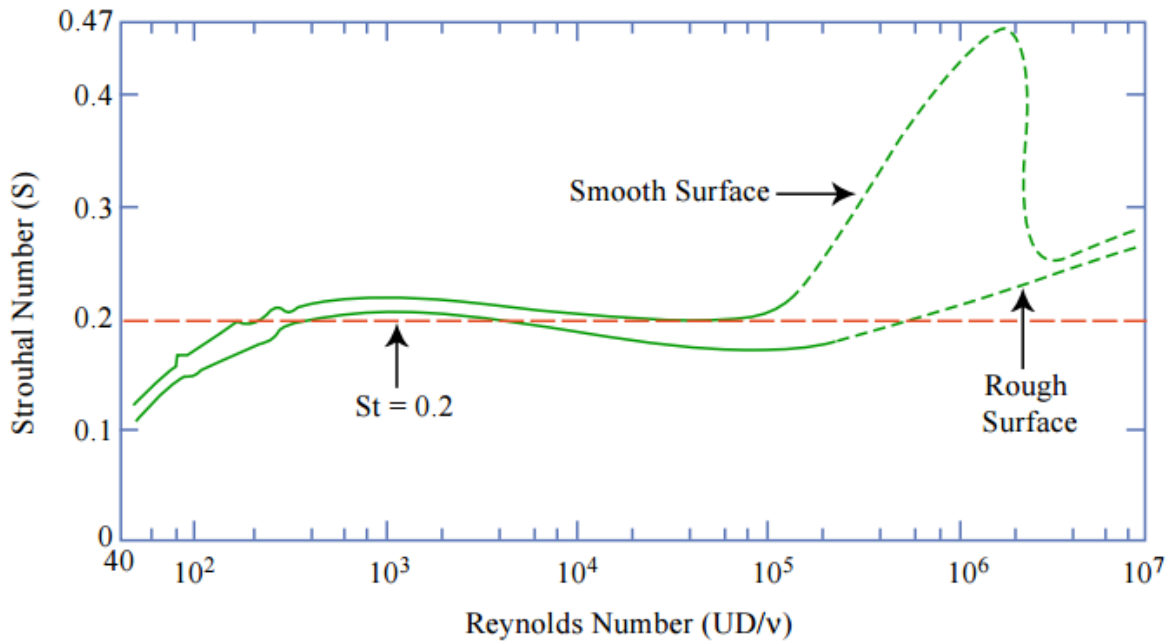


Figura 3.4: Relación entre número de Strouhal y número de Reynolds para cilindros circulares [8]

3.2.3 Flujo sobre cilindros cuadrados

Cilindros cuadrados o rectangulares son usados en muchas estructuras, tales como edificios, cubiertas de puentes, monumentos e intercambiadores de calor, y su exposición a flujos de fluidos es común. Este tipo de estructuras son particularmente susceptibles a vibraciones inducidas por los flujos, por lo que el entendimiento de sus características se vuelve relevante.

Yen y Yang [9] introdujeron líneas de humo en el flujo sobre un cilindro cuadrado para conocer la evolución de los vórtices. Adicionalmente estudiaron la estructura del flujo alrededor del cilindro cuadrado variando el número de Reynolds desde 4.000 a 36.000 y el ángulo de incidencia desde 0° a 45° . Utilizaron el número de Strouhal proyectado St_d , utilizando como dimensión característica d , dada por Ec. (3.6):

$$d = w(\cos \theta + \sin \theta) \quad (3.6)$$

donde w es el ancho del cuadrado y θ la inclinación del cuadrado con respecto al flujo incidente. En la Figura 3.5 es posible observar una vista de perfil del flujo cercano al cilindro como también de los vórtices generados.

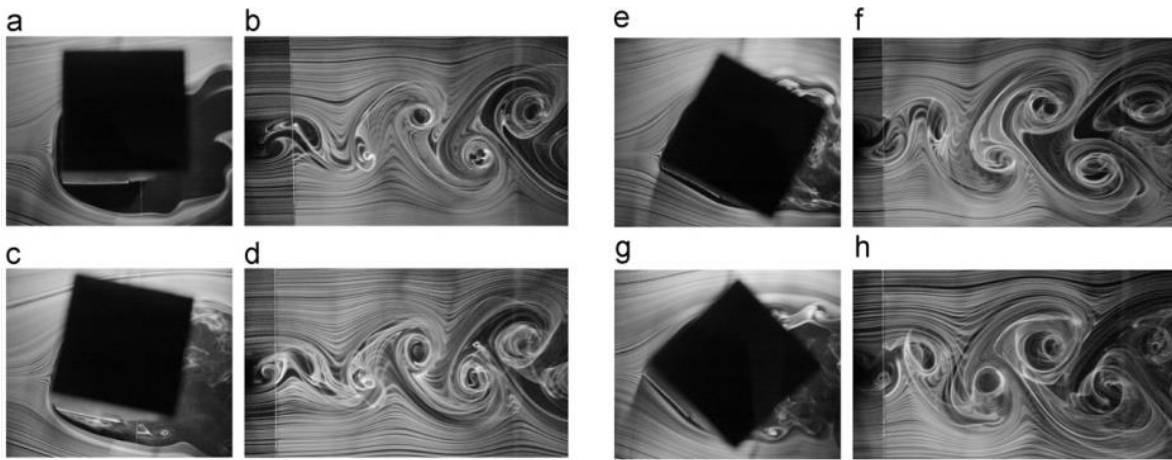


Figura 3.5: Patrón de flujo alrededor de cilindro cuadrado para $Re=6300$. (a) y (b): $\theta = 0^\circ$; (c) y (d): $\theta = 12^\circ$; (e) y (f): $\theta = 30^\circ$; (g) y (h): $\theta = 45^\circ$ [9]

Los resultados obtenidos en dicho estudio, con respecto al número de Strouhal proyectado, se pueden ver en la Figura 3.6. Los máximos valores encontrados para el número de Strouhal proyectado ocurren a una inclinación de $\theta = 12^\circ$, obteniendo valores alrededor de 0,18, siendo casi constante con respecto al número de Reynolds. Ec. (3.7) muestra la relación entre Re y St_d para $\theta = 0^\circ$. Específicamente indica que St_d está cerca de 0,13 para dicho ángulo:

$$St_d = 0,13 - 36,83/Re \quad (3.7)$$

Barrero-Gil et al [10] estudiaron el fenómeno de galloping de un cilindro cuadrado para números de Reynolds menores a 200 (para tener flujos laminares), concluyendo que con esta geometría no es posible observar dicho fenómeno para números de Reynolds menores a 159. En el estudio se considera un valor de $St = 0,1$ como representativo para el rango de Reynolds considerado.

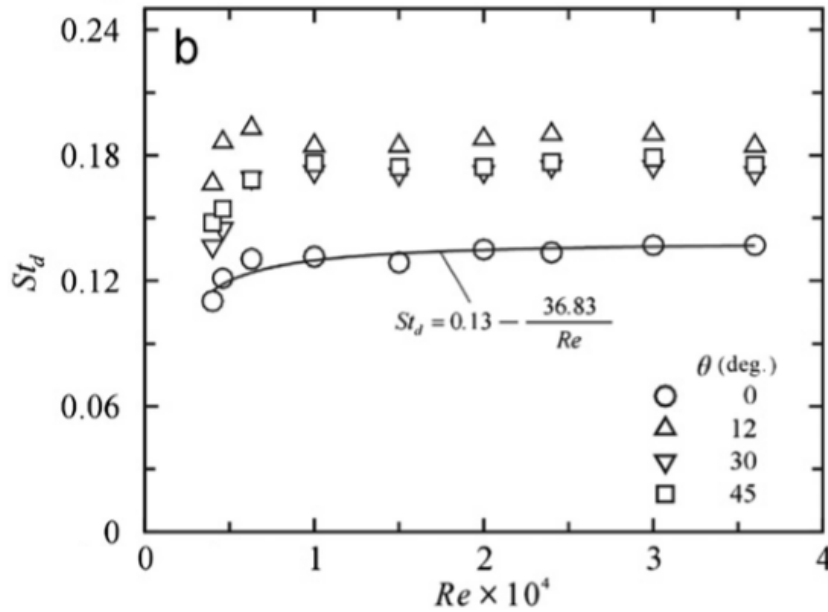


Figura 3.6: Variación del número de Strouhal proyectado versus número de Reynolds [9]

3.2.4 Flujo sobre objetos planos

No siempre se tienen las dependencias entre los números de Reynolds y Strouhal como las que se observan en los casos anteriormente descritos. Además, en flujos sobre placas es posible obtener mayores números de Strouhal.

Experimentalmente Novak encontró que el número de Strouhal, basado en el ancho de la placa, es insensible al número de Reynolds para el rango $6 \cdot 10^3 < Re < 2,67 \cdot 10^4$ pero que decrece exponencialmente cuando la inclinación de la placa aumenta en el rango de los $15^\circ - 90^\circ$ [11].

Chen y Fang [12] estudiaron flujos sobre una placa para números de Reynolds en el rango $3,5 \cdot 10^3 - 3,2 \cdot 10^4$. Las placas usadas tenían un bisel con ángulo β variable y un largo H también variable. Se hizo variar el ángulo de ataque α del flujo entre $0^\circ - 90^\circ$. La configuración antes descrita se puede ver en la Figura 3.7. La dimensión característica utilizada en el modelo fue D , definida como la proyección transversal de la distancia entre el punto más alto y más bajo de los bordes de la placa, dada por Ec. (3.8):

$$D = H \sin \alpha \quad (3.8)$$

donde H es el largo de la placa y α la inclinación del cuadrado con respecto al flujo incidente. En el estudio se reporta que para el rango $10^\circ - 90^\circ$ del ángulo de ataque, la relación entre el mismo y el número de Strouhal es insensible al número de Reynolds. En el mismo rango el número de Strouhal aumenta a medida que el ángulo de ataque disminuye. En la Figura 3.8 se muestra la variación del número de Strouhal en función del

ángulo de ataque α , en (a) utilizando Ec. (3.8) para el cálculo de la dimensión característica, mientras que en (b) utilizando sólo el largo de la placa como dimensión característica.

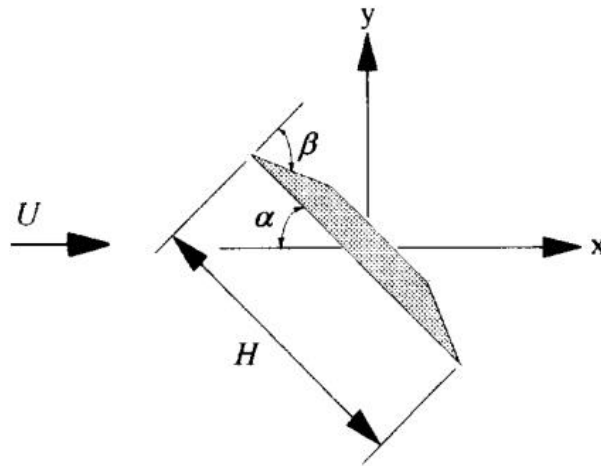
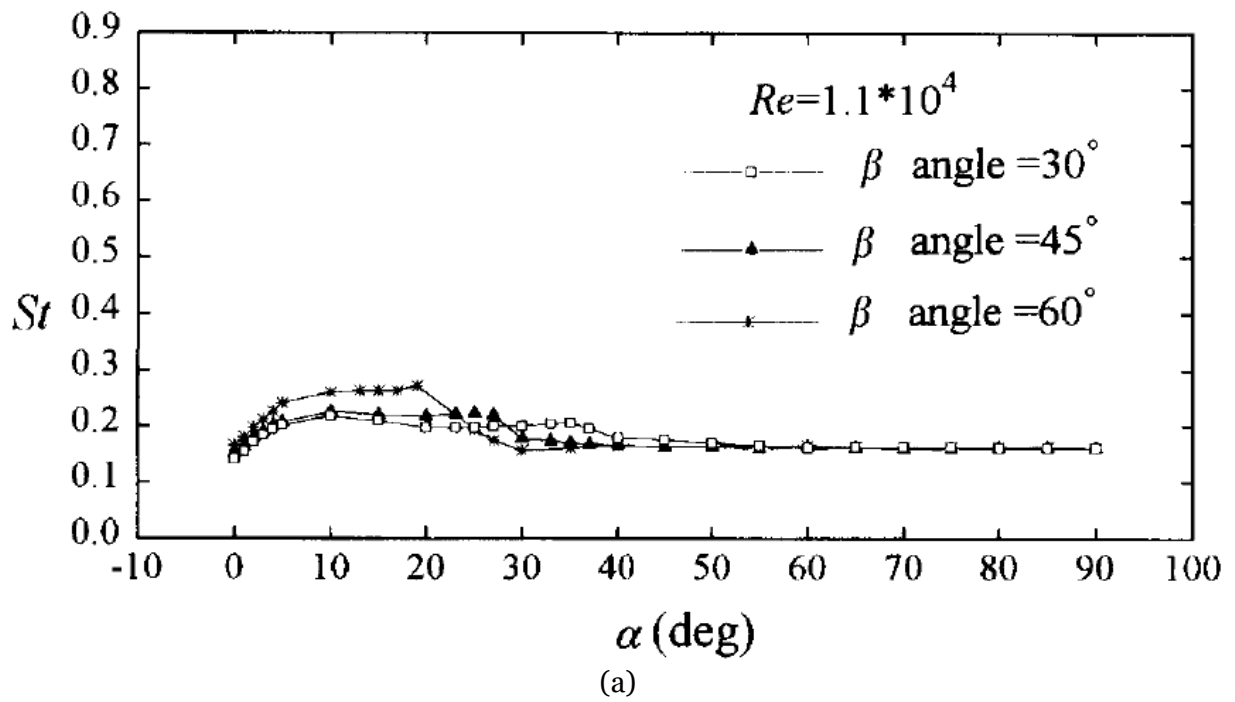


Figura 3.7: Esquema de placas utilizadas por Chen y Fang [12]



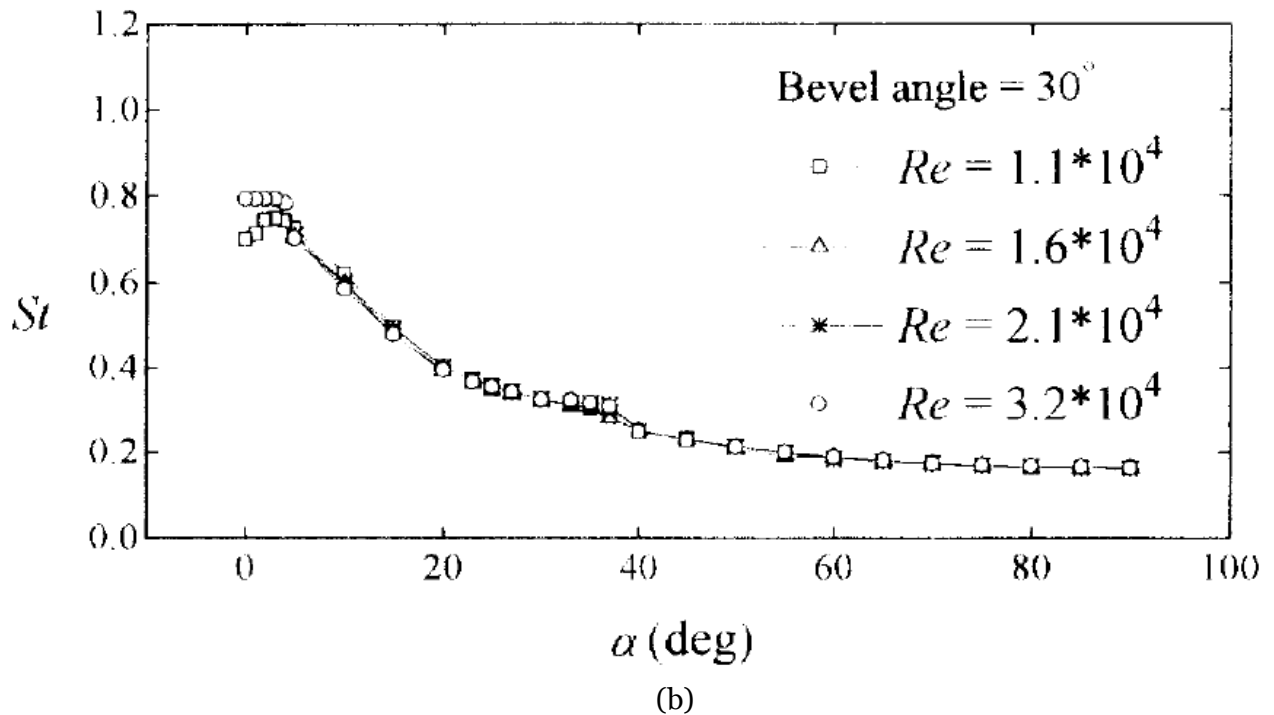


Figura 3.8: Variación del número de Strouhal en función del ángulo de ataque para (a) $Re = 1,1 \cdot 10^4$ y distintos ángulos β (b) $\beta = 30^\circ$ y distintos números de Reynolds [12]

3.3 Wake galloping

Wake galloping es un fenómeno que se produce en cuerpos que se encuentran sumergidos en un fluido en movimiento, uno aguas arriba y otro (u otros) aguas abajo. Debido al flujo incidente sobre el cuerpo aguas arriba, se generan estelas aguas abajo del mismo, las cuales excitan al cuerpo aguas abajo, produciendo vibraciones transversales al flujo de este último cuerpo. En la Figura 3.9 se muestra un esquema del fenómeno *wake galloping* para dos cilindros alineados.

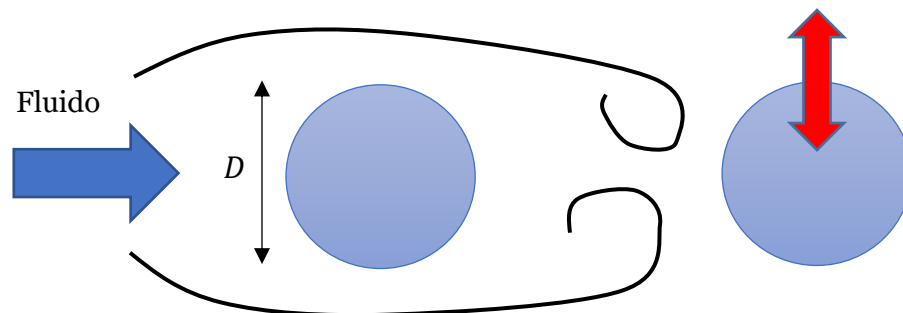


Figura 3.9: Esquema del fenómeno *wake galloping* [Elaboración propia]

Las principales características del *wake galloping* para cilindros alineados son [13]:

- Depende tanto de propiedades estructurales como de propiedades del flujo incidente. En general, a mayor velocidad del viento, mayor es la amplitud de las oscilaciones, sin embargo éstas no exceden tres veces el diámetro del cilindro, debido a inestabilidades que se producen en el flujo.
- El número de Scruton (Sc) es un parámetro adimensional que describe cuan sensible es una estructura a las vibraciones causadas por el desprendimiento de vórtices, dado por:

$$Sc = \frac{2\hat{m}\delta}{\rho D^2} \quad (3.9)$$

$$\delta = \ln \frac{X(t)}{X(t+T)} \quad (3.10)$$

donde \hat{m} es la masa por unidad de largo, δ es el decaimiento logarítmico del sistema, el cual, según Ec. (3.10), representa la relación entre las amplitudes en un instante t y otro instante posterior a un periodo $t + T$, ρ es la densidad del aire y D es el diámetro del cilindro.

- La separación de los cilindros es uno de los parámetros más relevantes. Se ha encontrado que el fenómeno presenta sus mayores amplitudes cuando la separación de los cilindros es entre dos a seis veces el diámetro de los cilindros.

De acuerdo con R. Soto [2], la aceleración RMS, del inglés *root mean square*, y dada según la Ec. (3.11), del cilindro circular móvil es proporcional al cuadrado de la velocidad de entrada del viento. Además, la relación de tamaño $Y = D_2/D_1$, donde D_2 es el diámetro del cilindro circular móvil y D_1 el diámetro del cilindro fijo generador de vórtices, no tiene mayor influencia en la aceleración RMS que experimenta este último. Sin embargo, un parámetro que sí es relevante es la distancia relativa entre ambos cuerpos, encontrando que la aceleración máxima ocurre a una relación de distancia $X = 4 = L/D_1$, donde L es la distancia entre centros de los cilindros y D_1 el diámetro del cilindro fijo generador de vórtices. En la Figura 3.10 se presentan los resultados del estudio para una relación de tamaño $Y = 1$ [2].

$$a_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_i^N a(t_i)^2} \quad (3.11)$$

donde a_{RMS} es la aceleración RMS, N es la cantidad de datos medidos y $a(t_i)$ es la aceleración en el tiempo i .

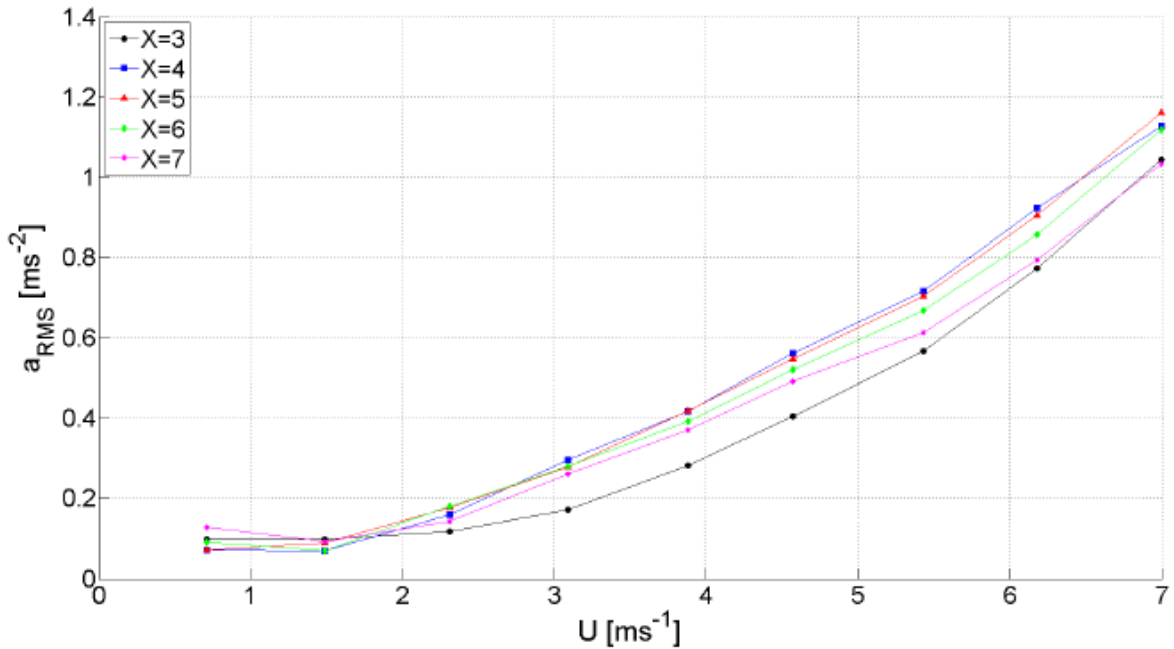


Figura 3.10: Aceleración RMS en función de la velocidad del viento [2]

A partir del cálculo del espectro de frecuencias con la Transformada Rápida de Fourier (FFT, del inglés *Fast Fourier Transform*) para cada una de las aceleraciones obtenidas en el estudio, R. Soto [2] muestra una relación lineal entre dichas frecuencias y la velocidad del viento, como se puede apreciar en la Figura 3.11.

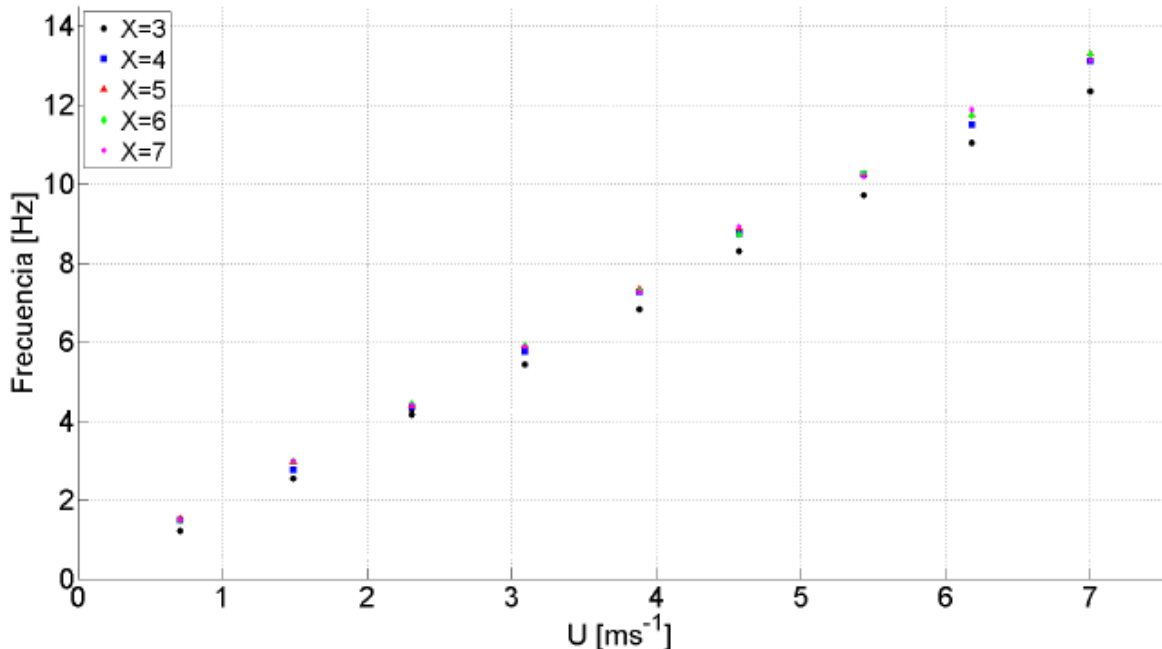


Figura 3.11: Frecuencia característica de vibración en función de velocidad del viento [2]

Finalmente, y a partir de las aceleraciones RMS y de las frecuencias características de vibración, se estima la potencia que puede ser aprovechada a partir de las vibraciones. La estimación de la potencia promedio disponible (P) de un sistema de cosechamiento del

tipo vibratorio se hace mediante la Ec. (3.12), dentro de la cual se incluyen tanto las pérdidas eléctricas como las mecánicas de amortiguamiento [4]:

$$P = \frac{m\xi Z^2 \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^3 \omega^3}{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\xi \frac{\omega}{\omega_n}\right]^2} \quad (3.12)$$

$$\xi = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}} \quad (3.13)$$

donde m es la masa del sistema en [kg], ξ es la razón de amortiguamiento dada por Ec. (3.13) en función del decaimiento logarítmico dado por Ec. (3.10), Z es el desplazamiento asociado a las amplitudes producidas por la frecuencia de excitación de los vórtices, ω es la frecuencia de las vibraciones en [rad/s] y ω_n la frecuencia natural del sistema en [rad/s].

Para poder expresar la Ec. (3.12) en función de la aceleración y no del desplazamiento Z se usa la Ec. (3.14):

$$Z = \frac{a}{\omega^2} \quad (3.14)$$

donde a es la aceleración y ω es la frecuencia de las vibraciones del sistema.

Haciendo el reemplazo, finalmente se obtiene Ec. (3.15) con la que R. Soto [2] calcula la potencia disponible. Se agrega el subíndice RMS para dar cuenta que el cálculo de la potencia se basa en la aceleración RMS obtenida previamente.

$$P_{RMS} = \frac{m\xi a_{RMS}^2 \left(\frac{\omega^2}{\omega_n^3}\right)}{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\xi \frac{\omega}{\omega_n}\right]^2} \quad (3.15)$$

A continuación, en las Figura 3.12 y 3.13, se muestra la potencia RMS en función de la velocidad del viento para las relaciones de tamaño $Y = 0,7$ e $Y = 1$, respectivamente.

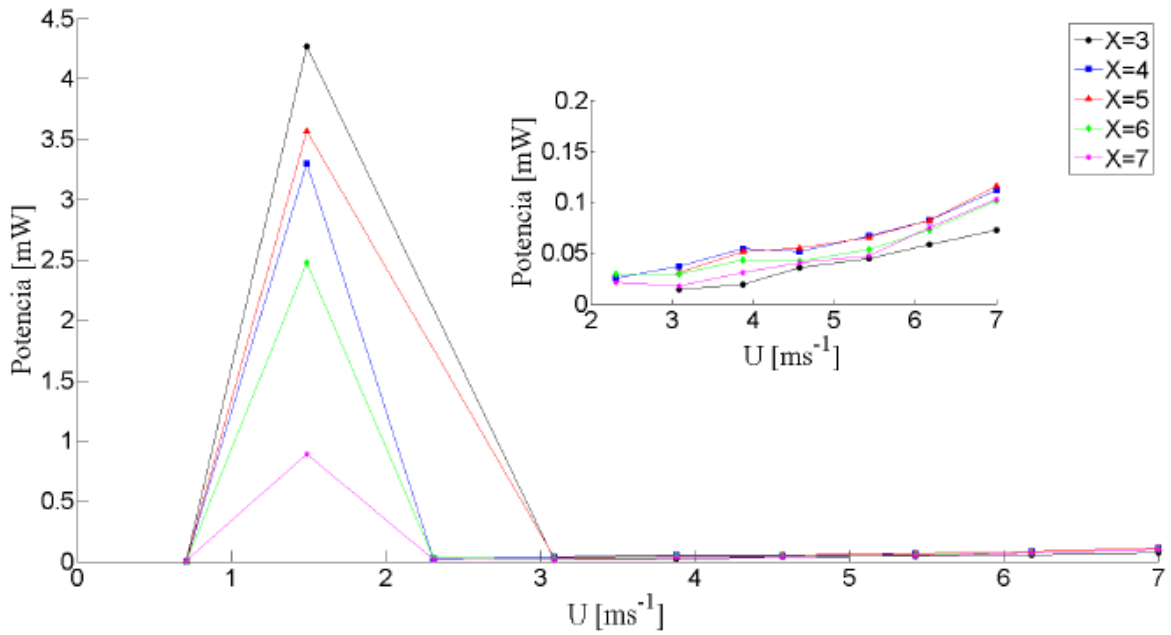


Figura 3.12: Potencia RMS en función de velocidad del viento para relación de tamaño $Y = 0,7$ [2]

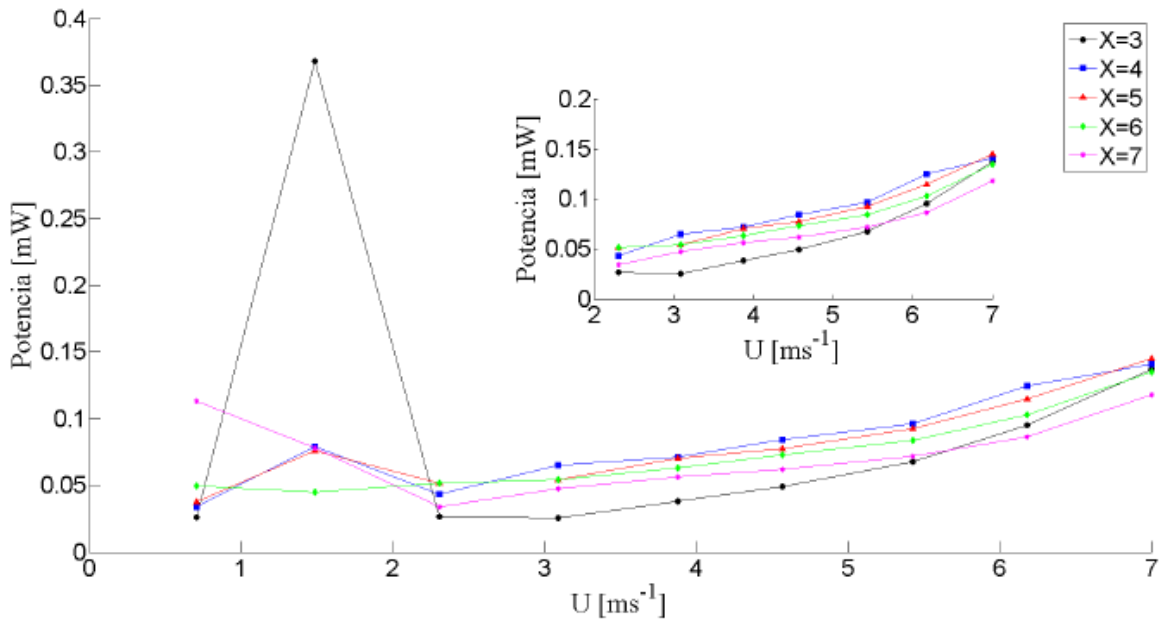


Figura 3.13: Potencia RMS en función de la velocidad del viento para relación de tamaño $Y = 1$ [2]

La máxima potencia obtenida tiene un valor de $\approx 4,5$ [mW], y se obtiene al acoplarse la frecuencia natural y de excitación, en las relaciones de tamaño $Y = 0,7$ y distancia $X = 3$. Además, para velocidades mayores a 2 [m/s] la potencia es linealmente creciente con la velocidad del viento para todas las razones de tamaño Y y de distancia X .

Capítulo 4

Resultados y discusión

4.1 Montaje experimental

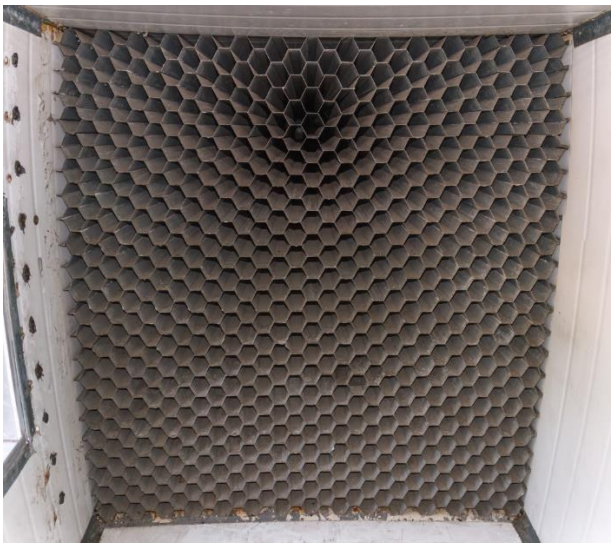
Los experimentos fueron realizados en un túnel de viento perteneciente al Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Chile. La instalación consiste en un túnel de sección cuadrada, aislado térmicamente y de circuito cerrado. La sección principal es de $1,2 \times 1,2$ [m²] y la sección de retorno es de $0,5 \times 1,2$ [m²], con una longitud perimetral de 36 [m]. El túnel cuenta con un ventilador centrífugo accionado por una planta de potencia de velocidad variable incorporada.

El túnel cuenta con paneles de acrílico frente a la sección de prueba donde se instalan el generador de vórtices y el cilindro móvil, como se muestra en la Figura 4.1, de tal manera que es posible observar el comportamiento de los mismos durante la experiencia.

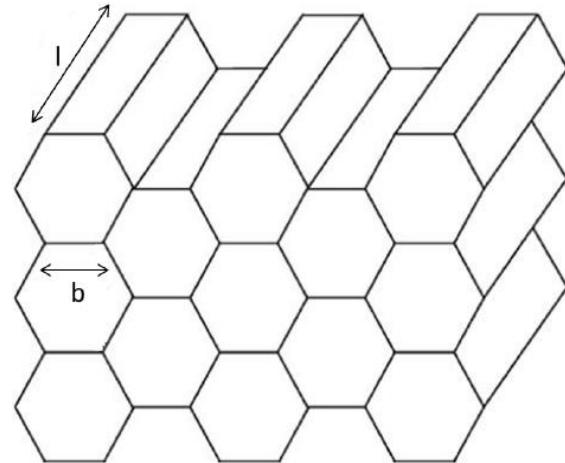
Además, el túnel posee una estructura tipo panal de sección transversal hexagonal regular, utilizado para homogeneizar el flujo de aire proveniente del ventilador. La Figura 4.2 (a) muestra dicha estructura en el túnel, mientras que en la Figura 4.2 (b) se muestra un esquema de la misma con sus dimensiones correspondientes, donde $l = 1$ [m] y $b = 5$ [cm], aproximadamente.



Figura 4.1 Vista frontal de paneles de acrílico en túnel de viento [2]



(a)



(b)

Figura 4.2: Estructura tipo panal en el túnel de viento: (a) foto [Elaboración propia]; (b) esquema con dimensiones [2]

El volumen de control dentro del cual se realiza la experiencia es de 5 [m] de largo, delimitados por las posiciones de los cabezales que dan acceso a los sensores de velocidad dentro del túnel. El montaje experimental consta de un primer cuerpo generador de vórtices fijo y un segundo cuerpo, aguas abajo, móvil. Este último se encuentra unido a resortes arriba y abajo del mismo. Al cuerpo móvil se le instalan dos acelerómetros al centro del cilindro en su punto más alto. El montaje se muestra en la Figura 4.3.

En el montaje experimental original tanto el cuerpo generador de vórtices como el cuerpo móvil son cilindros de policloruro de vinilo (PVC) [2]. En el nuevo montaje experimental, modificado para este estudio, se cambia el cuerpo fijo: para los experimentos con el cilindro de sección cuadrada se utiliza un pilar de pino oregón de lado $w = 88$ [mm]. Para los experimentos con la placa plana se utiliza pino terciado de grosor $t = 15$ [mm] y de largo $H = 300$ [mm]. Para el cuerpo móvil se conserva el cilindro circular de PVC con diámetro $D = 110$ [mm] para todas las experiencias. Este cilindro está montado en una estructura metálica compuesta por cuatro perfiles de acero, superior e inferior en perfil cuadrado, y ambos costados con perfil forma C. Al interior de este último perfil se incluye un riel que permite el movimiento vertical de un carro de ruedas, el cual a su vez está fijado a las tapas del cilindro. Este sistema de deslizamiento se puede ver en la Figura 4.4.

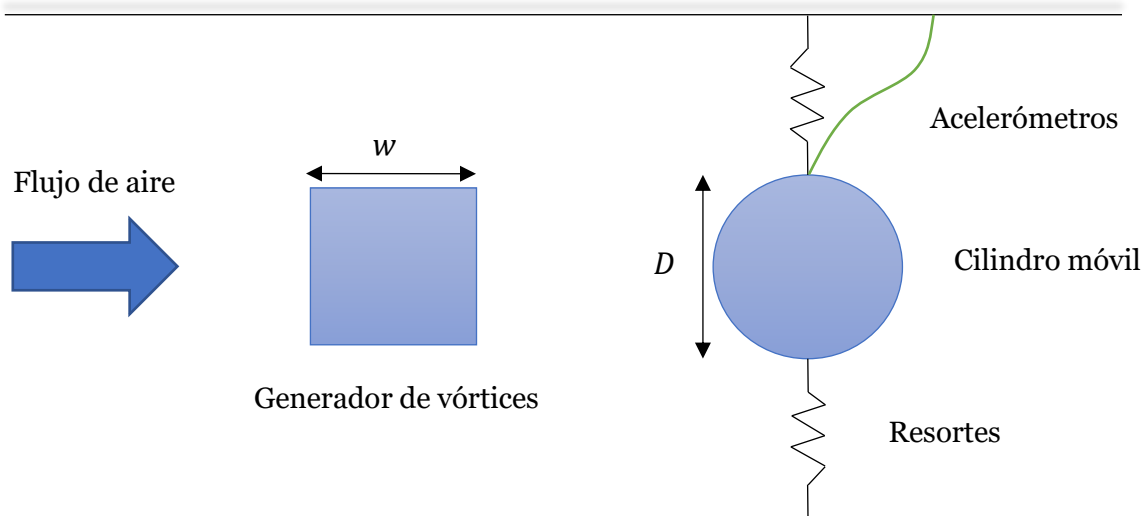


Figura 4.3: Vista frontal de esquema del montaje experimental para cilindro cuadrado como generador de vórtices [Elaboración propia]

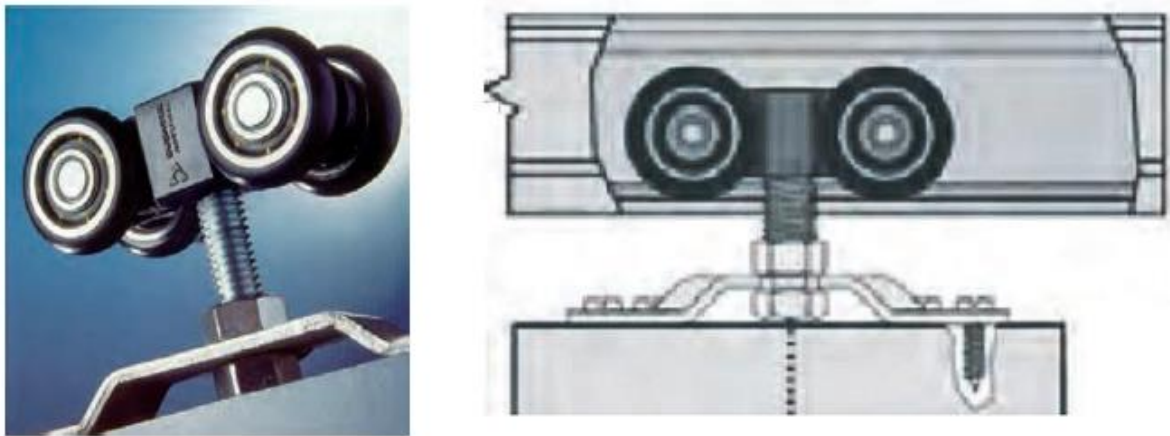


Figura 4.4: Sistema de deslizamiento vertical del cilindro móvil [2]

El cilindro móvil tiene un largo de 1 [m], y como se especificó anteriormente, está unido a dos resortes helicoidales superiores (de igual rigidez entre ellos) y dos resortes helicoidales inferiores (de igual rigidez entre ellos). Para calcular la rigidez individual k_i de cada uno de los resortes se sigue la Ec. (4.1). Para calcular la rigidez total k del sistema se considera un arreglo en paralelo de los cuatro resortes, siguiendo la Ec. (4.2) [14]. Un esquema de un resorte helicoidal y sus dimensiones principales se puede ver en la Figura 4.5.

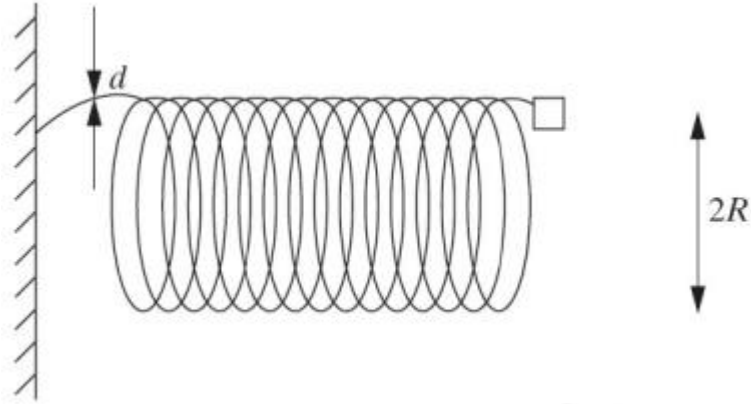


Figura 4.5: Esquema de resorte helicoidal [14]

$$k_i = \frac{Gd^4}{64nR^3} \quad (4.1)$$

$$k = \sum_{i=1}^4 k_i \quad (4.2)$$

donde G es el módulo de corte del material, d el diámetro del alambre, R es el radio de las espiras, n es el número de espiras.

Los resortes instalados en el montaje experimental tienen las características presentadas en la Tabla 4.1:

Tabla 4.1: Características principales de resortes superiores e inferiores [Elaboración propia]

Característica	Valor	Dimensión
G	81,5	[GPa]
d	1,5	[mm]
R	13,15	[mm]
$n_{superior}$	29	—
$n_{inferior}$	37	—

A partir de dichas características es posible calcular la rigidez individual de cada uno de los resortes superiores e inferiores como también calcular la rigidez del sistema completo. Estos resultados se presentan en la Tabla 4.2:

Tabla 4.2: Rigidez individual de resortes y total del sistema [Elaboración propia]

Rigidez	Valor [N/m]
$k_{superior}$	97,76
$k_{inferior}$	76,62
k	348

A partir de la rigidez k del sistema y de la masa M del conjunto conformado por el cilindro móvil y sus ruedas, es posible obtener la frecuencia natural ω_n del sistema, utilizando la Ec. (4.3), la cual puede ser expresada también como f_n , cuyas unidades son Hertz (Hz), utilizando la Ec. (4.4).

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{M}} \text{ [rad/s]} \quad (4.3)$$

$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} \text{ [Hz]} \quad (4.4)$$

Considerando una masa $M = 2$ [kg]¹, se obtiene la frecuencia natural del sistema: $\omega_n = 13,21$ [rad/s] o $f_n = 2,10$ [Hz].

4.2 Procedimiento experimental

Las variables en estudio fueron: la geometría del generador de vórtices, el ángulo de inclinación θ de la geometría con respecto al flujo incidente, la razón de aspecto en distancia entre el generador de vórtices y el cilindro móvil ($X = L/D$), y la velocidad de viento (U). Las geometrías del generador de vórtices estudiadas, el ángulo de inclinación θ , la variable X , y las dimensiones de los cuerpos se muestran en la Figura 4.6 en una vista de perfil. Para cada geometría del generador de vórtices se estudiaron las siguientes razones de aspecto X y velocidades de viento U (medidas en [m/s])²:

$$X = [3 \ 4 \ 5 \ 6 \ 7]$$

$$U = [0.23 \ 0.39 \ 0.54 \ 0.70 \ 0.86 \ 1.02 \ 1.17 \ 1.33 \ 1.49 \ 1.65 \ 2.28 \ 3.06 \ 3.85 \ 4.64 \ 5.43 \ 6.21 \ 7.00]$$

La frecuencia de adquisición para todas las experiencias fue de 1,5 [kHz]. En primer lugar se realizaron experiencias en ausencia de viento, excitando el cilindro móvil con una

¹ Se utiliza como referencia el valor obtenido por R. Soto [2].

² El regulador de frecuencias del motor regula la frecuencia del mismo. Se utiliza como referencia la conversión entre la frecuencia del motor y la velocidad de viento en el túnel hecha R. Soto [2] con medidas experimentales.

fuerza tipo impulso con el objetivo de medir su respuesta libre y obtener la razón de amortiguamiento y la frecuencia natural del sistema.

El resto de las mediciones se realizaron en presencia de viento y con las configuraciones antes descritas, con el objetivo de medir su respuesta en el esquema de *wake galloping*. Las diferencias entre las velocidades utilizadas no fueron uniformes en el rango completo. Con el fin de detectar el fenómeno de resonancia, los incrementos en velocidad para bajas velocidades (menores a 2,3 [m/s]) fueron de 0,16 [m/s], mientras que en el resto del rango de velocidades fueron de 0,79 [m/s]. El tiempo de medición en cada configuración fue de 75 segundos, con excepción de las configuraciones con velocidades entre 1,0 y 1,5 [m/s], donde los tiempos de medición fueron de 150 segundos, puesto que se detectó que en ese rango el sistema entraba en resonancia y se quiso observar el fenómeno en un rango de tiempo mayor.

Debido al funcionamiento del motor, la temperatura de trabajo aumenta en el túnel de viento. La menor temperatura de trabajo fue aproximadamente 15°C, mientras que la mayor temperatura alcanzada fue aproximadamente 45°C. Con esto es posible determinar la viscosidad cinemática del aire a ambas temperaturas: $\nu_{aire}(T = 15^\circ C) = 1,46 \cdot 10^{-5}$ [m/s²] y $\nu_{aire}(T = 45^\circ C) = 1,75 \cdot 10^{-5}$ [m/s²]. De esta manera se obtiene el rango de número de Reynolds de trabajo (dado que no se monitoreó la temperatura constantemente, se establece un número de Reynolds mínimo y máximo posibles para cada caso estudiado). Para los casos 1, 2 y 3, el largo característico L utilizado está dado por Ec. (3.6), mientras que para el caso 4 el largo característico está dado por Ec. (3.8). Los rangos establecidos se presentan en la Tabla 4.3:

Tabla 4.3: Rangos del número de Reynolds [Elaboración propia]

Caso	Rango de Reynolds
1	$1,1 \cdot 10^3 < Re < 4,2 \cdot 10^4$
2	$1,4 \cdot 10^3 < Re < 5,0 \cdot 10^4$
3	$1,6 \cdot 10^3 < Re < 6,0 \cdot 10^4$
4	$1,3 \cdot 10^3 < Re < 4,8 \cdot 10^4$

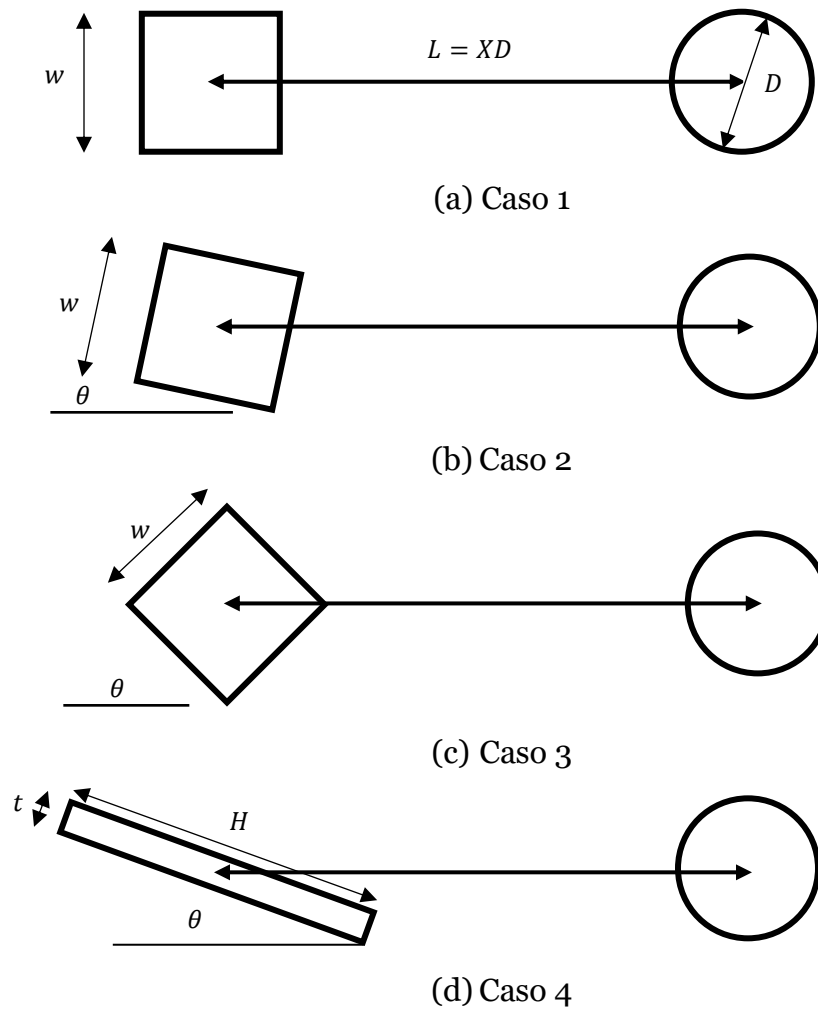


Figura 4.6: Vista de perfil de cilindro circular móvil y generadores de vórtices: (a) cilindro cuadrado rotado en $\theta = 0^\circ$; (b) cilindro cuadrado rotado en $\theta = 12^\circ$; (c) cilindro cuadrado rotado en $\theta = 45^\circ$; (d) placa plana inclinada en $\theta = 20^\circ$ [Elaboración propia]

4.3 Mediciones experimentales

Las mediciones experimentales de aceleración fueron obtenidas usando el programa *YE6231* y luego fueron procesadas en *MATLAB*.

4.3.1 Frecuencia natural y amortiguamiento

Las características estructurales del sistema pueden obtenerse de manera teórica, como se vio en la Sección 4.1, como también de manera experimental. A partir de las experiencias realizadas en ausencia de viento, se obtiene un espectro de aceleración de la respuesta libre del sistema, Figura 4.7, a partir del cual es posible calcular la frecuencia natural del sistema y su amortiguamiento. Pese a que el sistema no posee un amortiguador en su diseño, diversos factores contribuyen a generar uno, entre ellos están: los resortes, el roce de los carros con los rieles y el roce de toda la estructura con el aire.

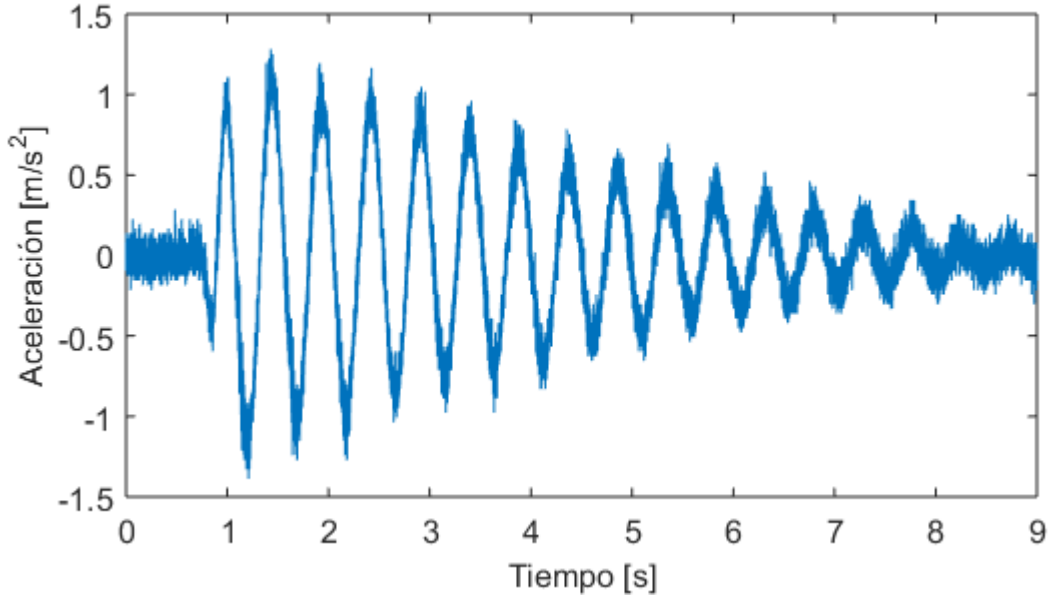


Figura 4.7: Aceleración del cilindro móvil por excitación tipo impulso en ausencia de viento [Elaboración propia]

Con el método del decremento logarítmico es posible estimar la razón de amortiguamiento (ξ) del sistema, siguiendo las siguientes ecuaciones [14]:

$$\delta = \ln \frac{\ddot{x}(t)}{\ddot{x}(t+T)} \quad (4.5)$$

$$\xi = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}} \quad (4.6)$$

donde δ es la notación para el decremento logarítmico, $\ddot{x}(t)$ es la aceleración en el tiempo t y $\ddot{x}(t+T)$ es la aceleración un periodo de oscilación T después del tiempo t . Así, se estima un periodo de oscilación $T = 0,5$ [s] con una razón de amortiguamiento $\xi = 0,019$.

Para calcular la frecuencia natural amortiguada experimental (f_d) es utilizado el espectro de Fourier [14]. Calculando el espectro de frecuencias con la FFT sobre la aceleración de la Figura 4.7, se obtiene el gráfico de la Figura 4.8. La Figura 4.9 muestra una ampliación del espectro de frecuencias donde se distingue el valor de la frecuencia principal correspondiente a $f_d = 2,13$ [Hz]. Con los datos obtenidos y utilizando Ec. (4.7) se obtiene la frecuencia natural experimental del sistema $f_n = 2,13$ [Hz], o equivalentemente $\omega_n = 13,38$ [rad/s].

$$f_d = f_n \sqrt{1 - \xi^2} \quad (4.7)$$

Esta experiencia se realizó cuatro veces para cada uno de los casos estudiados; los resultados mostrados son el promedio de dichas experiencias. Existe un error del 1% entre el valor experimental y teórico de la frecuencia natural del sistema.

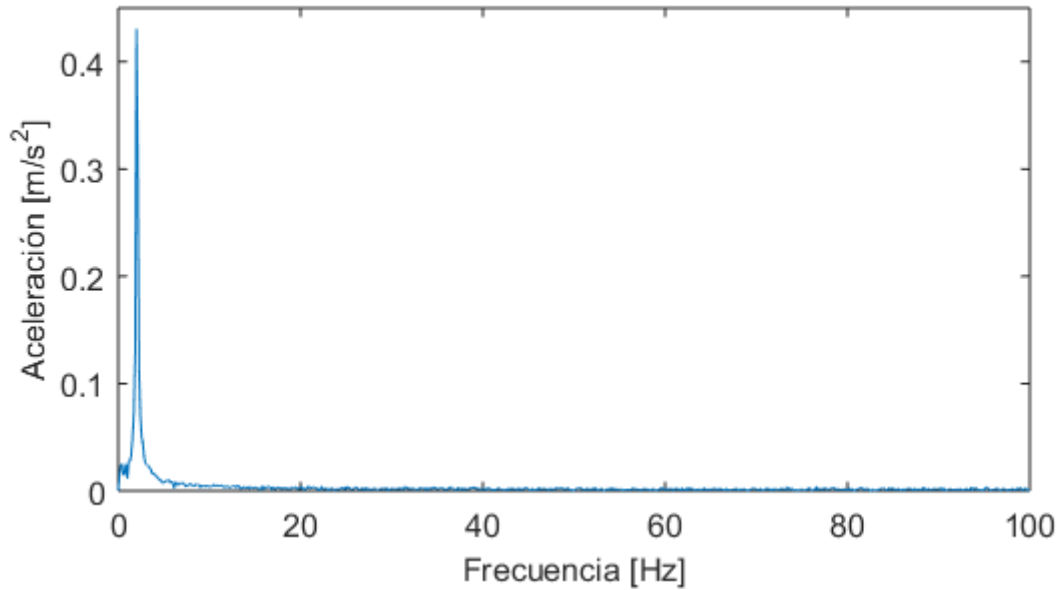


Figura 4.8: Espectro de Fourier a partir de excitación tipo impulso en ausencia de viento [Elaboración propia]

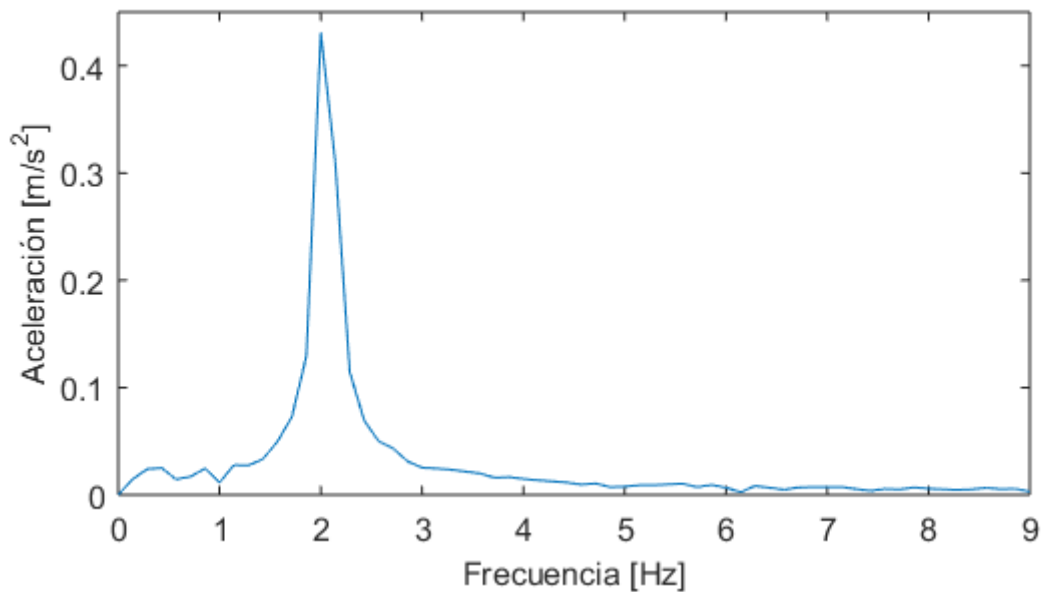


Figura 4.9: Ampliación de espectro de Fourier a partir de excitación tipo impulso en ausencia de viento [Elaboración propia]

4.3.2 Aceleración RMS del cilindro móvil

A continuación se detallará el procesamiento de datos que se realizó para cada configuración del sistema en el esquema de *wake galloping*. Los resultados finales se agruparán en los cuatro casos mostrados en la Figura 4.6, cada uno correspondiente a cada generador de vórtices.

Para efectos de los pasos seguidos en el procesamiento de la aceleración, se utilizará, arbitrariamente, la experiencia del caso 2: cilindro cuadrado rotado en 12° , con parámetros $U = 3,9$ [m/s] y $X = 5$.

La Figura 4.10 muestra la aceleración del cilindro móvil en función del número de datos tomados.

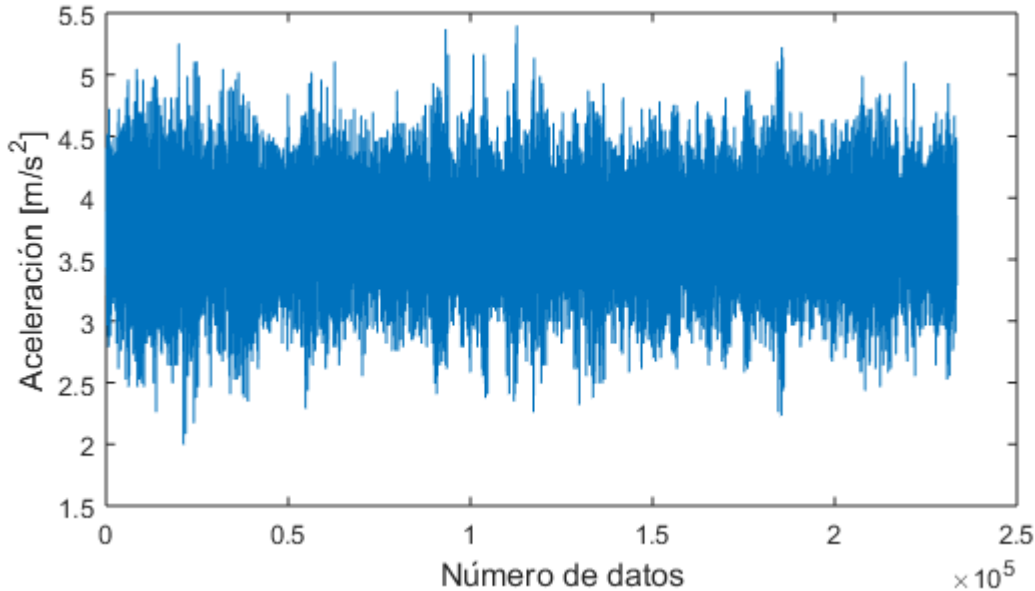


Figura 4.10 Aceleración del cilindro móvil en función de la cantidad de datos tomados [Elaboración propia]

Los datos son normalizados eliminando la componente continua de la señal (promedio), según la Ec. (4.8). Además, conociendo la frecuencia de adquisición de datos es posible dejar la aceleración en función del tiempo. En la Figura 4.11 se muestran los datos normalizados y en función del tiempo. En la Figura 4.12 se muestra una ampliación de la misma en un segundo de duración.

$$a_n = a_{exp} - \bar{a} \quad (4.8)$$

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

Con los datos normalizados, y usando la Ec. (3.9), se calcula la aceleración cuadrática media, RMS. La Figura 4.13 muestra la misma ampliación de la aceleración mostrada en la Figura 4.12 incluyendo su respectivo valor de aceleración RMS, graficado en color rojo.

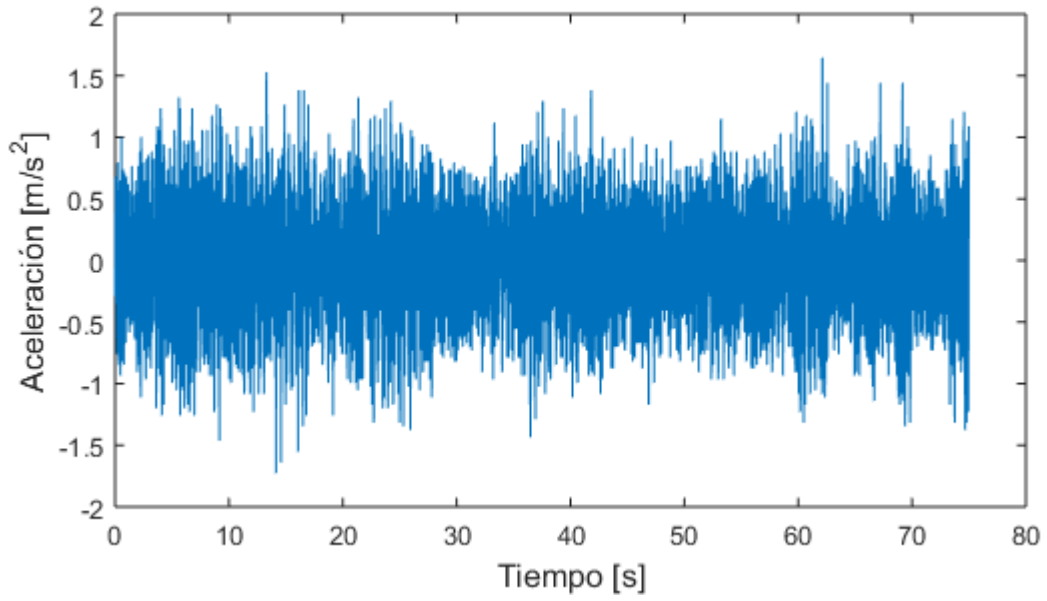


Figura 4.11: Aceleración normalizada en función del tiempo [Elaboración propia]

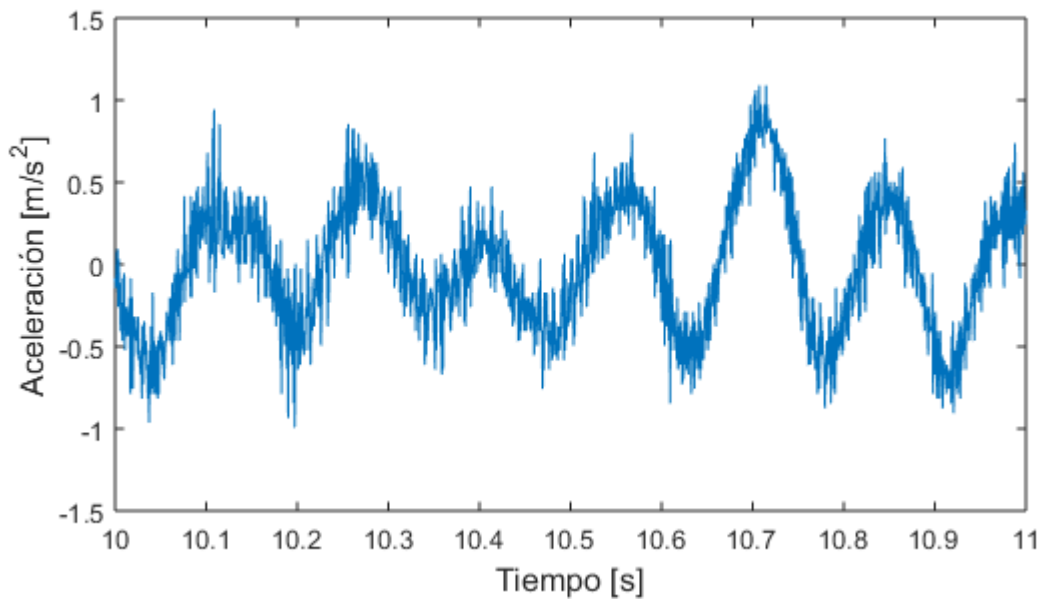


Figura 4.12: Ampliación de aceleración normalizada en función del tiempo [Elaboración propia]

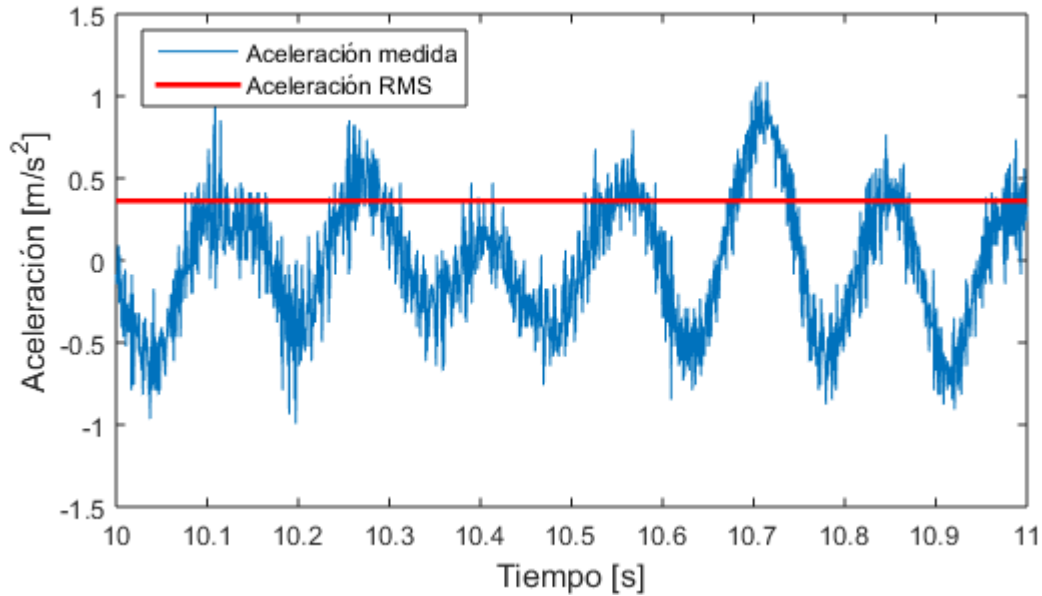


Figura 4.13: Ampliación de aceleración normalizada en función del tiempo y su aceleración RMS [Elaboración propia]

En primer lugar se midió la aceleración cilindro móvil utilizando una de las configuraciones reportadas por R. Soto [2] con el objetivo de validar el procedimiento experimental. La configuración utilizada corresponde a aquella con razón de aspecto de tamaño $Y = 1$ y razón de aspecto de distancia $X = 5$. En la Figura 4.14 se presenta la aceleración RMS en función de la velocidad para dicha configuración.

Desde la Figura 4.15 hasta la Figura 4.22 se presentan las aceleraciones RMS de cada generador de vórtices estudiado para las diferentes razones de distancia X en función de la velocidad del viento. Además se presenta un acercamiento en la zona donde se excita la frecuencia natural del sistema.

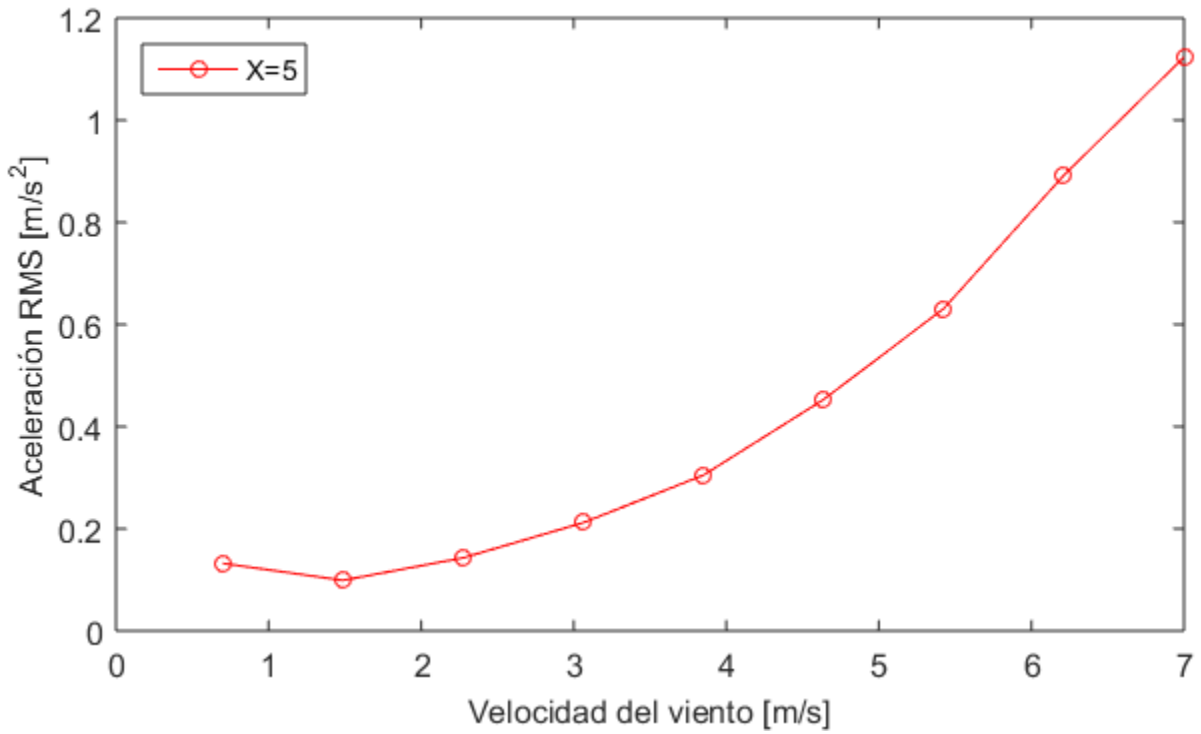


Figura 4.14: Aceleración RMS en función de la velocidad del viento para $Y = 1$ y $X = 5$ del cilindro circular [Elaboración propia]

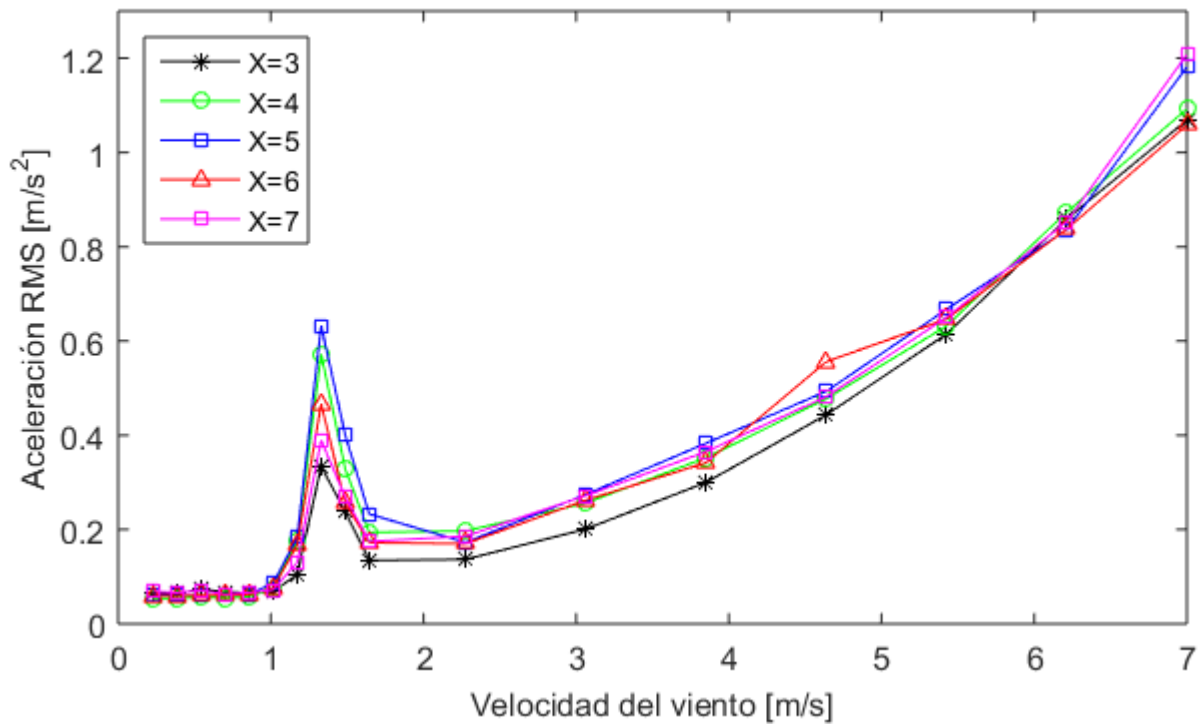


Figura 4.15: Caso 1: Aceleración RMS en función de velocidad del viento [Elaboración propia]

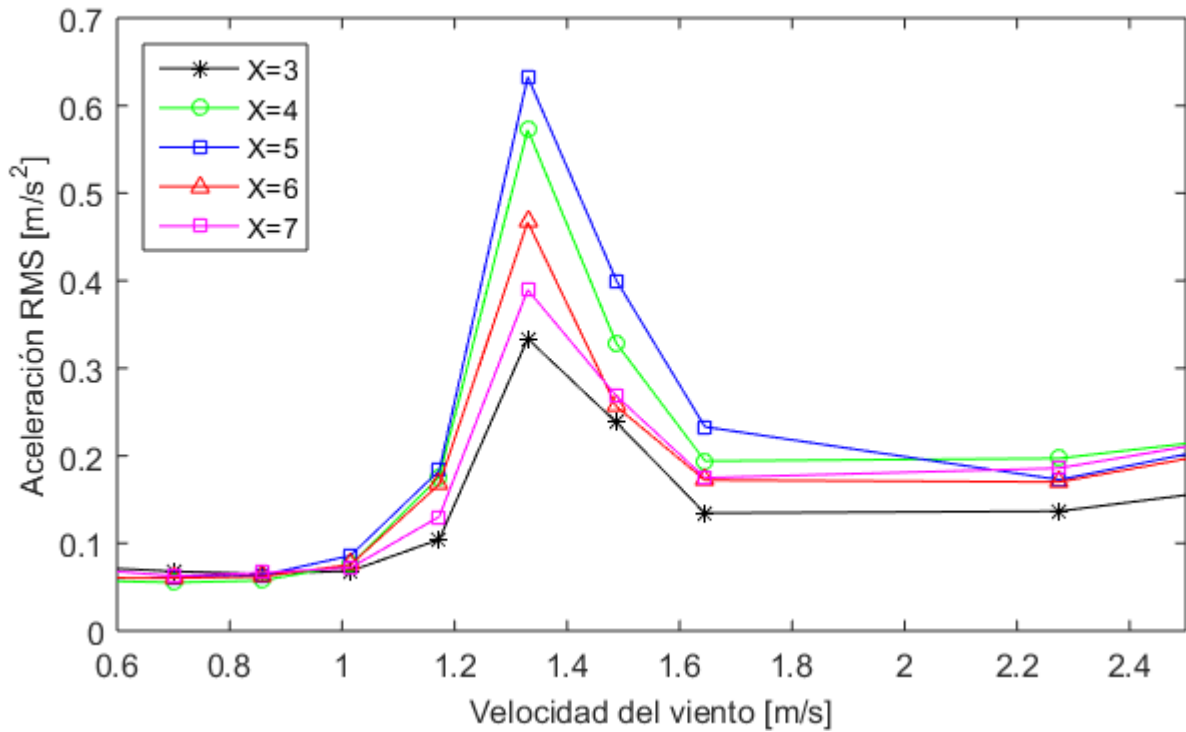


Figura 4.16: Caso 1: Ampliación de aceleración RMS en zona de resonancia [Elaboración propia]

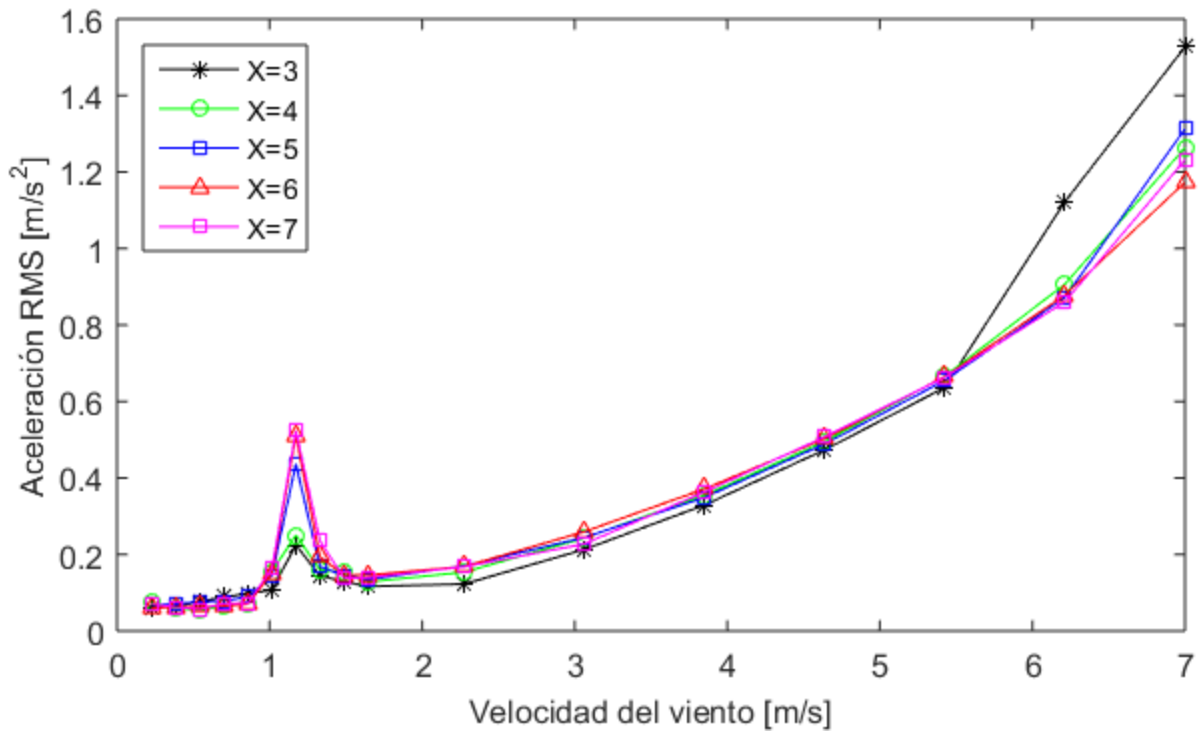


Figura 4.17: Caso 2: Aceleración RMS en función de velocidad del viento [Elaboración propia]

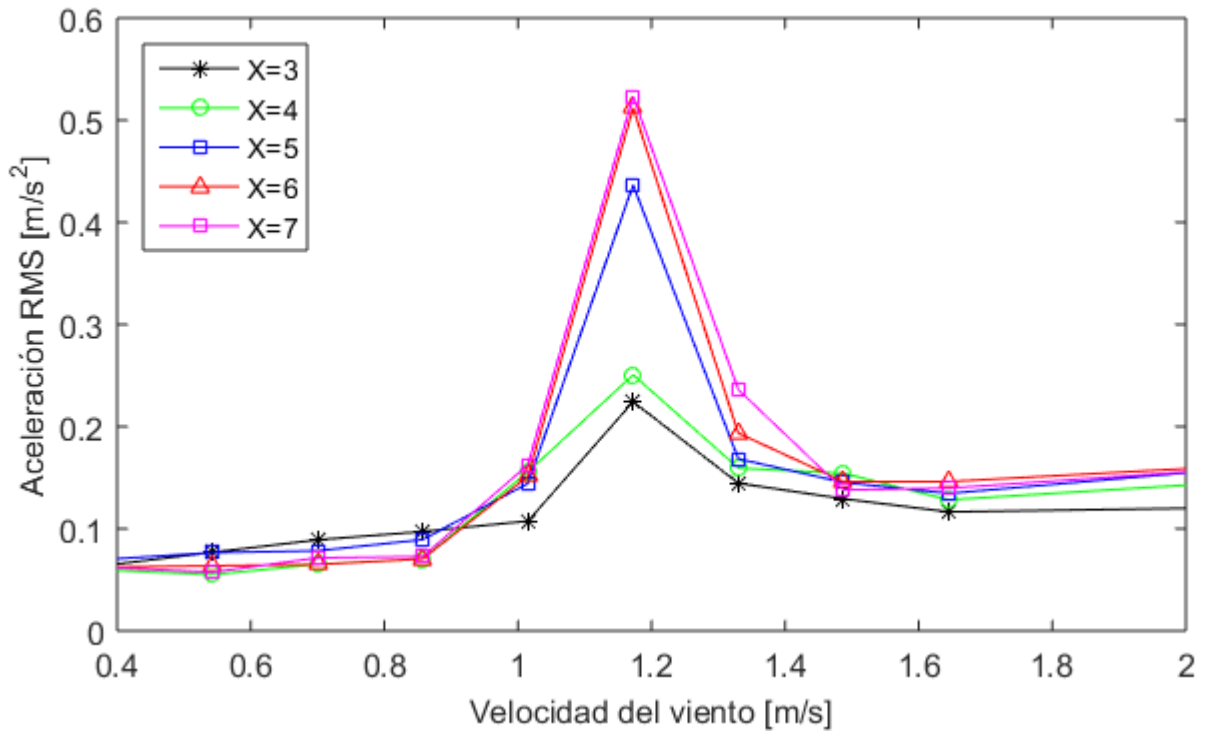


Figura 4.18: Caso 2: Ampliación de aceleración RMS en zona de resonancia [Elaboración propia]

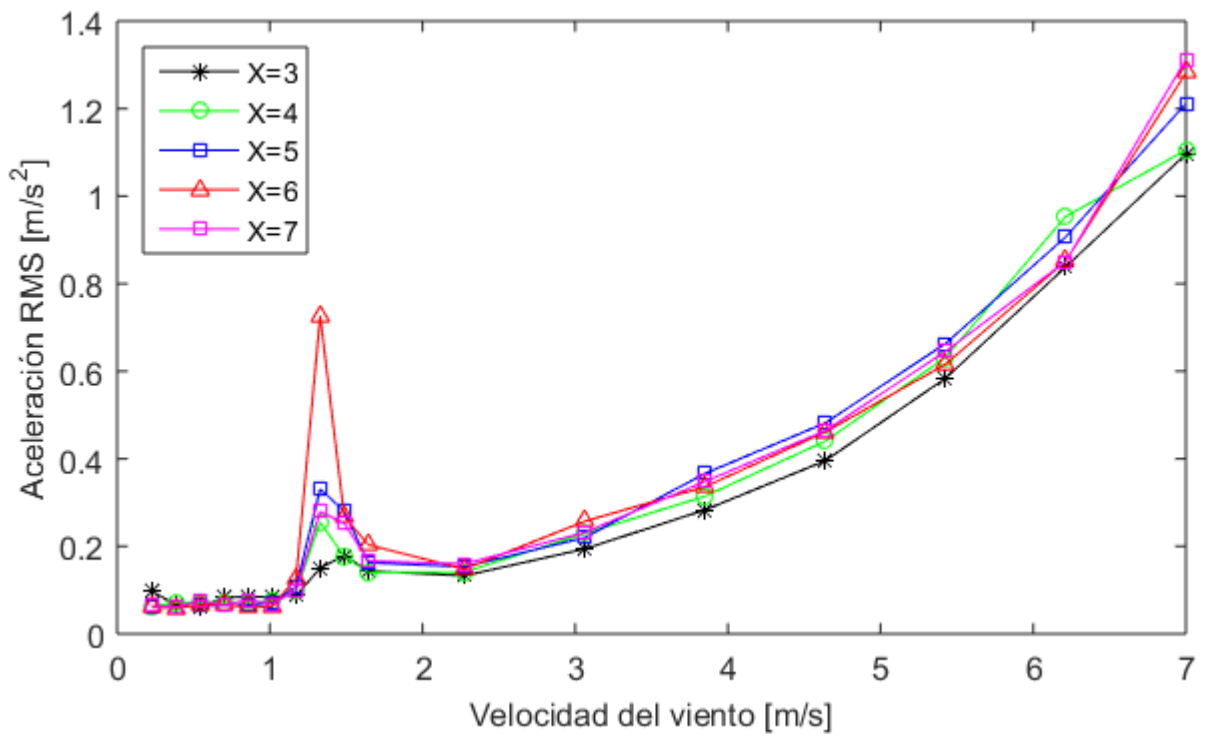


Figura 4.19: Caso 3: Aceleración RMS en función de velocidad del viento [Elaboración propia]

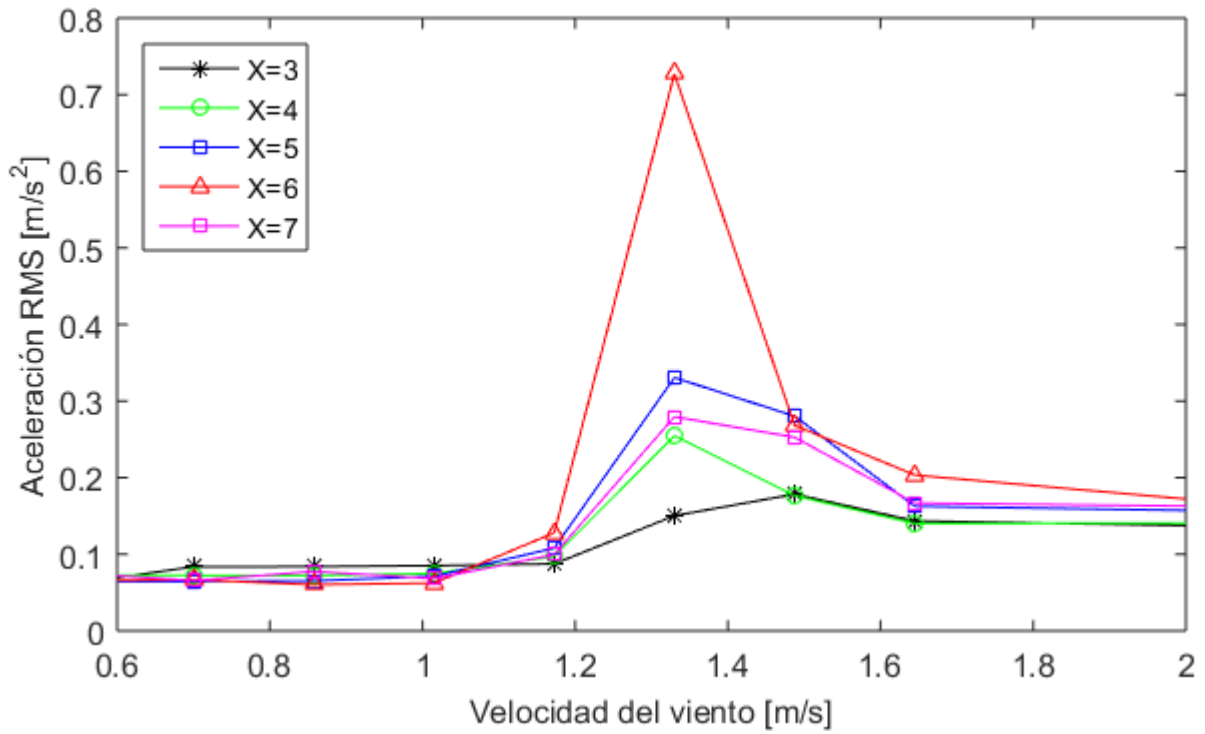


Figura 4.20: Caso 3: Ampliación de aceleración RMS en zona de resonancia [Elaboración propia]

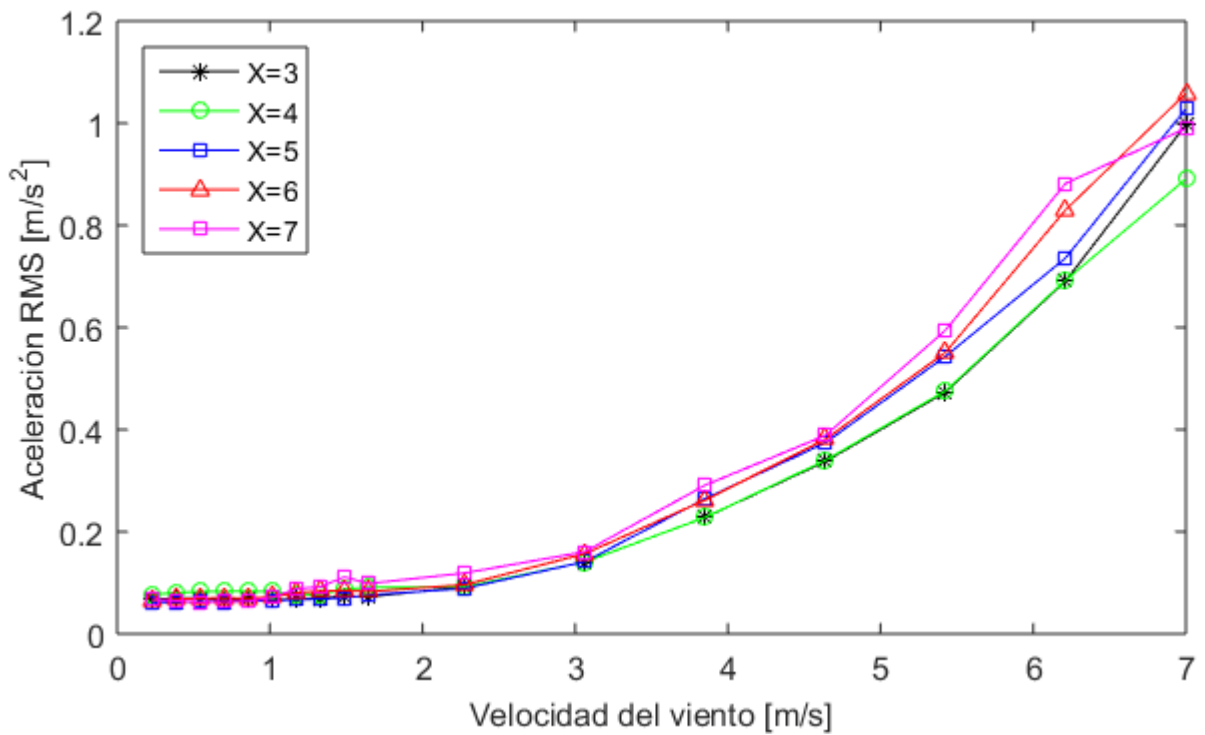


Figura 4.21: Caso 4: Aceleración RMS en función de velocidad del viento [Elaboración propia]

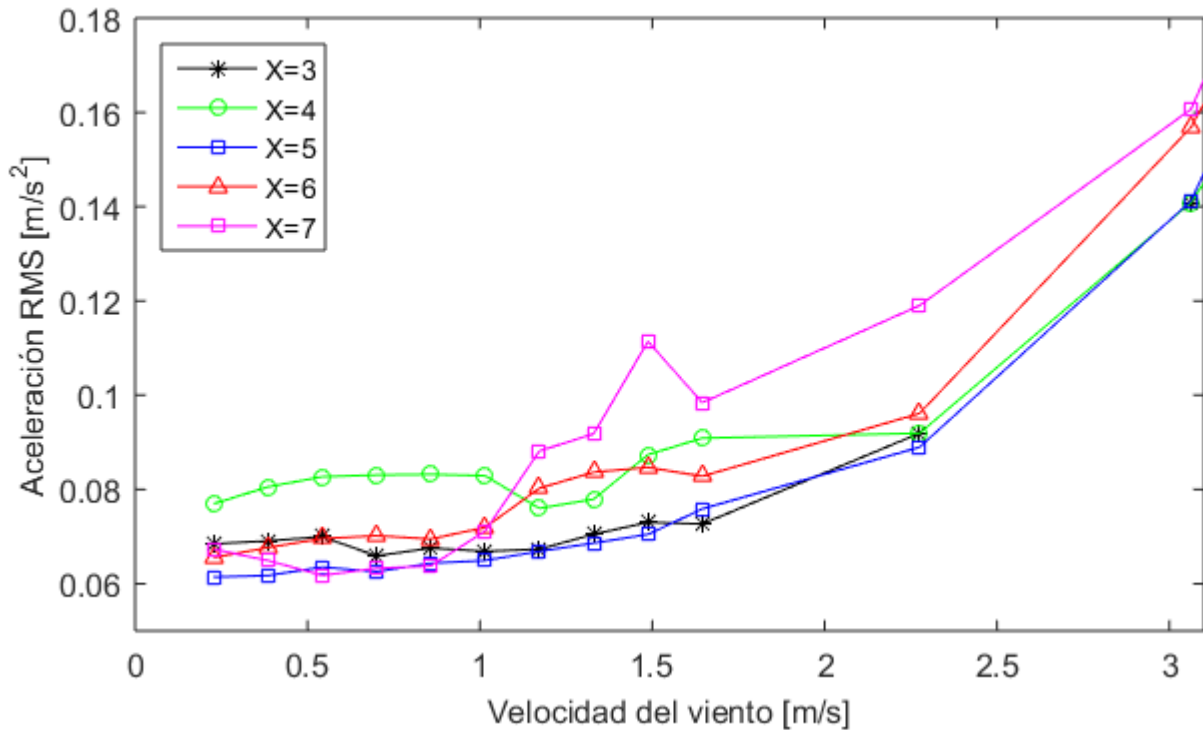


Figura 4.22: Caso 4: Ampliación de aceleración RMS en zona de frecuencia natural [Elaboración propia]

A partir de la Figura 4.14 es posible observar el comportamiento creciente de la aceleración del cilindro móvil en función de la velocidad del viento reportado por R. Soto [2]. Los valores numéricos de la aceleración son del mismo orden que los reportados. De esta manera se valida parcialmente el procedimiento experimental seguido.

Las aceleraciones oscilan en el rango de $0,05 \leq a_{RMS} [m/s^2] \leq 1,53$. En todos los casos se observa que, para velocidades de viento hasta $0,86 [m/s]$, la aceleración del cilindro móvil se mantiene aproximadamente constante y por debajo de $0,1 [m/s^2]$. Para todos los casos estudiados la aceleración muestra un comportamiento creciente en función de la velocidad del viento a partir de los $\approx 2 [m/s]$.

El fenómeno de resonancia se observa para los casos 1, 2 y 3. Para los casos 1 y 3 la resonancia ocurre a una velocidad de $1,33 [m/s]$, mientras que para el caso 2 la resonancia ocurre a una menor velocidad: $1,17 [m/s]$. La máxima aceleración ocurre en el caso 3, a una razón de distancia $X = 6$, llegando a $\approx 0,73 [m/s^2]$, lo que se puede observar en la Figura 4.20. Para este mismo caso, también es posible observar que, salvo para la razón de distancia $X = 6$, la excitación del cilindro móvil no lleva a aceleraciones mucho más altas que aquellas fuera de la resonancia. Lo anterior se contrapone a la situación de los casos 1 y 2, donde al menos tres razones de distancia alcanzan valores similares a la máxima aceleración del caso.

La aceleración RMS del cilindro móvil presenta variaciones muy pequeñas entre las distintas razones de aspecto en distancia X , salvo en el rango de velocidades donde se produce resonancia. Una excepción al patrón anterior se da en el rango de velocidades ≈ 6 a 7 [m/s] para el caso 4, donde la dispersión es claramente mayor. Otra excepción se da en el caso 2 para la razón $X = 3$ (Figura 4.17), donde la aceleración, en el mismo rango de velocidades, crece bruscamente, alcanzando una aceleración de $1,53$ [m/s²] a una velocidad de viento de 7 [m/s], máximo global entre todos los casos estudiados.

En general es posible observar que la razón de distancia $X = 3$ consistentemente presenta las menores aceleraciones en todo el rango de velocidades, teniendo como única excepción el rango de velocidades ≈ 6 a 7 [m/s] para el caso 2 recién señalado. Por otro lado, no se observa una razón de distancia que presente consistentemente la mayor aceleración para todo el rango de velocidades. Sin embargo, las razones de distancia 5 y 6 en general están entre las que presentan mayores aceleraciones.

4.3.3 Frecuencia de vibración del cilindro móvil

Además de la aceleración RMS, las configuraciones presentan una frecuencia característica de vibración en su movimiento. Al igual que para obtener la frecuencia natural del sistema, para obtener su frecuencia característica de vibración se calcula el espectro de frecuencias con la FFT, y la frecuencia característica será la que posea la máxima amplitud. En la Figura 4.23 se puede ver la FFT para la experiencia del caso 3 con parámetros $U = 7,0$ [m/s] y $X = 4$, escogida arbitrariamente. Se distingue una frecuencia de vibración dominante a $10,2$ [Hz], la que se muestra con más detalle en la Figura 4.24. En la misma figura es posible distinguir un segundo peak de frecuencia, de menor magnitud, y que en este caso corresponde a la frecuencia natural del sistema. Dada su menor amplitud, esta frecuencia no es dominante en la dinámica del cilindro móvil.

Con el propósito de finalizar la validación del procedimiento experimental, se calculó la frecuencia característica de vibración a partir de la experiencia utilizando la configuración con el cilindro circular como generador de vórtices, mostrada anteriormente en la Figura 4.14. Los resultados se muestran en la Figura 4.25.

Desde la Figura 4.26 hasta la Figura 4.29 se muestran los resultados del análisis de Fourier para cada generador de vórtices estudiado y para las diferentes relaciones de distancia X en función de la velocidad del viento. Se incluye además la regresión lineal de cada caso.

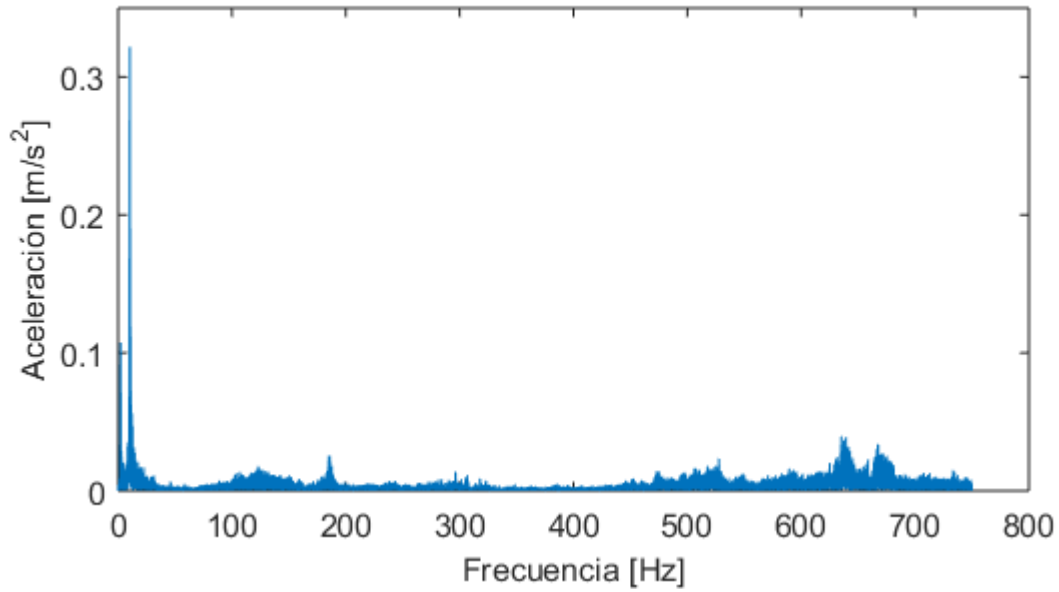


Figura 4.23: Espectro de Fourier para caso 2 con $U = 7,0$ [m/s] y $X = 4$ [Elaboración propia]

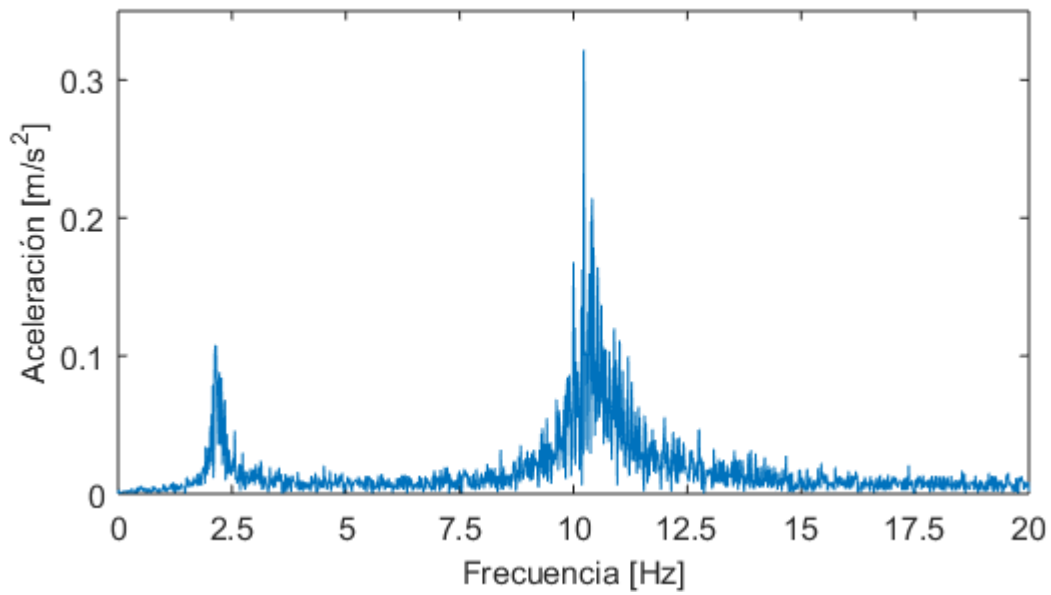


Figura 4.24: Ampliación de espectro de Fourier para caso 2 con $U = 7,0$ [m/s] y $X = 4$ [Elaboración propia]

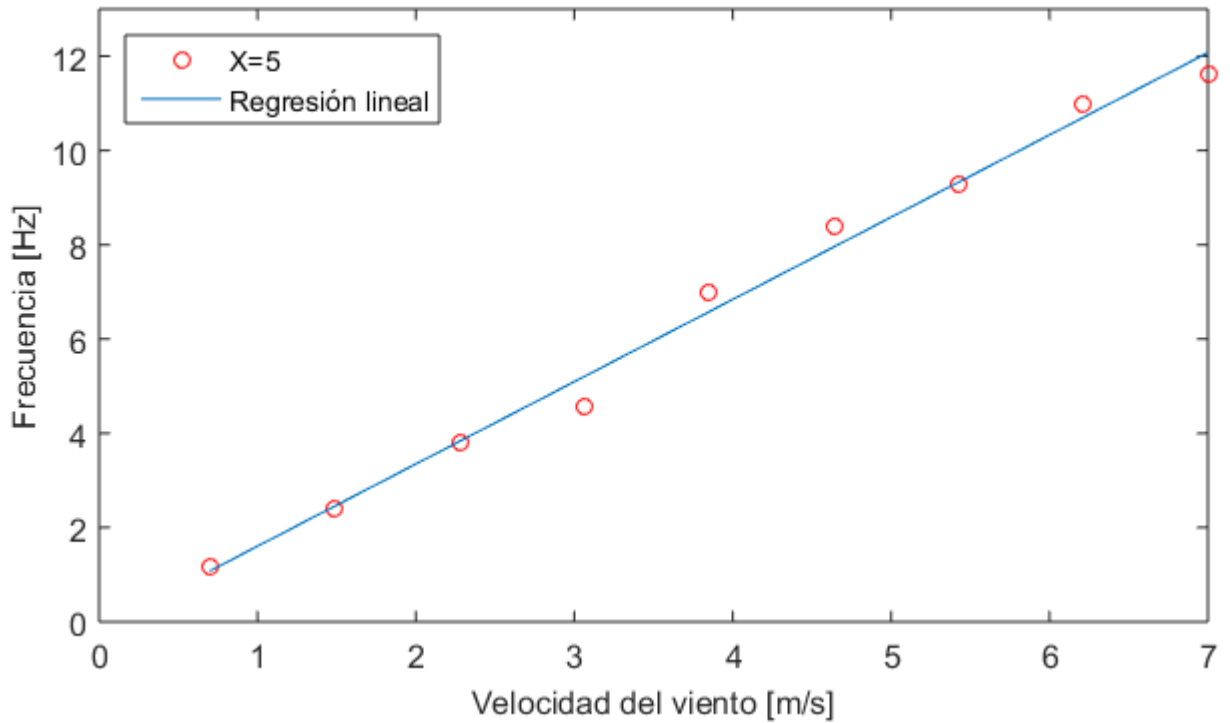


Figura 4.25: Frecuencia característica de vibración en función de la velocidad del viento para $Y = 1$ y $X = 5$ del cilindro circular [Elaboración propia]

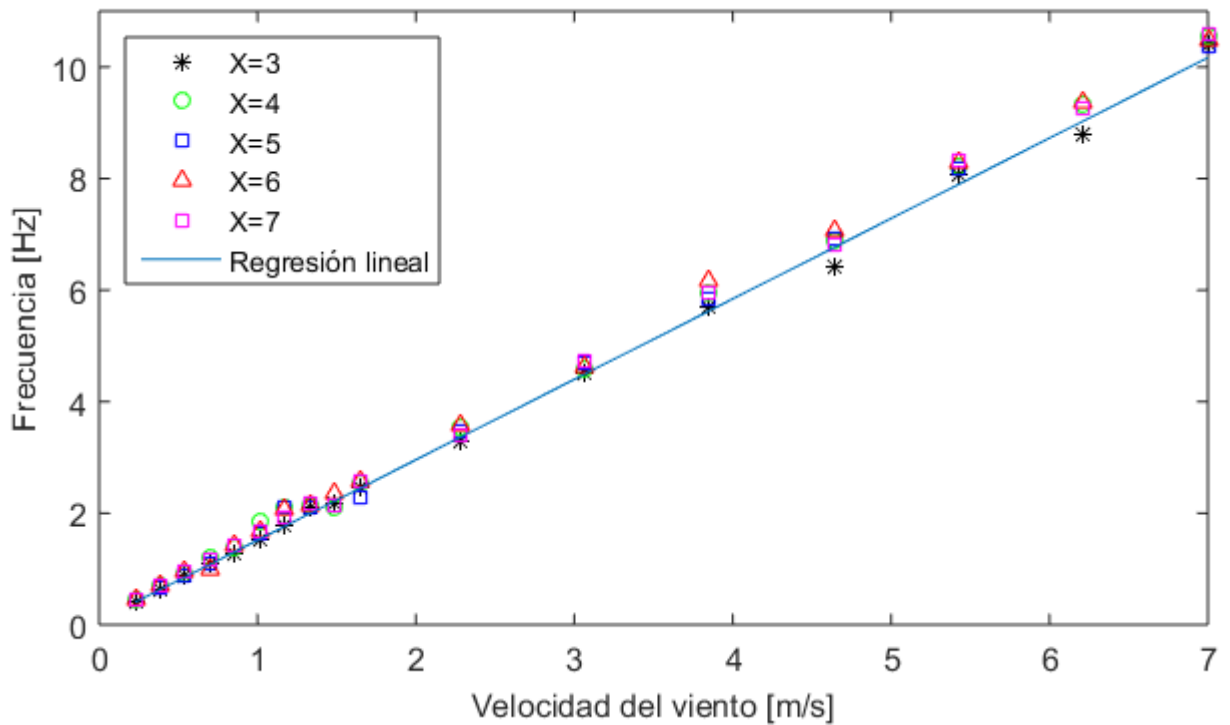


Figura 4.26: Caso 1: Frecuencia característica en función de la velocidad del viento [Elaboración propia]

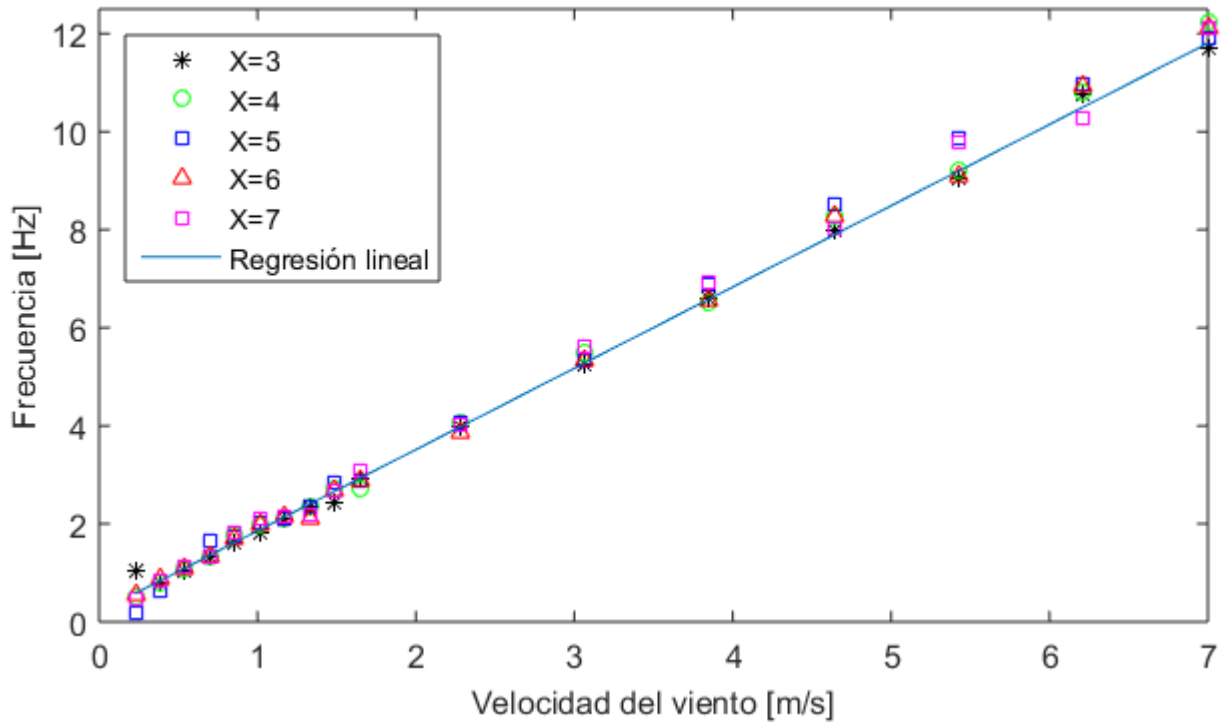


Figura 4.27: Caso 2: Frecuencia característica en función de la velocidad del viento [Elaboración propia]

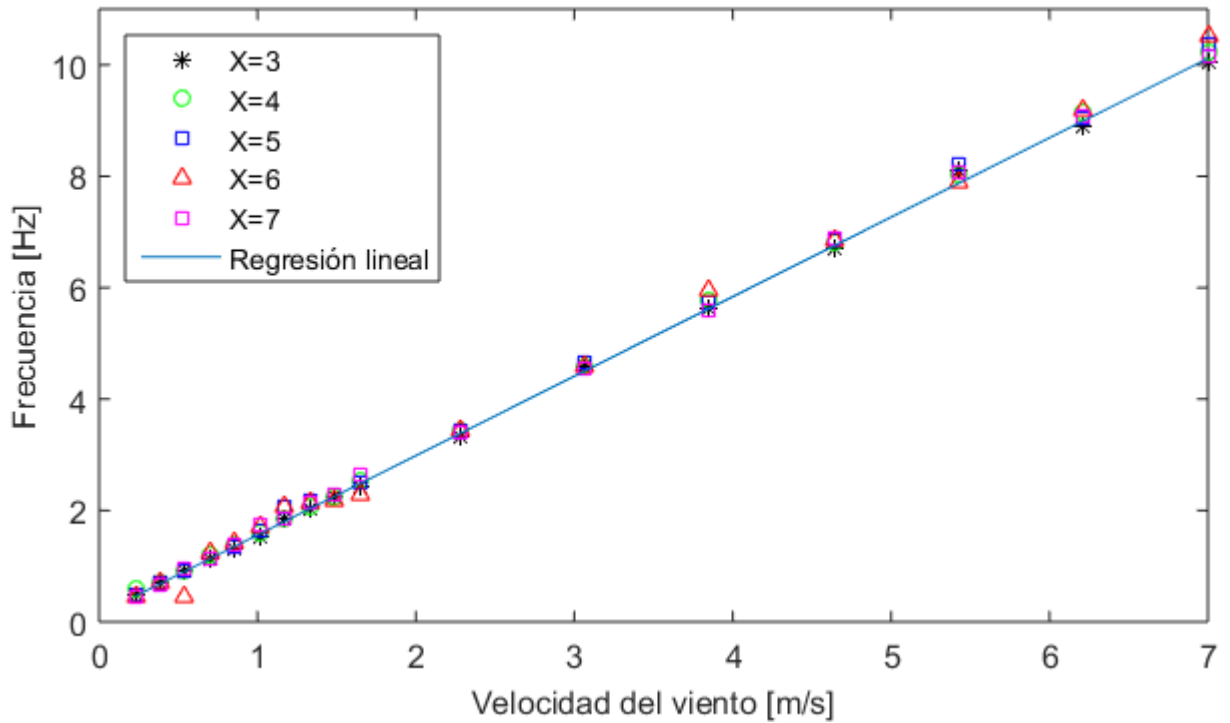


Figura 4.28: Caso 3: Frecuencia característica en función de la velocidad del viento [Elaboración propia]

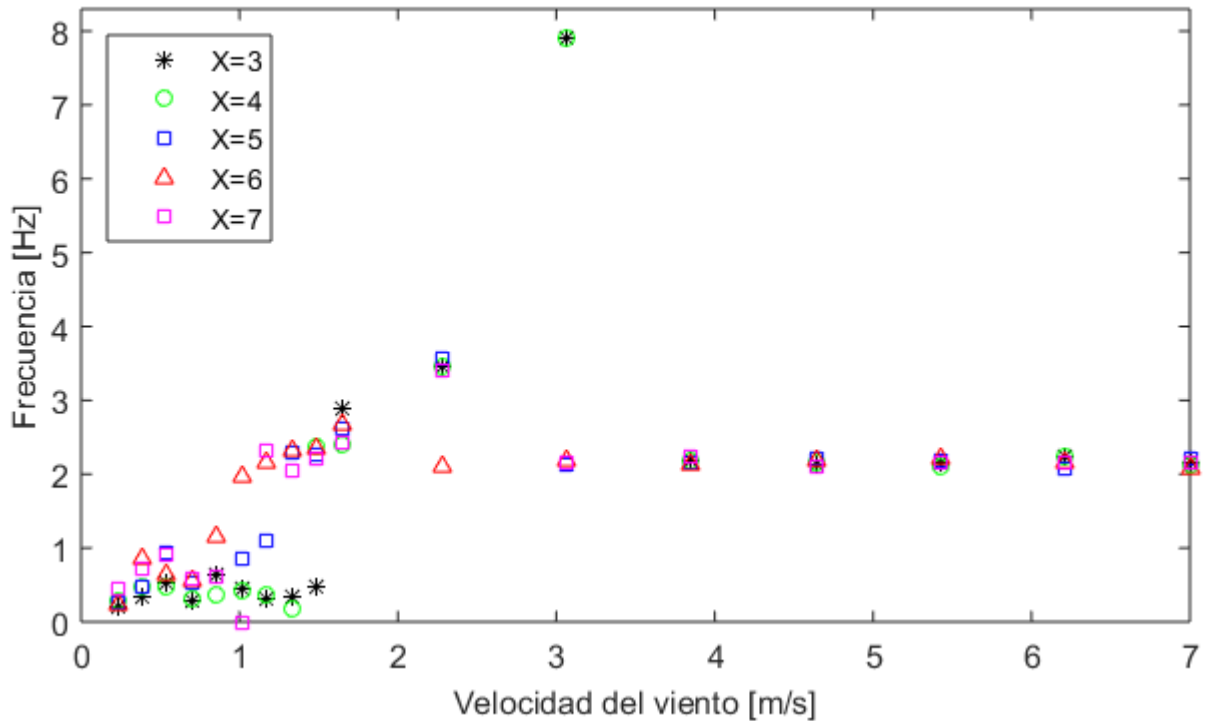


Figura 4.29: Caso 4: Frecuencia característica en función de la velocidad del viento [Elaboración propia]

Se valida el procedimiento experimental con los resultados mostrados en la Figura 4.25. Estos muestran efectivamente una relación lineal entre la frecuencia característica de vibración y la velocidad del viento, así como también valores de frecuencia coincidentes con los reportado en [2].

Los casos 1, 2 y 3 presentan una frecuencia característica directamente proporcional a la velocidad del viento. En la Tabla 4.4 se presentan los valores de las pendientes α y de los coeficientes de determinación R^2 de las aproximaciones lineales a través de un ajuste por mínimos cuadrados. El caso 4, por otro lado, no presenta el mismo comportamiento, mostrando una alta dispersión en los datos para bajas velocidades, y una frecuencia característica de vibración constante y aproximadamente $\approx 2,16$ [Hz] para velocidades mayores a ≈ 3 [m/s], muy cercana a la frecuencia natural del sistema: 2,13 [Hz]. Si bien para cada experiencia también es posible distinguir una segunda frecuencia de vibración en el análisis de Fourier, las cuales efectivamente presentan una relación similar a los otros casos en función de la velocidad del viento, estas frecuencias no son dominantes en la dinámica del cilindro móvil.

Tabla 4.4: Pendiente α y coeficiente de determinación R^2 de aproximación lineal entre frecuencia característica y velocidad del viento [Elaboración propia]

Caso	α [1/m]	R^2
1	1,44	0,9991
2	1,66	0,9991
3	1,43	0,9997

Los tres casos presentan valores de R^2 muy cercanos a 1, con lo que se confirma la relación directamente proporcional esperada entre la frecuencia de vibración y la velocidad del viento (Figura 3.11).

Siguiendo la Ec. (3.4), se calcula un número de Strouhal estimado, basado en las frecuencias características de vibración encontradas, asociado al cuerpo generador de vórtices. El largo característico utilizado para cada geometría es el mismo que fue utilizado para estimar los rangos del número de Reynolds presentados en la Tabla 4.3: para los casos 1, 2 y 3, el largo característico L utilizado está dado por Ec. (3.6), mientras que para el caso 4 el largo característico está dado por Ec. (3.8).

La estimación del número de Strouhal a partir de la frecuencia de vibración característica del cilindro móvil es útil para entender qué fenómeno domina en la excitación del cilindro. Si dicho Strouhal estimado coincide con los números de Strouhal asociados a las distintas geometrías generadoras de vórtices (Secciones 3.2.3 y 3.2.4), implica que la excitación del cilindro móvil es dominada por el fenómeno de *wake galloping*, ya que son los vórtices generados por el cuerpo fijo los que excitan el cuerpo móvil.

Desde la Figura 4.30 hasta la Figura 4.34 se presentan la distribución del número de Strouhal versus la velocidad del viento para los cuatro casos estudiados, dejando fija la razón de distancia X .

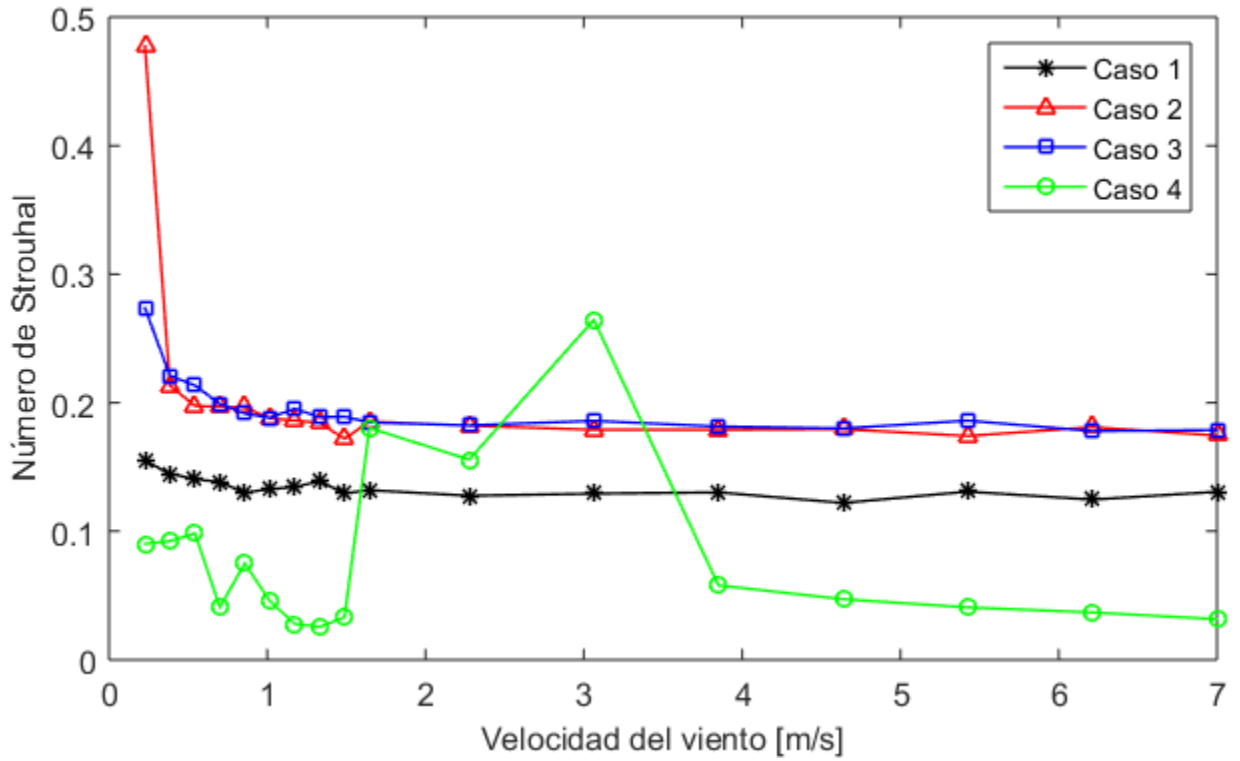


Figura 4.30: Número de Strouhal versus velocidad del viento para $X = 3$ [Elaboración propia]

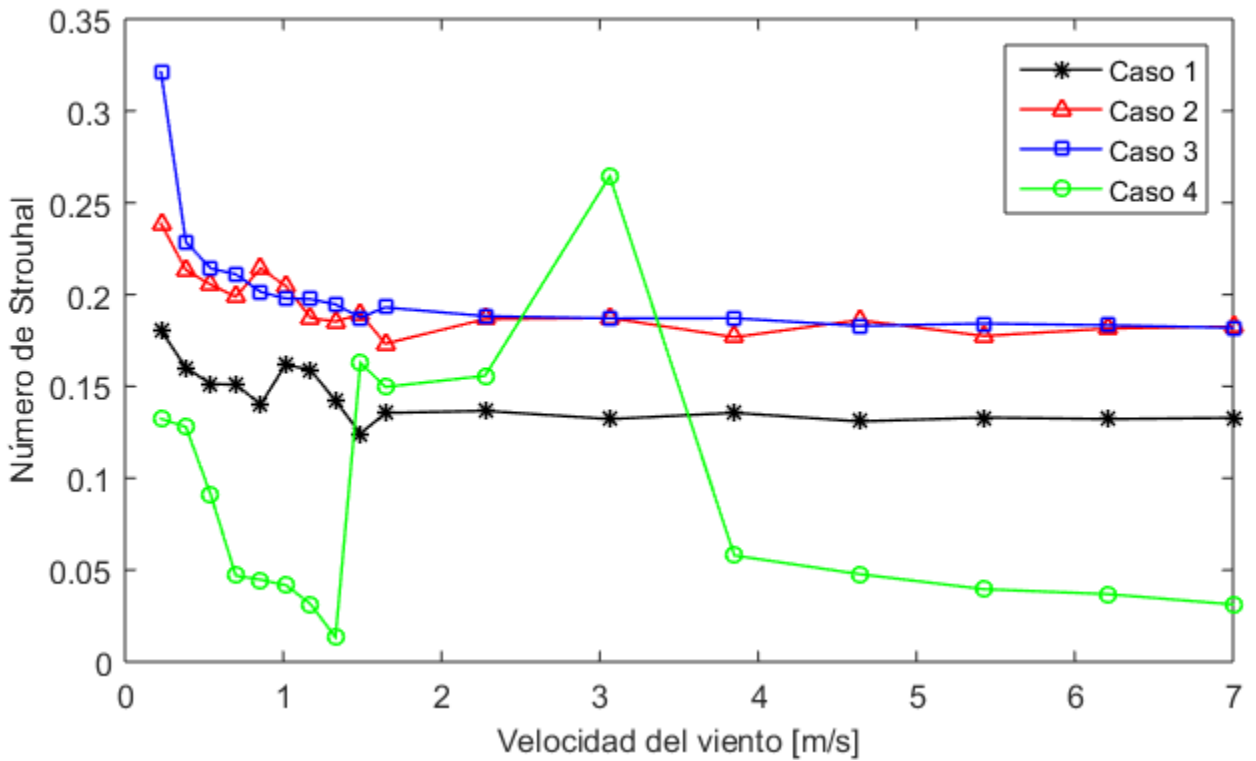


Figura 4.31: Número de Strouhal versus velocidad del viento para $X = 4$ [Elaboración propia]

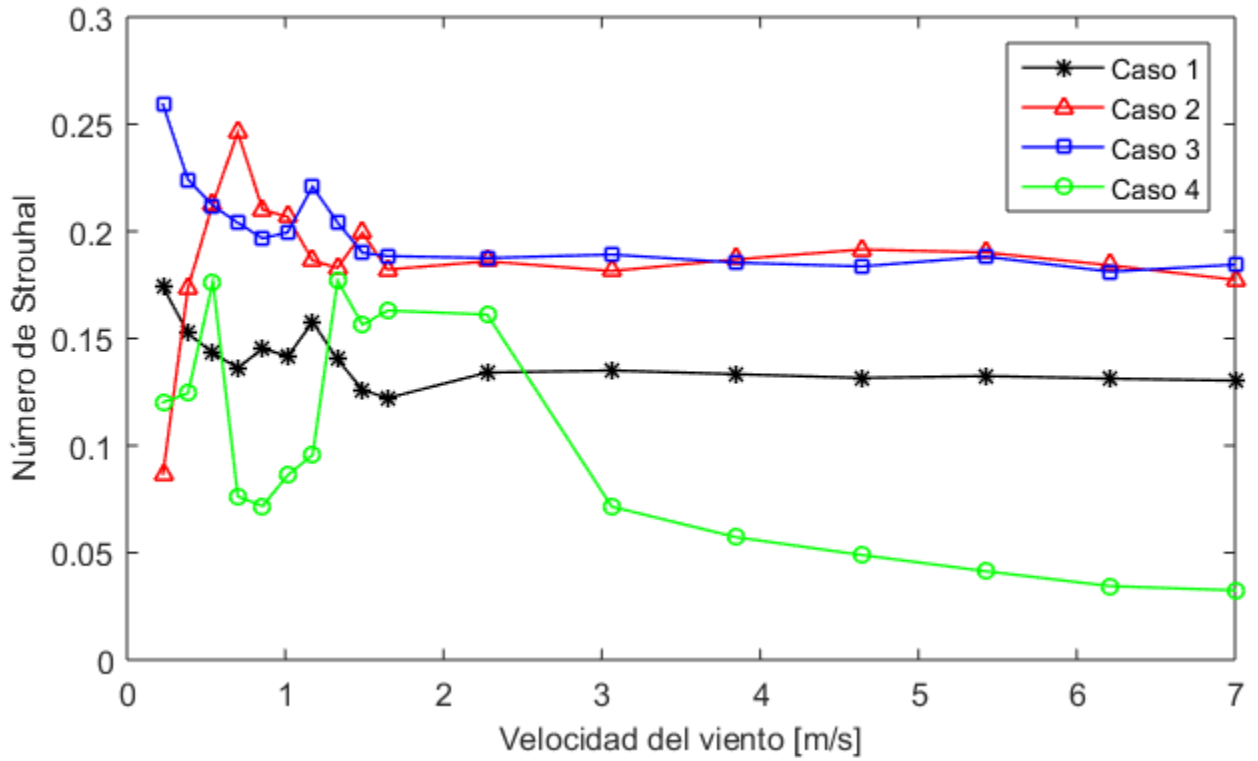


Figura 4.32: Número de Strouhal versus velocidad del viento para $X = 5$ [Elaboración propia]

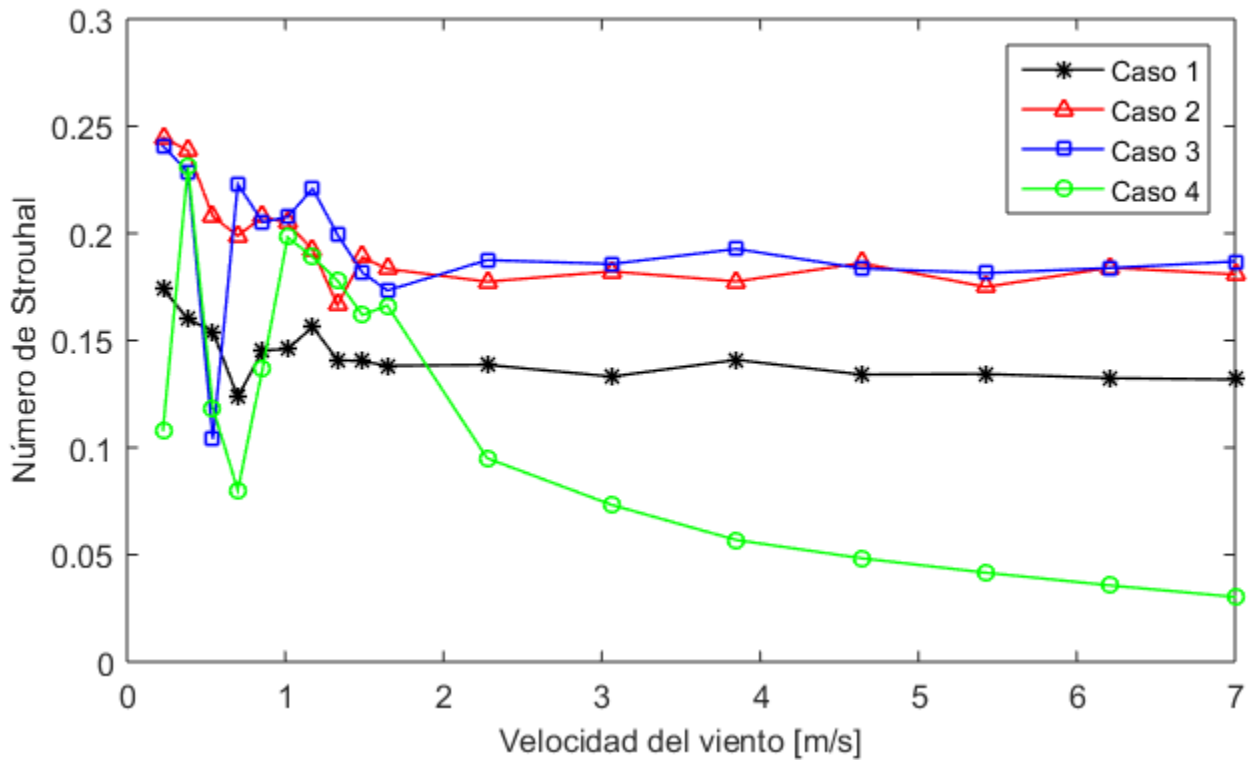


Figura 4.33: Número de Strouhal versus velocidad del viento para $X = 6$ [Elaboración propia]

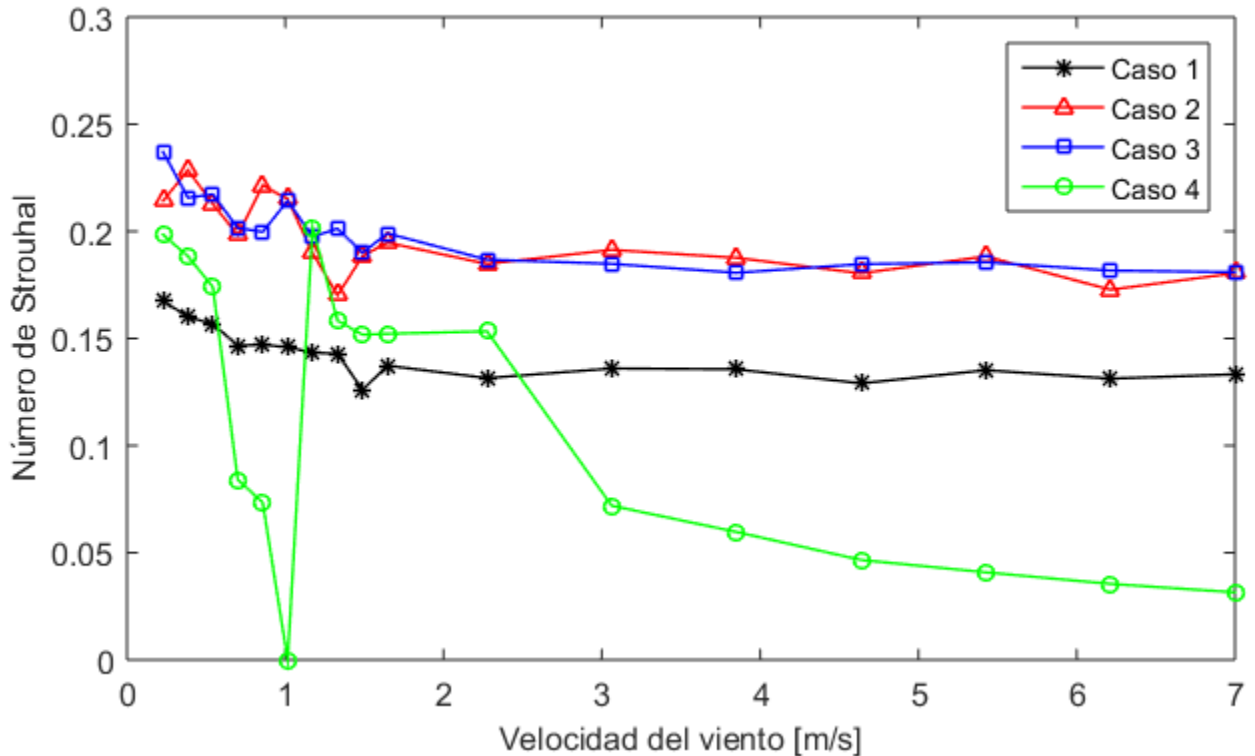


Figura 4.34: Número de Strouhal versus velocidad del viento para $X = 7$ [Elaboración propia]

En los casos 1, 2 y 3 el número de Strouhal es constante en función de la velocidad del viento para todas las razones de distancia X y velocidades de viento mayores a ≈ 2 [m/s]. Para ese rango de velocidades, el caso 1 presenta un número de Strouhal con valores levemente superiores a 0,13, mientras que para los casos 2 y 3, se encuentra alrededor de 0,18. Lo anterior es consistente con lo reportado en [9], como se puede ver en la Figura 3.6.

En los casos 1, 2 y 3 se observan mayores variaciones en el número de Strouhal para velocidades menores a ≈ 2 [m/s]. El caso 1 es el que presenta el comportamiento más constante en dicho rango. Contrario a lo reportado en [9], se observa que para bajas velocidades los números de Strouhal aumentan. Una excepción al patrón anterior es el caso 2 para $X = 5$, mostrado en la Figura 4.32. En este caso, se observa que, al igual que lo reportado, hay una disminución en el número de Strouhal para bajas velocidades. Pese a la mayor dispersión en este rango, se encuentra que la excitación de la frecuencia natural ocurre a números de Strouhal muy cercanos a los predichos en [9].

El caso 4, ratificando el distinto comportamiento encontrado en la Figura 4.29, muestra un comportamiento decreciente del número de Strouhal en función de la velocidad del viento, también para velocidades mayores a ≈ 2 [m/s] y para todas las razones de distancia X . Al igual que para los primeros tres casos, para velocidades menores a ≈ 2 [m/s] la dispersión en los datos es mayor, aunque para este caso no es posible establecer un patrón de comportamiento.

Dada la similitud encontrada en los números de Strouhal, basados en las frecuencias de vibración del cilindro móvil, para los casos 1, 2 y 3 es posible establecer que el desprendimiento de vórtices es dominante en la dinámica del cilindro móvil. Para el caso 4 no es posible establecer dicha relación, y por lo tanto para esta configuración el desprendimiento de vórtices no es dominante, y domina la excitación proveniente del flujo de aire original.

4.3.4 Potencia disponible

Finalmente, y a partir de las aceleraciones RMS y de las frecuencias características de vibración, se estima la potencia eléctrica que puede ser aprovechada a partir de las vibraciones. La estimación de la potencia promedio disponible (P) de un sistema de cosechamiento del tipo vibratorio se hace mediante la Ec. (3.11) con algunas modificaciones para adecuarla al sistema utilizado [15], como se muestra en la Ec. (4.9):

$$P = \frac{m\xi_t Z^2 \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^3 \omega^3}{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2(\xi_t + \xi_m) \frac{\omega}{\omega_n}\right]^2} \quad (4.9)$$

donde m es la masa del sistema en [kg], ξ_t es el factor de amortiguamiento del transductor, ξ_m es la razón de amortiguamiento mecánica, dada por Ec. (3.12), Z es el desplazamiento vertical del sistema, ω es la frecuencia de las vibraciones en [rad/s] y ω_n la frecuencia natural del sistema en [rad/s].

En el caso del sistema tipo *wake galloping* estudiado, la estructura está fija y tiene una masa móvil oscilante en su interior suspendida por resortes, por lo que para poder aplicar Ec. (4.9) se hace uso de la razón de transmisibilidad de desplazamientos dada por Ec. (4.10) [14]:

$$\frac{X}{Z} = \left[\frac{1 + \left(2(\xi_t + \xi_m) \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right)^2 + \left(2(\xi_t + \xi_m) \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \right]^{1/2} \quad (4.10)$$

donde X es el desplazamiento de la masa m , Z es el desplazamiento del sistema, ξ_t es el factor de amortiguamiento del transductor, ξ_m es el amortiguamiento mecánico total, ω es la frecuencia de las vibraciones en [rad/s] y ω_n la frecuencia natural del sistema en [rad/s]. Reemplazando Y en función de X según Ec. (4.10) en Ec. (4.9) se obtiene Ec. (4.11):

$$P = \frac{m\xi_t X^2 \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^3 \omega^3}{1 + \left[2(\xi_t + \xi_m) \frac{\omega}{\omega_n}\right]^2} \quad (4.11)$$

Haciendo uso de Ec. (3.13) se deja Ec. (4.11) en función de la aceleración de la masa m , obteniendo finalmente Ec. (4.12) con la que se calcula la potencia disponible. Se agrega el subíndice RMS para dar cuenta que el cálculo de la potencia se basa en la aceleración RMS obtenida previamente.

$$P_{RMS} = \left(\frac{\omega^2}{\omega_n^3}\right) \frac{m\xi_t a_{RMS}^2}{1 + \left[2(\xi_t + \xi_m) \frac{\omega}{\omega_n}\right]^2} \quad (4.12)$$

Utilizando la Ec. (4.12) se calcula la potencia disponible para todas las configuraciones. Para el cálculo de la potencia se utilizaron los siguientes valores: $\omega_n = 13,38$ [rad/s] (obtenido experimentalmente); $\xi_m = 0,019$ (obtenido experimentalmente); $\xi_t = 0,2$ (valor referencial según [15]); $m = 2$ [kg].

Desde la Figura 4.35 hasta la Figura 4.41 se presenta la potencia disponible de cada generador de vórtices para las diferentes relaciones de distancia X en función de la velocidad del viento. Para los casos 1, 2 y 3 se agrega un gráfico con un acercamiento en la zona de resonancia del sistema. En la Figura 4.42 se presenta la potencia disponible para el generador de vórtices de sección circular a partir de los datos experimentales reportados por R. Soto [2]³ y utilizando la Ec. (4.12) para su cálculo.

³ El caso presentado corresponde a la configuración con $Y = 1$.

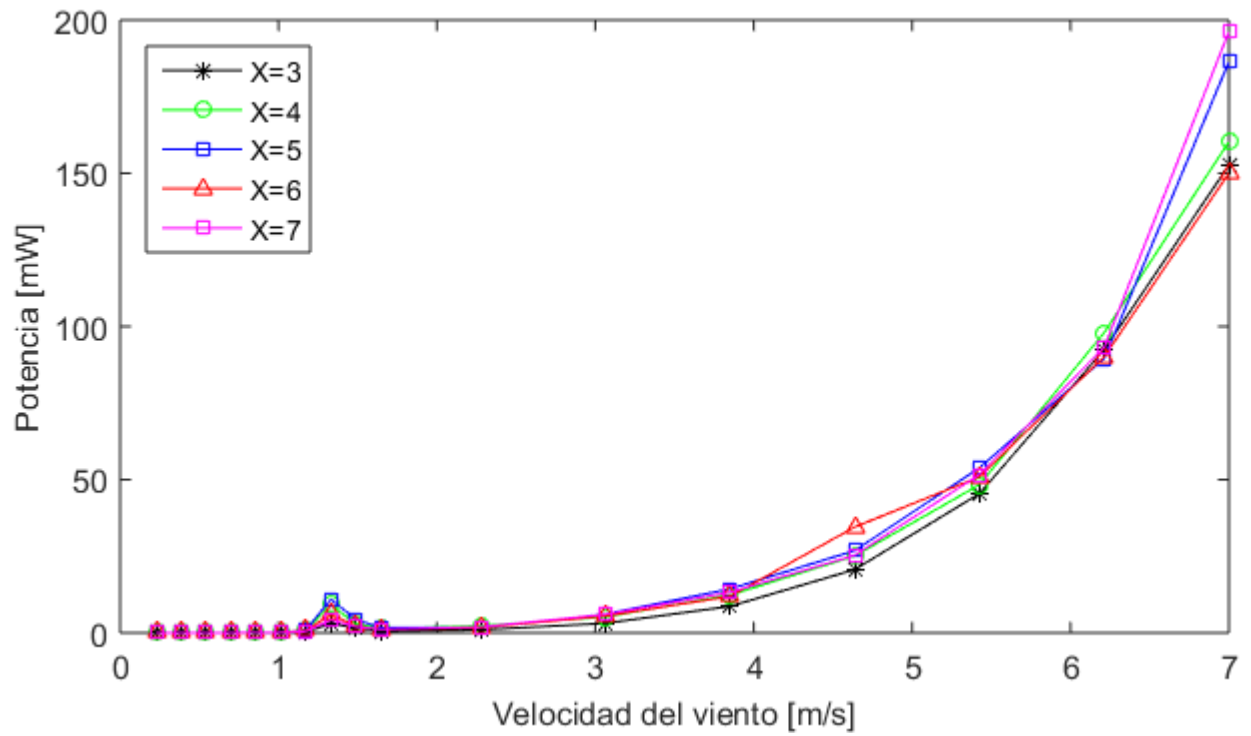


Figura 4.35: Caso 1: Potencia RMS en función de la velocidad del viento [Elaboración propia]

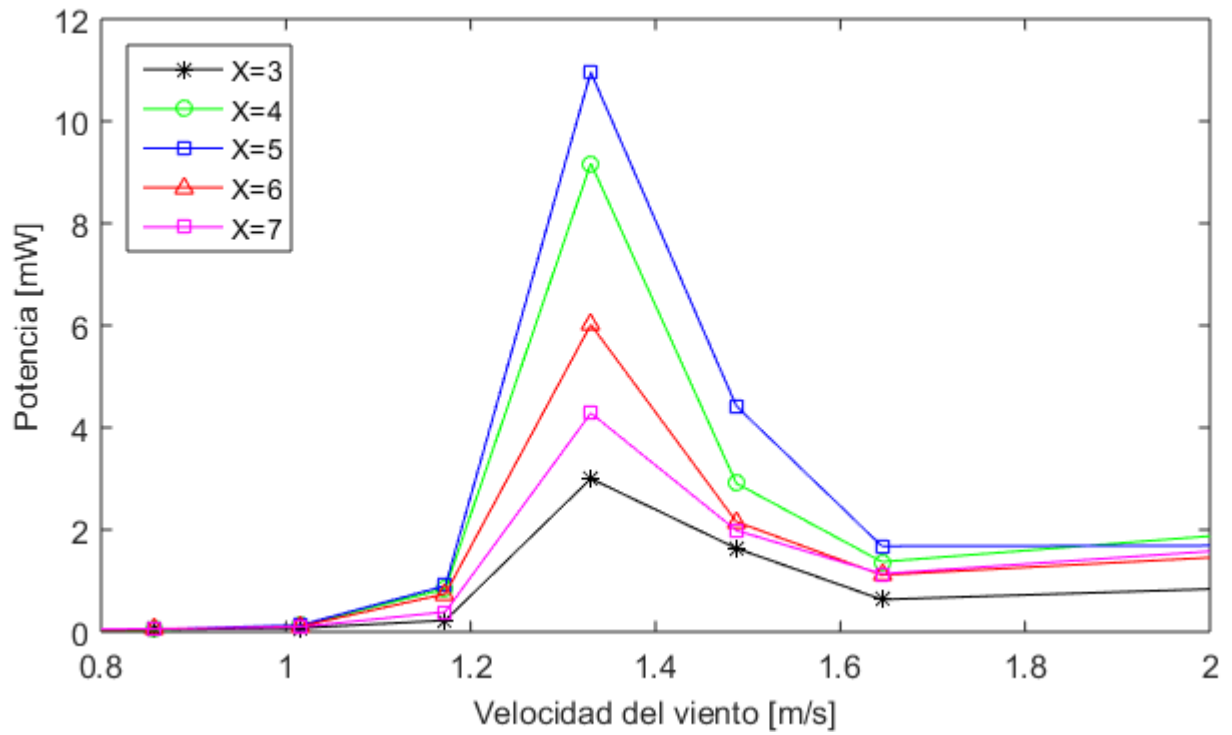


Figura 4.36: Caso 1: Acercamiento potencia RMS en zona de resonancia [Elaboración propia]

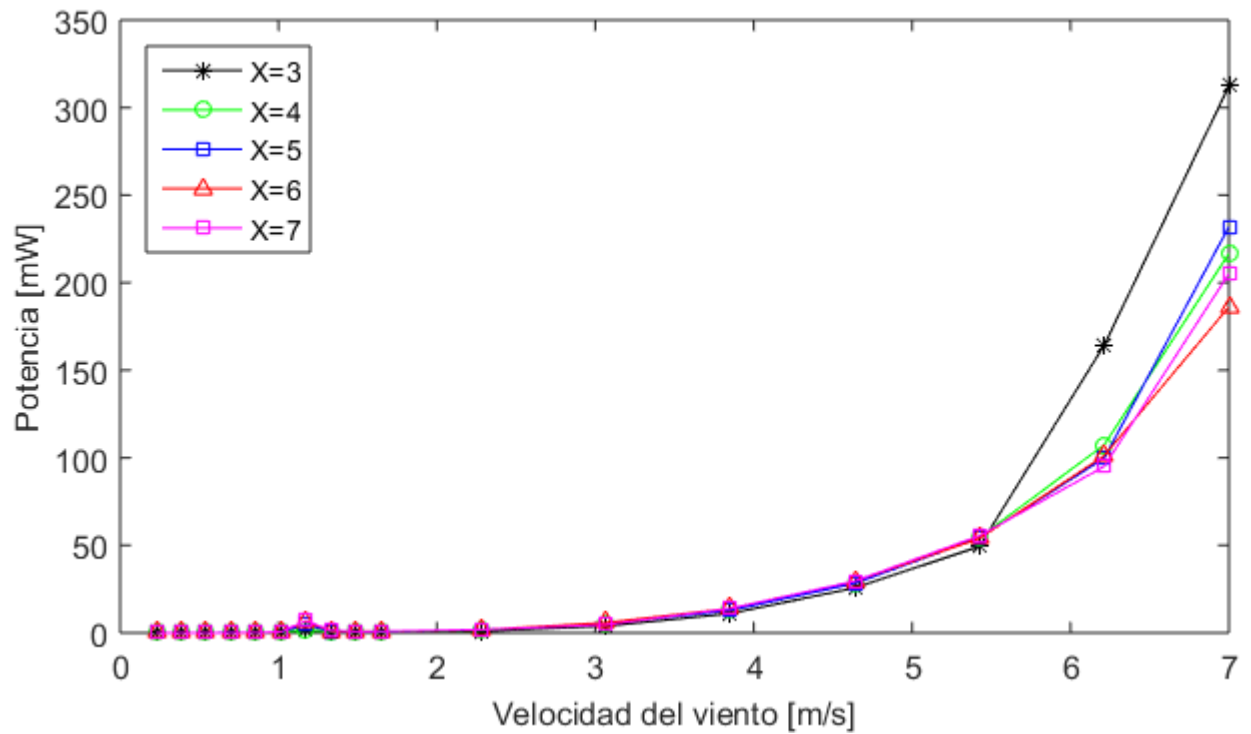


Figura 4.37: Caso 2: Potencia RMS en función de la velocidad del viento [Elaboración propia]

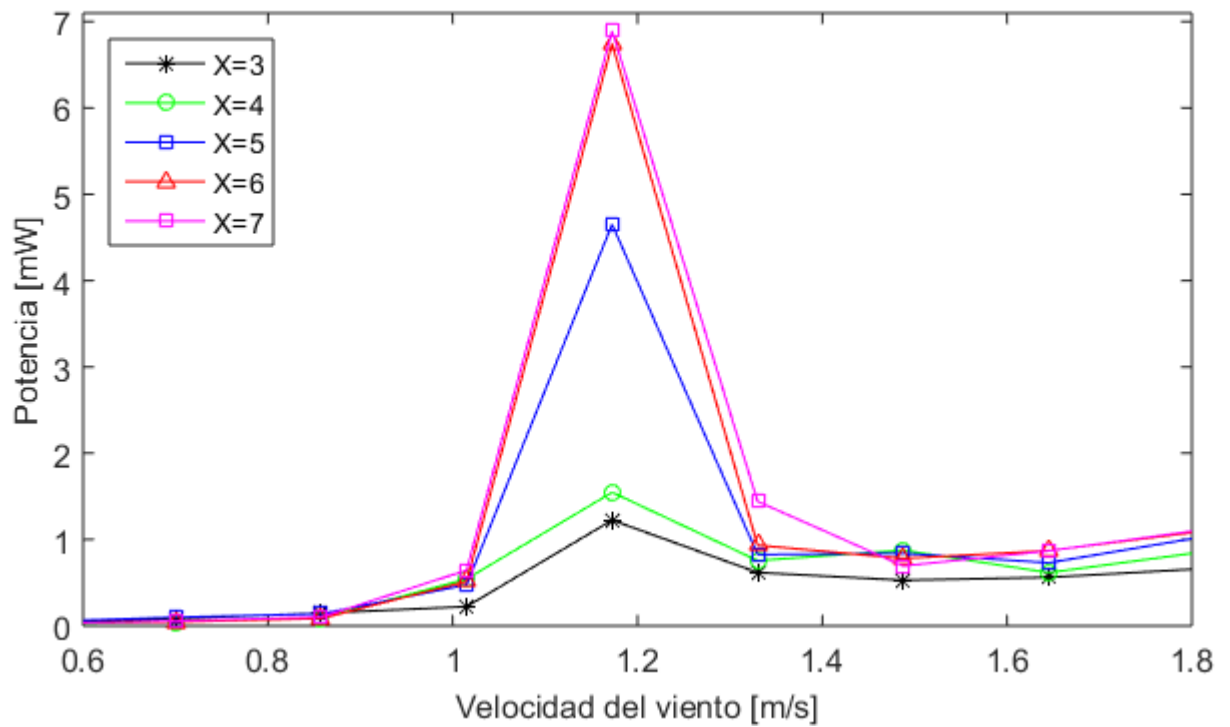


Figura 4.38: Caso 2: Acercamiento potencia RMS en zona de resonancia [Elaboración propia]

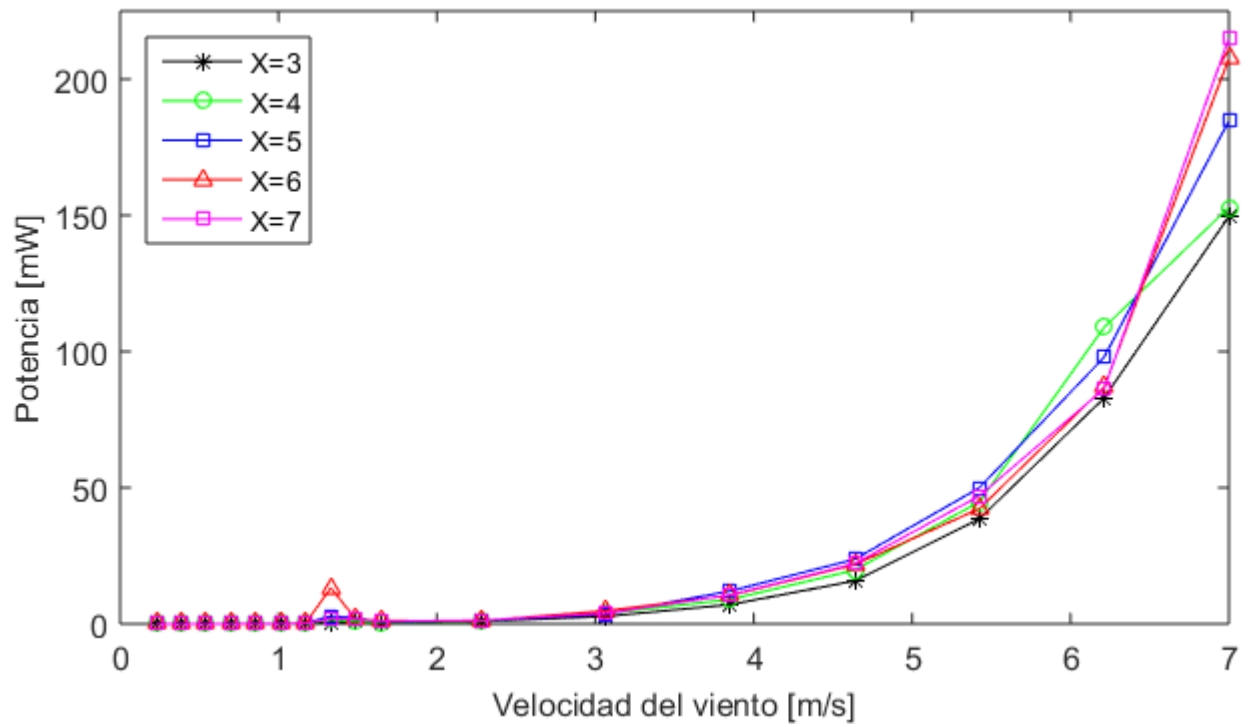


Figura 4.39: Caso 3: Potencia RMS en función de la velocidad del viento [Elaboración propia]

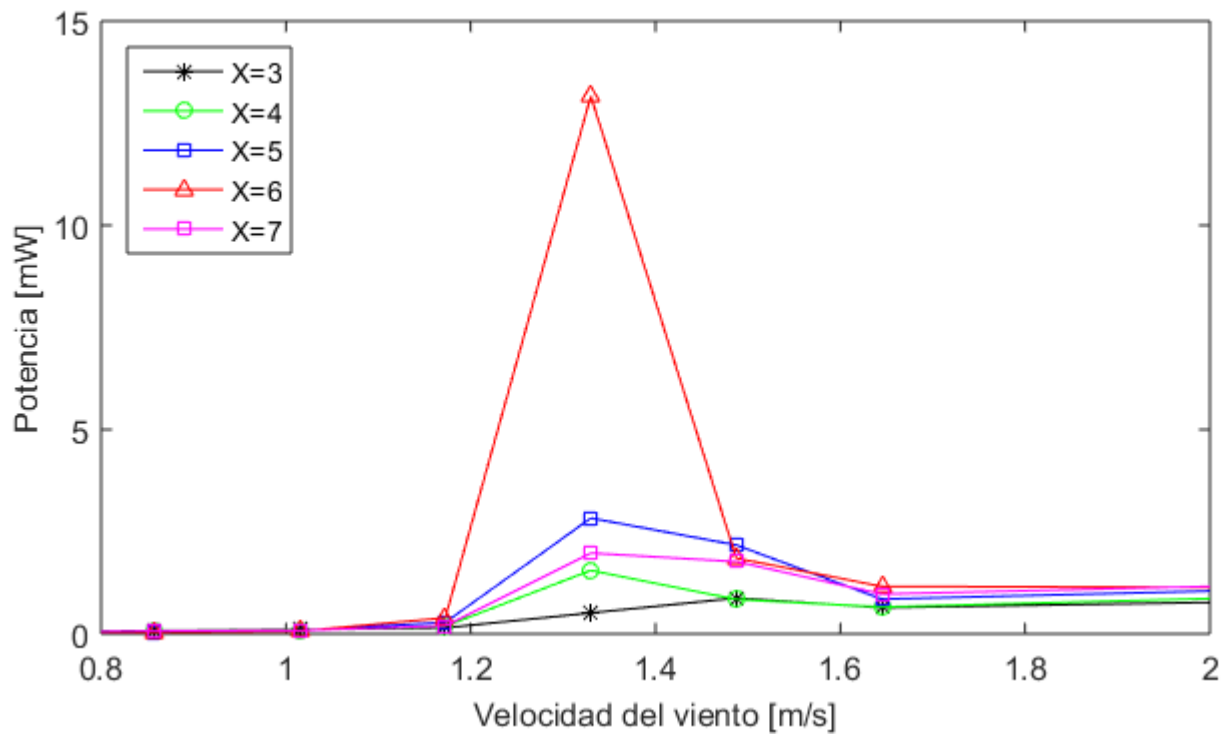


Figura 4.40: Caso 3: Acercamiento potencia RMS en zona de resonancia [Elaboración propia]

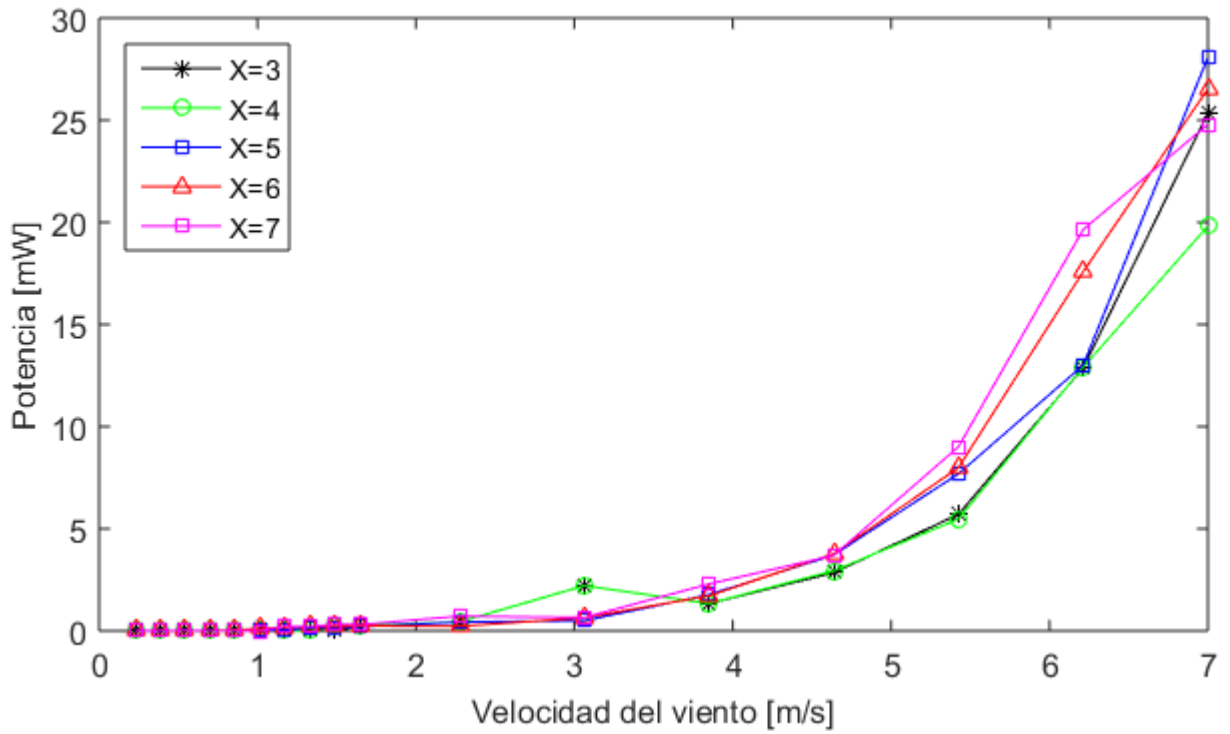


Figura 4.41: Caso 4: Potencia RMS disponible en función de la velocidad del viento [Elaboración propia]

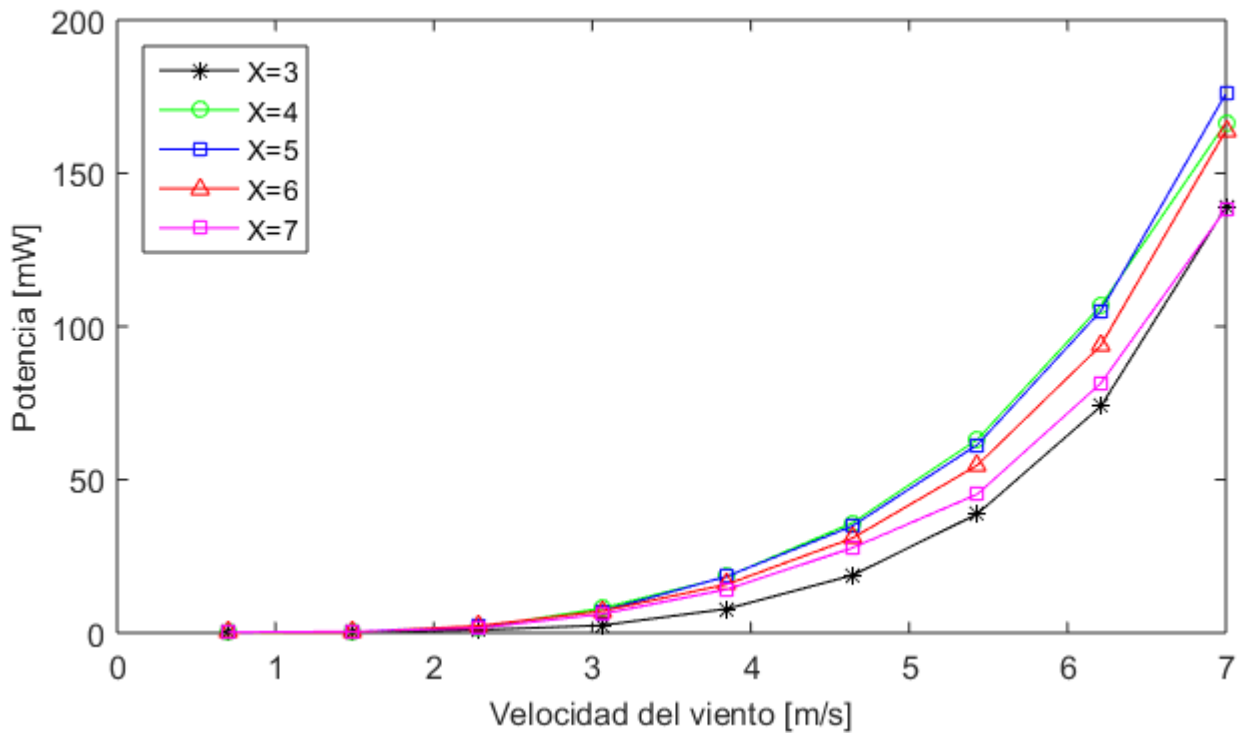


Figura 4.42: Cilindro circular: Potencia RMS disponible en función de la velocidad del viento para $Y = 1$ [Elaboración propia]

En los cuatro casos estudiados y también en el cilindro circular, se observa un comportamiento creciente de la potencia disponible con el aumento de la velocidad del viento. En los casos 1, 2 y 3 se distingue un aumento de la potencia en la zona de resonancia del sistema. La magnitud del aumento de potencia al entrar en resonancia, sin embargo, es comparativamente menor con respecto al aumento de potencia en función de la velocidad del viento. En todos los casos las máximas potencias globales son alcanzadas para la velocidad de viento mayor: 7 [m/s].

La máxima potencia global alcanzada ocurre en el caso 2 a una razón de distancia $X=3$ llegando a ≈ 312 [mW], lo que se puede observar en la Figura 4.37. En esta caso también se alcanzó la segunda y tercera máxima potencia global, llegando a ≈ 232 [mW] y a ≈ 217 [mW] a razones de $X = 5$ y $X = 4$ respectivamente y también a una velocidad de viento de 7 [m/s]. El caso 3 presenta la cuarta máxima potencia global, alcanzando ≈ 215 [mW] a una razón de $X = 7$, como se puede observar en la Figura 4.39.

En la Figura 4.43 se presentan las máximas potencias en función de la razón de distancia X para cada caso estudiado y para el cilindro circular. Más adelante, en la Figura 4.44, se presentan las máximas potencias alcanzadas en la zona de resonancia en función de la razón de distancia. En esta gráfica no se incluye el caso del cilindro circular puesto que no se cuenta con datos suficientes en dicha zona.

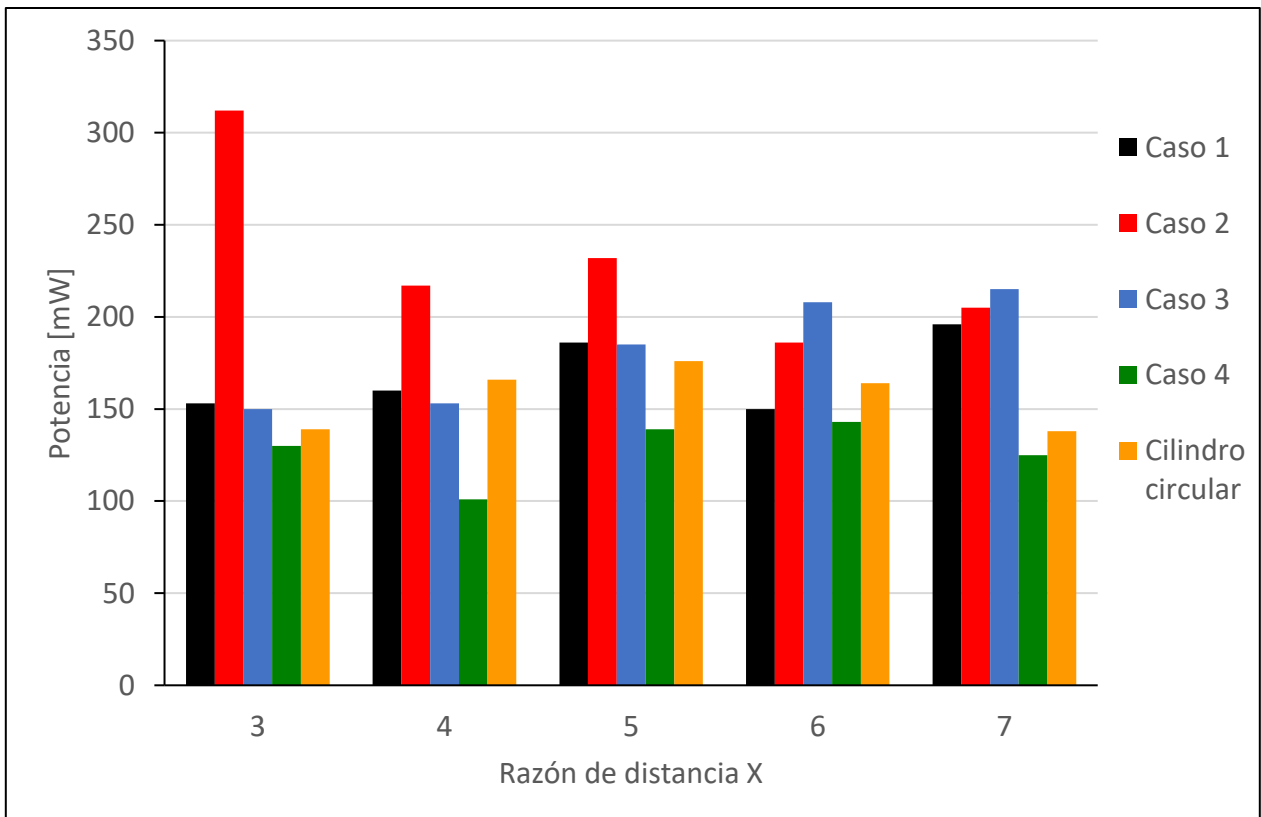


Figura 4.43: Potencia máxima en función de razón de distancia X para los cuatro casos estudiados y para el cilindro circular [Elaboración propia]

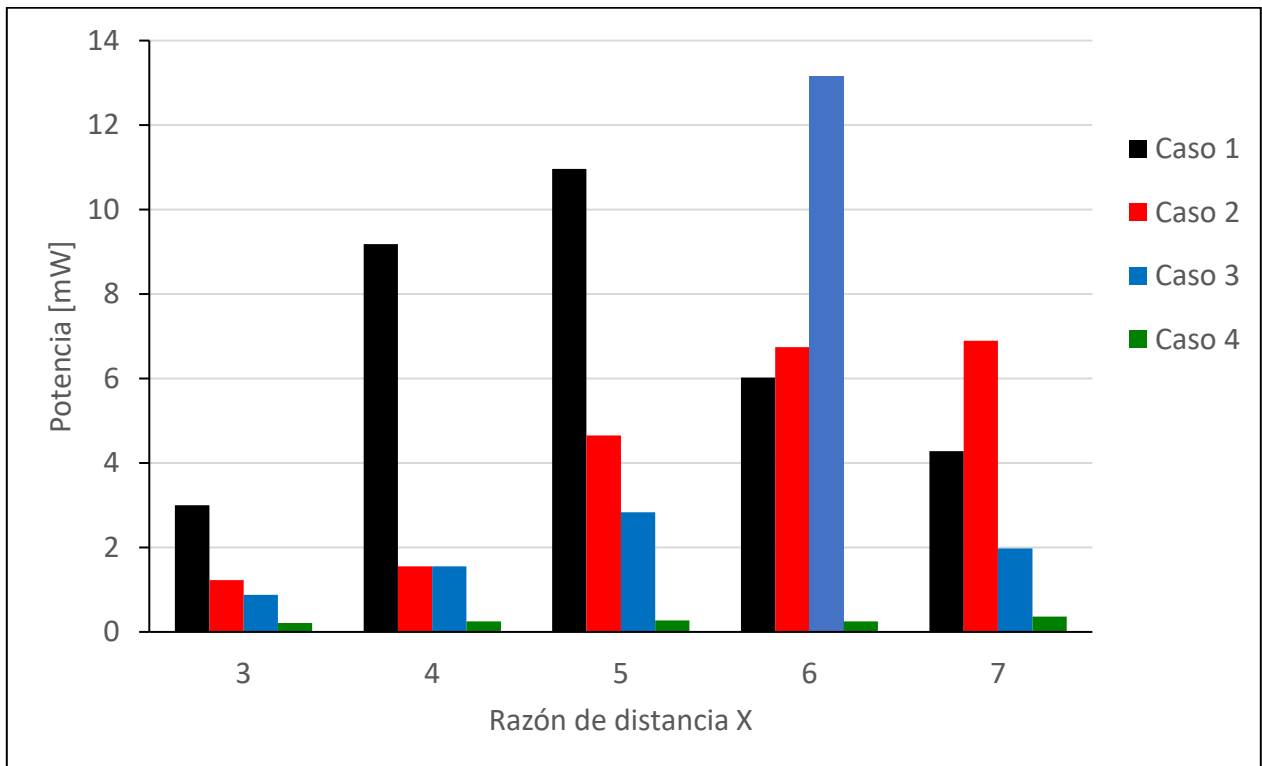


Figura 4.44: Potencia máxima en función de razón de distancia X para los cuatro casos estudiados en la zona de resonancia [Elaboración propia]

A partir de la Figura 4.43 se observa que cada caso presenta su respectiva máxima potencia en una distinta relación de distancia X . Además, el comportamiento seguido por cada caso a través del rango de distancia X no es el mismo. El caso 2 es el que presenta consistentemente las mayores potencias a través de todo el rango de distancias, alcanzando la máxima o la segunda máxima para cada razón de distancia.

Si se calcula el promedio de las máximas potencias para cada caso, el caso 2 es el que presenta las mayores potencias, seguido por el caso 3 y en tercer lugar el caso 1.

El caso 4 y el cilindro circular son las geometrías que presentan la menor sensibilidad a la razón de distancia X : ambos casos tienen la menor desviación estándar y la menor diferencia entre la mayor y menor de sus máximas potencias. Además, el caso 4 presenta consistentemente a través del rango de distancias las menores potencias.

Al igual que para la figura anterior, a partir de la Figura 4.44 se observa que, dentro de la zona de resonancia, cada caso presenta su respectiva máxima potencia a una distinta relación de distancia X .

A diferencia de lo observado en la Figura 4.43, a partir de la Figura 4.44 se puede notar que el caso 2 no presenta nunca la máxima potencia, sin embargo es consistentemente el caso que presenta la segunda máxima potencia a través de todo el rango de distancias.

Comparando ambos gráficos, es posible observar que para un mismo caso, la máxima potencia global ocurre a distinta relación de distancia que la máxima potencia en la zona de resonancia. Así, no es posible establecer un patrón que relacione las máximas potencias de cada caso con la razón de distancia donde esta ocurre. Sin embargo, se observa una tendencia en que los mayores valores de potencia se agrupan en el rango $5 \leq X \leq 7$, con excepción de la máxima potencia global, dada en el caso 2 para $X = 3$.

Capítulo 5

Conclusiones y trabajo a futuro

5.1 Conclusiones

Se estudia experimentalmente un sistema vibratorio del tipo *wake galloping* en un túnel de viento para dos geometrías generadoras de vórtices: un cilindro de sección cuadrada y otra tipo placa plana, con el objetivo de investigar experimentalmente el efecto de la geometría del generador de vórtices en la potencia obtenida. Las variables consideradas son el ángulo de inclinación del generador de vórtices, la velocidad del viento y la distancia relativa entre el generador de vórtices y el cuerpo móvil aguas abajo.

La modificación controlada del montaje experimental permite estudiar rigurosamente el fenómeno de *wake galloping*. Se valida el procedimiento experimental reproduciendo con éxito tanto la curva de aceleración como la curva de frecuencias versus velocidad del viento. De esta forma, se cumple el primer objetivo específico.

La aceleración del cilindro móvil en la configuración de *wake galloping*, sigue un comportamiento creciente con respecto a la velocidad del viento para velocidades mayores a ≈ 2 [m/s]. Se detecta con éxito el fenómeno de resonancia para el generador de vórtices cilíndrico de sección cuadrada, no así para la placa plana.

La frecuencia de vibración del cilindro móvil es directamente proporcional a la velocidad del viento para el generador de vórtices de sección cuadrada. Para este mismo caso, es posible establecer que el desprendimiento de vórtices es dominante en la dinámica del cilindro móvil. En el caso del generador de vórtices tipo placa plana, se encuentra que la frecuencia de vibración característica del cilindro móvil es su frecuencia natural para velocidades mayores a 2 [m/s]. De esta manera se concluye que en este caso domina la excitación proveniente del flujo de aire original y no del desprendimiento de vórtices de la placa plana.

Adicionalmente, se estimó de manera satisfactoria la potencia disponible para cada una de las geometrías estudiadas. La potencia máxima alcanzada es de ≈ 312 [mW], utilizando como generador de vórtices el cilindro cuadrado rotado en 12° , a una razón de distancia $X = 3$.

Se encuentra que, para todos los generadores de vórtices y razones de distancia X , la potencia es creciente con respecto a la velocidad del viento. Si bien en la zona de resonancia existe un aumento en la potencia disponible, ésta es menor que el aumento en

función de la velocidad del viento. En todos los casos las máximas potencias son alcanzadas a la velocidad de viento mayor: 7 [m/s].

Aunque no es posible establecer un patrón que determine qué razón de distancia X maximiza las potencias obtenidas, se observa sin embargo una tendencia en que los mayores valores de potencia se agrupan en el rango $5 \leq X \leq 7$, tanto dentro de la zona de resonancia del sistema como también al considerar las máximas potencias globales.

Si bien el cilindro circular no genera las más altas potencias, tiene la ventaja de presentar una menor sensibilidad a la razón de distancia X que las geometrías cuadradas, lo que lo hace ser más predecible.

Con el cumplimiento de los objetivos específicos se cumple el objetivo general, que establecía investigar experimentalmente el efecto de la geometría del generador de vórtices en la potencia obtenida en un sistema vibratorio del tipo *wake galloping*.

5.2 Trabajo a futuro

En base a las conclusiones del presente trabajo, se proponen las siguientes recomendaciones para futuras investigaciones experimentales en el prototipo de *wake galloping*:

- Aumentar la frecuencia natural del sistema con el objetivo de desplazar la zona de resonancia hacia mayores velocidades de viento.
- Disminuir la diferencia entre las posiciones del generador de vórtices y el cilindro móvil en el rango $5 \leq X \leq 7$, con el objetivo de estudiar en más detalle la zona de altas potencias.
- Estudiar más geometrías para el cuerpo generador de vórtices.
- Modificar la geometría del cuerpo móvil, con el objetivo de optimizar la recepción de vórtices y aumentar amplitudes de vibración.
- Montar un sistema de conversión eléctrica acoplado al cuerpo móvil.

Bibliografía

- [1] «Institute of Physics,» [En línea]. Available: <http://www.iop.org/resources/energy/>. [Último acceso: 6 Abril 2017].
- [2] R. A. Soto Valle, «Conversión de Energía Eólica Mediante Vibraciones Inducidas,» Universidad de Chile, Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas, Santiago, 2016.
- [3] V. Ovejas y A. Cuadras, «Piezoelectric wind energy harvesters,» *Smart Materials and Structures*, p. 20(8):085030, 2011.
- [4] D. Zhu, «Vibration energy harvesting: machinery vibration, human movement and flow induced vibration,» de *Sustainable energy harvesting technologies - past, present and future*, Rijeka, Croatia, InTech, 2011, pp. 25-54.
- [5] B. R. Munson, D. F. Young, T. H. Okiishi y W. W. Huebsch, «Fundamentals of Fluid Mechanics, Sixth Edition,» New York, 2009, pp. 493-517.
- [6] J. H. Lienhard, «Synopsis of lift, drag, and vortex frequency data for rigid circular cylinders,» Technical Extension Service, Washington State University, 1966.
- [7] A. Roshko, «On the Development of Turbulent Wakes from Vortex Streets,» NACA, Washington, 1954.
- [8] A. H. Techet, «Lecture: Vortex Induced Vibrations,» 21 Abril 2005. [En línea]. Available: http://ocw.mit.edu/courses/mechanical-engineering/2-22-design-principles-for-ocean-vehicles-13-42-spring-2005/readings/lec20_viv1.pdf. [Último acceso: 14 Junio 2016].
- [9] S. C. Yen y C. W. Yang, «Flow patterns and vortex shedding behavior behind a square cylinder,» *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 99, pp. 868-878, 2011.
- [10] A. Barrero-Gil, A. Sanz-Andrés y M. Roura, «Transverse galloping at low Reynolds numbers,» *Journal of Fluids and Structures*, vol. 25, pp. 1236-1242, 2009.
- [11] J. Novak, «Strouhal number and flat plate oscillation in an air stream,» Acta Technica CSAV, 1973.
- [12] J. M. Chen y Y.-C. Fang, «Strouhal numbers of inclined flat plates,» *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 61, pp. 99-112, 1996.
- [13] S. Tokoro, H. Komatsu, M. Nakasu, M. K. y 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*, pp. 1055-1062, 1999.

- [14] V. Meruane, *Vibraciones Mecánicas, apuntes para el curso ME4701*, Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de Chile, 2015.
- [15] R. Y. C.B. Williams, «Analysis of a micro-electric generator for microsystems,» *Sensors and Actuators*, vol. 52, pp. 8-11, 1996.