



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

**CONTROL DEL GENERADOR DE UN BARCO PARA REDUCIR
VIBRACIONES TORSIONALES**

TESIS PARA OPTAR AL GRADO DE MAGÍSTER EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA,
MENCION ELÉCTRICA

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL ELÉCTRICO

JOAQUÍN ALONSO ROJAS LEÓN

PROFESORA GUÍA:
CONSTANZA AHUMADA SANHUEZA

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
DORIS SÁEZ HUEICHAPAN
MATÍAS DÍAZ DÍAZ

Este trabajo ha sido parcialmente financiado por:
ANID/FONDECYT Iniciación N°11200866 y AC3E (ANID/Basal/FB0008)

SANTIAGO DE CHILE
2023

RESUMEN DE LA TESIS PARA OPTAR
AL GRADO DE MAGÍSTER EN CIENCIAS
DE LA INGENIERÍA, MENCIÓN ELÉCTRICA
Y MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL ELÉCTRICO
POR: JOAQUÍN ALONSO ROJAS LEÓN
FECHA: 2023
PROF. GUÍA: CONSTANZA AHUMADA SANHUEZA

CONTROL DEL GENERADOR DE UN BARCO PARA REDUCIR VIBRACIONES TORSIONALES

Esta investigación se enfoca en desarrollar una estrategia de control capaz de mitigar vibraciones torsionales en el generador de un barco. La tesis lleva a cabo un análisis exhaustivo de la literatura existente sobre perfiles de carga, sistemas de generación, estrategias de control y métodos para reducir vibraciones torsionales en el contexto marítimo. La propuesta central de la tesis es la implementación de un compensador *feed-forward* en el circuito de voltaje de campo del generador, diseñado para reducir el primer modo torsional del sistema. A través de la introducción de un torque eléctrico en contrafase a la diferencia de torques del eje del generador, se logra atenuar la magnitud de las vibraciones. Mediante simulaciones, se compara el rendimiento de esta estrategia de control con un control PI convencional, revelando una disminución de más del 50 % en la magnitud de las vibraciones torsionales. Además, se realiza un análisis de sensibilidad para evaluar la capacidad del control propuesto para afrontar cambios en los parámetros del sistema. En conjunto, esta tesis evidencia la eficacia y robustez de la estrategia propuesta en la reducción de vibraciones torsionales en el generador de una embarcación.

*The science itself may prove cynical.
However, one mustn't forget that there is a scientific element in all things.
The important truth is this:
I am the master of my fate, I am the captain of my soul.
R;N × William E. H.*

Agradecimientos

Quiero comenzar por agradecer a mis padres Elizabeth y Héctor por su infaltable presencia a lo largo de todos mis años de estudio, se han asegurado de que nunca me falte nada en esta vida para que pudiera enfocarme en mi desarrollo académico, ya fuera desde prepararme un desayuno luego de largas noches en vela hasta estar siempre dispuestos a escuchar y darme consejo, aunque por mi parte siempre quisiera solucionar todo por mi cuenta. Agradezco también su constante apoyo e incentivo por mantener una mente curiosa, aunque eso llevara en ocasiones a inutilizar algunos electrodomésticos. Por todo esto y más, agradezco su existencia y presencia en mi vida, me alegro mucho de ser su hijo.

Otro agradecimiento va para Taisa, mi pareja, que en el tiempo que hemos compartido se ha vuelto un lugar seguro donde refugiarme y poder descansar de todos los tumultos de la vida. Gracias por todas las risas, las caminatas infinitas, los cafés y los bailes en medio de la calle. Gracias por siempre creer en mí y apoyarme incondicionalmente, eres una maravillosa persona, una gran pareja y me alegro mucho de habernos encontrado en esta vida. Contigo siento mucha paz y felicidad, gracias por existir.

Nuevamente, agradezco a mis grandes amigos, Javier y Maximiliano, de ustedes he aprendido mucho sobre lo que es ser una persona íntegra y lo que es importante en la vida. Perdón por tantos fallos y gracias por siempre cuidarme y apoyarme, en las buenas, en las más o menos y, sobre todo, en las malas. Ambos son tremendas personas y profesionales y estoy seguro de que lograrán todo lo que se propongan.

También quiero agradecer a las amistades que tantas noches y días me acompañaron a lo largo de todos estos años: Catalina, Nataly, Carla, Isidora, Pablo, Paulo, Franco, Fran, Witu y Mauricio, su presencia me ha entregado incontables risas y momentos de felicidad, gracias por siempre estar dispuestos a disfrutar y compartir juntos y gracias por quedarse a mi lado y apoyarme en mis momentos más bajos.

Gracias y disculpa a mi profesora guía, Constanza, por siempre tenerme paciencia y ser comprensiva aun cuando hubiera pocos avances, por siempre incentivar me a realizar un buen trabajo y por sobre todo por impulsarme a ser un mejor profesional. Gracias también a la profesora Doris, que siempre me recibió en su laboratorio, donde pude conocer a los chicos del CACI (nombre en proceso), a quienes agradezco también por siempre recibirme como uno más del grupo.

Finalmente, esta tesis se hizo realidad gracias al apoyo y financiamiento de los siguientes proyectos: ANID/FONDECYT Iniciación N°11200866 y AC3E (ANID/Basal/FB0008).

Tabla de Contenido

| | |
|--|-----------|
| 1. Introducción | 1 |
| 1.1. Motivación | 1 |
| 1.2. Objetivos | 2 |
| 1.3. Alcances | 2 |
| 1.4. Metodología propuesta | 2 |
| 1.5. Estructura tesis | 3 |
| 2. Estado del arte | 5 |
| 2.1. Microrred de un barco moderno | 8 |
| 2.2. Generador diésel síncrono | 9 |
| 2.3. Cargas eléctricas en un barco | 9 |
| 2.4. Interacción electromecánica | 10 |
| 2.4.1. Modos de vibración | 11 |
| 2.4.1.1. Modos transversales | 11 |
| 2.4.1.2. Balanceo axial | 12 |
| 2.4.1.3. Modos torsionales | 12 |
| 2.4.2. Vibraciones torsionales en el sistema electromecánico de un barco . . | 13 |
| 2.4.3. Fuentes de vibraciones torsionales | 13 |
| 2.4.3.1. Carga pulsante | 14 |
| 2.4.3.2. Carga escalón | 14 |
| 2.4.3.3. Fallas en la red | 14 |
| 2.4.3.4. Sistemas de control | 15 |
| 2.4.3.5. Resonancia subsíncrona | 15 |
| 2.4.4. Estrategias de reducción de vibraciones torsionales | 15 |
| 2.5. Discusión | 18 |
| 3. Modelo electromecánico de un barco | 19 |
| 3.1. Modelamiento de sistema eléctrico | 19 |
| 3.1.1. Generador diésel síncrono | 19 |
| 3.1.2. Control de un generador síncrono | 20 |
| 3.1.2.1. Transformación qd | 21 |
| 3.1.2.2. Medición de frecuencia: <i>Phase-Locked Loop</i> | 21 |
| 3.1.2.3. Modelo matemático del sistema de excitación de un generador síncrono | 22 |
| 3.1.2.4. Control PI de campo de un generador síncrono | 23 |
| 3.2. Modelamiento de sistemas mecánicos | 23 |
| 3.2.1. Modelo torsional de dos masas | 23 |

| | | |
|-----------|---|-----------|
| 3.2.1.1. | Momento de inercia | 24 |
| 3.2.1.2. | Rigidez | 24 |
| 3.2.1.3. | Amortiguamiento | 25 |
| 3.2.2. | Modelo del sistema mecánico | 26 |
| 3.2.3. | Modelo torsional de n masas | 27 |
| 3.2.4. | Identificación de modos de vibración torsionales | 29 |
| 3.2.4.1. | Identificación experimental de frecuencias naturales | 29 |
| 3.2.4.2. | Identificación experimental de amortiguamientos | 30 |
| 3.3. | Discusión | 31 |
| 4. | Simulación del sistema electromecánico | 32 |
| 4.1. | Sistema mecánico | 33 |
| 4.1.1. | Modelo <i>prime mover</i> | 34 |
| 4.1.2. | Características físicas del sistema | 34 |
| 4.2. | Sistema eléctrico | 35 |
| 4.2.1. | Generador Síncrono | 36 |
| 4.2.2. | Sistema de control | 36 |
| 4.2.3. | Cargas | 37 |
| 4.3. | Comportamiento del sistema electromecánico en operación convencional | 38 |
| 4.4. | Control PI con excitación reducida de vibraciones torsionales | 40 |
| 4.5. | Discusión | 42 |
| 5. | Estrategia de control propuesta | 43 |
| 5.1. | Compensador por <i>Bang Bang</i> | 45 |
| 5.2. | Compensador por control predictivo basado en modelo | 46 |
| 5.3. | Discusión | 48 |
| 6. | Resultados y análisis de simulaciones | 49 |
| 6.1. | Comportamiento del sistema frente a la estrategia de control propuesta | 49 |
| 6.1.1. | Perfil A: Barco entrando o saliendo de puerto | 49 |
| 6.1.2. | Perfil B: Viaje convencional en altamar | 52 |
| 6.2. | Análisis de sensibilidad del compensador | 55 |
| 6.2.1. | Sensibilidad de rigidez: desplazamiento de los modos torsionales | 55 |
| 6.2.1.1. | Perfil A: Barco entrando o saliendo de puerto | 55 |
| 6.2.1.2. | Perfil B: Viaje convencional en altamar | 61 |
| 6.2.2. | Sensibilidad de amortiguamiento: cambio en los amortiguamientos del sistema | 67 |
| 6.2.2.1. | Perfil A: Barco entrando o saliendo de puerto | 67 |
| 6.2.2.2. | Perfil B: Viaje convencional en altamar | 72 |
| 7. | Conclusiones | 78 |
| 7.1. | Trabajo Futuro | 79 |
| 7.2. | Publicaciones | 80 |
| | Bibliografía | 81 |
| | Anexos | 88 |

| | |
|---|------------|
| Anexo A. Prueba de circuito abierto de la máquina sincrónica | 88 |
| Anexo B. Desempeño de la estrategia de control propuesta ante distintos perfiles de carga | 89 |
| B.1. Perfil C: Carga o descarga del barco | 89 |
| B.2. Perfil D: Barco en modo de espera en puerto | 91 |
| Anexo C. Sensibilidad de la estrategia de control propuesta ante distintos perfiles de carga y frecuencias naturales | 94 |
| C.1. Perfil C: Carga o descarga del barco | 95 |
| C.2. Perfil D: Barco en modo de espera en puerto | 100 |
| Anexo D. Sensibilidad de la estrategia de control propuesta ante distintos perfiles de carga y amortiguamientos | 105 |
| D.1. Perfil C: Carga o descarga del barco | 105 |
| D.2. Perfil D: Barco en modo de espera en puerto | 110 |

Índice de Tablas

| | | |
|------|---|-----|
| 2.1. | Factor de carga eléctrica en distintos escenarios para distintos barcos [36]. | 7 |
| 2.2. | Carga eléctrica máxima para distintos barcos [34]. | 7 |
| 4.1. | Parámetros del sistema de transmisión. | 35 |
| 4.2. | Parámetros del SG. | 36 |
| 4.3. | Parámetros de la función de transferencia del circuito de excitación. | 37 |
| 4.4. | Perfiles de carga para un viaje normal de un barco carguero. | 37 |
| 4.5. | Arreglo de Routh Hurwitz para el sistema a lazo cerrado. | 40 |
| 5.1. | Parámetros del control BB. | 46 |
| 5.2. | Parámetros del control MPC. | 48 |
| 6.1. | Comparativa entre estrategias de control. | 52 |
| 6.2. | Comparativa entre estrategias de control. | 54 |
| 6.3. | Comparativa entre estrategias de control y casos bajo estudio. | 60 |
| 6.4. | Comparativa entre estrategias de control y casos bajo estudio. | 66 |
| 6.5. | Comparativa entre estrategias de control y casos bajo estudio. | 72 |
| 6.6. | Comparativa entre estrategias de control y casos bajo estudio. | 77 |
| B.1. | Comparativa entre estrategias de control. | 91 |
| B.2. | Comparativa entre estrategias de control. | 93 |
| C.1. | Comparativa entre estrategias de control y casos bajo estudio. | 99 |
| C.2. | Comparativa entre estrategias de control y casos bajo estudio. | 104 |
| D.1. | Comparativa entre estrategias de control y casos bajo estudio. | 109 |
| D.2. | Comparativa entre estrategias de control y casos bajo estudio. | 114 |

Índice de Figuras

| | | |
|-------|---|----|
| 2.1. | (a) Microrred AC; (b) Microrred DC; (c) Microrred híbrida. | 6 |
| 2.2. | Esquema de microrred tradicional. | 8 |
| 2.3. | Esquema de microrred tradicional simplificada. | 8 |
| 2.4. | Sistema electromecánico básico. | 9 |
| 2.5. | Potencia activa consumida por un barco modelo en un viaje. Extraída de [43]. | 10 |
| 2.6. | Sistema electromecánico de un barco separado por sectores. | 11 |
| 2.7. | Sistema de transmisión en vibración transversal. Extraída de [50]. | 11 |
| 2.8. | Sistema de transmisión con balanceo axial. Extraída de [50]. | 12 |
| 2.9. | Sistema de transmisión con vibración torsional. | 12 |
| 3.1. | Circuito equivalente de un SG. | 19 |
| 3.2. | Estructura básica de un PLL. | 21 |
| 3.3. | PLL en sistema de referencia síncrono. | 22 |
| 3.4. | Sistema rotatorio de dos masas. | 24 |
| 3.5. | Variación de relaciones de amortiguamiento modales: (a) amortiguamientos pro- porcionales a masa y a torsión; (b) amortiguamiento de Rayleigh. Extraídas de [76]. | 26 |
| 3.6. | Sistema de transmisión flexible. | 27 |
| 4.1. | Sistema electromecánico del barco simulado. | 33 |
| 4.2. | Sistema de transmisión del barco simulado. | 33 |
| 4.3. | Sistema eléctrico del barco simulado. | 36 |
| 4.4. | Control PI tradicional. | 37 |
| 4.5. | Voltaje RMS en bornes del SG. | 38 |
| 4.6. | Voltaje y corriente de campo en el SG. | 38 |
| 4.7. | Torque eléctrico y mecánico en el SG. | 39 |
| 4.8. | Análisis de Fourier del torque mecánico en el SG. | 39 |
| 4.9. | Respuesta del sistema ante un rango de ganancias proporcionales. | 41 |
| 4.10. | FFT del torque mecánico en el SG ante un rango de ganancias proporcionales. | 42 |
| 4.11. | Ancho de banda a lazo cerrado ante un rango de ganancias proporcionales. . . | 42 |
| 5.1. | Control compensador propuesto. | 43 |
| 5.2. | Error relativo entre torque mecánico obtenido de sistema simulado y de función de transferencia. | 45 |
| 6.1. | Voltaje RMS en bornes del SG. | 50 |
| 6.2. | Corriente y voltaje de campo en el SG. | 50 |
| 6.3. | Torque eléctrico y mecánico en el SG. | 51 |
| 6.4. | Análisis de Fourier del torque mecánico en el SG. | 51 |
| 6.5. | Voltaje RMS en bornes del SG. | 52 |
| 6.6. | Corriente y voltaje de campo en el SG. | 53 |

| | | |
|-------|--|-----|
| 6.7. | Torque eléctrico y mecánico en el SG. | 54 |
| 6.8. | Análisis de Fourier del torque mecánico en el SG. | 54 |
| 6.9. | Voltaje RMS en bornes del SG para distintas frecuencias naturales. | 56 |
| 6.10. | Voltaje de campo en el SG para distintas frecuencias naturales. | 57 |
| 6.11. | Torque mecánico en el SG para distintas frecuencias naturales. | 58 |
| 6.12. | Análisis de Fourier del torque mecánico en el SG para distintas frecuencias naturales. | 59 |
| 6.13. | Voltaje RMS en bornes del SG para distintas frecuencias naturales. | 62 |
| 6.14. | Voltaje de campo en el SG para distintas frecuencias naturales. | 63 |
| 6.15. | Torque mecánico en el SG para distintas frecuencias naturales. | 64 |
| 6.16. | Análisis de Fourier del torque mecánico en el SG para distintas frecuencias naturales. | 65 |
| 6.17. | Voltaje RMS en bornes del SG para distintos amortiguamientos. | 68 |
| 6.18. | Voltaje de campo en el SG para distintos amortiguamientos. | 69 |
| 6.19. | Torque mecánico en el SG para distintos amortiguamientos. | 70 |
| 6.20. | Análisis de Fourier del torque mecánico en el SG para distintos amortiguamientos. | 71 |
| 6.21. | Voltaje RMS en bornes del SG para distintos amortiguamientos. | 73 |
| 6.22. | Voltaje de campo en el SG para distintos amortiguamientos. | 74 |
| 6.23. | Torque mecánico en el SG para distintos amortiguamientos. | 75 |
| 6.24. | Análisis de Fourier del torque mecánico en el SG para distintos amortiguamientos. | 76 |
| A.1. | Prueba de circuito abierto realizada en la simulación de la máquina ECP3 | 88 |
| B.1. | Voltaje RMS en bornes del SG. | 89 |
| B.2. | Corriente y voltaje de campo en el SG. | 90 |
| B.3. | Torque eléctrico y mecánico en el SG. | 90 |
| B.4. | Análisis de Fourier del torque mecánico en el SG. | 91 |
| B.5. | Voltaje RMS en bornes del SG. | 91 |
| B.6. | Corriente y voltaje de campo en el SG. | 92 |
| B.7. | Torque eléctrico y mecánico en el SG. | 92 |
| B.8. | Análisis de Fourier del torque mecánico en el SG. | 93 |
| C.1. | Voltaje RMS en bornes del SG para distintas frecuencias naturales. | 95 |
| C.2. | Voltaje de campo en el SG para distintas frecuencias naturales. | 96 |
| C.3. | Torque mecánico en el SG para distintas frecuencias naturales. | 97 |
| C.4. | Análisis de Fourier del torque mecánico en el SG para distintas frecuencias naturales. | 98 |
| C.5. | Voltaje RMS en bornes del SG para distintas frecuencias naturales. | 100 |
| C.6. | Voltaje de campo en el SG para distintas frecuencias naturales. | 101 |
| C.7. | Torque mecánico en el SG para distintas frecuencias naturales. | 102 |
| C.8. | Análisis de Fourier del torque mecánico en el SG para distintas frecuencias naturales. | 103 |
| D.1. | Voltaje RMS en bornes del SG para distintos amortiguamientos. | 105 |
| D.2. | Voltaje de campo en el SG para distintos amortiguamientos. | 106 |
| D.3. | Torque mecánico en el SG para distintos amortiguamientos. | 107 |
| D.4. | Análisis de Fourier del torque mecánico en el SG para distintos amortiguamientos. | 108 |
| D.5. | Voltaje RMS en bornes del SG para distintos amortiguamientos. | 110 |
| D.6. | Voltaje de campo en el SG para distintos amortiguamientos. | 111 |
| D.7. | Torque mecánico en el SG para distintos amortiguamientos. | 112 |
| D.8. | Análisis de Fourier del torque mecánico en el SG para distintos amortiguamientos. | 113 |

1 Introducción

1.1. Motivación

En la actualidad, el 80 % del volumen del comercio mundial se sustenta en el transporte marítimo, mientras que la cantidad de bienes y materias primas tranzadas se ha mantenido al alza a lo largo de los años. Problemas de conectividad naviera y mayores costos de envío se ven directamente reflejados en una mayor inflación, escasez de alimentos o interrupciones en cadenas productivas [1–4]. En este contexto, se ha requerido el desarrollo y estudio de nuevas tecnologías capaces de reducir tanto el costo como la probabilidad de falla de los componentes internos de barcos. Esto se ha evidenciado, por ejemplo, en el paso de propulsión mediante máquinas de vapor a combustibles fósiles hasta la actualidad con barcos parcial o totalmente eléctricos, tanto en generación como propulsión [5].

Estos avances traen nuevos desafíos, como problemas inherentes al funcionamiento y componentes físicos del sistema de transmisión de un barco, tales como *backlash*, desalineamiento de ejes, desgaste de engranajes, rodamientos y acoplamientos, desgaste de las aspas de las hélices por cavitación, así como las condiciones externas a las que se somete toda la embarcación. Más aún, considerando el creciente aumento en barcos más eléctricos, los que se caracterizan por incluir generación y propulsión eléctrica [6], se vuelve necesario también abordar estos problemas desde el sector eléctrico. En este punto, grandes conexiones de cargas pueden llevar a fallas en el generador, la frecuencia de operación del controlador puede volver inestable todo el sistema si no se realiza un estudio y modelo adecuado, corrientes sub-síncronas pueden llegar a producir resonancia si son cercanas a la frecuencia mecánica, cambios bruscos en la carga eléctrica pueden provocar una diferencia de velocidad considerable entre los extremos del eje del sistema de transmisión, los convertidores pueden agregar inestabilidad al sistema si no se tiene en cuenta su frecuencia de operación al modelar el sistema completo, etc. [4, 7–9]

Además, todos estos problemas se traducen en vibraciones mecánicas que añaden estrés en forma de torque al sistema de transmisión, lo cual, si no es debidamente tratado, eventualmente lleva a fallas mecánicas del mismo [7, 10–15]. Dicho esto, existen distintos tipos de oscilaciones mecánicas presentes en el sistema electromecánico de un barco. Estas incluyen las vibraciones torsionales, que se refieren a los movimientos rotacionales del eje del sistema de transmisión, balanceo axial y vibraciones laterales, que corresponden a movimientos lineales a lo largo y perpendicular al eje, respectivamente. De estas tres, las vibraciones torsionales son las que tienen un mayor impacto en el funcionamiento y la integridad del sistema de transmisión. Por lo tanto, abordar su reducción se vuelve una medida fundamental para garantizar la confiabilidad y robustez del sistema electromecánico de un barco, asegurando así su operación segura y eficiente en el tiempo [4].

1.2. Objetivos

El objetivo de esta tesis es reducir las vibraciones torsionales excitadas en el generador de un barco debido al cambio de cargas eléctricas, mediante el diseño e implementación de un controlador, para así prolongar la disponibilidad y aumentar la fiabilidad de la embarcación. Los objetivos específicos son:

- Modelar el sistema electromecánico del sistema de generación eléctrica de un barco y su control de voltaje. A partir de este modelo se podrá diseñar e implementar un controlador enfocado en reducir vibraciones torsionales.
- Analizar las vibraciones torsionales excitadas en el eje del generador al controlar el voltaje en bornes del generador mediante el campo eléctrico del generador síncrono. Evidenciando estas vibraciones se podrá medir la reducción obtenida con la estrategia propuesta.
- Diseñar y evaluar dos controladores, un Bang Bang (BB) y un Control Predictivo basado en Modelo (MPC), que actúen sobre el sector eléctrico del generador y así comparar su desempeño. Estos deben reducir la excitación de vibraciones torsionales debido a la conexión de cargas eléctricas, a la vez que mantienen la respuesta del voltaje en bornes similar a la original y dentro de los límites de operación.
- Examinar la robustez de los controladores propuestos frente a incertezas en parámetros del sistema. Esto permitirá abordar la fiabilidad de los controladores en una aplicación real, donde la degradación del sistema puede modificar dichos parámetros.

1.3. Alcances

El sistema electromecánico estudiado se modela en **PLECS** y **Simulink** de **Matlab R2021a** para lo cual se utilizan, en su mayoría, parámetros de la máquina **ECP3** de 5.2 [kW] de **MeccAlte**. El resto de valores se escogieron en base a sistemas similares encontrados en la literatura, de modo que fueran compatibles con la máquina.

Este trabajo está basado en simulaciones, por lo que, con miras a probar su efectividad en un sistema real, la capacidad del generador simulado es de menor tamaño que el de un barco real. Gracias a esto, el sistema puede ser replicado en un laboratorio y comparar datos experimentales con simulaciones, recordando que estos datos son reducidos proporcionalmente en base a la relación entre generación y carga.

Finalmente, la simulación considera cambios de carga asociados a los distintos modos de operación de un barco y, ya que se desean estudiar las vibraciones excitadas en el sistema de transmisión, se aplican escalones de naturaleza completamente resistiva.

1.4. Metodología propuesta

El desarrollo de esta tesis comprenderá las siguientes secciones. En primer lugar, se realiza un estudio de la literatura de modelos de carga y generación para barcos ya existentes, para

luego enfocar el estudio en métodos de control utilizados en las máquinas eléctricas utilizadas en barcos. A continuación se investigará el estado del arte en métodos de reducción de vibraciones de todo tipo en máquinas eléctricas.

Una vez completada esta investigación, se modelará en PLECS de PLEXIM el sistema electromecánico de generación de un barco, incluyendo un Generador Síncrono (SG), con un *prime mover* (PM) en base a diésel y su conexión mediante ejes y cajas de cambio. En cuanto a su control, este se desarrollará en Simulink de Matlab, debido a la posibilidad de ambos programas de interactuar entre sí. Tanto el modelo diseñado como sus parámetros se basarán en configuraciones comúnmente utilizadas en barcos de tipo carguero, con valores reducidos de consumo y generación.

El siguiente paso será proponer estrategias de control capaces de reducir un modo de vibraciones torsionales en el sistema generador, para lo cual se propone un compensador BB y uno MPC, los cuales actuarán sobre el voltaje de campo del generador y serán implementados en Simulink.

A continuación, se comprobará el desempeño del control original PI contrastado con el control propuesto en este trabajo. Los criterios de comparación se basarán en medir el tiempo de establecimiento, sobrepaso y conmutación de los parámetros estudiados, tales como el torque mecánico, corriente de excitación, diferencia angular del eje del sistema generador y recursos computacionales utilizados. Para realizar estas simulaciones se utilizarán cuatro perfiles de carga eléctrica reducidos, modelados en base al estudio de la literatura presentada.

Finalmente, se considera que los parámetros del sistema, ya sean conocidos o estimados, pueden estar sujetos a perturbaciones, provocando variabilidad e incerteza en su valor real. Por esto, se realizará un análisis de sensibilidad de los controles propuestos, a modo de comprobar su robustez frente a posibles cambios en los parámetros del sistema.

1.5. Estructura tesis

Este trabajo consta de 7 capítulos, divididos en introducción, dos capítulos de estado del arte y marco teórico, un capítulo dedicado a la simulación del sistema electromecánico con el que se trabajará, seguido de un capítulo donde se estudia su comportamiento ante un caso clásico de operación. A continuación un capítulo donde se explica la estrategia de control propuesta, luego resultados y análisis comparativos entre la estrategia de control tradicional y las propuestas y, finalmente, conclusiones. Además, se considera una sección para bibliografía y otra para anexos al final del trabajo.

En el capítulo 2, el estado del arte da conocimiento sobre los perfiles de carga en distintos tipos de embarcaciones, las cargas eléctricas presentes en cada uno y la composición general de su microred. Mientras que en el capítulo 3, se habla de los componentes del sistema electromecánico de un barco, las vibraciones presentes en este y el control de un SG convencional.

En el capítulo 4 se presenta la simulación realizada del sistema electromecánico y el comportamiento de este frente a un caso de operación clásico, para luego en el capítulo 5 presentar las estrategias de control propuestas, siendo estas compensadores BB y MPC en el voltaje

de campo de la máquina sincrónica.

Finalmente, en el capítulo 6 y 7 se presentan resultados, discusión y conclusiones del trabajo, señalando trabajos futuros a realizar.

2 Estado del arte

Existen múltiples diseños para el sistema eléctrico de un barco moderno, los que se agrupan en tres configuraciones de microrred básicas:

- Microrred AC [16–21], en la cual un arreglo de generadores alternos proporciona la energía a toda la red y todas las cargas la reciben mediante transformadores. Debido a que no existen convertidores en esta configuración, la frecuencia de la red es fijada por los mismos generadores (Figura 2.1.a).
- Microrred DC [2, 22–24], en la cual un arreglo de fuentes generadoras alternas o continuas suministran energía a la microrred mediante convertidores AC/DC o DC/DC. Desde el extremo de las cargas, estas reciben la energía mediante convertidores DC/AC o DC/DC según corresponda. Esta configuración también admite el uso de fuentes de almacenaje como baterías para alimentar al sistema (Figura 2.1.b).
- Microrred híbrida [25–28], en la cual existen microrredes AC y DC que comparten energía bidireccionalmente mediante uno o más convertidores (Figura 2.1.c).

Con respecto al sistema de propulsión de los barcos, en el presente, grandes barcos comerciales y cargueros se han movido desde el esquema tradicional de un generador conectado directamente hacia barcos más eléctricos, en los que el sistema completo se entiende como una microrred en la que se distinguen generación, distribución y cargas; en estas últimas se incluyen los motores de la nave. A su vez, la generación eléctrica es parte del sistema electromecánico del barco, el cual corresponde al PM, generador eléctrico, la conexión entre estos, turbinas, grúas, bombas, etc.

El sistema eléctrico de los barcos, dependiendo del tamaño de éste, presentan múltiples fuentes de generación, siendo un generador diésel síncrono lo comúnmente utilizado en grandes barcos cargueros y comerciales. Los generadores pueden trabajar en conjunto o activarse en caso de necesitarse, según la estrategia de control utilizada o complejidad de la microrred. Además, si se tiene una red de distribución DC, será necesario el actuar de inversores entre la generación y las cargas, en cuyo caso no existe frecuencia en la red. En caso de una red de distribución AC, la frecuencia del sistema vendrá dada directamente por la velocidad del generador.

Respecto a la generación, según lo presentado en [29–33], los generadores síncronos diésel corresponden a la opción más utilizada en barcos modernos, desde varios cientos hasta miles de kW.

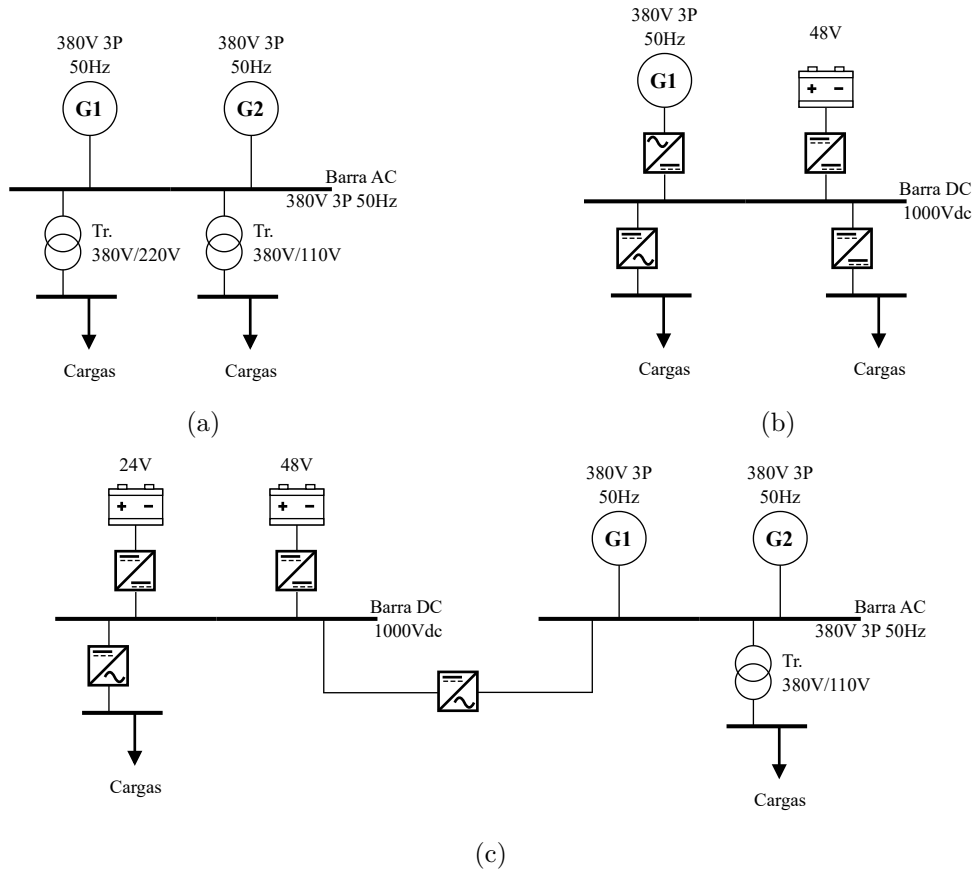


Figura 2.1: (a) Microrred AC; (b) Microrred DC; (c) Microrred híbrida.

En cuanto a la carga, existen múltiples tipos con distintos requisitos energéticos según el modo de operación y tipos de barco. Existen cargas asociadas a sensores, a luminaria y consumo de los tripulantes del barco, el consumo de los motores de los propulsores del barco, entre otras. En [16–18, 34–39] se presentan variados ejemplos de generación y carga en distintos tipos de barcos, como se aprecia en las Tablas 2.1 y 2.2. En barcos de gran tamaño, generalmente la carga total instalada es mayor a la generación total instalada es mayor a la generación total, lo cual se debe a la variabilidad de la energía utilizada en las distintas zonas de un barco según el modo de operación activo, ya sea en un puerto, en alta mar, durante la carga, etc. Además, a partir de la información proporcionada en las Tablas 2.1 y 2.2 se observa que para un barco de carga o uno de transporte de *containers*, la razón entre carga total y generación es al rededor de 1.5.

En la Tabla 2.1, **C1-C10** representan distintos modos de operación en los barcos estudiados, en donde **C1** es un viaje normal en alta mar, **C2** un viaje normal en alta mar con contenedores frigoríficos, **C3** comienzo del viaje, **C4** comienzo del viaje con contenedores frigoríficos, **C5** comienzo del viaje con contenedores frigoríficos y hélices de maniobra, **C6** manipulación de carga, **C7** manipulación de carga con contenedores frigoríficos, **C8** operación en puerto, **C9** viaje normal en alta mar con bomba contra incendios, **C10** modo de guerra.

Tabla 2.1: Factor de carga eléctrica en distintos escenarios para distintos barcos [36].

| Tipo de barco | Potencia generada [kW] sobre unidades generadoras | Potencia total generada [kW] sobre potencia consumida % |
|---|--|--|
| A (Transporte de <i>containers</i>) | 3000/4 | C1:9000/77.23 |
| | | C5:12000/84.32 |
| | | C4:9000/85.65 |
| | | C7:9000/78.82 |
| | | C8:3000/51.94 |
| B (Transporte de <i>containers</i>) | 1280/3 | C1:1280/47.60 |
| | | C2:2560/81.80 |
| | | C5:3840/79.90 |
| | | C7:2560/79.20 |
| | | C8:1280/36.00 |
| C (Mercante) | 800/3 | C1:800/80.40 |
| | | C6:2400/70.60 |
| | | C8:800/58.10 |
| D (Mercante) | 440/3 | C1:440/89.00 |
| | | C3:880/58.80 |
| | | C6:1320/74.80 |
| | | C8:440/48.60 |
| E (Guardia Costera) | 420/3 | C1:420/82.40 |
| | | C3:840/85.80 |
| | | C8:420/67.00 |
| F (Guardia Costera) | 120/3 | C9:840/71.20 |
| | | C1:120/60.09 |
| | | C8:120/32.72 |
| | | C10:120/76.97 |

Tabla 2.2: Carga eléctrica máxima para distintos barcos [34].

| Tipo de barco | Potencia Generada [kW] | Carga [kW] | | | | | |
|---|------------------------------|---------------------|----------|-------------|-------------|------------|-------------|
| | | Sala de máquinas | Cubierta | Alojamiento | Iluminación | Navegación | Carga Total |
| A (Mercante) | 2880 (720x3DG; 720x1SG) | 2015.57 | 698 | 251.9 | 65 | 8 | 3038.47 |
| B (Transporte de <i>Containers</i>) | 2880 (720x4DG) | 1531.6 | 2381.4 | 310.5 | 85 | 8 | 4136.5 |
| C (Buque Petrolero) | 8800 (2200x4DG; 2200x1SG) | 3613.02 | 6279.7 | 299.18 | 100 | 6 | 10297.9 |
| D (Mercante) | 2600 (650x3DG; 650x1SG) | 1874.35 | 689 | 245.8 | 65 | 8 | 2882.15 |
| E (Mercante) | 1320 (440x3DG) | 670.95 | 881.3 | 133 | 52 | 7 | 1144.25 |

A continuación, esta sección describe el sistema eléctrico, tanto su generación y cargas, y el sistema mecánico, detallando modos vibratorios, fuentes de interacción electromecánica, problemas y estrategias de reducción específicas para modos de vibración torsionales.

2.1. Microrred de un barco moderno

Si bien es posible encontrar variadas arquitecturas de microrredes en barcos modernos, el estudio de esta tesis se basará en un modelo como el de la Figura 2.2, el cual corresponde a un barco de transporte de *containers*, compuesto de una microrred AC con más de una fuente de generación a 380[V], las que alimentan cargas de propulsión, bombas y hoteleras, estas últimas mediante un transformador [17].

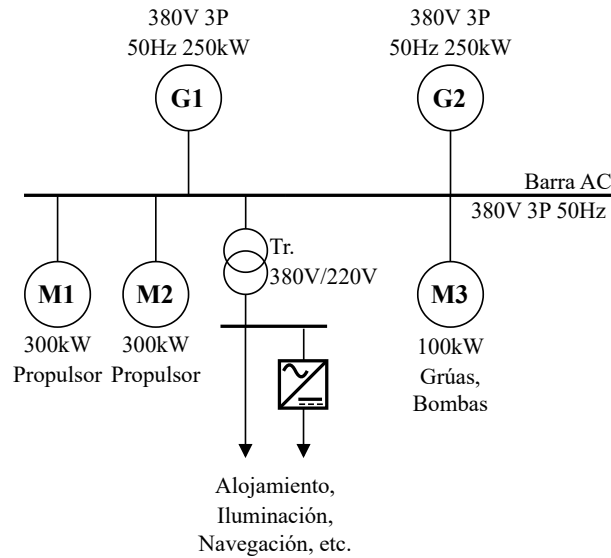


Figura 2.2: Esquema de microrred tradicional.

El sistema presentado en 2.2 posee un par idéntico de generadores diésel trifásicos a 380[V], 50[Hz] y 250[kW]. La energía suministrada por uno o ambos generadores se distribuye a una barra a 380[V]. Las principales cargas inductivas corresponden a una grúa de 100[kW] para carga y descarga y dos propulsores de 300[kW]. Este tipo de microrred se puede estudiar en su versión simplificada, como se ve en la Figura 2.3, la cual incluye todas las cargas de forma agrupada en propulsión y auxiliares.

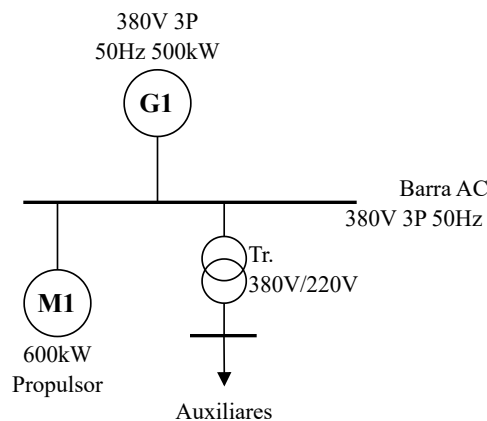


Figura 2.3: Esquema de microrred tradicional simplificada.

2.2. Generador diésel síncrono

Un SG es una máquina eléctrica que convierte la energía mecánica de un PM, diésel en este caso, en energía eléctrica AC a una determinada frecuencia y voltaje por fases. Los SG son ampliamente utilizados en la industria naviera debido a su relativamente bajo costo, alta eficiencia y su sencillo manejo y control. En la Figura 2.4 se observa un ejemplo del sistema de generación electromecánico en un barco. Este considera una máquina diésel como PM, en la cual se controla su velocidad generalmente a 1500[rpm] o 1800[rpm], un generador síncrono trifásico, en el cual se controla el voltaje en bornes a 380[V] mediante el voltaje de campo, ejes, acoplamientos, caja de cambios y cargas eléctricas [40].

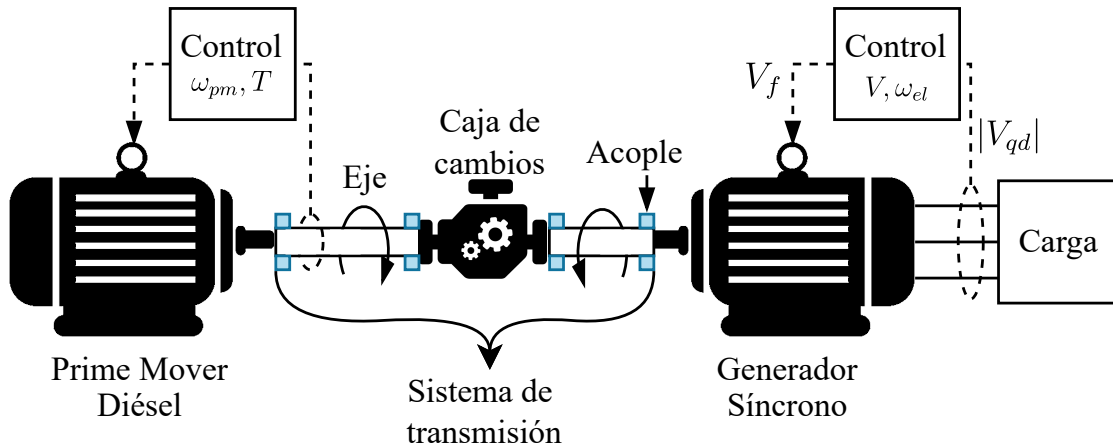


Figura 2.4: Sistema electromecánico básico.

2.3. Cargas eléctricas en un barco

Como se mencionó al inicio de este capítulo, un barco moderno presenta perfiles de carga acordes a su tipo de función y a distintos modos de operación, ya sea en puerto, en carga, en alta mar, etc. De acuerdo a [17, 18, 39, 41–44], se distingue una tendencia clara en cuanto a la carga eléctrica total de un barco carguero durante un viaje: en puerto el consumo es bajo, al maniobrar es medio y en viaje cargado es alto, como se ve en la Figura 2.5.

Además, según la información recopilada en las Tablas 2.1-2.2, un barco moderno, en particular uno de carga pesada, como *containers*, presenta una carga eléctrica total mayor que el poder de generación del barco, lo cual se debe a que según el modo de operación del barco, solo algunas cargas consumen energía. Con esto se nota que en promedio para barcos cargueros, la razón entre carga total y generación es cercana a 1.5.

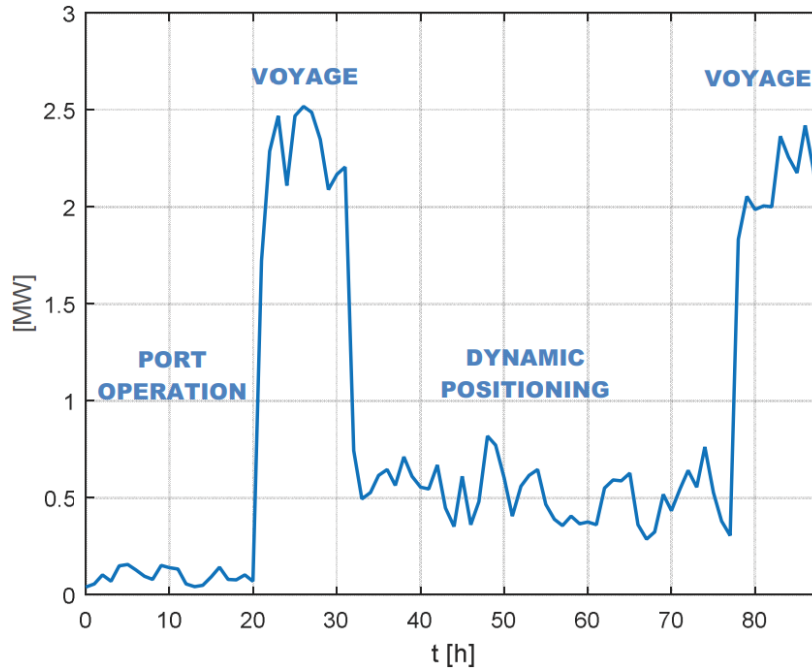


Figura 2.5: Potencia activa consumida por un barco modelo en un viaje. Extraída de [43].

2.4. Interacción electromecánica

Un sistema electromecánico se entiende como la operación en conjunto de diversos elementos tanto eléctricos (sensores, controladores, bobinado de máquinas, etc.) como mecánicos (ejes, actuadores, cajas de cambio, etc.) [45]. Estos elementos, al ser parte íntegra de un sistema, pueden interactuar entre sí, de aquí el nombre interacción electromecánica, lo que implica una respuesta en el sistema eléctrico frente a una perturbación en el mecánico, y viceversa. Si bien este comportamiento es esperable en algunas situaciones, como ocurre con la transformación de energía cinética a eléctrica, existen otras en que las fuentes de interacción pueden ocasionar problemas en el sistema, como inestabilidad o estrés torsional en ejes que finalmente lleva a fatiga acelerada del mismo. Algunas de estas fuentes que introducen estrés torsional al sistema son conexión y desconexión de cargas, cargas pulsantes, fallas en la red, corrientes subsíncronas, resonancia por frecuencias naturales idénticas entre sistemas, entre otros [39, 46, 47].

Debido a la inclusión de máquinas eléctricas directamente al sistema de transmisión, las embarcaciones modernas entran en la categoría de sistemas electromecánicos. La presencia de ejes flexibles vuelve este sistema susceptible a vibraciones, además, impulsado por una reciente tendencia hacia barcos más eléctricos, en el sistema eléctrico han aumentado las cargas, principalmente por máquinas como turbinas y motores, lo que a su vez aumenta la posibilidad propagación de perturbaciones entre dominios eléctrico y mecánico, representados en la Figura 2.6. Por esto último, se vuelve importante considerar los efectos de cargas eléctricas sobre la estabilidad del sistema. Sin embargo, la interacción entre sistemas es en ocasiones ignorada, bajo la premisa de que la resonancia entre sistemas no debiese ocurrir, ya que las primeras frecuencias naturales de los sistemas eléctrico y mecánico generalmente difieren en órdenes de magnitud [48, 49]. Sin embargo, las interacciones electromecánicas

ocurren debido a distintas fuentes de perturbación, por lo que es necesario comprender el origen de estas y cómo evitarlas.

A continuación, esta sección detalla los modos de vibración presentes en un sistema de transmisión, vibraciones torsionales en el sistema electromecánico de un barco, fuentes de vibraciones torsionales y, finalmente, cómo reducir dichas vibraciones.

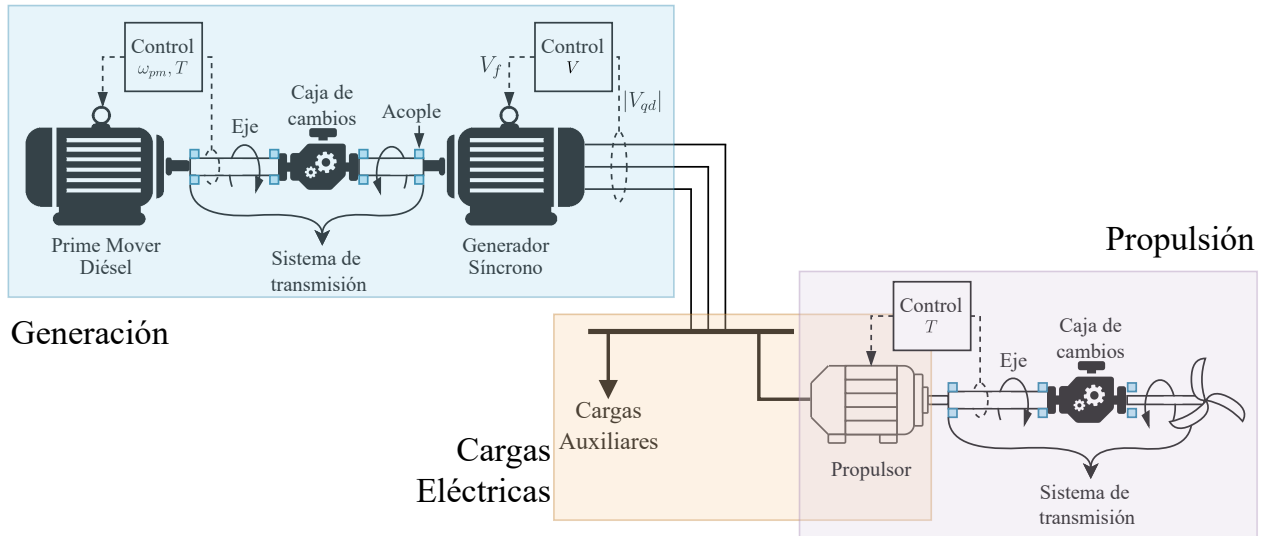


Figura 2.6: Sistema electromecánico de un barco separado por sectores.

2.4.1. Modos de vibración

Existen tres modos vibratorios de interés en un sistema de transmisión: transversal, balanceo (*whirl*) y torsional. En un eje, los primeros dos conllevan desviaciones radiales y el último, angulares.

2.4.1.1. Modos transversales

Estas vibraciones actúan a lo largo del sistema de transmisión, como se ve en la Figura 2.7. Son vibraciones forzadas, por lo que requieren de energía fuera del sistema para ser excitadas.

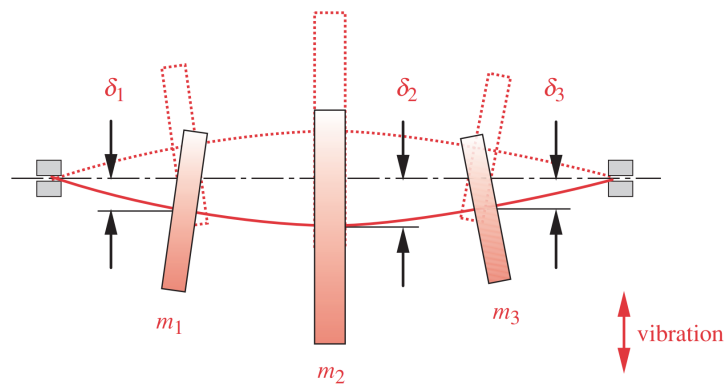


Figura 2.7: Sistema de transmisión en vibración transversal. Extraída de [50].

2.4.1.2. Balanceo axial

Aunque se intente equilibrar los componentes rotatorios para evitar este fenómeno, en la práctica es muy complejo lograr un balanceo exacto. Es debido a esto que ocurre el balanceo axial, el cual es una vibración autoexcitada que se presenta cuando el sistema rota excéntricamente, esto es, cuando el centro de masa es distinto del eje de giro. Estas vibraciones provocan que el sistema se desvíe del eje rotatorio, lo cual provoca visualmente el efecto de una cuerda rotando con sus extremos fijos, como se ve en la Figura 2.8.

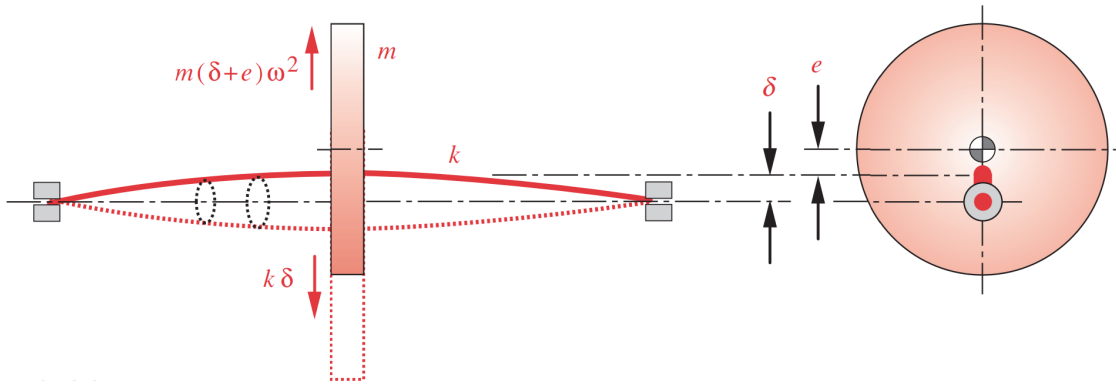


Figura 2.8: Sistema de transmisión con balanceo axial. Extraída de [50].

2.4.1.3. Modos torsionales

Al igual que las vibraciones transversales, los modos torsionales son un tipo de vibración forzada, producidas al aplicar un torque sobre el eje de rotación del sistema, generalmente por un cambio de carga en el mismo. Lo anterior lleva a desviaciones angulares entre los extremos del eje de rotación, como ocurre al torsionar en sentidos opuestos los extremos de un resorte. La Figura 2.9 ilustra este comportamiento como un cambio angular δ en un extremo de un eje rotando a velocidad ω_1 al aplicar un torque τ .

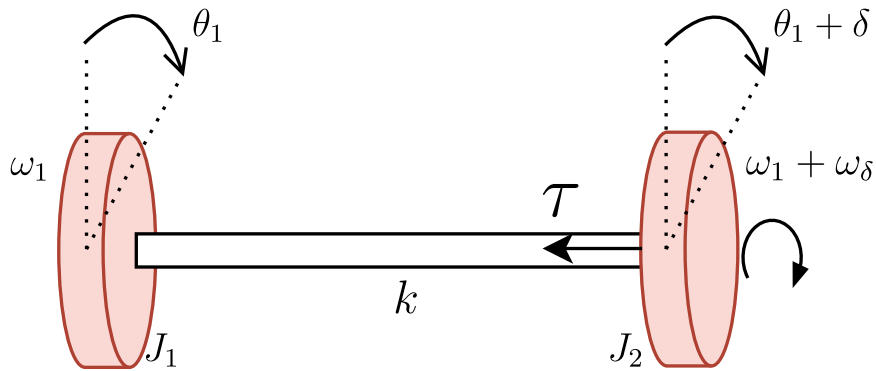


Figura 2.9: Sistema de transmisión con vibración torsional.

2.4.2. Vibraciones torsionales en el sistema electromecánico de un barco

Como se mencionó en la sección 2.4.1.3, las vibraciones torsionales se originan de una perturbación en el torque de un eje rotacional flexible, producidas generalmente por un cambio de carga. En el caso particular de un barco, estas se hacen presentes en el sistema de transmisión del mismo, ya que, al estar compuesto de grandes inercias (máquinas, acoplamientos, etc.) y largos ejes flexibles, constituyen un sistema resonante poco amortiguado con frecuencias torsionales subsíncronas. De no tenerse en cuenta estas vibraciones al momento de diseñar o expandir el sistema de transmisión, existe la posibilidad de originarse torques o fuerzas oscilatorias excesivas que terminan por dañar partes o secciones completas del sistema [51]. Además del daño instantáneo, también existe el daño acumulativo de pequeñas oscilaciones torsionales, el cual se produce debido a pequeñas y medianas perturbaciones [48]. Con la inclusión de máquinas eléctricas al sistema, se vuelve necesario considerar el efecto de torques eléctricos en el sistema, ya que estos se asocian a un cambio de carga y correspondientes oscilaciones torsionales en el sistema de transmisión, lo que a su vez también crea perturbaciones en la red eléctrica, pudiendo afectar el desempeño y eficiencia del sistema [47].

Considerando este último punto, es importante tener en cuenta que el sistema electromecánico de un barco debe comprenderse como un conjunto, en el que las perturbaciones tanto en el dominio eléctrico como mecánico se transmiten a lo largo de la totalidad del sistema. Múltiples soluciones para la reducción de oscilaciones torsionales en el sistema de propulsión de embarcaciones han sido propuestas en la literatura [4, 28], sin embargo, comparativamente se han realizado pocos estudio desde el sector de la generación. Esto supone un problema, pues, aunque se logren reducir las vibraciones torsionales en el sector de propulsión, el sistema eléctrico igualmente recibe grandes y rápidos cambios de carga, lo que provoca oscilaciones en el sistema de transmisión del sector de generación.

Las vibraciones torsionales pueden causar daños en la estructura del barco y en los equipos a bordo, lo que puede llevar a costosas reparaciones y tiempos de inactividad. Por lo tanto, es importante comprender los efectos de las vibraciones torsionales y tomar medidas para mitigar sus efectos. Sin embargo, la mayoría de estudios han enfocado su investigación solo en el sector de propulsión, por lo que se vuelve necesario un estudio también enfocado en el sector de generación. La presente sección detalla las posibles perturbaciones electromecánicas relevantes para el sistema de transmisión del sector de generación de un barco, para luego hacer un repaso por estrategias de reducción de vibraciones torsionales presentadas en la literatura.

2.4.3. Fuentes de vibraciones torsionales

Como se mencionó en la sección 2.4, existen diversas fuentes de interacción electromecánica, las cuales se vuelven especialmente perjudiciales cuando excitan vibraciones torsionales en el sistema, que ocurren debido a una perturbación en el balance de torques en componentes del sistema mecánico, como cargas mecánicas en el sistema de transmisión o máquinas eléctricas, como generadores y motores. Dichas perturbaciones pueden ocurrir en forma de escalón, impulso, rampa, etc., siendo la primera la más perjudicial, pues, por su respuesta en frecuencia, esta excita todas las frecuencias en el sistema, incluyendo aquellas que producen resonancia. Un caso más extremo puede presentarse ante cargas periódicas, ya que estas po-

drían resonar con la frecuencia natural del sistema [52].

Otras fuentes de excitación de vibraciones torsionales son fallas en la red eléctrica, producto de cortocircuitos, armónicos introducidos a la red por convertidores eléctricos, resonancia debido a corrientes subsíncronas, incorrecta operación de equipos, como iniciar una máquina a velocidad inadecuada, permitiendo la excitación de frecuencias resonantes, etc. La excitación de vibraciones torsionales eventualmente puede llegar a producir fatiga de material en componentes mecánicos, caída del sistema eléctrico o daños al sistema de transmisión, por lo que los fenómenos aquí mencionados deberían ser considerados en el diseño y operación del sistema [53]. A continuación se detallan algunas de estas perturbaciones.

2.4.3.1. Carga pulsante

Las cargas pulsantes se refieren a aquellas cargas que repiten su actuar de forma periódica, por lo que, para el caso de un barco, estas pueden ocurrir debido al oleaje golpeando las paredes de la embarcación, *backlash* en cajas de cambio, desbalance en el sistema de transmisión ocasionando torques con frecuencias múltiplos de la velocidad rotacional, problemas con el PM, etc. [47, 53].

Para prevenir las vibraciones torsionales generadas por las cargas pulsantes, se pueden aplicar amortiguadores de torsión o técnicas de control de la velocidad del PM o la variación de la frecuencia de la alimentación eléctrica.

2.4.3.2. Carga escalón

Se hace presente cuando se conecta o desconecta una carga eléctrica grande del sistema, como cuando se conecta un motor eléctrico grande, lo que genera un cambio repentino en la carga mecánica y eléctrica. Debido a que una entrada escalón excita todas las frecuencias, este cambio repentino puede causar vibraciones torsionales no deseadas en los componentes del sistema, como el eje del SG, rodamientos y otros elementos mecánicos.

El impacto de la carga escalón en las vibraciones torsionales depende de su magnitud y tiempo de aplicación, la velocidad de respuesta del sistema y la rigidez de los componentes mecánicos. En general, cuanto más rápido y más grande es el cambio en la carga eléctrica, mayor es la amplitud de las vibraciones torsionales generadas.

Para reducir estos efectos de la carga escalón, se pueden tomar medidas de diseño como utilizar amortiguadores para reducir la vibración o agregar ruedas volantes que reduzcan el impacto de un cambio repentino de carga.

2.4.3.3. Fallas en la red

Las fallas en la red eléctrica también pueden generar interacción electromecánica indeseada en el sistema. Estas fallas pueden ser de diferentes tipos, como cortocircuitos, apagones, caídas de voltaje, entre otros. Cuando ocurre una falla en la red eléctrica, la respuesta dinámica del sistema se ve afectada, lo que puede generar vibraciones torsionales en el sistema de transmisión.

En el caso de un cortocircuito, una gran inyección de corriente produce un alto voltaje, lo que puede excitar vibraciones torsionales ante la presencia elementos que saturan este vol-

taje. Estos sobre voltajes también pueden ocurrir al conectar o desconectar barras cargadas sin planificación previa, ya que en esencia estos cambios actúan como una carga escalón de elevada magnitud. Luego, si el sistema no está preparado para responder a estas variaciones, pueden aparecer vibraciones torsionales.

Para evitar esto, se deben aplicar medidas de protección, como sistemas de protección de sobrecarga, sistemas de protección de cortocircuitos y sistemas de regulación de voltaje. Además, es importante considerar estos efectos en el diseño del sistema y en su operación.

2.4.3.4. Sistemas de control

El sistema de control utilizado para regular velocidad, torque o voltaje puede producir transientes en el rango de 10-20[Hz], los que se encuentran dentro del rango de modos torsionales para sistemas de transmisión de grandes máquinas, como las presentes al interior de grandes barcos [54]. Luego, si el control es incapaz de llevar el sistema rápidamente a la referencia, es posible que la cercanía entre estas frecuencias con la de modos torsionales ocasione resonancia, lo que puede llevar a desestabilizar la totalidad del sistema [55].

2.4.3.5. Resonancia subsíncrona

La resonancia subsíncrona es un fenómeno que ocurre en líneas de transmisión AC compensadas mediante condensadores en serie. Esta compensación incluye varias ventajas, como aumentar la capacidad de transmisión, mejorar la estabilidad del sistema, regulación de voltaje, entre otras. La inclusión de un elemento capacitivo a la línea de transmisión determina la frecuencia natural eléctrica f_{er} como [48]:

$$f_{er} = f_0 \sqrt{\frac{X_C}{X_L}} \quad (2.1)$$

Con f_0 la frecuencia síncrona, X_L la reactancia de la línea y X_C la reactancia del condensador. Generalmente, la complejidad de los sistemas de potencia es mayor, añadiendo más frecuencias resonantes al sistema. Luego, corrientes de armadura en estas frecuencias resonantes circularán por el sistema ante cualquier pequeña perturbación eléctrica. Además, este armónico produce en la armadura de la máquina un campo magnético, el cual induce corrientes en el rotor a frecuencia $f_r = f_0 - f_{er}$. Estas corrientes de frecuencia subsíncrona pueden ser cercanas a los modos torsionales del sistema de transmisión, generando resonancia, lo cual puede llevar a la completa desestabilización del sistema [56–58]. Una forma de reducir el impacto de estas corrientes, es situar la compensación del sistema alejada de la máquina.

2.4.4. Estrategias de reducción de vibraciones torsionales

Ya establecidos las múltiples fuentes de vibraciones torsionales y sus detrimentos al sistema electromecánico de un barco, la presente sección detalla algunas de las soluciones propuestas en la literatura para la reducción de vibraciones en grandes sistemas torsionales.

El trabajo realizado en [13] presenta un sistema electromecánico genérico para una máquina productora de papel de grandes cilindros. A continuación, realiza múltiples simulaciones para evaluar el efecto de perturbaciones como cargas escalón y *backlash*. Luego, estudia la efectividad de métodos convencionales para reducir vibraciones torsionales, estos son: uso

de ejes huecos, utilizar un control de velocidad críticamente amortiguado y uso de entradas rampa. El primer método busca aumentar la rigidez de los ejes sin la necesidad de aumentar mucho el tamaño y peso de los mismos, logrando un 100 % de aumento de la frecuencia de los primeros modos torsionales, lo cual permite un aumento del ancho de banda de los controladores de velocidad, lo que a su vez mejora la coordinación dinámica entre diferentes secciones mecánicas. El segundo método se emplea para eliminar el *overshoot* (PO) lo cual reduce la posibilidad de *backlash* ante cambios de carga. El tercer método busca disminuir el rango de frecuencias excitadas por una carga escalón convencional y así evitar los modos torsionales del sistema. Este permite eliminar completamente las vibraciones torsionales y evita el *backlash*. Si bien estos métodos pueden funcionar bien en sistemas terrestres, en sistemas marítimos existen limitaciones de espacio o peso, dificultando así el uso de ejes sobredimensionados o huecos; se requiere poder operar a velocidades que vuelven inviable un control sobreamortiguado y aunque en ocasiones es posible programar el consumo y utilizar cargas rampa, no siempre es el caso.

En [59] se propone añadir torque eléctrico en contra fase al torque producido por resonancia subsíncrona mediante el uso de un compensador de adelanto-retraso en el circuito de excitación de la máquina, siguiendo el cambio de velocidad de un eje torsional. Para esto, se realiza una linealización del sistema y luego se elabora un compensador mediante posicionamiento de polos, para así desplazar los modos torsionales del sistema. Este método resulta interesante por su relativa simplicidad, sin embargo, los autores solo presentan el caso en que el sistema se vuelve inestable como comparativa para el método propuesto, por lo que su beneficio ante un caso de operación convencional es incierto.

En [55] se presenta un sistema de confinación magnética, utilizado para experimentos de fusión nuclear. Este sistema se compone de generadores síncronos, ruedas volantes, ejes y acoples, es decir, un sistema torsional. Los autores buscaron reducir las vibraciones subsíncronas presentes en el sistema, las cuales ocasionaban el fallo de algunos experimentos. Para esto, propusieron añadir torque eléctrico en contrafase a la velocidad torsional del eje, producida por resonancia subsíncrona, mediante la implementación de un estabilizador de torque en el circuito de armadura. Este estabilizador está compuesto de un puente de 6 tiristores, controlado por corriente, alimentando un inductor. El uso de este inductor permite almacenar energía magnética, siendo cargado y descargado en contrafase a la velocidad torsional del eje. Este método resulta efectivo en reducir vibraciones torsionales en el sistema electromecánico, sin embargo, los autores solo presentan el caso en que el sistema se vuelve inestable como comparativa para el método propuesto, por lo que su beneficio ante un caso de operación convencional es incierto.

En [60] se propone utilizar un banco de resistencias como carga controlada de modo que disipe potencia cuando la velocidad del generador excede la síncrona. Esto produciría un torque eléctrico en el generador que atenuaría los ciclos positivos de oscilaciones torsionales presentes en el rotor. Los autores realizaron pruebas bajo perturbaciones de distintos tipos, mostrando que un banco de resistencias de 5.6 % de la potencia nominal fue capaz de reducir en buena medida las oscilaciones torsionales. Sin embargo, este método solo permite actuar sobre la mitad de las perturbaciones, ya que solo puede afectar el ciclo positivo de las oscilaciones excitadas.

En [61] se propone la utilización de meta-materiales elásticos basados en estructuras llamadas cristales fonónicos localmente resonantes (LRPC), las cuales tienen la particularidad de tener intervalos de frecuencia en los cuales las vibraciones no pueden propagarse. Estos LRPC pueden ser ajustados para rechazar rangos de frecuencias específicos, mostrando buena atenuación de la propagación de frecuencias resonantes en barcos. Sin embargo, aunque esto puede evitar la propagación de vibraciones en donde sean instalados, incluir este tipo de materiales en el sistema de transmisión resulta complejo de ejecutar tanto como de modelar.

En [4] se presenta en detalle el modelo del sistema electromecánico del sector de propulsión de un barco, donde se busca reducir las vibraciones torsionales excitadas por cambios de carga o fallas. Los autores proponen una técnica de control que agrega, mediante el convertidor de potencia, un amortiguamiento virtual al primer modo torsional, mejorando así su relación de amortiguamiento. Este amortiguamiento es un torque externo, el cual es añadido al sistema solo en la presencia de oscilaciones torsionales. Para esto, se añade un lazo de control al control vectorial de la máquina, donde se aplica una ganancia de control al error entre la velocidad del motor y el eje adyacente. Este método posee buenas características dinámicas y es robusto ante variaciones de parámetros. Los autores también realizan variadas pruebas para validar el control propuesto, determinando que este reduce el sobre torque, reversión de torque y la duración de vibraciones, comparadas con un método convencional.

En [62] se propone controlar el torque mecánico de un sistema torsional de dos masas, para lo cual se sigue el error de la velocidad angular del motor y el cambio en esta, siendo controlado mediante la utilización de un control difuso, el cual corresponde a un control PI por regla, determinado por una neurona. Es decir, la tabla del control difuso es una matriz de controladores PI con parámetros autoajustados. Los autores indican que la solución propuesta utiliza propiedades de control difuso, neuronal y PI en conjunto para la reducción de vibraciones. Sin embargo, se requieren métricas enfocadas en la magnitud y duración de las oscilaciones presentes para validar dichas afirmaciones.

En [20] se busca absorber oscilaciones subsíncronas presentes en el compresor de un sistema electromecánico, regido por un turbo generador síncrono, y así añadir amortiguamiento al mismo. Para esto, se propone utilizar un amortiguador activo, compuesto de un filtro adaptativo encargado de extraer una frecuencia torsional de la corriente suministrada al compresor. Esto permite reducir efectivamente las oscilaciones torsionales presentes en dicho compresor, manteniendo la estabilidad del sistema. Este método resulta efectivo para absorber vibraciones en cargas, sin embargo, su utilidad para reducirlas en un sistema de generación o propulsión debe ser estudiado. Además, los autores solo presentan el caso en que el sistema se vuelve inestable como comparativa para el método propuesto, por lo que su beneficio ante un caso de operación convencional es incierto.

En [63] se intenta disminuir oscilaciones torsionales en un sistema electromecánico, compuesto de ejes elásticos, motor, carga mecánica y cargas alimentadas por un convertidor. Para esto, se controla la velocidad del motor mediante un controlador por modo deslizante (SMC) con acción integral de ganancias difusas, de tal modo que la variación de torque en el sistema se vea reducida y, consecuentemente, las vibraciones torsionales en el mismo. El control propuesto logra reducir las vibraciones presentes en el eje conectado al motor, por lo que esta estrategia se vuelve interesante como punto de partida, aunque se vuelve necesario modifi-

carla para actuar sobre el sector de generación.

2.5. Discusión

En este capítulo se presentó el sistema electromecánico de un barco carguero moderno. Este se compone de un sistema mecánico, incluyendo al PM, sistema de transmisión, SG's y propulsores, entre otros, y el sistema eléctrico, el cual también incluye SG's, sistemas de control, cargas eléctricas auxiliares y principales o de propulsión. Se determinó además que la relación entre carga eléctrica total instalada y generación es cercana a 1.5, debido a que existen perfiles de carga según el estado en que se encuentre el barco, manteniendo el consumo total menor a la generación máxima.

Además, el fenómeno de interacción electromecánica en un barco ha sido descrito. Debido a la naturaleza flexible del sistema de transmisión, este se vuelve susceptible a la excitación de alguno de sus modos de vibración, lo cual puede producir daño acumulativo en el sistema a lo largo del tiempo, llevando a inestabilidad o tiempos reducidos entre mantenimientos consecutivos. Se han detallado los tres modos de vibración de interés en un sistema de transmisión, teniendo especial relevancia el modo torsional para el desarrollo de este trabajo. Para este, se han explorado distintas fuentes de excitación, entre ellas la conexión de cargas eléctricas, y estrategias de reducción.

Considerando lo expuesto en las estrategias encontradas en la literatura, se determina que [13, 61] presentan soluciones incompatibles con la operación real de un barco carguero o requieren de mayor estudio en su implementación real. En cambio, [20, 62, 63] proponen soluciones enfocadas en controlar la velocidad mecánica de una máquina o filtros activos, teniendo buen desempeño al momento de atenuar vibraciones, aunque requiriendo una implementación más compleja. Finalmente, se nota como las estrategias presentadas en [4, 55, 59, 60] logran buen desempeño al aplicar un torque amortiguador en presencia de vibraciones torsionales, por lo que esta tesis propone incorporar un compensador *feed-forward* al voltaje de campo del SG, cuyo modo de actuar sea aplicar un torque eléctrico en contra fase a la diferencia entre torques eléctrico y mecánico. A continuación, en el siguiente capítulo se detallarán los modelos necesarios para simular el sistema electromecánico de un barco carguero, su control y las vibraciones torsionales presentes en este.

3 Modelo electromecánico de un barco

En este capítulo se detallan los modelos empleados para representar el sistema electromecánico de generación de un barco carguero convencional. En primer lugar, se presenta el modelo eléctrico, detallando la generación, el control y las cargas. A continuación, se aborda el modelo mecánico, incluyendo una explicación del procedimiento para la identificación teórica y experimental de los modos de vibración torsionales, así como de su amortiguamiento.

3.1. Modelamiento de sistema eléctrico

3.1.1. Generador diésel síncrono

Un SG es una máquina eléctrica que convierte la energía mecánica de un PM, diésel en este caso, en energía eléctrica AC a una determinada frecuencia y voltaje por fases. Su circuito equivalente se observa en la Figura 3.1, el cual está compuesto por el circuito de campo, con voltaje V_f en [V], resistencia R_f en [Ω] e inductancia L_f en [H], y el circuito de armadura por fase, con voltaje inducido E_a en [V], reactancia síncrona X_s en [Ω], que es la combinación de la reactancia de armadura y autoinductancia [64], y resistencia R_a en [Ω]. Son ampliamente utilizados en la industria naviera debido a su relativamente bajo costo, alta eficiencia y su sencillo manejo y control. Para esta tesis, el circuito de campo del rotor se modela de forma independiente de la armadura en el estator.

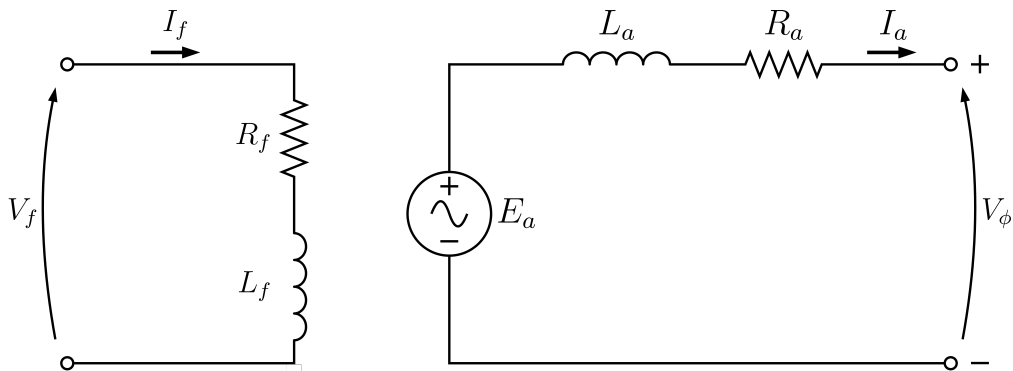


Figura 3.1: Circuito equivalente de un SG.

Para efectos de esta tesis, se desprecian las corrientes transitorias en el estator y subtransitorias en el rotor para reducir el esfuerzo computacional. Además, esto es razonable

al considerar velocidad síncrona, bajo amortiguamiento en el circuito de campo y que las frecuencias eléctricas derivadas de comportamientos transitorios se encuentran alejadas de los modos torsionales. Todo esto lleva a un sistema en estado estacionario, modelado por (3.1)-(3.7), en donde además la ecuación (3.5) considera pérdidas despreciables.

$$V_f = R_f I_f + L_f \dot{I}_f \quad (3.1)$$

$$E_a = K I_f \omega_m \quad (3.2)$$

$$X_s = \omega_{em} L_s \quad (3.3)$$

$$V_\phi = E_a - L_s \dot{I}_a - R_a I_a \quad (3.4)$$

$$T_{em} = T_m - J \dot{\omega}_m = \frac{P_{em}}{\omega_m} \quad (3.5)$$

$$P_{em} = E_{aa} I_{aa} + E_{ab} I_{ab} + E_{ac} I_{ac} \quad (3.6)$$

$$\omega_{em} = \frac{p}{2} \omega_m \quad (3.7)$$

Con I_f la corriente de campo en el rotor en [A], K una constante de construcción de la máquina en [Ω s/rad], λ el flujo magnético por bobinado en [Wb], ω_m la velocidad mecánica de la máquina en [rad/s], V_ϕ el voltaje en bornes por fase en [V] e I_a la corriente de armadura en [A]. Además, T_{em} es el torque electromagnético producido por la máquina en [Nm], T_m el torque mecánico de entrada en [Nm], J la inercia de la máquina en [kg/m^2], ω_m la velocidad mecánica del rotor en [rad/s], P_{em} la potencia electromagnética trifásica en [W], E_{ax} e I_{ax} el voltaje en bornes y la corriente de armadura para la fase x en [V] y [A], respectivamente. Finalmente, ω_{em} es la frecuencia eléctrica del estator en [rad/s] y p la cantidad de polos de la máquina.

3.1.2. Control de un generador síncrono

Existen múltiples acercamientos para controlar la frecuencia y el voltaje de la red eléctrica de un barco, siendo lo más habitual manipular la velocidad del PM o utilizar un módulo inversor para regular la frecuencia y manipular el circuito de campo para controlar el voltaje de armadura [65–69]. En [70] se propone utilizar un control jerárquico en cooperación con *droop* inverso para redes DC en barcos, en [71] se propone utilizar PID sobre el voltaje de campo, cuyos parámetros se optimizaron mediante algoritmos genéticos, en [72] se propone utilizar un esquema de control de voltaje automático (AVR), en el cual se estiman parámetros del circuito equivalente de Thevenin del generador, lo que permite determinar polinomios que posteriormente definen la acción de control, en [68] se propone utilizar un AVR digital sobre el voltaje de campo, el cual utiliza un generador de imanes permanentes (PMG) como fuente de poder, en [22] se propone controlar el voltaje de campo del generador mediante un control PI aplicado al voltaje en barra y un compensador para la compartición de potencia entre múltiples unidades generadoras. Debido a su uso habitual y sencilla implementación, en esta

tesis se utilizará un control PI como control de voltaje para un SG, por lo cual en la sección 3.1.2.4 se explicará el esquema para su implementación.

3.1.2.1. Transformación qd

El control de un SG trifásico puede parecer complicado debido a que presenta comportamiento oscilatorio en el voltaje que suministra, por lo que una forma de simplificar el estudio y control del sistema es trabajar con magnitudes constantes, para lo cual resulta útil definir la transformada de Park [73], la cual permite transformar el sistema de coordenadas abc al dominio qd , cuyo comportamiento es constante para un sistema balanceado. Para esto, a una señal trifásica, como el voltaje del generador, se aplica la transformación de la ecuación (3.8), que convierte la señal $[x_a \ x_b \ x_c]$ a un vector bidimensional $[y_q \ y_d]$ en un marco de referencia rotacional, acorde al ángulo de rotación φ . Luego, esta transformada es utilizada para controlar el voltaje en bornes del SG a una referencia constante de $380[V_{RMS}]$.

$$\begin{bmatrix} y_q \\ y_d \end{bmatrix} = \frac{2}{3} \begin{bmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi \\ \cos(\varphi - 120^\circ) & -\sin(\varphi - 120^\circ) \\ \cos(\varphi + 120^\circ) & -\sin(\varphi + 120^\circ) \end{bmatrix}^T \cdot \begin{bmatrix} x_a \\ x_b \\ x_c \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

3.1.2.2. Medición de frecuencia: *Phase-Locked Loop*

Si bien se estableció la utilidad de la transformada dq , para hacer uso de esta es necesario conocer el ángulo de la señal original, por lo que es necesario un método que permita conocer este ángulo. Para este fin se utiliza un lazo de seguimiento de fase (PLL), el cual es un sistema de lazo cerrado en el que un oscilador interno es controlado de modo que se mantenga estable la frecuencia de un sistema externo. Con este también es posible obtener el ángulo de la señal externa aplicada. La estructura básica de un PLL se presenta en la Figura 3.2, el cual está compuesto por un detector de fase (PD), un filtro pasa bajos (LF) y un oscilador, normalmente controlado por voltaje (VCO). El PD se encarga de generar una señal proporcional a la diferencia de fase ε_{pd} entre la señal de entrada v y la señal generada por el VCO v' y luego LF entrega una señal v_{lf} filtrada de componentes AC de alta frecuencia. La señal de salida del VCO v' se encuentra desfasada respecto a una frecuencia dada ω_c , en función del voltaje producido por LF [74].

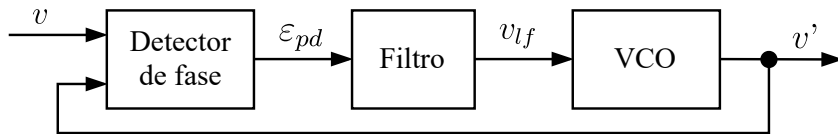


Figura 3.2: Estructura básica de un PLL.

Para el caso de sistemas trifásicos, suele utilizarse un PLL en sistema de referencia síncrono (SRF-PLL), cuyo principio básico de operación es similar al caso monofásico: una vez transformado el sistema a coordenadas qd , se busca llevar a cero la coordenada d mediante un control PI. Una vez se logre esto, el sistema externo estará sincronizado con la oscilación del sistema interno [74]. El diagrama de operación básico de este PLL se observa en la Figura 3.3, en donde v_a, v_b y v_c es el voltaje trifásico en coordenadas abc , T_θ es la transformada qd , v_q y v_d es el voltaje en coordenadas qd y ω' y θ' son la frecuencia y ángulo estimados del voltaje, respectivamente.

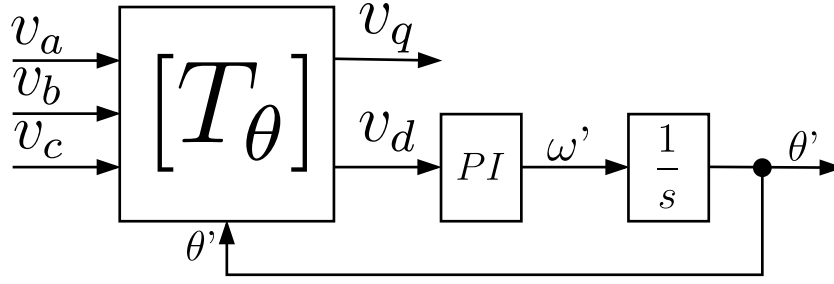


Figura 3.3: PLL en sistema de referencia síncrono.

3.1.2.3. Modelo matemático del sistema de excitación de un generador síncrono

Para diseñar un control adecuado, es necesario obtener la planta del sistema a controlar, por lo que en esta sección se explica el modelo utilizado para representar el comportamiento eléctrico del SG.

Si bien la función de transferencia real de un generador es relativamente compleja, si se considera que este operará dentro de valores cercanos a los nominales, se puede asumir que se trabaja dentro de la zona lineal del generador, en cuyo caso se cumple una relación lineal entre el voltaje de campo y la magnitud del voltaje en bornes. Para obtener esta relación se puede estudiar el caso de no carga en donde se tiene [71]:

$$\begin{cases} v_{G0} = K_{G0}i_f \\ v_f = R_f i_f + L_f \frac{di_f}{dt} = R_f \left(i_f + \tau_f \frac{di_f}{dt} \right) \end{cases} \quad (3.9)$$

donde v_{G0} e i_f son la magnitud del voltaje de no carga en [V] y corriente de excitación en [A], respectivamente. $K_{G0} = v_{G0}/i_f$ es un coeficiente con dimensiones de resistencia, cuyo valor variará en función del voltaje de campo aplicado, según la ecuación (3.10), v_f , R_f y L_f son el voltaje en [V], la resistencia en [Ω] y reactancia en [H] del enrollado de campo, respectivamente. $\tau_f = L_f/R_f$ es la constante de tiempo en [s] del circuito de excitación.

$$K_{G0} = \omega_m (K_0 - e^{-v_f/\tau_u}) \quad (3.10)$$

donde K_0 es la ganancia límite en la zona de comportamiento lineal y τ_u una constante que rige la rapidez con que la ganancia converge a su valor límite.

Considerando que el sistema operará cercano al voltaje nominal y transformando (3.9) al dominio de Laplace se obtiene:

$$G_{SG} = \frac{V_{G0}(s)}{V_f(s)} = \frac{K_G}{1 + \tau_f s} \quad (3.11)$$

donde $K_G = \omega_m K_0/R_f$ es un coeficiente adimensional. A continuación se detalla la estrategia de control PI utilizada para controlar el voltaje en bornes a través de manipular el voltaje de campo.

3.1.2.4. Control PI de campo de un generador síncrono

En [71] se explica el uso de un controlador PI genérico para controlar la corriente de excitación de un SG y con ello su voltaje de salida. El esquema utilizado sigue el error $e(t)$ entre el voltaje de referencia $v_{ref}(t)$ y el voltaje medido a la salida $v_g(t)$, en coordenadas qd . El seguimiento del error puede llevarse a cabo en el eje q o la magnitud qd del voltaje en bornes, siendo este último el método utilizado en esta tesis para mantener la estabilidad al inicio de la simulación. Luego, se obtiene el comportamiento del control mediante la combinación lineal de las ganancias proporcional e integral, según la ecuación (3.12) o (3.13) en el dominio de Laplace.

$$u_c(t) = K_P \left[e(t) + \frac{1}{T_I} \int_0^t e(t) dt \right] \quad (3.12)$$

$$G_{PI}(s) = K_P + \frac{K_I}{s} \quad (3.13)$$

Donde K_P es la ganancia proporcional y $K_I = K_P/T_I$ la ganancia integral.

3.2. Modelamiento de sistemas mecánicos

3.2.1. Modelo torsional de dos masas

Mientras más completo sea el modelo utilizado para simular un sistema mecánico, más se acercará al comportamiento real. Sin embargo, esto puede significar mayor complejidad en las ecuaciones que lo representan, a la vez que aumentan los tiempos de simulación. Para evitar estas complicaciones, se considera un modelo mecánico simplificado, pero que sea capaz de replicar las vibraciones torsionales bajo estudio. Con este mismo objetivo, [13, 28, 46, 63] utilizan sistemas reducidos hasta el punto de modelar solo las primeras frecuencias naturales, ya que esto permite igualmente permite representar y estudiar las interacciones electromecánicas presentes [20, 62].

El sistema mecánico completo de un barco consta de múltiples elementos, tales como rotores o máquinas, engranajes, rodamientos, acoplamientos, ejes, bases, sensores, entre otros. Sin embargo, como se ve en [75], considerando un modelo basado en masas agrupadas (MMA), el sistema puede reducirse hasta el punto de solo considerar rotores, engranajes y ejes y replicar con suficiente precisión la presencia de vibraciones mecánicas. La Figura 3.4 presenta un modelo torsional de dos masas, el cual es capaz de incorporar todos estos elementos. Este se representa en función de sus inercias J_1 (celeste) y J_2 (verde) en [Nm], con ángulo de rotación θ_1 y θ_2 en [rad] a los extremos de un eje torsional (azul), con rigidez k en [Nmrad] y amortiguamiento d en [Nmrad/s]. Consecuentemente, las siguientes secciones presentan los componentes del MMA, su modelo y funcionamiento.

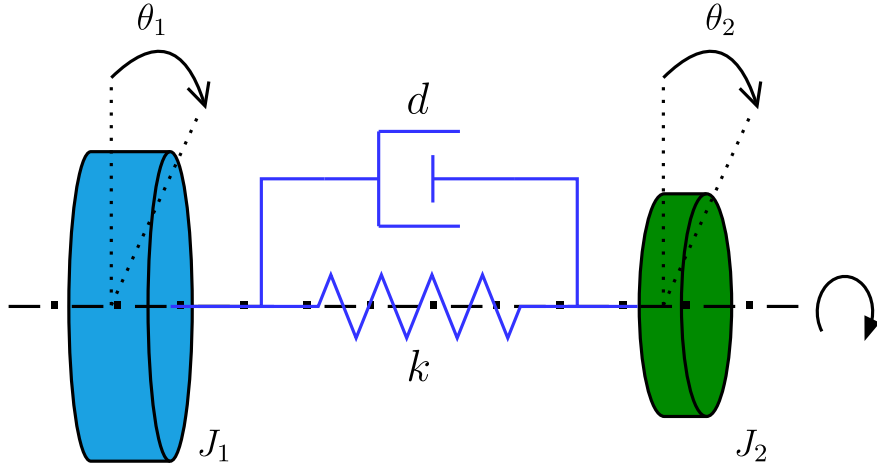


Figura 3.4: Sistema rotatorio de dos masas.

3.2.1.1. Momento de inercia

El momento de inercia o inercia rotacional J , similar a su contraparte lineal, es una magnitud que representa la dificultad que tiene un objeto con masa m para rotar con aceleración angular $\ddot{\theta}$ con respecto a un eje dado, produciendo así, según la forma angular de la segunda ley de Newton, un torque T en reacción al giro, como se ve en (3.14) [50].

$$T = J\ddot{\theta} \quad (3.14)$$

El momento de inercia debe especificarse respecto a un eje de rotación dado. Para una masa puntual corresponde al producto entre la masa m y el cuadrado de la distancia perpendicular r al eje de rotación, como se ve en (3.15). Un objeto real puede construirse a partir de un arreglo de masas puntuales, por lo que su momento de inercia se calcula integrando (3.15) para todas las masas puntuales.

$$J = mr^2 \quad (3.15)$$

En particular, para el MMA del sistema de transmisión, resulta conveniente considerar las masas volantes y engranajes como un cilindro rotando respecto a su eje radial, con radios interno y externo r_1 y r_2 respectivamente. Considerando lo anterior, su momento de inercia queda representado por (3.16).

$$J = \frac{1}{2}m(r_1^2 + r_2^2) \quad (3.16)$$

3.2.1.2. Rigidez

La rigidez k_l de un resorte ideal se asume como una relación lineal entre la fuerza F aplicada a un objeto y su desviación δ (3.17).

$$k_l = \frac{F}{\delta} \quad (3.17)$$

De acuerdo a esto, se define la constante de rigidez torsional k_t como la relación entre el torque T aplicado a un objeto y su desviación angular $\Delta\theta$ (3.18) [50].

$$k_t = \frac{T}{\Delta\theta} \quad (3.18)$$

La desviación angular $\Delta\theta$ de un eje sólido puede calcularse según (3.19).

$$\Delta\theta = \frac{Tl}{GJ_p} \quad (3.19)$$

Con l , G , J_p el largo, módulo de corte e inercia polar del eje respectivamente. T es el torque aplicado sobre un extremo.

Además, la inercia polar $J_{p,shaft}$ de un eje sólido de largo l , radio r y módulo de corte G se obtiene de acuerdo a (3.20). Con esto, la constante de rigidez torsional $k_{t,shaft}$ de un eje sólido se calcula según (3.21).

$$J_{p,shaft} = \frac{\pi r^4}{2} \quad (3.20)$$

$$k_{t,shaft} = \frac{GJ_{p,shaft}}{l} = \frac{G\pi r^4}{2l} \quad (3.21)$$

3.2.1.3. Amortiguamiento

Todas las pérdidas energéticas, ya sea por amortiguamiento o fricción, se agrupan en el coeficiente de amortiguamiento d , el cual es complejo de cuantificar con precisión. Distintas formas de obtenerlo, consideran la energía perdida en cada oscilación, sin embargo, esto resulta complejo para un sistema con muchos componentes y es un desafío obtener una representación adecuada durante la etapa de diseño [50].

Dicho esto, existen acercamientos que han probado tener suficiente similitud con la realidad a la hora de modelar un sistema. En particular, en esta tesis se utilizó el método de Rayleigh, el cual permite obtener la matriz de amortiguamiento D como una combinación lineal de las matrices de masa M y rigidez K , de acuerdo a (3.22) [76].

$$D = a_0M + a_1K \quad (3.22)$$

Los parámetros a_0 y a_1 modelan coeficientes proporcionales a masa y torsión, respectivamente. Ambos son necesarios para representar el amortiguamiento de un sistema con múltiples grados de libertad (MDFS) [76]. Cada modelo por separado presentan los comportamientos de la Figura 3.5.a y en conjunto siguen la curva del modelo de Rayleigh 3.5.b.

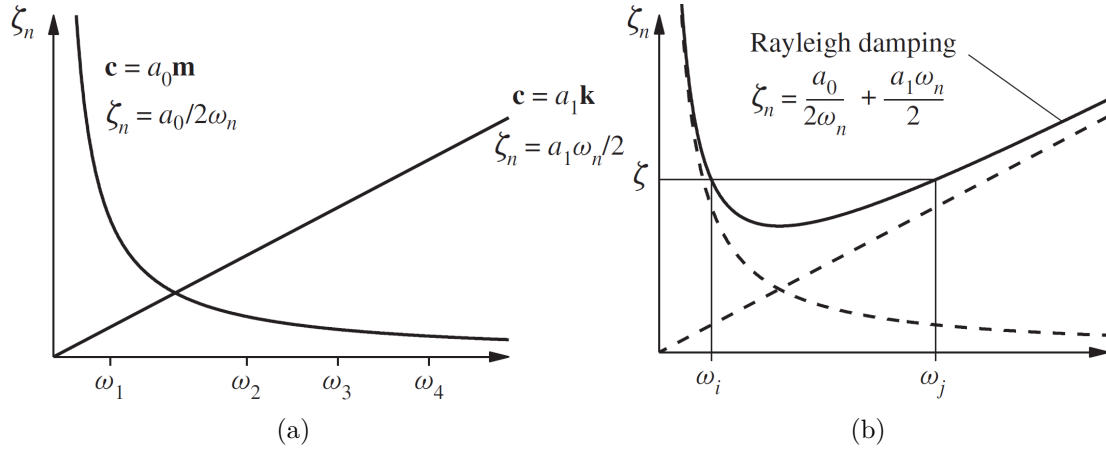


Figura 3.5: Variación de relaciones de amortiguamiento modales: (a) amortiguamientos proporcionales a masa y a torsión; (b) amortiguamiento de Rayleigh. Extraídas de [76].

Si se conocen las frecuencias modales i -ésima ω_i y j -ésima ω_j de un sistema y se escogen relaciones de amortiguamiento ζ_i, ζ_j , la ecuación (3.23) permite calcular a_0 y a_1 [76].

$$a_0 = \frac{8\pi^2 \omega_i \omega_j}{(\omega_i^2 - \omega_j^2)(\omega_i \zeta_j - \omega_j \zeta_i)} \quad a_1 = \frac{2(\omega_i \zeta_i - \omega_j \zeta_j)}{(\omega_i^2 - \omega_j^2)} \quad (3.23)$$

Por otra parte, existen una variedad de aproximaciones matemáticas para describir su impacto en un MDFS. En este trabajo se utilizará un amortiguamiento viscoso, ya que su modelo se obtiene a partir de la interacción entre un lubricante y el espacio entre partes móviles, como ocurre en el sistema estudiado. La respuesta producida por este modelo es proporcional a la velocidad y queda representada por (3.24), con D la matriz de amortiguamiento, $\dot{\theta}$ la desviación de velocidad angular y T el torque producido.

$$T = D\dot{\theta} \quad (3.24)$$

3.2.2. Modelo del sistema mecánico

Para todos los sistemas con elementos que de alguna forma almacenen energía, existen múltiples frecuencias naturales. Masas y resortes en movimiento almacenan energía cinética y potencial, respectivamente. El funcionamiento de un sistema de transmisión se basa en masas rotatorias y componentes elásticos, luego, un intercambio entre energía cinética y potencial se presenta ante determinadas velocidades y tipos de carga aplicadas sobre el sistema. Estas frecuencias serán proporcionales a una constante k y su velocidad de decaimiento vendrá dada por el coeficiente de amortiguamiento ζ , ambos específicos para cada elemento y tipo de vibración.

Si cualquier elemento del sistema de transmisión es sometido a una carga, aunque sea solo por un instante, esta excitará vibraciones en el sistema de acuerdo a sus frecuencias naturales. Ya que un sistema real se encuentra amortiguado, estas vibraciones eventualmente decaerán. Sin embargo, si se aplica una carga variable en el tiempo con frecuencia igual a alguna de las frecuencias naturales del sistema, este entrará en resonancia, lo que en casos extremos lleva a quiebres o fallos irreparables del sistema.

En grandes embarcaciones se utilizan, consecuentemente, grandes máquinas rotatorias, lo que contribuye a que el sistema tenga una baja frecuencia fundamental. Además, si se tiene una microrred de tipo AC, se requiere que las máquinas operen a la frecuencia de la red. Estas frecuencias se encuentran en la misma escala, lo cual puede resultar en resonancia al inicio, detención o cambio de carga del sistema. Por lo anterior, es necesario realizar durante la etapa de diseño un estudio de las posibles vibraciones de este, ya sea para reajustarlas físicamente o aplicar métodos de reducción durante operación.

En la sección 3.2.4 se explicará cómo medir el amortiguamiento de un sistema ya diseñado. Además de esto se explicará el método utilizado para identificar las vibraciones torsionales del sistema.

3.2.3. Modelo torsional de n masas

Una vez definidos los sistemas eléctrico y mecánico bajo estudio, esto es, la cantidad de elementos rotarios, sus inercias, ejes, cajas de cambio y su disposición, es posible estudiar la interacción electromecánica del sistema mediante la obtención del sistema en variables de estado de la ecuación (3.25) [77], el cual agrupa los parámetros descritos en la sección 3.2.1.

$$\mathbf{J}\ddot{\boldsymbol{\theta}} + \mathbf{D}\dot{\boldsymbol{\theta}} + \mathbf{K}\boldsymbol{\theta} = \mathbf{T} \quad (3.25)$$

Para un sistema como el de la Figura 3.6, el torque neto sobre cada inercia se obtiene a partir del modelo presentado en la sección 3.2.1.1. Luego, para la inercia J_i , con aceleración angular $\ddot{\theta}_i$, T_i y T_{i+1} representan el torque aplicado por J_i y por el componente mecánico conectado inmediatamente después, respectivamente. La relación entre estas magnitudes queda representada por la ecuación (3.26). El índice i hace referencia al elemento i -ésimo.

$$J_i\ddot{\theta}_i = T_{i-1,i} - T_{i,i+1} \quad (3.26)$$

Además, a partir de (3.18) y (3.24) se deriva la ecuación (3.27), la cual permite obtener T_{i+1} a partir de la rigidez k_{ij} , amortiguamiento viscoso d_{ij} y la posición y velocidad angular θ y $\dot{\theta}$, respectivamente. El índice i hace referencia al elemento i -ésimo e ij a la sección del eje conectando las masas (o inercias) i y j .

$$T_{i,i+1} = k_{i,i+1}(\theta_i - \theta_{i+1}) + d_{i,i+1}(\dot{\theta}_i - \dot{\theta}_{i+1}) \quad i = 1, 2, \dots, n - 1 \quad (3.27)$$

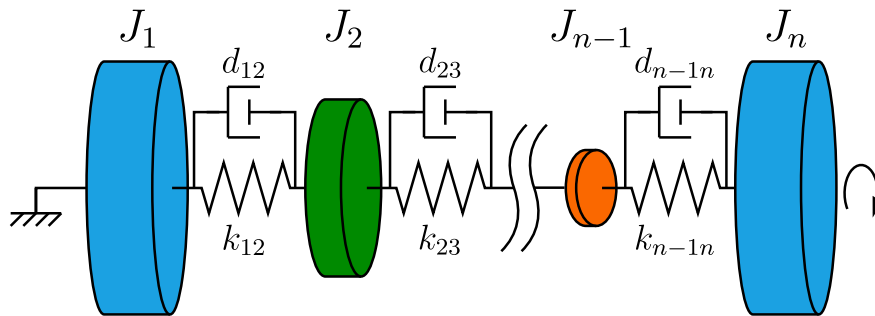


Figura 3.6: Sistema de transmisión flexible.

$$\dot{\theta}_i = n\dot{\theta}_{i+1} \quad (3.31)$$

$$J_i = n^2 J_{i+1} \quad (3.32)$$

$$k_{i(i+1)} = n^2 k_{(i+1)(i+2)} \quad (3.33)$$

$$d_{i(i+1)} = n^2 d_{(i+1)(i+2)} \quad (3.34)$$

Una vez obtenidas estas matrices, el sistema de 2º orden de la ecuación (3.25) se reescribe como el sistema en variables de estado de la ecuación (3.35). Sus componentes se detallan en (3.36) [77].

$$\dot{\bar{\mathbf{x}}} = \bar{\mathbf{A}}\bar{\mathbf{x}} + \bar{\mathbf{B}}\bar{\mathbf{u}} \quad (3.35)$$

$$\bar{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\theta} \\ \dot{\boldsymbol{\theta}} \end{bmatrix} \quad \bar{\mathbf{A}} = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -\mathbf{J}^{-1}\mathbf{K} & -\mathbf{J}^{-1}\mathbf{D} \end{bmatrix} \quad \bar{\mathbf{B}} = \begin{bmatrix} 0 \\ \mathbf{J}^{-1} \end{bmatrix} \quad (3.36)$$

Luego, se asume que las vibraciones tienen comportamiento armónico, esto es $\ddot{\theta} = -\lambda\theta$, con λ el vector de constantes torsionales del sistema. Es importante notar que estas son distintas de las constantes torsionales de cada elemento del mismo. Como se trata de un sistema de segundo orden convencional, se puede utilizar la ecuación (3.37) para obtener los polos, amortiguamiento y frecuencia natural de cada modo.

$$s = -a \pm jb = -\zeta\omega_t \pm \omega_t\sqrt{1 - \zeta^2} \quad (3.37)$$

Con a y b la parte real e imaginaria de cada polo, respectivamente, ζ su amortiguamiento y ω_t su frecuencia natural.

3.2.4. Identificación de modos de vibración torsionales

3.2.4.1. Identificación experimental de frecuencias naturales

Como se vio en la sección 2.4.1, en un sistema transmisión, como el de un barco, se presentan distintas formas o modos de oscilar, mientras que la representación del modelo torsional descrito en la sección 3.2.3 determina las frecuencias naturales torsionales presentes en este, de acuerdo a las ecuaciones (3.36) y (3.37). Sin embargo, aunque es posible conocer los parámetros del sistema y por ende calcular dichas frecuencias, en un sistema real existen variaciones, como desgaste en componentes, lo que afecta el valor de estos parámetros. Por esto, se vuelve necesario un método para medir empíricamente las frecuencias presentes en el sistema.

Con este fin, en la ecuación (3.38) se presenta la transformada de Fourier discreta (DFT), la cual permite transformar la información de una señal en el dominio del tiempo al de la frecuencia. En esta, $Y(k)$ representa la magnitud de la k -ésima frecuencia discreta entregada por el método, $X(j)$ es la señal temporal en el instante discreto j , n es la cantidad de datos disponibles por ventana de tiempo a analizar y $W_n = e^{(-2\pi i)/n}$ es un factor de escalamiento

para cada frecuencia [76].

$$Y(k) = \sum_{j=1}^n X(j)W_n^{(j-1)(k-1)} \quad (3.38)$$

Debido a que este método requiere un elevado poder computacional, fue desarrollado otro capaz de reducir el poder necesario y a la vez obtener resultados suficientemente precisos. Se trata de la transformada de Fourier rápida o FFT, la cual requiere 0.5% del poder computacional de la transformada convencional [76]. Hoy en día el algoritmo de FFT se encuentra ya programado en múltiples plataformas numéricas y de cómputo [78], como *Matlab*, por lo que para esta sección será suficiente mencionar la existencia y disponibilidad del método.

3.2.4.2. Identificación experimental de amortiguamientos

Un sistema real en movimiento, en ausencia de perturbaciones externas, eventualmente llega al reposo, esto debido a amortiguamientos o fricción entre componentes. Como se vio en la sección 3.2.1.3, la forma de dar cuenta de esta interacción es mediante un coeficiente de amortiguamiento d . Sin embargo, debido a la complejidad de cuantificar su magnitud con certeza, aun con métodos teóricos, se vuelve necesaria una forma de obtenerla mediante mediciones.

En esta sección se presentan dos métodos para calcular el amortiguamiento de un sistema a partir de mediciones del mismo. El primero, conocido como decremento logarítmico, entrega un acercamiento al amortiguamiento de un sistema subamortiguado, pero se vuelve menos preciso mientras mayor sea el coeficiente d hasta 1, en donde el sistema se vuelve sobreamortiguado y el método ya no aplica. El segundo, se basa en conocer el comportamiento de un sistema amortiguado para ajustar sus puntos a una curva. Es importante mencionar que estos métodos permiten obtener el amortiguamiento de un oscilador armónico con una frecuencia natural, para un oscilador compuesto de múltiples frecuencias naturales será necesario filtrar cada modo y luego aplicar alguno de estos métodos.

Decremento Logarítmico

Un oscilador armónico subamortiguado sigue el comportamiento de la ecuación (3.39), con A la amplitud en el instante inicial, ζ su amortiguamiento, ω_n su frecuencia no amortiguada, $\omega_d = \omega_n\sqrt{(1 - \zeta^2)}$ su frecuencia amortiguada, ϕ el desfase y t el tiempo.

$$x(t) = Ae^{-\zeta\omega_n t} \sin(\omega_d t + \phi) \quad (3.39)$$

Luego, la envolvente de un oscilador armónico subamortiguado sigue el comportamiento de la ecuación (3.40).

$$x(t) = Ae^{-\zeta\omega_n t} \quad (3.40)$$

En base a lo anterior, este método calcula el logaritmo natural de la relación entre la amplitud de dos máximos consecutivos como

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \frac{x(t)}{x(t + nT_d)} \quad (3.41)$$

Con $T_d = 2\pi/\omega_d$ el periodo amortiguado, lo que reduce 3.41 a

$$\delta = \ln e^{\zeta\omega_n T} = \zeta\omega_n T_d = cte \quad (3.42)$$

Lo anterior implica que δ será el mismo para dos máximos consecutivos cualquiera, con lo cual la ecuación 3.43 entrega el valor del coeficiente de amortiguamiento del sistema [77].

$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}} \quad (3.43)$$

Si bien este método es sencillo de aplicar, en la realidad los datos que se obtienen de una señal se encuentran discretizados y sometidos a ruido, lo cual afecta al resultado final [79]. Otra opción es utilizar el método presentado a continuación, el cual utiliza un conjunto de puntos de la señal, lo cual entrega un resultado más apegado al valor real de amortiguamiento.

Ajuste exponencial

Al igual que el decremento logarítmico, este método considera que la envolvente de un oscilador armónico amortiguado sigue el comportamiento de la ecuación (3.40). Luego, si se tiene un arreglo de puntos máximos de la señal, es posible realizar un ajuste de estos de acuerdo a la función exponencial $x_{fit}(t) = ae^{kt}$. Luego, $a = A$ y $k = -\zeta\omega_n$. Con esto, si se conoce el valor de ω_n , obtener el amortiguamiento del modo es directo.

La dificultad de este método radica en realizar un ajuste exponencial, sin embargo, en la actualidad existen múltiples opciones incluso en línea para realizar este tipo de operaciones, facilitando así el cálculo. Este método tiene la ventaja de también entregar un factor de correlación entre la señal ajustada y los puntos de la señal real y, además, al utilizar un arreglo de puntos, puede reducir el aporte del ruido en la señal en el resultado final. Debido a todas estas bondades, este método se implementa en **Matlab** y es el escogido para ser utilizado en esta tesis.

3.3. Discusión

En este capítulo se presentaron los modelos matemáticos utilizados para simular el sistema electromecánico de un barco. Se detalló el modelo eléctrico en estado estacionario de un SG, considerando pérdidas energéticas despreciables, y el control PI utilizado tradicionalmente para controlar el voltaje q_d en bornes. También se detalló el modelo mecánico, el cual consiste en un modelo torsional de n masas, determinado por su momento de inercia y la rigidez y amortiguamiento de los ejes conectando estas masas. A partir de este modelo se determinó el método matemático para obtener los modos torsionales teóricos del sistema. Finalmente, se detallaron dos métodos para obtener los amortiguamientos del sistema a partir de datos experimentales, siendo el ajuste exponencial el escogido para ser utilizado en esta tesis, y así validar los valores obtenidos mediante el método de Rayleigh con los valores obtenidos experimentalmente.

A partir de los modelos presentados en este capítulo, a continuación se detallan los parámetros utilizados en la simulación del sistema electromecánico, lo que permitirá a la vez observar las vibraciones torsionales presentes en el sistema.

4 Simulación del sistema electro-mecánico

En este capítulo se presenta la simulación del sistema electromecánico diseñado para realizar pruebas en un entorno controlado y seguro. La simulación del sistema se lleva a cabo en **Simulink** de **Matlab R2021a** y **PLECS blockset** para **Simulink**, en donde se utilizan parámetros de un generador de **MeccAlte** de 5.2[kW] para la máquina, mientras que el resto de los parámetros son ajustados proporcionalmente de acuerdo a los valores presentados en el capítulo 2. Con esto se evalúa el comportamiento del sistema en diferentes escenarios y bajo diversas condiciones de operación. Como se ve en la Figura 4.1, el sistema electromecánico se compone del PM diésel, el cual se considera como una inercia [80], ya que esta representación es suficiente para el estudio de vibraciones torsionales y, además, su modelo específico va más allá de los alcances de esta tesis, el sistema de transmisión conformado por ejes y caja de cambios, una rueda volante (verde) entre el PM y la caja de cambios, encargada de reducir las variaciones de velocidad en el acoplamiento entre el PM y el resto del sistema [4], un SG, su control y las cargas eléctricas.

El capítulo se estructura en tres secciones: la definición del sistema mecánico, el modelo del sistema eléctrico y el comportamiento del sistema completo ante un caso de operación convencional. En la primera sección, se describirá la topología de ejes e inercias, el modelo del PM y las características físicas del sistema mecánico. En la segunda sección, se indicarán los parámetros del SG, el PLL y las cargas eléctricas del sistema eléctrico. La descripción detallada de estos elementos permitirá una mejor comprensión del sistema en su conjunto y cómo se relacionan entre sí para lograr simular y estudiar adecuadamente el sistema electromecánico. En la tercera sección se comprobará el comportamiento del sistema completo ante un caso de operación convencional, ajustando la potencia de la carga para comportarse de acuerdo a perfiles de carga porcentuales de un barco real. Finalmente, en la cuarta sección se presentará el estudio realizado para encontrar un control PI adecuado para seguir la referencia de voltaje en bornes, a la vez que permita la menor magnitud posible de vibraciones torsionales en el sistema mecánico.

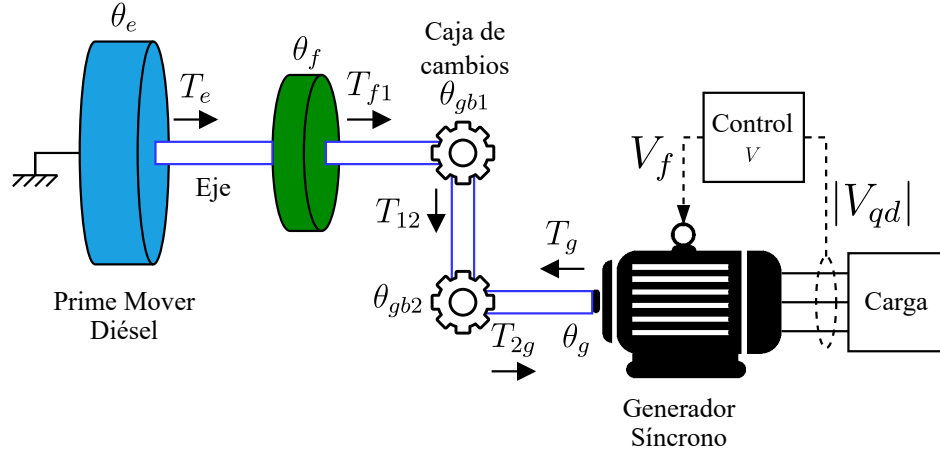


Figura 4.1: Sistema electromecánico del barco simulado.

4.1. Sistema mecánico

El sistema mecánico simulado se presenta en la Figura 4.2, en donde la inercia, rigidez y amortiguamiento de la conexión del sistema de transmisión de la Figura 4.1 se modelan por: J_e la inercia del motor (celestes), J_f una rueda volante entre el PM y la caja de cambios, encargada de reducir las variaciones de velocidad en el acoplamiento entre el PM y el resto del sistema, J_g la inercia del SG (celestes), y J_{gb1} y J_{gb2} las inercias de los engranajes en la caja de cambios (naranja). De igual manera, k_{ef} , k_{f1} , k_{gb} y k_{2g} representan la rigidez de los ejes (azul) y d_{ef} , d_{f1} , d_{gb} y d_{2g} su amortiguamiento asociado. Todos estos elementos son incorporados en PLECS, según la topología indicada y parámetros definidos en esta sección.

Esta representación considera el sistema de transmisión para un SG de un barco carguero, con su potencia reducida en un factor de 10. Esta reducción permite que a futuro los resultados obtenidos en esta tesis puedan ser estudiados experimentalmente.

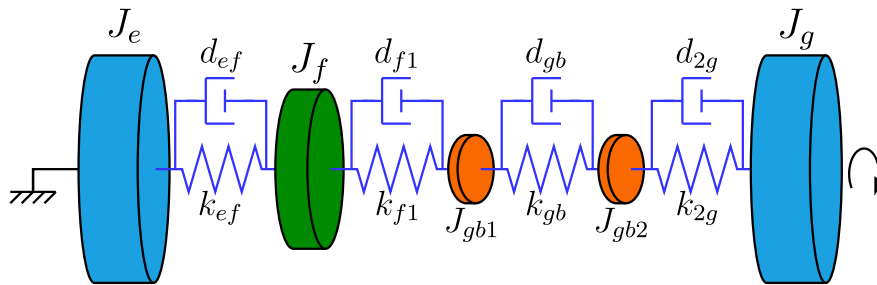


Figura 4.2: Sistema de transmisión del barco simulado.

Con base en lo presentado en la sección 3.2.3, el sistema de transmisión queda definido por la ecuación (4.1):

$$\begin{aligned}
& \begin{bmatrix} J_e & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_f & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_{gb1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_{gb2}n^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_gn^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta}_e \\ \ddot{\theta}_f \\ \ddot{\theta}_{gb1} \\ \ddot{\theta}_{gb2} \\ \ddot{\theta}_g \end{bmatrix} + \\
& \begin{bmatrix} d_{ef} & -d_{ef} & 0 & 0 & 0 \\ -d_{ef} & d_{f1} + d_{ef} & -d_{f1} & 0 & 0 \\ 0 & -d_{f1} & d_{gb} + d_{f1} & -d_{gb} & 0 \\ 0 & 0 & -d_{gb} & d_{gb} + d_{2g}n^2 & -d_{2g}n^2 \\ 0 & 0 & 0 & -d_{2g}n^2 & d_{2g}n^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_e \\ \dot{\theta}_f \\ \dot{\theta}_{gb1} \\ \dot{\theta}_{gb2} \\ \dot{\theta}_g \end{bmatrix} + \\
& \begin{bmatrix} k_{ef} & -k_{ef} & 0 & 0 & 0 \\ -k_{ef} & k_{f1} + k_{ef} & -k_{f1} & 0 & 0 \\ 0 & -k_{f1} & k_{gb} + k_{f1} & -k_{gb} & 0 \\ 0 & 0 & -k_{gb} & k_{gb} + k_{2g}n^2 & -k_{2g}n^2 \\ 0 & 0 & 0 & -k_{2g}n^2 & k_{2g}n^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_e \\ \theta_f \\ \theta_{gb1} \\ \theta_{gb2} \\ \theta_g \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_e \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -nT_g \end{bmatrix} \quad (4.1)
\end{aligned}$$

Con $\theta_e, \theta_f, \theta_{gb1}, \theta_{gb2}, \theta_g$ los ángulos en cada inercia, T_e el torque aplicado por el motor en la transmisión, T_g el torque consumido por el SG, y n la relación de la caja de cambios referida al lado del SG.

4.1.1. Modelo *prime mover*

Como se ve en la ecuación (4.1), el PM aplica un torque T_e en el sistema de transmisión. El modelo exacto del PM va más allá de los alcances de este trabajo, por lo que se considerará que el PM es una máquina con un eje rígido [80]. En base a esto y a la ecuación (3.18), el torque T_e aplicado por el PM se obtiene a partir de la ecuación (4.2).

$$T_e = \Delta\theta k_e \quad (4.2)$$

Con $\Delta\theta$ la deformación angular del cigüeñal y $k_e = 2.00 \cdot 10^6$ [Nm/rad] su rigidez.

4.1.2. Características físicas del sistema

A continuación, en la Tabla 4.1 se presentan los valores de los parámetros del sistema mecánico. En general, estos se escogieron a modo de obtener dos frecuencias naturales bajo 50[Hz], como ocurre en sistemas de transmisión en barcos [80, 81]. La inercia J_g se obtiene a partir de la hoja de datos de la máquina **ECP3** de 5.2[kW] de **MeccAlte**, $J_e = 1.1J_g$ ya que en la industria naviera las inercias del PM y SG son similares, en un rango del 10% [4] y, de acuerdo a [4, 82], se escoge $J_f = 2J_g$. Las inercias J_{gb1} y J_{gb2} se calculan en base a la ecuación (3.16), considerando engranajes de acero de radio interno $r_{J_i} = 6$ [cm] y radio externo $r_{J_1} = 12$ [cm] y $r_{J_2} = 11$ [cm], respectivamente.

Las rigideces k_{ef}, k_{f1}, k_{2g} se calculan en base a la ecuación (3.21) para ejes cilíndricos, de acero, de radio $r_{ef} = 1.1$ [cm], $r_{f1} = 1.2$ [cm] y $r_{2g} = 1.1$ [cm], respectivamente, y largos idénticos $l = 50$ [cm]. La unión entre engranajes de la caja de cambios se modela como un eje

torsional, cuya representación presenta una elevada rigidez y amortiguamiento, por lo cual se considera el valor de k_{gb} dos órdenes de magnitud mayor al resto de rigideces de los ejes. Los amortiguamientos se obtienen a partir del método de Rayleigh presentado en la sección 3.2.1.3. La relación de cambio de velocidad n se escoge para obtener velocidad síncrona en el SG.

Tabla 4.1: Parámetros del sistema de transmisión.

| Parámetro | | Valor | Unidad |
|--|---------------|-----------------------------------|--------------------|
| Inercia | PM | $J_e = 0.0579$ | kgm^2 |
| | Rueda Volante | $J_f = 0.1052$ | |
| | Engranaje 1 | $J_{gb1} = 5.8500 \cdot 10^{-6}$ | |
| | Engranaje 2 | $J_{gb2} = 4.0035 \cdot 10^{-6}$ | |
| | SG | $J_g = 0.0526$ | |
| Rigidez | Eje ef | $k_{ef} = 3.68 \cdot 10^3$ | $\frac{Nm}{rad}$ |
| | Eje $f1$ | $k_{f1} = 5.21 \cdot 10^3$ | |
| | Eje gb | $k_{gb} = 1.00 \cdot 10^5$ | |
| | Eje $2g$ | $k_{2g} = 3.68 \cdot 10^3$ | |
| | Cigüeñal | $k_e = 2.00 \cdot 10^6$ | |
| Amortiguamiento | Eje ef | $d_{ef} = 0.68$ | $\frac{Nm}{rad/s}$ |
| | Eje $f1$ | $d_{f1} = 0.96$ | |
| | Eje gb | $d_{gb} = 18.51$ | |
| | Eje $2g$ | $d_{2g} = 0.68$ | |
| Relación de la caja de cambios | | $n = 1.5$ | |
| Frecuencias naturales, Amortiguamientos | | $f_0 = 0, \zeta_0 = 1.000$ | $Hz,$ |
| | | $f_1 = 17.19, \zeta_1 = 0.010$ | |
| | | $f_2 = 44.72, \zeta_2 = 0.026$ | |
| | | $f_3 = 935.83, \zeta_3 = 0.545$ | |
| | | $f_4 = 25783.10, \zeta_4 = 1.000$ | |

4.2. Sistema eléctrico

El sistema eléctrico simulado se presenta en la Figura 4.3, el cual se compone del SG, su control de campo y las cargas eléctricas aplicadas $r_a = r_b = r_c$ en $[\Omega]$. Esta representación considera un SG operando a $380[V_{RMS}]$, $50[Hz]$, control de campo sobre el voltaje en coordenadas qd de la máquina y cargas equilibradas en conexión estrella. A continuación se detalla la composición y parámetros de cada elemento del sistema.

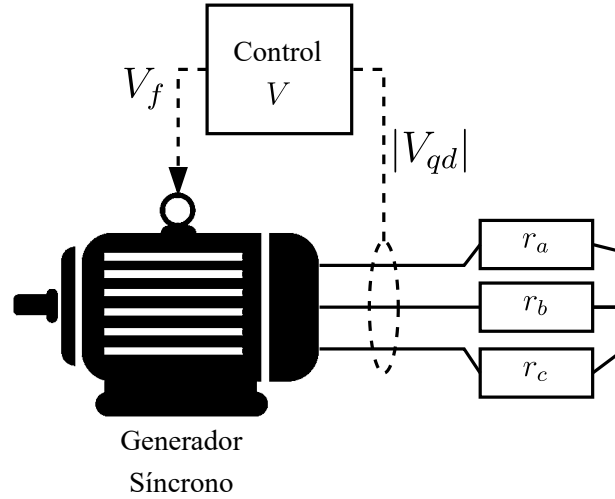


Figura 4.3: Sistema eléctrico del barco simulado.

4.2.1. Generador Síncrono

El sistema eléctrico del SG ya fue presentado en las ecuaciones (3.1)-(3.7) de la sección 3.1.1, este se incorpora a la simulación mediante un componente de **PLECS** y sus parámetros se presentan en la Tabla 4.2. R_a , R_f , L_s , L_f y P se obtienen a partir de la hoja de datos de la máquina **ECP3** de 5.2[kW] de **MeccAlte**, mientras que la relación de enrollado N_s/N_f se calcula a partir de la ecuación (4.3), que utiliza parámetros de corto circuito (SC) conocidos de la máquina.

$$\frac{N_s}{N_f} = \frac{I_{FSC}}{I_{SSC}} \approx \frac{I_{FSC}}{V_S/X_S} \quad (4.3)$$

Tabla 4.2: Parámetros del SG.

| Parámetro | Valor | Unidades |
|-------------------------|-------------------|----------|
| Rango voltaje de campo | $V_f \in [0, 30]$ | V |
| Resistencia de armadura | $R_a = 0.969$ | Ω |
| Resistencia de campo | $R_f = 6.078$ | Ω |
| Inductancia síncrona | $L_s = 135.9$ | mH |
| Inductancia de campo | $L_f = 47.7$ | mH |
| Relación de enrollado | $N_s/N_f = 1/9$ | |
| Pares de polos | $P = 2$ | |

4.2.2. Sistema de control

El sistema de control considera la función de transferencia del SG $G_{SG} = V_{G0}(s)/V_f(s) = K_G/(1 + \tau_f s)$, presentada en la ecuación (3.11). Luego, su ganancia K_G se deriva de las ecuaciones (4.4) y (4.5), donde E_{AOC} y I_{FOC} son el voltaje de armadura y la corriente de campo en prueba de circuito abierto (OC) de la máquina, respectivamente. La curva obtenida

de esta prueba se presenta en el Anexo 7.2. En cuanto a la constante de tiempo τ_f , se obtiene según lo presentado en la sección 3.1.2.3.

$$K_G = \frac{K_0 \omega_m}{R_f} \quad (4.4)$$

$$K_0 = \frac{E_{AOC}}{I_{FOC} \omega_m} \quad (4.5)$$

Tabla 4.3: Parámetros de la función de transferencia del circuito de excitación.

| Parámetro | Valor | Unidades |
|---------------------|-----------------|----------|
| Ganancia | $K_G = 35.92$ | |
| Constante de tiempo | $\tau_f = 7.80$ | ms |

Se implementa un control PI mediante bloques de **Simulink**, para manipular el voltaje de campo de la máquina y regular la magnitud del voltaje qd en bornes a $380[V_{RMS}]$, como se ve en la Figura 4.4. Mediante lugar geométrico y diseñando para una frecuencia natural $\omega_n = 182[\text{rad/s}]$ y amortiguamiento $\zeta = 0.707$, se obtienen las ganancias $K_P = 0.028$ y $K_I = 7.242$

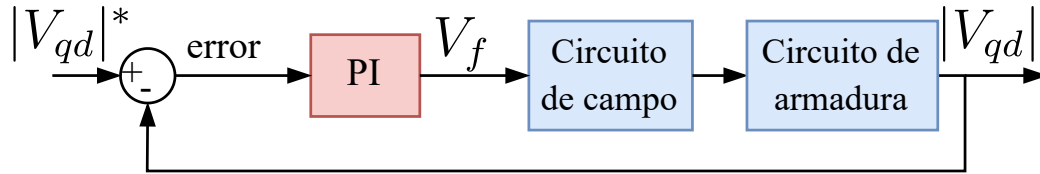


Figura 4.4: Control PI tradicional.

4.2.3. Cargas

Las cargas del sistema eléctrico se representan mediante un arreglo de resistencias equilibradas $r_a = r_b = r_c$ en $[\Omega]$, conectadas en arreglo estrella al SG. En **PLECS**, su magnitud es variada de acuerdo al perfil de carga presente en cada momento, mediante conexión y desconexión programada de interruptores conectados a cargas constantes. Los perfiles aplicados sobre la generación instalada se presentan en la Tabla 4.4, definidos en base a los trabajos presentados en [18, 35, 36, 39, 83, 84]. **(A)** corresponde al barco entrando o saliendo de puerto, **(B)** a un viaje convencional en altamar, **(C)** a la carga o descarga del barco y **(D)** al barco en modo de espera en puerto.

Tabla 4.4: Perfiles de carga para un viaje normal de un barco carguero.

| Modo de operación | (A) | (B) | (C) | (D) |
|--------------------------------|------|------|------|------|
| Potencia consumida | 85 % | 65 % | 60 % | 40 % |
| Rango de variación de potencia | 2 % | 10 % | 5 % | 5 % |

4.3. Comportamiento del sistema electromecánico en operación convencional

Las vibraciones excitadas en el sistema dependen directamente de la magnitud del cambio de carga eléctrica, por lo cual, las pruebas presentadas en esta sección consideran el perfil (B), viaje convencional en altamar, debido a que este presenta la mayor magnitud y variabilidad de carga. Las Figuras 4.5-4.8 presentan el comportamiento del sistema electromecánico ante el consumo y variación de potencia de dicho perfil. Las Figuras 4.5 y 4.6 muestran que el control utilizado mantiene el voltaje RMS en la referencia, con variaciones dentro del rango del 5 % permitido ($361-399[V_{RMS}]$), para voltaje y corriente de campo insaturados. Además, la Figura 4.7.(a) muestra variaciones en el torque eléctrico de acuerdo a cambios de carga tipo escalón, mientras que la Figura 4.7.(b) muestra cómo excitan vibraciones subamortiguadas en el torque mecánico, medido en el eje entre el SG y el resto del sistema de transmisión. Luego, a partir de una FFT, la Figura 4.8 indica que dichas vibraciones presentan frecuencias naturales en $16.84[Hz]$ y $45.34[Hz]$, las cuales coinciden con las frecuencias torsionales f_1 y f_2 calculadas teóricamente, con una desviación menor al 5 %. Además, a partir de un ajuste exponencial, se obtiene que sus amortiguamientos son 0.0099 y 0.0255 , respectivamente, valores que coinciden con los amortiguamientos ζ_1 y ζ_2 calculados teóricamente, con una desviación menor al 2 %.

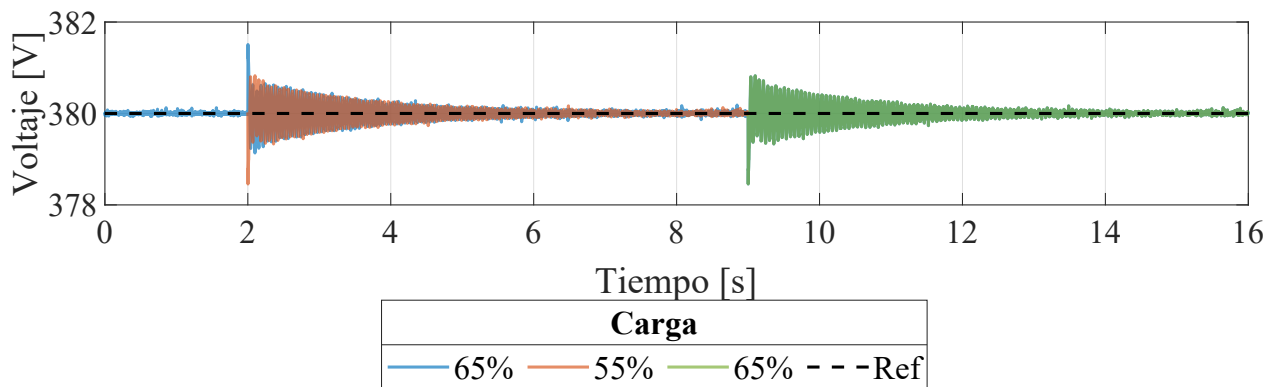


Figura 4.5: Voltaje RMS en bornes del SG.

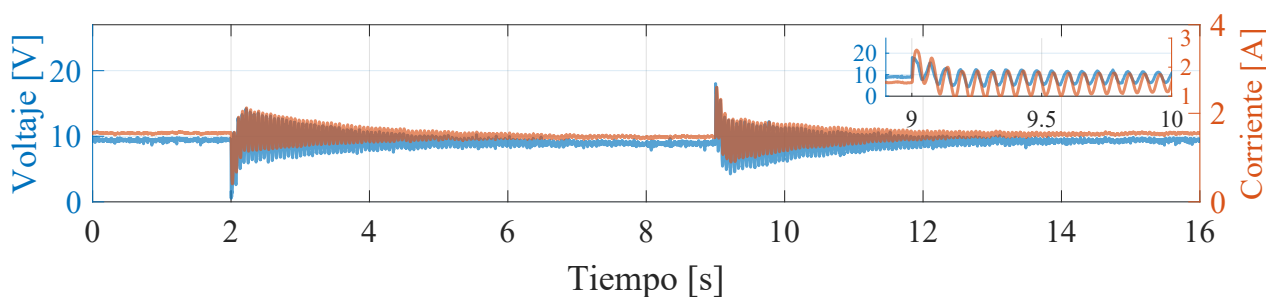


Figura 4.6: Voltaje y corriente de campo en el SG.

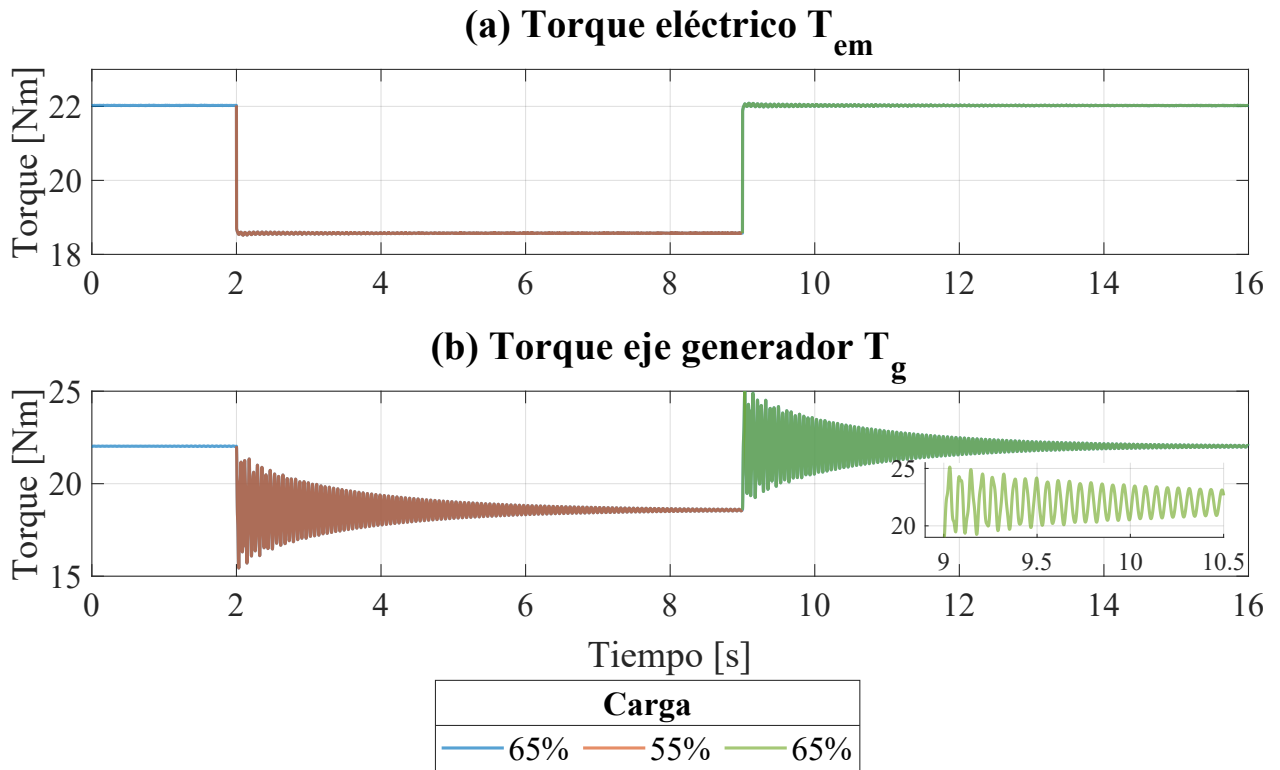


Figura 4.7: Torque eléctrico y mecánico en el SG.

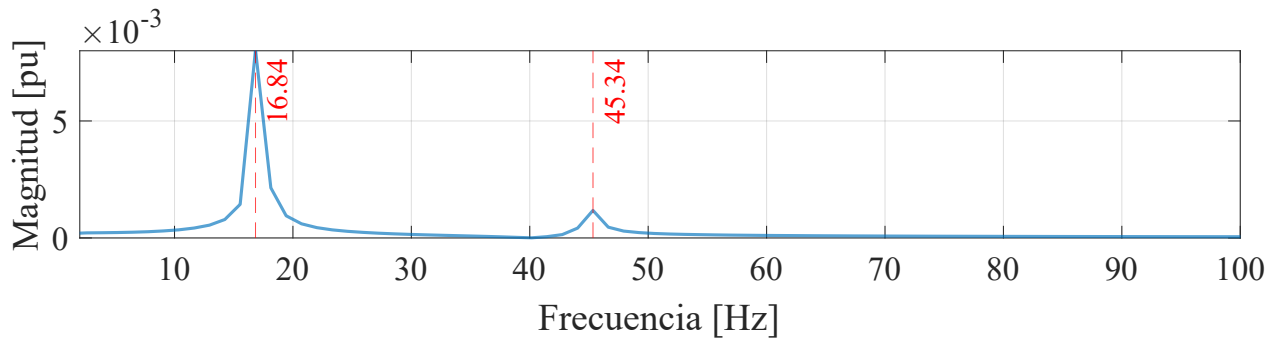


Figura 4.8: Análisis de Fourier del torque mecánico en el SG.

Debido a que el control presentado se enfoca en llevar el voltaje en bornes a una referencia, su acción sobre el torque es incierta. Sin embargo, la interacción electromecánica en el sistema es evidente, por lo cual se plantea que un control PI con mayor ancho de banda podría ser capaz de reducir vibraciones presentes en el sistema eléctrico, como se ve en la Figura 4.5, lo cual a su vez reduciría vibraciones torsionales en el sistema mecánico. De este modo, la siguiente sección presenta el estudio realizado para encontrar un control PI, que sea capaz de llevar el voltaje en bornes a la referencia y además produzca la menor magnitud posible de vibraciones torsionales en el sistema mecánico.

4.4. Control PI con excitación reducida de vibraciones torsionales

Como se mencionó, se plantea la utilización de un control PI con mayor ancho de banda para reducir vibraciones en el sistema eléctrico, lo cual podría reducir vibraciones torsionales del sistema mecánico. Para aumentar el ancho de banda, se requiere aumentar las ganancias del sistema. Sin embargo, ganancias muy elevadas podrían desestabilizar el sistema. Por esto, se realiza un análisis de estabilidad a lazo cerrado del sistema de la ecuación (4.6) mediante el criterio de Routh Hurwitz, aplicado en la Tabla 4.5. A partir de este criterio, se obtienen límites estables para las ganancias K_P y K_I .

$$\frac{G_{PI}G_{SG}}{1 + G_{PI}G_{SG}} = \frac{\left(K_P + \frac{K_I}{s}\right) \frac{K_G}{1+\tau_f s}}{1 + \left(K_P + \frac{K_I}{s}\right) \frac{K_G}{1+\tau_f s}} \quad (4.6)$$

Como se ve en la Tabla 4.5, no existen cambios de signo en la primera columna para valores no negativos de las ganancias K_P y K_I . Por lo tanto, el sistema es siempre estable.

Tabla 4.5: Arreglo de Routh Hurwitz para el sistema a lazo cerrado.

| S | C_1 | C_2 |
|-------|----------------|------------|
| s^2 | 35.92 | $35.92K_I$ |
| s^1 | $1 + 35.92K_P$ | 0 |
| s^0 | $35.92K_I$ | 0 |

Aunque el sistema debiese ser siempre estable, en aplicaciones prácticas puede ser susceptible a ruido de alta frecuencia, dinámicas no modeladas, límites físicos, entre otros, lo que puede ocasionar inestabilidad. Por esto, se realiza una simulación para un rango de ganancias y así determinar el máximo ancho de banda posible antes de producirse inestabilidad en el sistema.

Mediante lugar de la raíz se observa que para valores de la constante de tiempo integral $T_I = K_P/K_I$ menores a 1200^{-1} , el sistema comienza a inestabilizarse. De este modo, se fija dicha constante y se estudia el sistema para múltiples valores de K_P . Las Figuras 4.9 y 4.10 presentan el comportamiento del sistema sometido al perfil de carga **(B)** para valores de K_P entre 0.05 y 1.00. Como se ve en la Figura 4.9.(a), el voltaje en bornes se mantiene en la referencia dentro del rango del 5% ($361-399[V_{RMS}]$), aunque para valores mayores de K_P también aumenta el comportamiento oscilatorio. En la Figura 4.9.(b) se observa el mismo comportamiento, llegando a saturarse para ganancias cercanas a 1.00. En la Figura 4.9.(c) se aprecia que el torque mecánico se ve afectado por el cambio de ganancia, por lo cual, a partir del análisis de Fourier de la Figura (4.10), se determina que para valores de K_P cercanos a 0.25 se obtiene la menor magnitud de oscilación en la primera frecuencia natural. De este modo, el control PI considerado para el resto de esta tesis será determinado por las ganancias $K_P = 0.25$ y $K_I = 300$. Luego, como se ve en la Figura 4.11, esto equivale a un ancho de banda en lazo cerrado de $327[\text{Hz}]$.

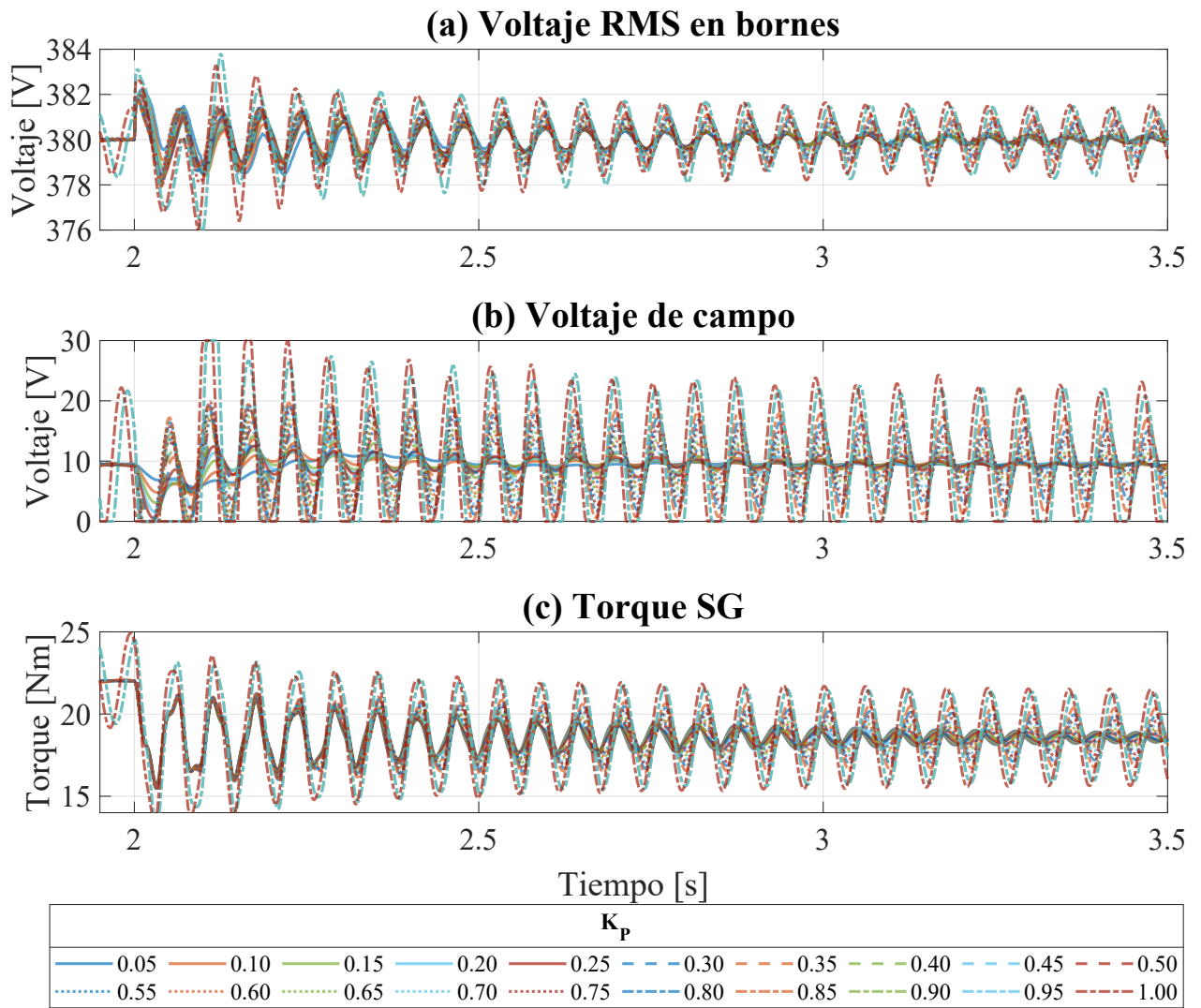


Figura 4.9: Respuesta del sistema ante un rango de ganancias proporcionales.

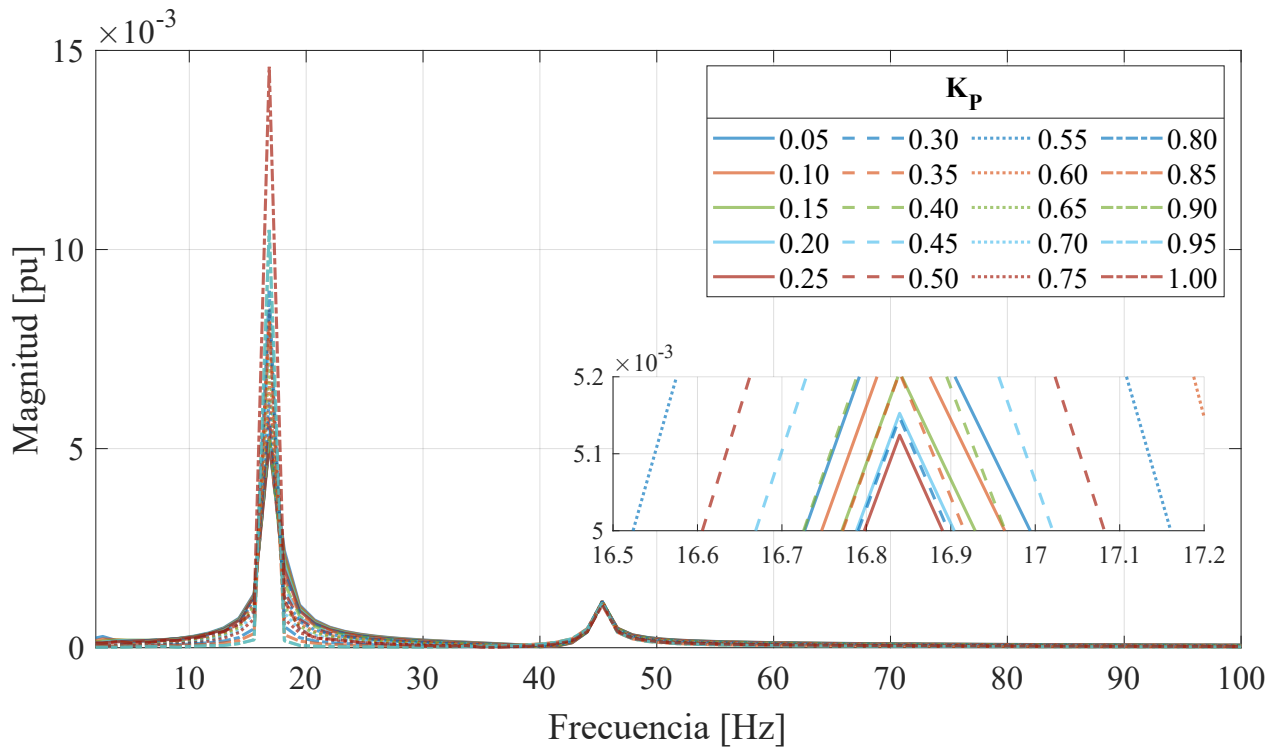


Figura 4.10: FFT del torque mecánico en el SG ante un rango de ganancias proporcionales.

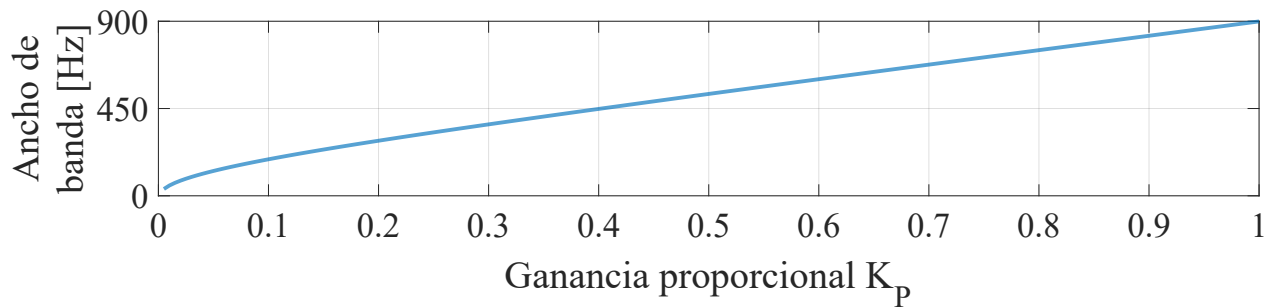


Figura 4.11: Ancho de banda a lazo cerrado ante un rango de ganancias proporcionales.

4.5. Discusión

En este capítulo se presentó el sistema electromecánico simulado, detallando la obtención y elección de todos sus parámetros. También se presentó el comportamiento del sistema ante un caso de operación convencional, donde se evidenciaron vibraciones torsionales. Luego, se encontró un control PI que produjera excitación reducida de vibraciones torsionales, estableciendo así un caso base que la solución propuesta debe superar.

A partir de la simulación del sistema electromecánico presentado en este capítulo, a continuación se establece la estrategia de control propuesta, la cual permitirá reducir vibraciones torsionales en el sistema de generación.

5 Estrategia de control propuesta

De acuerdo a la ecuación (3.5), un SG presenta una relación directa entre torque mecánico y eléctrico en estado estacionario. Además, este último depende de la potencia eléctrica, la cual depende del voltaje de armadura de la máquina, que a su vez depende del voltaje de campo. Por esto, se propone compensar el exceso de torque mecánico producido por vibraciones torsionales mediante el sistema eléctrico de la máquina, específicamente, mediante la manipulación del voltaje de campo utilizando un control *feed forward*. En la Figura 5.1 se presenta el diagrama de control propuesto, el cual se encarga de reducir las vibraciones torsionales presentes en el sistema mecánico. Este compensador es programado en **Matlab** y es incorporado al control PI previamente desarrollado en **Simulink**, actuando de acuerdo a las mediciones obtenidas del sistema electromecánico de **PLECS**.

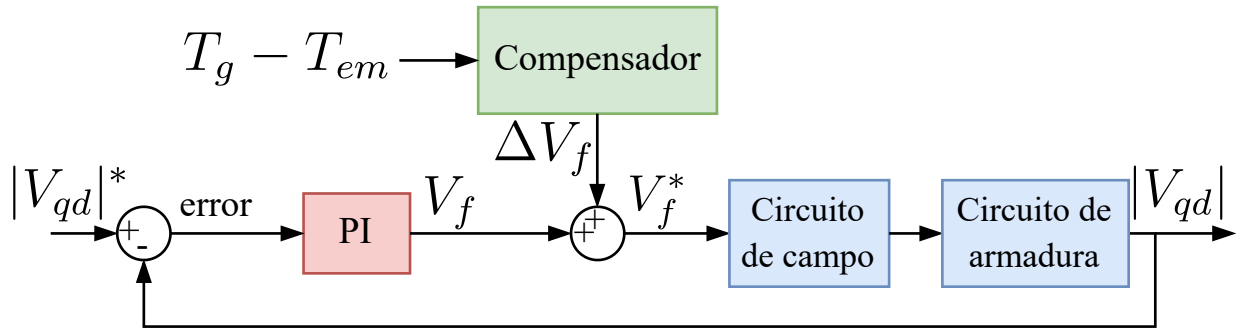


Figura 5.1: Control compensador propuesto.

Como se vio en el capítulo anterior, una perturbación en la carga eléctrica del sistema excita vibraciones en el sistema de transmisión mecánico, con frecuencia y amortiguamiento determinado. Por esto, se modela el torque mecánico T_g como un sistema subamortiguado de segundo orden, de acuerdo a la ecuación (5.1).

$$T_g(s) = \frac{K_g(s)\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (5.1)$$

Con K_g la ganancia del sistema en estado estacionario en [Nm], ω_n la primera frecuencia natural del sistema en [rad/s] y ζ su amortiguamiento. Se considera solo la primera frecuencia natural, ya que, según cálculos teóricos y análisis de Fourier, es la de mayor magnitud. Por ende, el compensador buscará reducir esta frecuencia en específico. Tanto ω_n como ζ se encuentran definidas, según fue explicado en secciones anteriores. Luego, para definir com-

pletamente la dinámica de T_g , se necesita obtener la constante K_g .

Como se mencionó, K_g representa la ganancia del sistema en estado estacionario, luego, en el mismo se cumple que $\dot{\omega}_g = 0$ y la ecuación (3.5) se transforma en (5.2).

$$T_{em}(t_{ss}) = T_g(t_{ss}) = \frac{P_{em}(t_{ss})}{\omega_m} \quad (5.2)$$

En donde (t_{ss}) se refiere al estado estacionario de las variables. Esto a su vez implica que $K_g = P_{em}(t_{ss})/\omega_m$. Además, si se asumen cambios de carga resistivos, se tiene que $T_{em}(0^+) \approx T_{em}(t_{ss})$, donde $T_{em}(0^+)$ es el torque eléctrico inmediatamente después de un cambio de carga eléctrica. Reuniendo estas suposiciones, se obtiene la ecuación (5.3).

$$T_g(t_{ss}) \approx T_{em}(0^+) = \frac{P_{em}(0^+)}{\omega_m} \quad (5.3)$$

Además, para un sistema trifásico balanceado, la potencia eléctrica P_{em} se obtiene a partir de la ecuación (5.4), con V_{ff} e I_{ff} el voltaje y la corriente fase-fase de la máquina, en [V] y [A] respectivamente, y φ el ángulo en [rad] entre ellos.

$$P_{em} = \sqrt{3}V_{ff}I_{ff} \cos \varphi \quad (5.4)$$

Considerando que en un sistema con carga netamente resistiva puede aproximarse $\varphi \approx 0$ y reemplazando las ecuaciones (3.9), (3.10) y (5.4) en (5.3), se obtiene (5.5), en donde I_f es la corriente de campo en [A]. La ecuación (5.6) presenta la relación del circuito de campo en el dominio de la Laplace, con V_f , I_f , R_f y L_f su voltaje en [V], corriente en [A], resistencia en $[\Omega]$ e inductancia en [H], respectivamente.

$$T_{em}(0^+) \approx \frac{\sqrt{3}}{\omega_m} K_0 I_f I_{ff} \quad (5.5)$$

$$V_f = (R_f + L_f s) I_f \quad (5.6)$$

Luego, teniendo en cuenta la ecuación (5.6) y que $R_f \gg L_f$, puede escribirse la corriente de campo en términos del voltaje y resistencia de campo como $I_f \approx V_f/R_f$. De esta forma, K_g se determina de acuerdo a la ecuación (5.7).

$$K_g \approx T_{em}(0^+) \approx \frac{\sqrt{3}}{\omega_m} K_0 \frac{V_f}{R_f} I_{ff} = K_{em} V_f \quad (5.7)$$

Donde $K_{em} = \frac{\sqrt{3}}{\omega_m R_f} K_0 I_{ff}$ es una constante con unidades Nm/V . Finalmente, reemplazando la ecuación (5.7) en (5.1) se obtiene la función de transferencia del sistema $G(s)$ de la ecuación (5.8).

$$G(s) = \frac{T_g(s)}{V_f(s)} = \frac{K_{em} \omega_n^2}{s^2 + 2\zeta \omega_n s + \omega_n^2} \quad (5.8)$$

En la Figura 5.2 se observa un error relativo menor al 5% entre el modelo obtenido y el simulado en PLECS, para el primer cambio de carga mostrado en la Figura 4.7.(b).

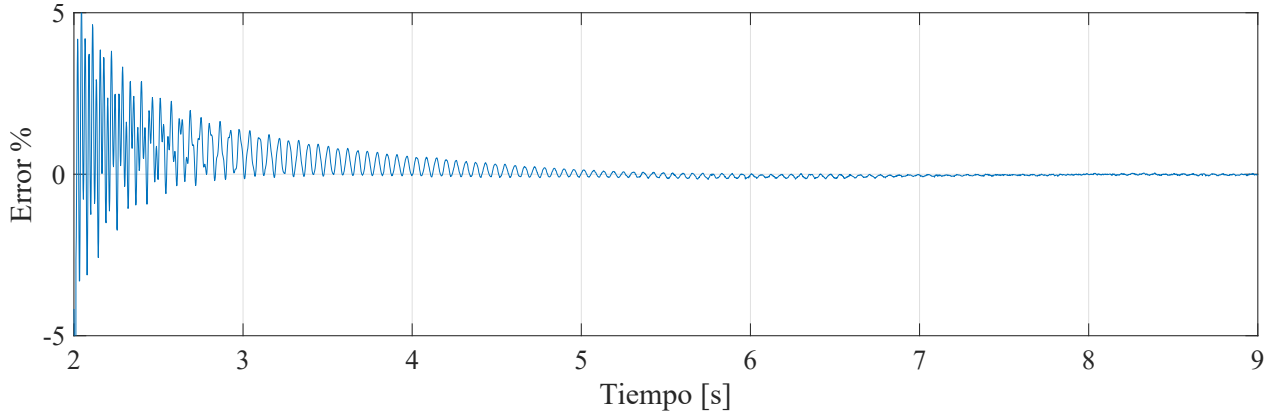


Figura 5.2: Error relativo entre torque mecánico obtenido de sistema simulado y de función de transferencia.

Debido a que el tiempo de establecimiento del torque eléctrico es inferior en al menos 3 órdenes de magnitud al mecánico, se usa el torque eléctrico como referencia al mecánico. Para reducir el poder de cómputo requerido por la simulación, se añade el interruptor swt dentro del compensador, el cual se encarga de activar o desactivar su acción según las ecuaciones (5.9) y (5.10), en donde tsh es el umbral de activación definido por el rango de $|T_g - T_{em}|$ en estado estacionario.

$$swt = \begin{cases} 1 & \text{si } |T_g - T_{em}| > tsh \\ 0 & \text{si } |T_g - T_{em}| \leq tsh \end{cases} \quad (5.9)$$

$$\Delta V_f = \begin{cases} \text{Compensador}(T_g - T_{em}) & \text{si } swt = 1 \\ 0 & \text{si } swt = 0 \end{cases} \quad (5.10)$$

Además, como la función de transferencia obtenida en (5.8) considera magnitudes en *RMS*, se utiliza la aproximación de la ecuación (5.11) al momento de definir las constantes en el código utilizado. Esta aproximación es válida siempre y cuando se tengan cargas simétricas y se mida con precisión suficiente el ángulo para el cálculo de las coordenadas qd . El resto de este capítulo se enfocará en definir las estrategias de control propuestas como compensación al torque mecánico producido por vibraciones torsionales.

$$|V_{qd}| \approx V_{peak} = \sqrt{2}V_{RMS} \quad (5.11)$$

5.1. Compensador por *Bang Bang*

El control BB consiste en acciones de control discontinuas que son funciones de los estados del sistema, perturbaciones o referencias, con una lógica de conmutación determinada. Su representación se deriva de una estrategia por modo deslizante (SLM) con acciones de control constantes según criterios de encendido-apagado. Debido a esto, un compensador basado en BB se caracteriza por requerir poco tiempo de cómputo y su sencilla implementación, comparada con otras estrategias, ya que solo aplica dos acciones de control de acuerdo a un par de condiciones. Sin embargo, si las condiciones suficientes para alcanzar una superficie estable $s = 0$ son insatisfechas, su robustez ante perturbaciones no puede ser asegurada [85]. Además, si el criterio de activación no es ajustado teniendo en cuenta pequeñas perturbaciones

en estado estacionario, el sistema puede volverse inestable ante la aparición del fenómeno de *chattering* [86], el cual consiste en una excesiva cantidad de conmutaciones de la acción de control en un intervalo de tiempo finito.

Teniendo esto en cuenta, la estrategia BB se define de acuerdo a la ecuación (5.12). Debido a que la operación del compensador está sujeta a la diferencia entre torques mecánico y eléctrico $\Delta T_g = T_g - T_{em}$, la acción del control BB es dependiente de esta diferencia. Luego, la compensación de voltaje de campo aplicada $u_{BB} = \Delta V_f$ es distinta para una diferencia de torque *tsh* positiva o negativa, aplicando u_{max} o u_{min} respectivamente. Para definir un valor adecuado para el umbral *tsh*, la magnitud de ΔT_g es medida en estado estacionario con el control PI utilizado, ya que esto determina la mínima diferencia de torques posible que el sistema alcanza en operación convencional. Luego, para reducir simétricamente tanto sobre como bajo oscilaciones, las acciones de control u_{max} y u_{min} se escogen considerando el valor de voltaje de campo nominal V_f^* para una carga del 50% de la potencia nominal del SG. Entonces, $u_{max} = 90\%V_f^*$ y $u_{min} = -90\%V_f^*$. La Tabla 5.1 agrupa los parámetros utilizados para la simulación de este control. Por razones comparativas, el tiempo de muestreo del control BB es el mismo utilizado en el control MPC, el cual será explicado más adelante.

$$u_{BB} = \begin{cases} u_{max} & \text{si } T_g - T_{em} > tsh \\ u_{min} & \text{si } T_g - T_{em} \leq -tsh \end{cases} \quad (5.12)$$

Tabla 5.1: Parámetros del control BB.

| Parámetro | Valor | Unidad |
|----------------------------|-------------------|-----------|
| Tiempo de muestreo | $\Delta t = 14.5$ | <i>ms</i> |
| Umbral | $tsh = 0.1$ | <i>Nm</i> |
| Acción de control superior | $u_{max} = 8$ | <i>V</i> |
| Acción de control inferior | $u_{min} = -8$ | <i>V</i> |

5.2. Compensador por control predictivo basado en modelo

A continuación se presenta la implementación de un compensador por MPC. Reordenando y transformando al dominio temporal el sistema obtenido en (5.8), se obtiene la ecuación (5.13).

$$\ddot{T}_g + \underbrace{2\zeta\omega_n}_{b} \dot{T}_g + \underbrace{\omega_n^2}_{a} T_g = \underbrace{K_{em}\omega_n^2}_{d} V_f \quad (5.13)$$

Como se busca controlar solo el torque mecánico correspondiente a la diferencia entre torque mecánico y eléctrico, se debe modificar la ecuación anterior teniendo esto en cuenta. De este modo, el torque controlado T_g se convierte en $\Delta T_g = T_g - T_{em}$ y la variable manipulada V_f pasa a ser ΔV_f . La ecuación (5.14) incorpora estos cambios y la ecuación (5.15) indica las variables de estado propuestas. Su representación matricial se presenta en la ecuación (5.16).

$$\Delta\ddot{T}_g + \underbrace{2\zeta\omega_n}_{b}\Delta\dot{T}_g + \underbrace{\omega_n^2}_{a}\Delta T_g = -\underbrace{K_{em}\omega_n^2}_{d}\Delta V_f \quad (5.14)$$

$$\begin{aligned} x_1 &= \Delta T_g; & x_2 &= \Delta\dot{T}_g; & u &= \Delta V_f \\ \dot{x}_1 &= x_2; & \dot{x}_2 &= -ax_1 - bx_2 + du \\ x &= [x_1 \quad x_2]^T \end{aligned} \quad (5.15)$$

$$\dot{x} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -a & -b \end{bmatrix}}_A x + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ d \end{bmatrix}}_B u \quad (5.16)$$

Una vez obtenido el sistema en variables de estado, se procede a discretizarlo, en este caso, mediante la aproximación de Runge Kutta 4 (RK4) de la ecuación (5.17), ya que es un método razonablemente simple y estable frente a ruido [87]. En esta, $f(x, u) = \dot{x}$ es la dinámica del sistema, definida por la ecuación (5.16), k es el índice para el estado actual y $h = \Delta t$ el tiempo de muestreo en [s]. Agrupando términos, se obtiene la representación matricial de la ecuación (5.18).

$$\begin{aligned} k_1 &= f(x_k, u_k) \\ k_2 &= f\left(x_k + \frac{h}{2}k_1, u_k\right) \\ k_3 &= f\left(x_k + \frac{h}{2}k_2, u_k\right) \\ k_4 &= f(x_k + hk_3, u_k) \\ x_{k+1} &= x_k + \frac{h}{6}(k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4) \end{aligned} \quad (5.17)$$

$$\begin{aligned} A_1 &= A; & B_1 &= B \\ A_2 &= A_1 + \frac{h}{2}A_1^2; & B_2 &= B_1 + \frac{h}{2}A_1B_1 \\ A_3 &= A_1 + \frac{h}{2}A_1A_2; & B_3 &= B_1 + \frac{h}{2}A_1B_2 \\ A_4 &= A_1 + hA_1A_3; & B_4 &= B_1 + hA_1B_3 \\ A_5 &= A_1 + 2A_2 + 2A_3 + A_4; & B_5 &= B_1 + 2B_2 + 2B_3 + B_4 \\ A_6 &= I + \frac{h}{6}A_5; & B_6 &= \frac{h}{6}B_5 \\ x_{k+1} &= A_6x_k + B_6u_k \end{aligned} \quad (5.18)$$

Con esto, la ecuación (5.19) define la función de costos a optimizar, donde N es el horizonte de predicción, $x_{k+j} = x(k+j)$, x_{k+j}^* es la referencia en el instante $k+j$, Q y R son los costos asociados al seguimiento de referencia y esfuerzo de control, respectivamente. Además, A_6 y B_6 son las matrices de la representación en variables de estado de la dinámica del sistema y u_{\min} y u_{\max} representan límites físicos para la acción de compensación ΔV_f . La acción de control u_{MPC} se obtiene según la ecuación (5.20). La Tabla 5.1 agrupa los parámetros utilizados para la simulación de este control. El tiempo de muestreo Δt fue escogido para considerar 2 veces el tiempo del teorema de muestreo de Nyquist–Shannon, lo que es igual

a 4 puntos por oscilación de la primera frecuencia torsional. El horizonte de predicción N considera 1/20 del tiempo de establecimiento del sistema al 1 %, bajo la operación del control PI utilizado.

$$\min_{\vec{x}_k, \Delta \vec{u}_k} \sum_{j=1}^N (x_{k+j} - x_{k+j}^*)^T Q (x_{k+j} - x_{k+j}^*) + \sum_{j=0}^{N-1} \Delta u_{k+j} R \Delta u_{k+j}$$

$$s.a \quad x_k = [\Delta T_g \quad \Delta \dot{T}_g]^T \tag{5.19}$$

$$x_{k+j} = A_6 x_{k+j-1} + B_6 u_{k+j-1},$$

$$\Delta u_{k+j} = u_{k+j} - u_{k+j-1}, \quad j = 1, \dots, N$$

$$u_{\min} \leq u_{k+j} = \Delta V_f(k+j) \leq u_{\max},$$

$$u_{MPC} = u_k \tag{5.20}$$

Tabla 5.2: Parámetros del control MPC.

| Parámetro | Valor | Unidad |
|------------------------------------|--|--------|
| Tiempo de muestreo | $\Delta t = 14.5$ | ms |
| Horizonte de predicción | $N = 8$ | |
| Peso del seguimiento de referencia | $Q = \begin{bmatrix} 1000 \\ 00 \end{bmatrix}$ | |
| Peso del esfuerzo de control | $R = 0.1$ | |

5.3. Discusión

En este capítulo se presentó la estrategia de control propuesta para reducir vibraciones torsionales excitadas en el sistema de generación de un barco carguero, la cual consiste en un compensador *feed forward* en el control de voltaje del SG. Se presentaron dos controladores para aplicar este compensador, BB y MPC, detallando su implementación y obtención de parámetros relevantes.

A partir de la estrategia propuesta en este capítulo, a continuación se presentan los resultados obtenidos y el análisis del desempeño del compensador, considerando métricas como porcentaje de sobrepaso y tiempo de establecimiento.

6 Resultados y análisis de simulaciones

En este capítulo se estudia el desempeño de los compensadores propuestos para reducir vibraciones torsionales excitadas en el generador de un barco, debido a cambios de carga eléctrica. Primero se presenta una comparativa entre controladores a partir de criterios de tiempo de establecimiento al 1% del estado estacionario, porcentaje de sobrepaso, esfuerzo computacional y decremento porcentual del primer modo torsional sobre el control tradicional. Luego, se estudia la robustez de estos controladores frente a cambios en los parámetros del sistema.

6.1. Comportamiento del sistema frente a la estrategia de control propuesta

Para esta sección se analizan los perfiles **(A)** barco entrando o saliendo de puerto y **(B)** viaje convencional en altamar. El motivo de esto, es que ambos perfiles tienen características particulares: el primero presenta la menor variación de carga y el segundo la mayor. Las cargas aplicadas al sistema son la carga nominal del perfil, luego, a los 2[s], la carga cae en el porcentaje de variabilidad de carga del perfil para luego volver al valor nominal a los 9[s]. El resto de perfiles se presentan en el Anexo B.

6.1.1. Perfil A: Barco entrando o saliendo de puerto

En la Figura 6.1 se muestra que todas las estrategias son capaces de mantener el voltaje RMS en la referencia, con mayor sobrepaso para los compensadores en los instantes de cambio de carga, pero siempre dentro del rango de 5% permitido ($361-399[V_{RMS}]$). Esto muestra que para cambios de carga pequeños, los compensadores tienen bajo impacto en el control de voltaje del SG.

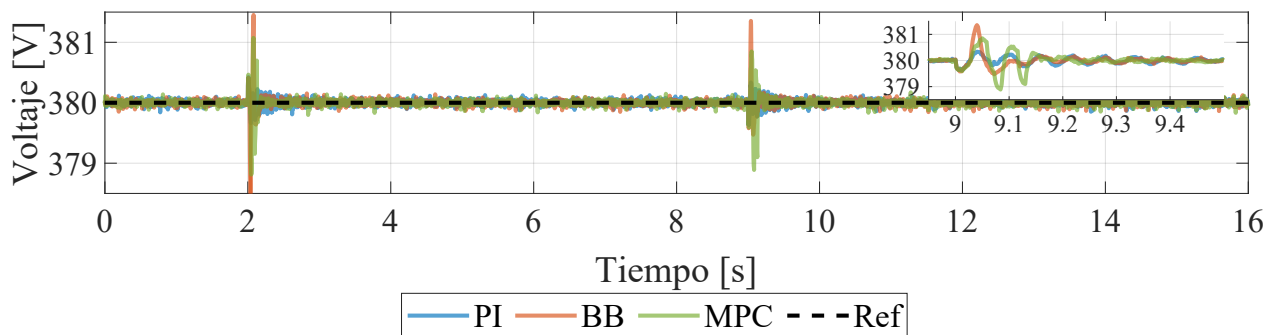


Figura 6.1: Voltaje RMS en bornes del SG.

En la Figura 6.2 se observa que tanto el voltaje como corriente de campo se mantienen constantes, excepto en los cambios de carga, en donde a los 9[s] se aprecia una mayor variabilidad debido a la acción de los compensadores, siendo la acción del MPC más prolongada que la del BB.

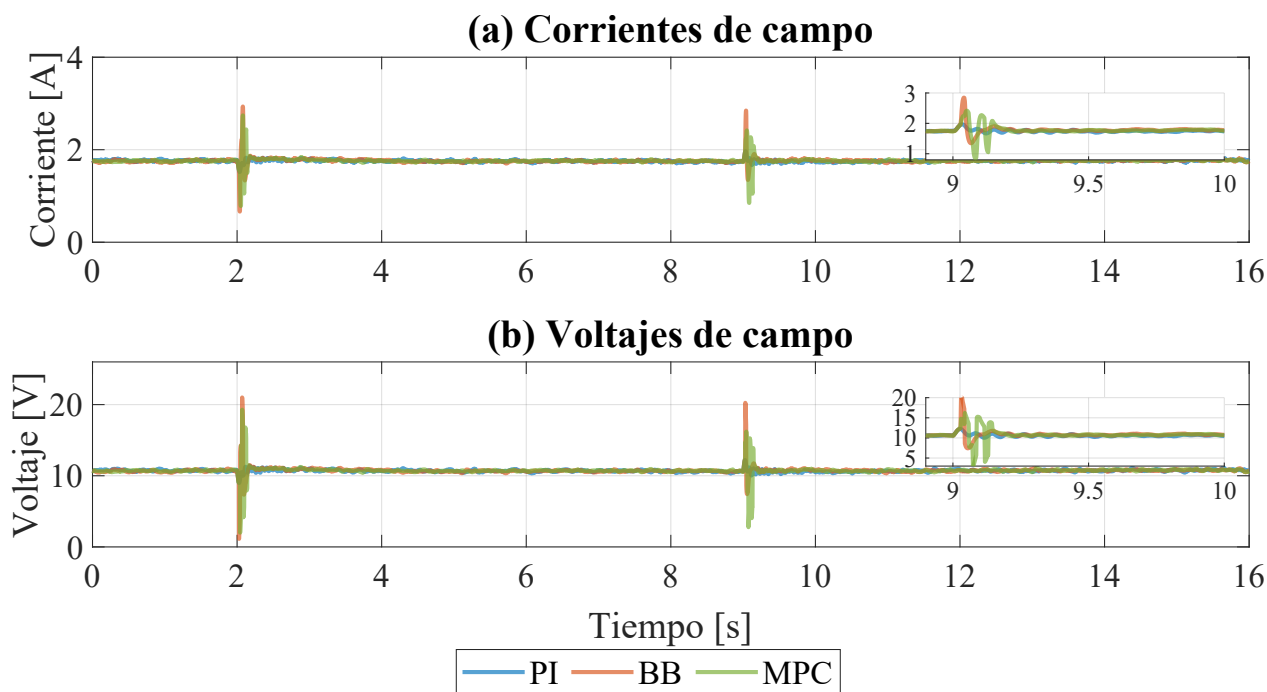


Figura 6.2: Corriente y voltaje de campo en el SG.

Siguiendo con lo anterior, en la Figura 6.3 se aprecia que el torque eléctrico se estabiliza rápidamente comparado con el mecánico, lo cual concuerda con las suposiciones tomadas para el desarrollo del modelo del torque mecánico. Además, para la corta aplicación de los compensadores, se produce una reducción de las vibraciones torsionales en el torque mecánico. Esto queda en evidencia en la Tabla 6.1, la cual reúne las métricas utilizadas para evaluar el desempeño de los controladores.

La Tabla 6.1 agrupa numéricamente los resultados presentados en esta sección, en donde se observa un sobrepaso inferior a 1% para el voltaje RMS, siendo mayor para los compensadores. En cuanto al sobrepaso del torque mecánico, este es aproximadamente 2%, siendo

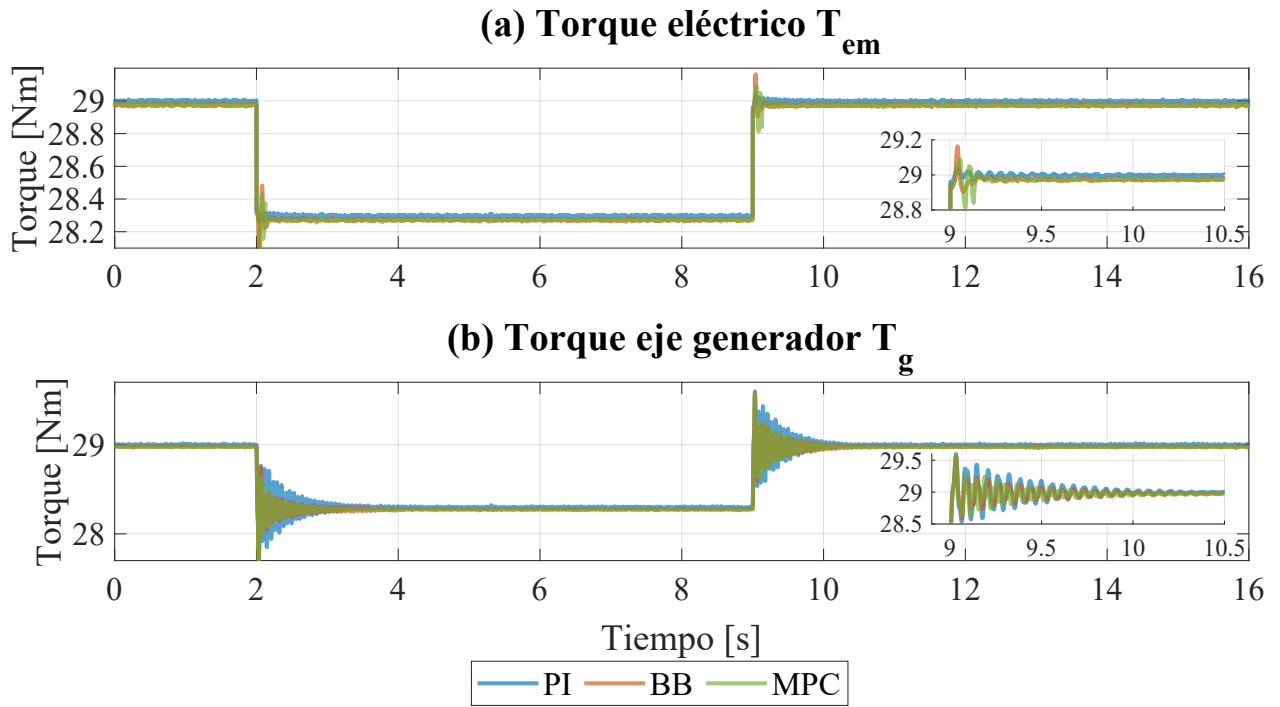


Figura 6.3: Torque eléctrico y mecánico en el SG.

similar para todos los controles. En contraste, el tiempo de establecimiento para el torque mecánico se observa reducido a más de la mitad, produciendo una disminución porcentual de vibraciones torsionales al rededor de 30 % para BB y 60 % para MPC. La diferencia entre compensadores se debe a que para el caso del MPC, aunque reduce en mayor medida el primer modo torsional, en realidad aumenta el segundo, como se observa en la Figura 6.4, por lo que esta mejora se asocia a un detrimento inexistente en el BB. Otro punto a considerar, es que el esfuerzo computacional para el compensador BB es cercano al del control tradicional, mientras que el del compensador MPC es considerablemente mayor, del orden de los 100[ms], siendo mayor al tiempo de muestreo, por lo que se requeriría reducir este tiempo antes de utilizar este control en aplicaciones reales.

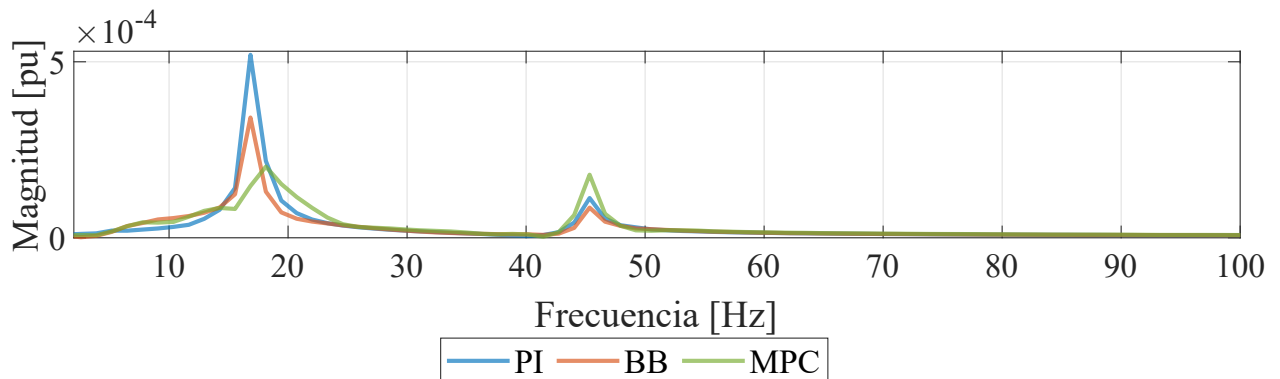


Figura 6.4: Análisis de Fourier del torque mecánico en el SG.

Tabla 6.1: Comparativa entre estrategias de control.

| Métrica | Estrategia | | | Unidad |
|---------------------------------------|------------|-----------|------------|-----------|
| | <i>PI</i> | <i>BB</i> | <i>MPC</i> | |
| Sobrepaso V_{RMS} | 0.09 | 0.36 | 0.22 | % |
| Sobrepaso T_g | 2.07 | 2.06 | 2.06 | % |
| Establecimiento al 1% T_g | 3.92 | 1.69 | 1.32 | <i>s</i> |
| Esfuerzo computacional | 0.08 | 0.09 | 126.29 | <i>ms</i> |
| Decremento porcentual sobre <i>PI</i> | — | 34.27 | 61.11 | % |

6.1.2. Perfil B: Viaje convencional en altamar

En la Figura 6.5 se muestra que, al igual que en el perfil (A), todas las estrategias son capaces de mantener el voltaje RMS en la referencia, con mayor sobrepaso para los compensadores en los instantes de cambio de carga, pero siempre dentro del rango de 5% permitido (361-399[V_{RMS}]). Además, se observa que el tiempo en llegar a estado estacionario es cercano al doble para el control tradicional, lo cual se asocia a que, al contrario, el tiempo de establecimiento del torque mecánico se ve reducido para el caso de los compensadores, evitando que las vibraciones torsionales del sistema mecánico se propaguen al sistema eléctrico. Esto muestra que incluso para grandes cambios de carga, los compensadores tienen bajo impacto en el control de voltaje del SG.

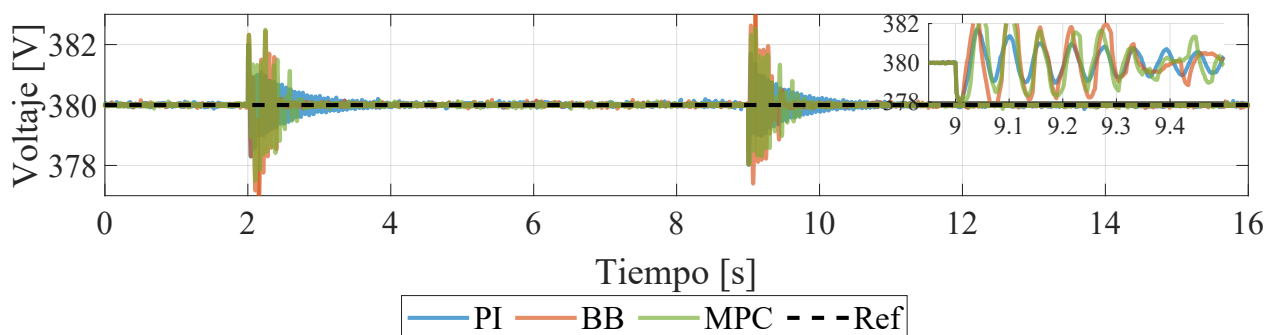


Figura 6.5: Voltaje RMS en bornes del SG.

En la Figura 6.6 se observa que, al igual que en el perfil (A), tanto el voltaje como corriente de campo se mantienen constantes, excepto en los cambios de carga. Además, se observa como el tiempo de establecimiento para el controlador PI es mayor al de los compensadores, siendo su sobrepaso menor. Esto se asocia a que la acción de los compensadores aumenta la variabilidad y sobrepaso del voltaje de campo, con la ventaja de reducir las oscilaciones torsionales en el torque mecánico. Se aprecia un comportamiento similar para la corriente.

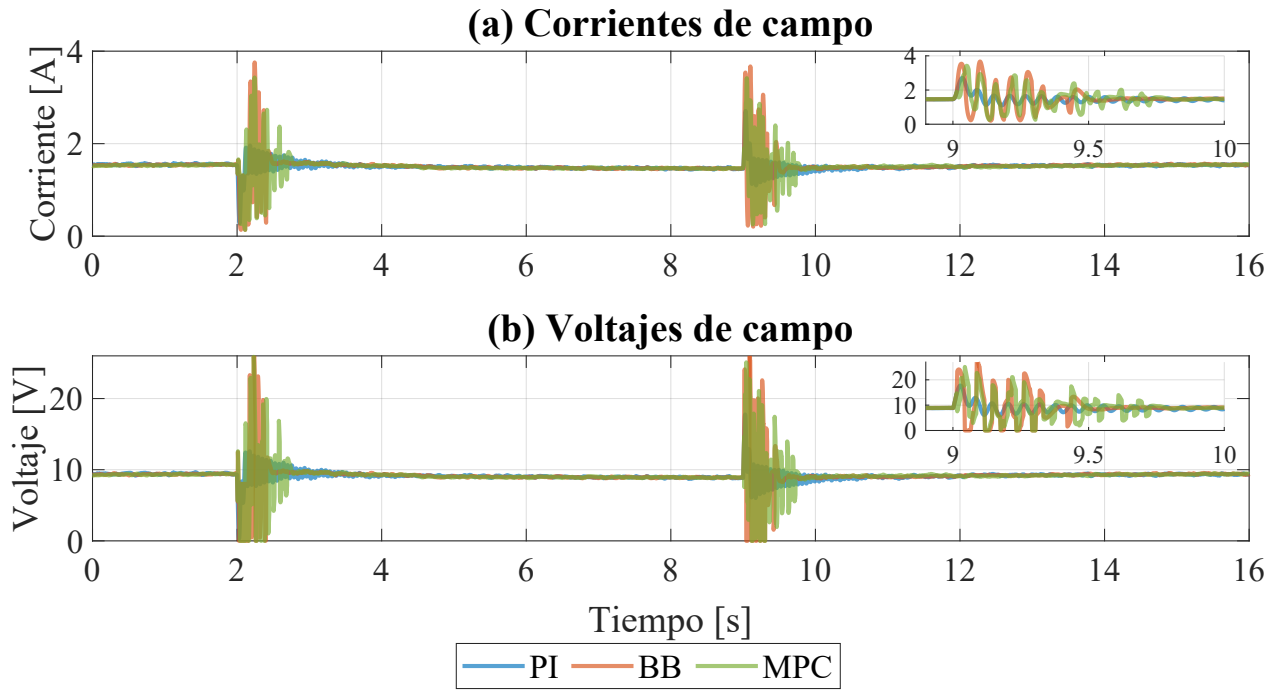


Figura 6.6: Corriente y voltaje de campo en el SG.

Luego, en la Figura 6.7 se aprecia que el torque eléctrico presenta mayor variabilidad durante el tiempo de acción de los compensadores, aunque igualmente cerca del valor estacionario, lo cual valida las suposiciones tomadas en el desarrollo del modelo del torque mecánico. Además, se aprecia una clara reducción en el tiempo de establecimiento para el torque mecánico, lo cual se traduce en una reducción de vibraciones torsionales. Esto queda en evidencia en la Tabla 6.2, la cual reúne las métricas utilizadas para evaluar el desempeño de los controladores.

La Figura 6.8 muestra una reducción cercana a la mitad de la magnitud del primer modo torsional con respecto al método tradicional. Luego, la Tabla 6.2 agrupa numéricamente los resultados presentados en esta sección. En esta se observa un mayor sobrepaso del torque mecánico, en contraste con el perfil (A), lo cual se asocia a que un mayor cambio de carga ocasiona mayor amplitud de oscilaciones torsionales, como se mencionó anteriormente. Además, en este caso el tiempo de establecimiento para el torque mecánico también se ve reducido, produciendo una disminución porcentual de vibraciones torsionales al rededor de 36% para BB y 53% para MPC. El esfuerzo computacional es similar al del perfil (A), lo cual refuerza la necesidad de disminuir el tiempo de optimización del compensador MPC antes de su utilización en aplicaciones reales.

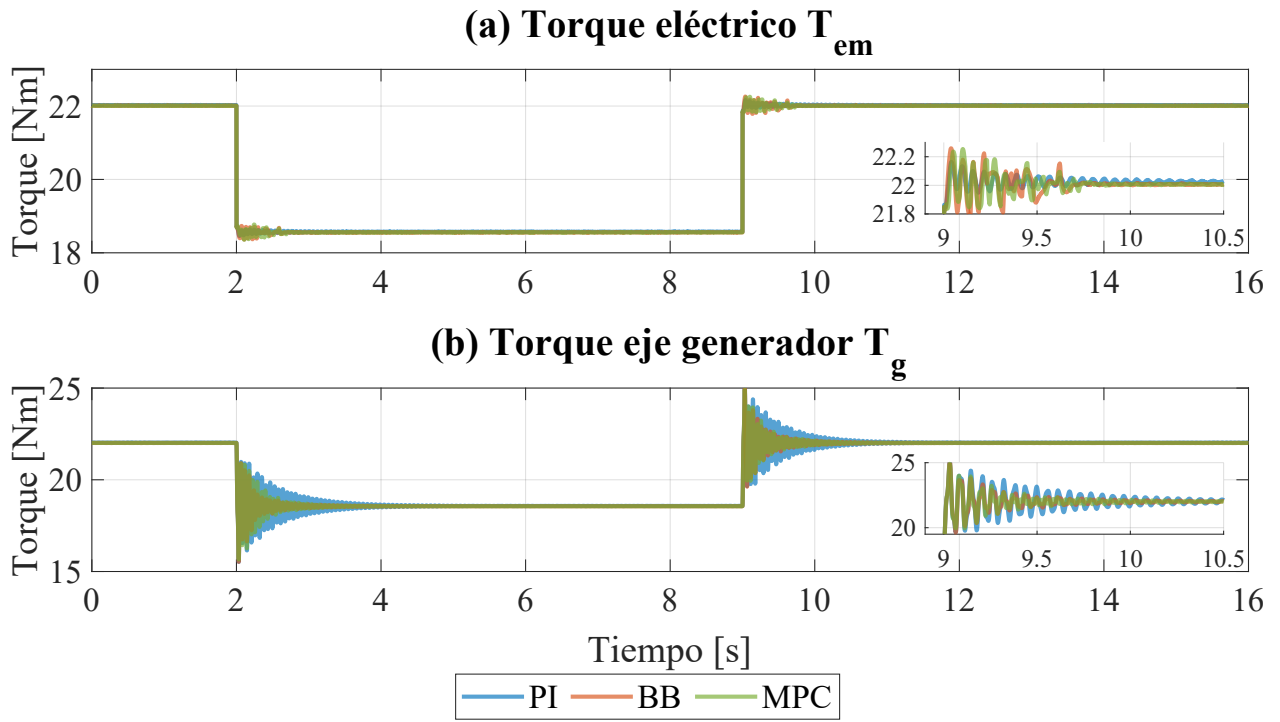


Figura 6.7: Torque eléctrico y mecánico en el SG.

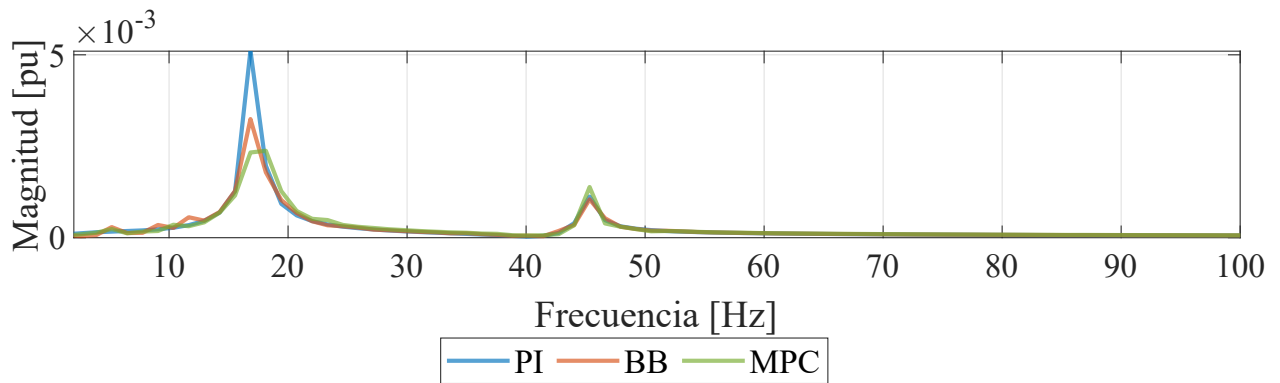


Figura 6.8: Análisis de Fourier del torque mecánico en el SG.

Tabla 6.2: Comparativa entre estrategias de control.

| Métrica | Estrategia | | | Unidad |
|---------------------------------------|------------|-----------|------------|--------|
| | <i>PI</i> | <i>BB</i> | <i>MPC</i> | |
| Sobrepaso V_{RMS} | 0.45 | 0.70 | 0.67 | % |
| Sobrepaso T_g | 13.77 | 14.30 | 13.18 | % |
| Establecimiento al 1% T_g | 2.26 | 1.67 | 1.65 | s |
| Esfuerzo computacional | 0.07 | 0.11 | 118.19 | ms |
| Decremento porcentual sobre <i>PI</i> | — | 36.58 | 53.53 | % |

6.2. Análisis de sensibilidad del compensador

A medida que pasa el tiempo, los sistemas mecánicos tienden a disminuir sus frecuencias naturales debido a degradación [88]. Por otra parte, elementos no modelados del sistema o cambios en su topología pueden aumentar dichas frecuencias. Debido a estas incertezas, se evalúa la robustez de los controladores propuestos ante incertezas en parámetros del sistema.

6.2.1. Sensibilidad de rigidez: desplazamiento de los modos torsionales

En esta sección se estudia el desempeño de los compensadores propuestos ante cambios en la rigidez del sistema, lo cual lleva a un desplazamiento de los modos torsionales originalmente calculados. Nuevamente, se utilizan los cambios de carga presentados en la Sección 6.1. Los casos bajo estudio se enuncian a continuación:

- Caso 1: Las rigideces k_{ef} y k_{2g} se fijan en 31 % de su valor original, desplazando las frecuencias naturales f_1 y f_2 a 60 % y 69 % de sus valores originales.
- Caso 2: Las rigideces k_{ef} y k_{2g} se fijan en 59 % de su valor original, desplazando las frecuencias naturales f_1 y f_2 a 80 % y 85 % de sus valores originales.
- Caso 3: Las rigideces k_{ef} y k_{2g} se fijan en 167 % de su valor original, desplazando las frecuencias naturales f_1 y f_2 a 120 % y 116 % de sus valores originales.
- Caso 4: Las rigideces k_{ef} y k_{2g} se fijan en 280 % de su valor original, desplazando las frecuencias naturales f_1 y f_2 a 140 % y 137 % de sus valores originales.

6.2.1.1. Perfil A: Barco entrando o saliendo de puerto

La Figura 6.9.(a) muestra el voltaje en bornes para el caso base. Luego, las Figuras 6.9.(b)-6.9.(e) muestran un comportamiento similar, manteniendo dicho voltaje en la referencia ante cambios de carga y con perturbaciones dentro del rango de 5 % permitido ($361-399[V_{RMS}]$). Sin embargo, para frecuencias menores se requiere más tiempo hasta llegar al estado estacionario, lo cual tiene sentido teniendo en cuenta que el amortiguamiento del sistema sigue siendo el mismo.

En cuanto al voltaje de campo, en la Figura 6.10 se observa que los compensadores operan de forma análoga al caso base, actuando durante los primeros ciclos de las perturbaciones. Sin embargo, se observa que el tiempo de actividad del compensador MPC es mayor, lo cual se asocia a su acción más acotada comparada con la del BB.

De acuerdo a esto, se concluye que para perturbaciones pequeñas, como las del perfil **(A)**, la incerteza en la frecuencia natural del sistema tiene poca incidencia en el comportamiento del sistema eléctrico. Luego, las Figuras 6.11 y 6.12 muestran el desempeño del sistema mecánico. De aquí se determina que, para perturbaciones pequeñas, la compensación por MPC es más robusta que la del BB ante el deterioro del sistema de transmisión, pues reduce más vibraciones que este último. Además, se aprecia una mejora similar en todos los escenarios. Por otra parte, la compensación por BB es más robusta ante incertezas que aumenten la frecuencia natural del sistema, reduciendo incluso más vibraciones que el compensador MPC.

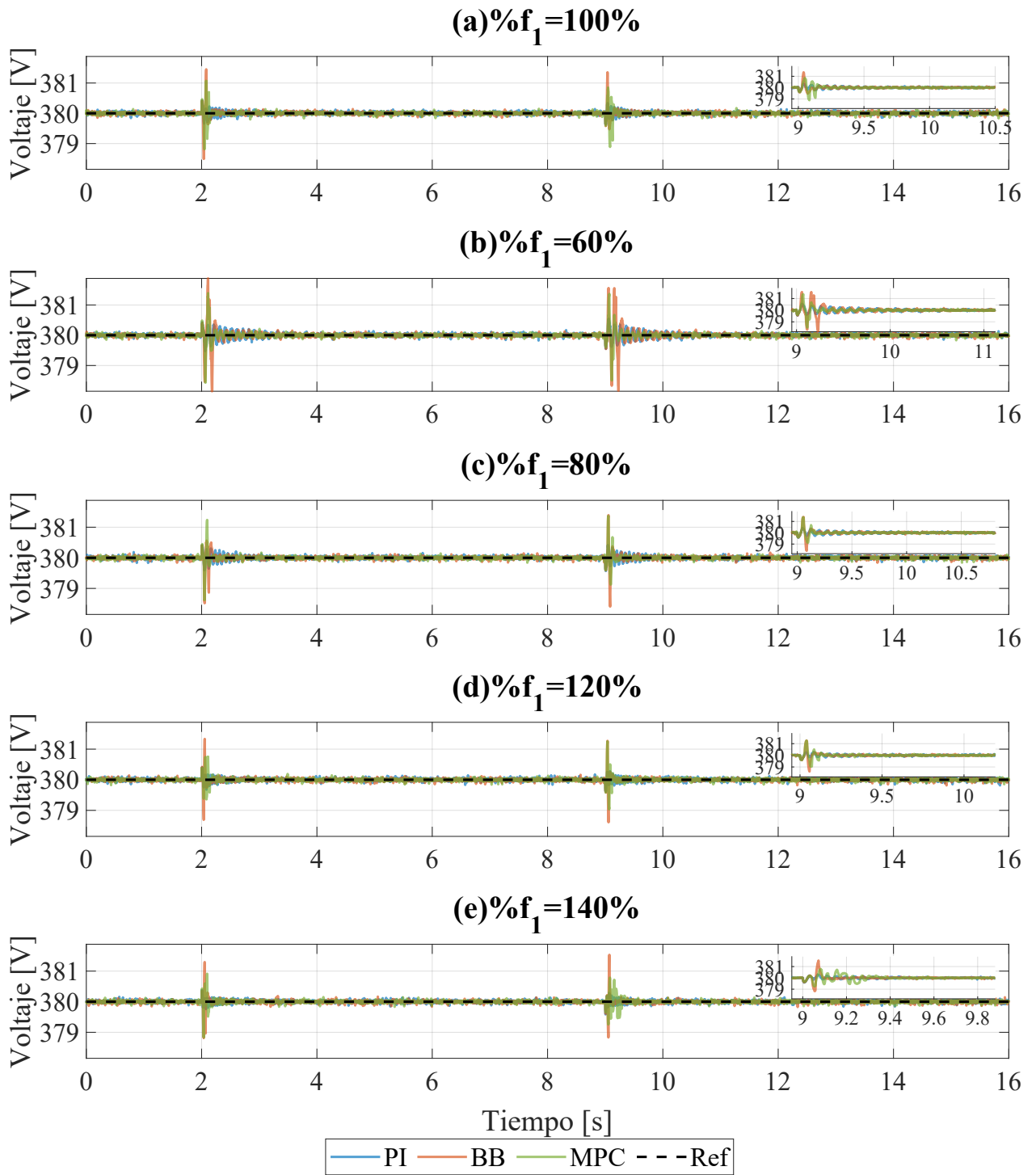


Figura 6.9: Voltaje RMS en bornes del SG para distintas frecuencias naturales.

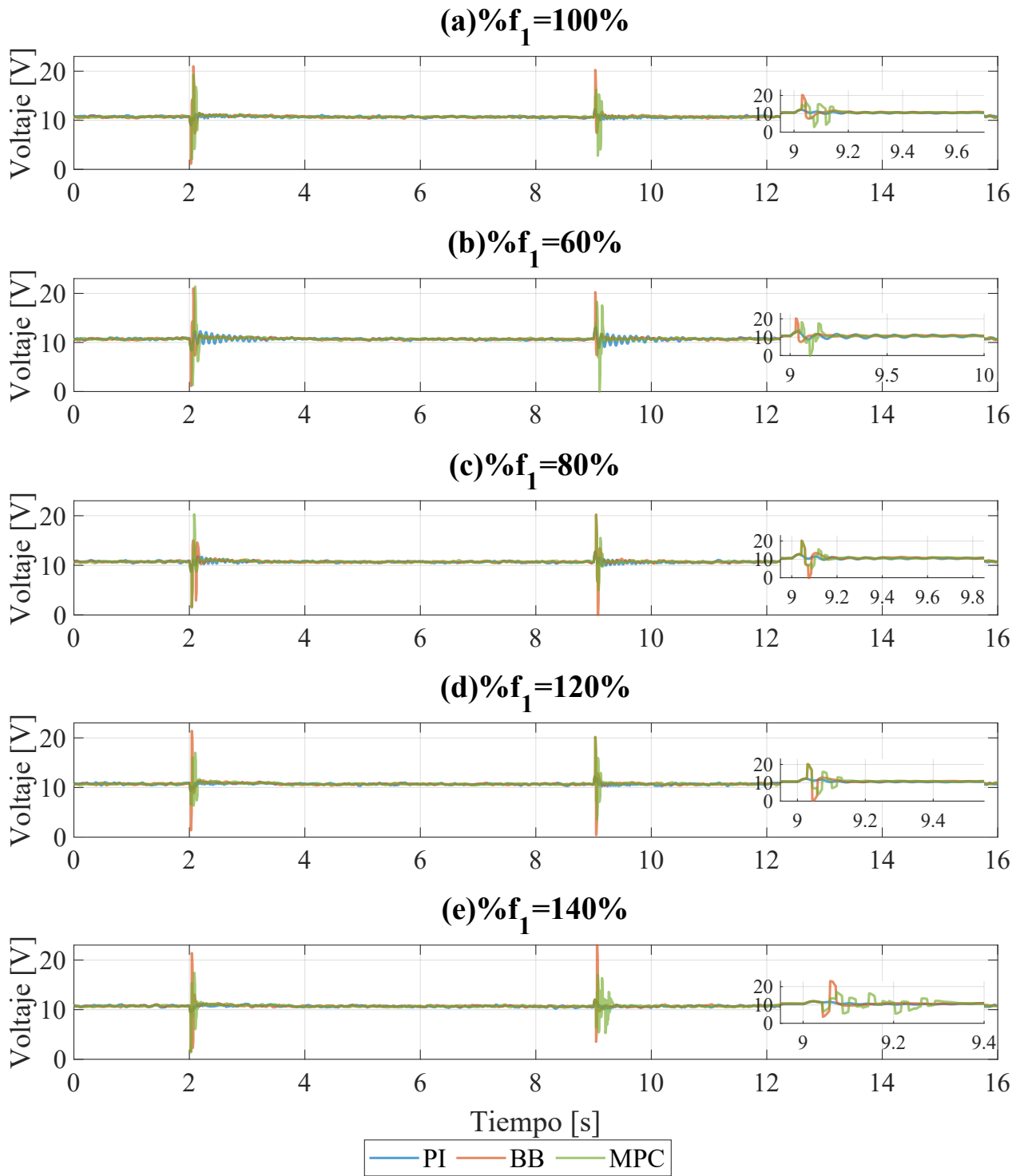


Figura 6.10: Voltaje de campo en el SG para distintas frecuencias naturales.

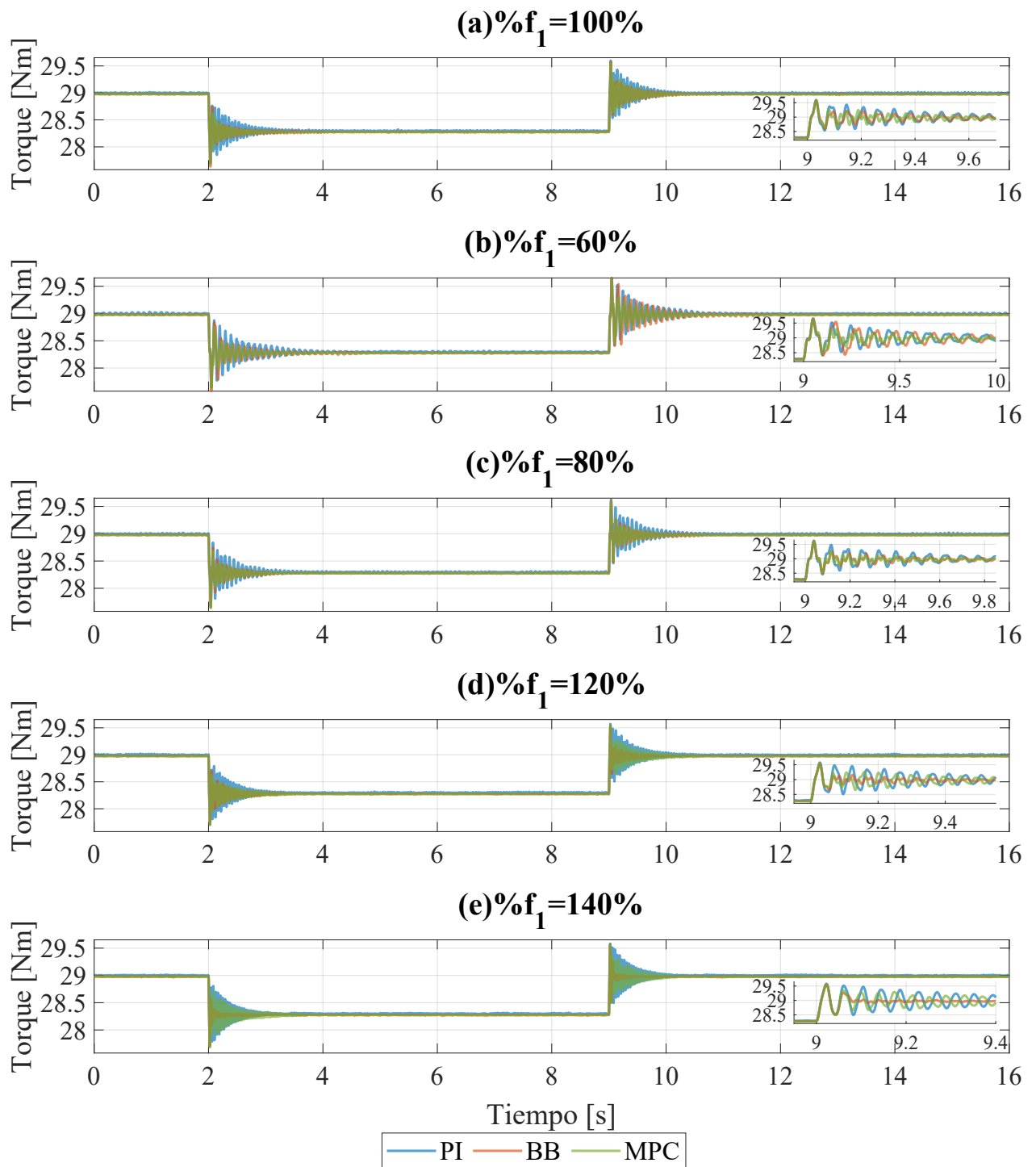


Figura 6.11: Torque mecánico en el SG para distintas frecuencias naturales.

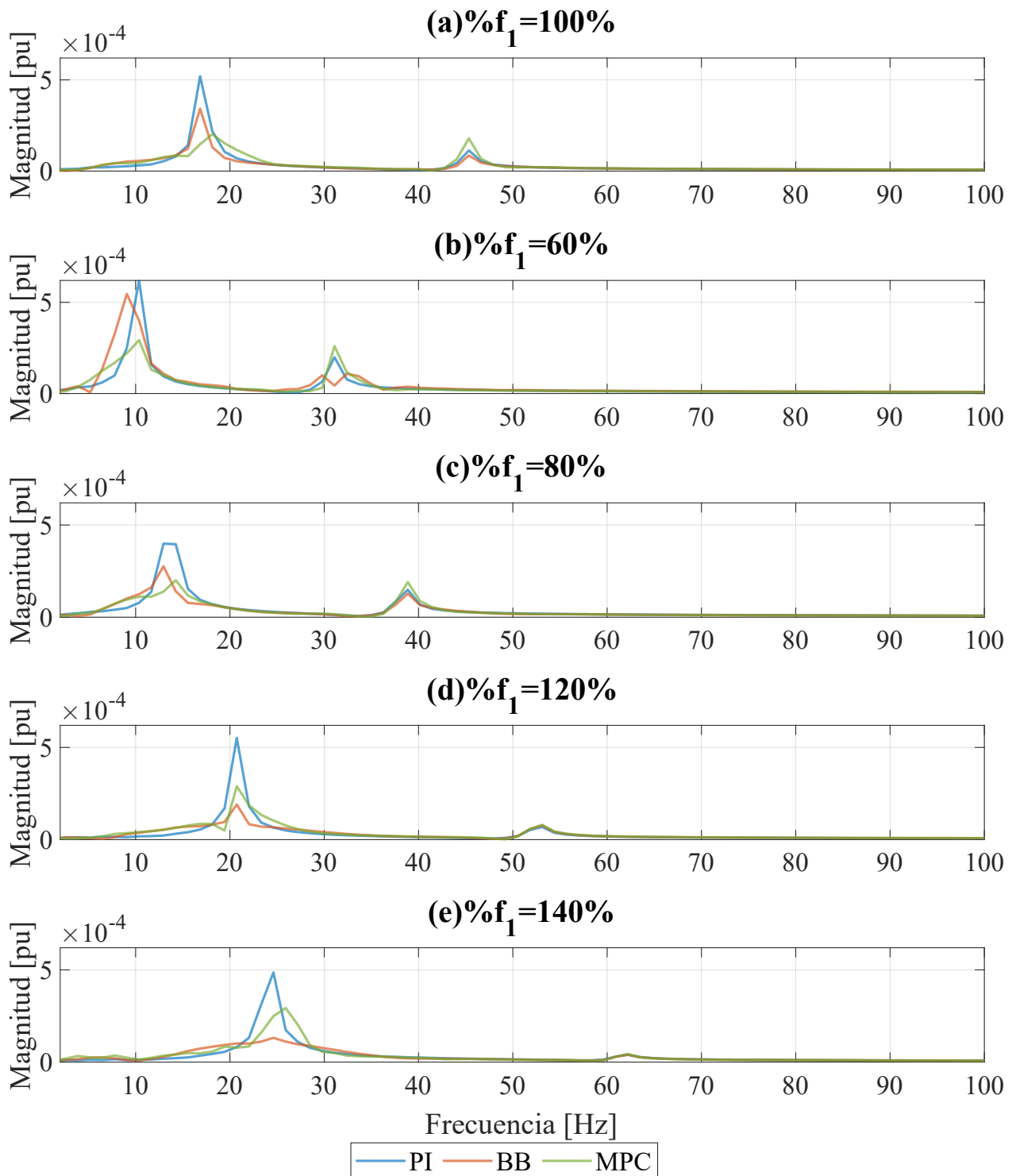


Figura 6.12: Análisis de Fourier del torque mecánico en el SG para distintas frecuencias naturales.

Los resultados recién expuestos quedan resumidos en la Tabla 6.3, donde se aprecia que el sobrepaso para el voltaje en bornes es menor a 1 % para todos los escenarios y estrategias, siendo menor para frecuencias naturales mayores. En cuanto al sobrepaso del torque mecánico, todos son similares, cercanos al 2 %, mostrando poca relación entre el sobrepaso mecánico y el cambio de frecuencia natural.

Los tiempos de establecimiento para el torque mecánico se ven notablemente afectados por el cambio de frecuencia natural, siendo mayores para MPC y teniendo una relación inversa con la magnitud de la frecuencia natural para BB. Esto concuerda con el decrementos porcentuales sobre la estrategia tradicional, en donde la mejora del MPC se ve reducida hasta en un 20% y la del BB aumenta hasta en un 40%. Sin embargo, se aprecia que la reducción de mejora se mantiene relativamente constante para bajas frecuencias en el caso del MPC, siendo este más robusto ante degradación del sistema de transmisión, como se mencionó anteriormente.

Finalmente, los esfuerzos computacionales son cercanos al caso base, por lo cual se determina que, ante cambios de carga pequeños, estos son independientes de las frecuencias naturales del sistema.

Tabla 6.3: Comparativa entre estrategias de control y casos bajo estudio.

| Métrica | $\%f_1$ | Estrategia | | | Unidad |
|---------------------------------------|------------|-------------|--------------|---------------|-----------|
| | | <i>PI</i> | <i>BB</i> | <i>MPC</i> | |
| Sobrepaso V_{RMS} | 100 | 0.09 | 0.36 | 0.22 | % |
| | 60 | 0.14 | 0.41 | 0.36 | |
| | 80 | 0.11 | 0.37 | 0.36 | |
| | 120 | 0.07 | 0.33 | 0.33 | |
| | 140 | 0.07 | 0.40 | 0.21 | |
| Sobrepaso T_g | 100 | 2.07 | 2.06 | 2.06 | % |
| | 60 | 2.26 | 2.33 | 2.26 | |
| | 80 | 2.17 | 2.17 | 2.17 | |
| | 120 | 1.98 | 1.95 | 1.96 | |
| | 140 | 2.02 | 2.01 | 2.02 | |
| Establecimiento al 1% T_g | 100 | 3.92 | 1.69 | 1.32 | <i>s</i> |
| | 60 | 2.77 | 4.26 | 1.96 | |
| | 80 | 2.51 | 1.68 | 1.75 | |
| | 120 | 2.78 | 1.13 | 1.60 | |
| | 140 | 2.37 | 0.43 | 1.39 | |
| Esfuerzo computacional | 100 | 0.08 | 0.09 | 126.29 | <i>ms</i> |
| | 60 | 0.10 | 0.42 | 130.49 | |
| | 80 | 0.08 | 0.11 | 122.21 | |
| | 120 | 0.07 | 0.10 | 124.66 | |
| | 140 | 0.08 | 0.08 | 248.24 | |
| Decremento porcentual sobre <i>PI</i> | 100 | — | 34.27 | 61.11 | % |
| | 60 | — | 11.75 | 52.72 | |
| | 80 | — | 30.78 | 49.78 | |
| | 120 | — | 65.46 | 47.48 | |
| | 140 | — | 72.96 | 39.65 | |

6.2.1.2. Perfil B: Viaje convencional en altamar

La Figura 6.13.(a) muestra el voltaje en bornes para el caso base. Luego, las Figuras 6.13.(b)- 6.13.(e) muestran un comportamiento similar, manteniendo dicho voltaje en la referencia ante cambios de carga y con perturbaciones dentro del rango de 5% permitido ($361-399[V_{RMS}]$). Además, se observa como para mayores frecuencias, el tiempo de establecimiento en la estrategia MPC es mayor, lo cual puede asociarse a que este compensador es menos robusto ante incertezas que aumenten los modos torsionales. Esto puede deberse a que el modelo del sistema considerado por el MPC es considerablemente más lento que la dinámica real del sistema, ocasionando predicciones del modelo erróneamente optimistas que requieren acciones de control más conservativas.

En cuanto al voltaje de campo, en la Figura 6.14 se observa que los compensadores operan de forma análoga al caso base, siendo mayor el tiempo de actividad del compensador MPC, lo cual se asocia a su acción más acotada comparada con la del BB.

De acuerdo a esto, se concluye que para perturbaciones mayores, como las del perfil **(B)**, incertezas que aumenten la frecuencia natural del sistema aumentan igualmente el tiempo de establecimiento del sistema eléctrico en el caso del compensador MPC. Luego, las Figuras 6.15 y 6.12 muestran el desempeño del sistema mecánico. De aquí se determina que, para perturbaciones mayores, la compensación por MPC es más robusta ante el deterioro del sistema de transmisión, dado que reduce en mayor medida vibraciones excitadas ante subestimaciones de rigidez. Además, se aprecia que para el MPC, la magnitud del primer modo torsional es inversamente proporcional a la frecuencia, llegando a ser similar al control tradicional para $\%f_1 = 140\%$. Por otra parte, la compensación por BB es más robusta ante incertezas que aumenten la frecuencia natural del sistema, dado que es capaz de reducir en mayor medida vibraciones excitadas de mayor frecuencia. Las Figuras 6.15.(c) y 6.16.(c) muestran que para frecuencias $\%f_1 = 80\%$ las vibraciones torsionales de la estrategia PI tradicional son menores comparadas a otros escenarios, lo que podría indicar que existe un rango de frecuencias acotado en el cual el controlador PI es capaz de reducir vibraciones torsionales, ya que los otros casos muestran magnitudes de frecuencia similares.

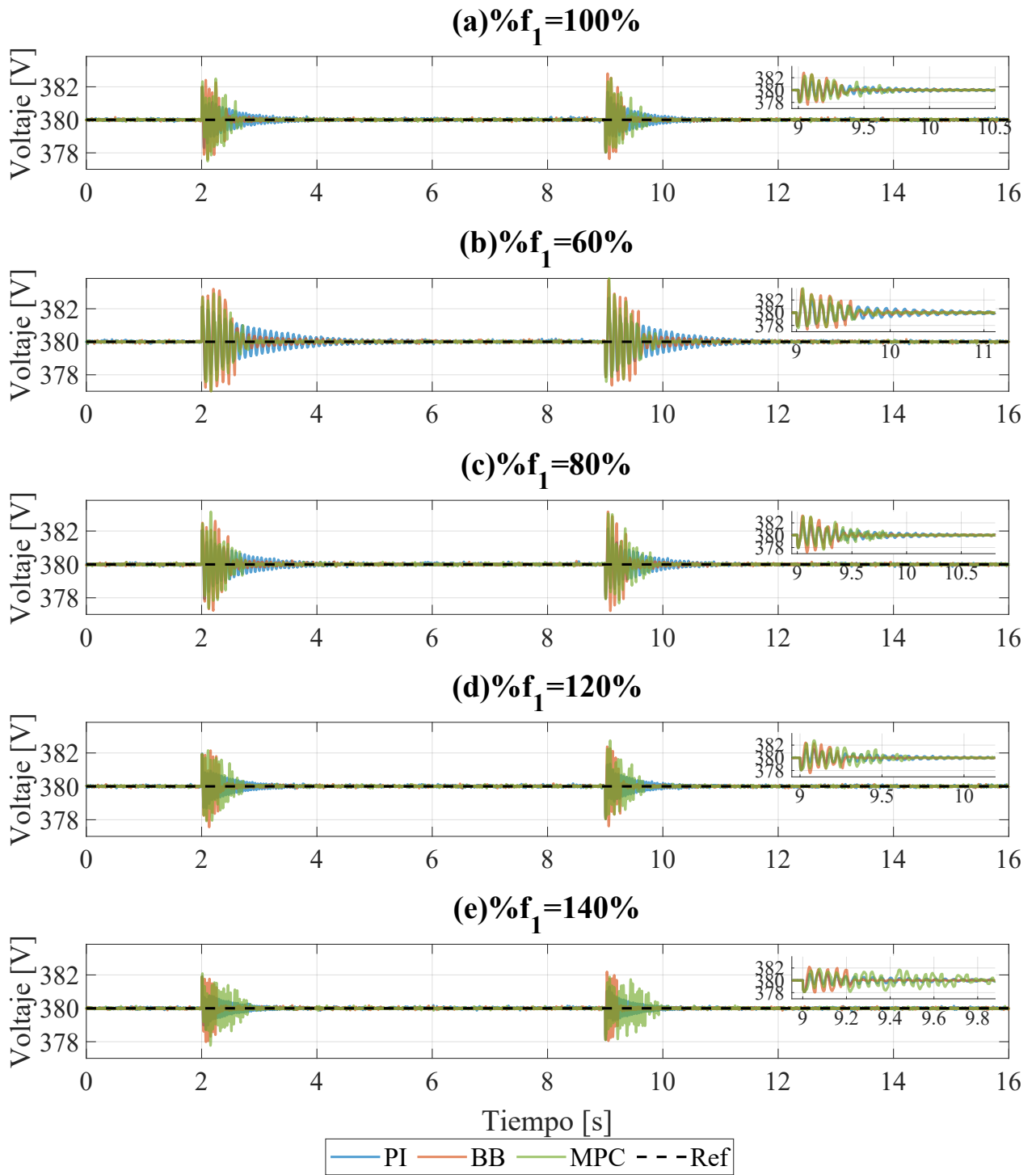


Figura 6.13: Voltaje RMS en bornes del SG para distintas frecuencias naturales.

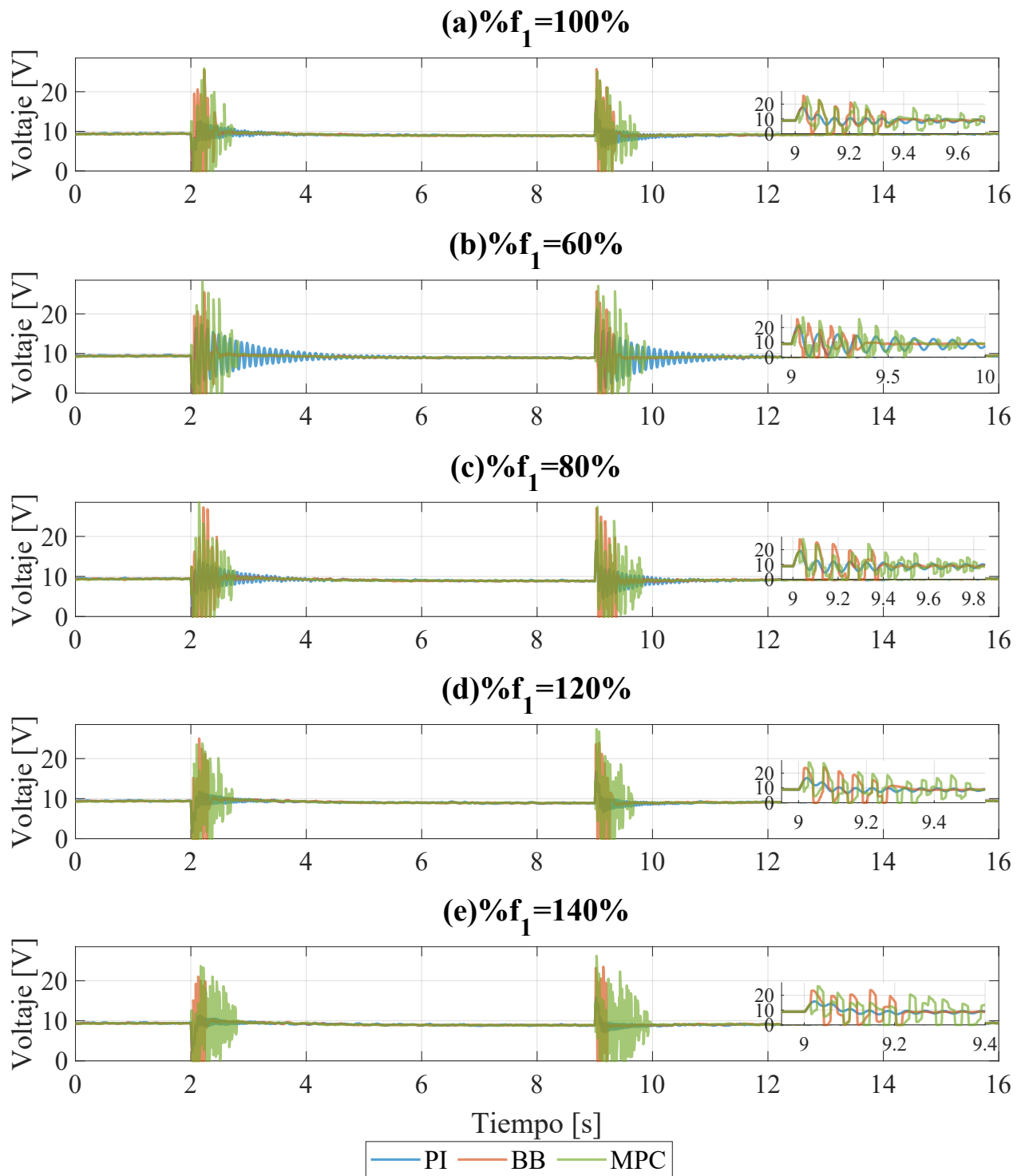


Figura 6.14: Voltaje de campo en el SG para distintas frecuencias naturales.

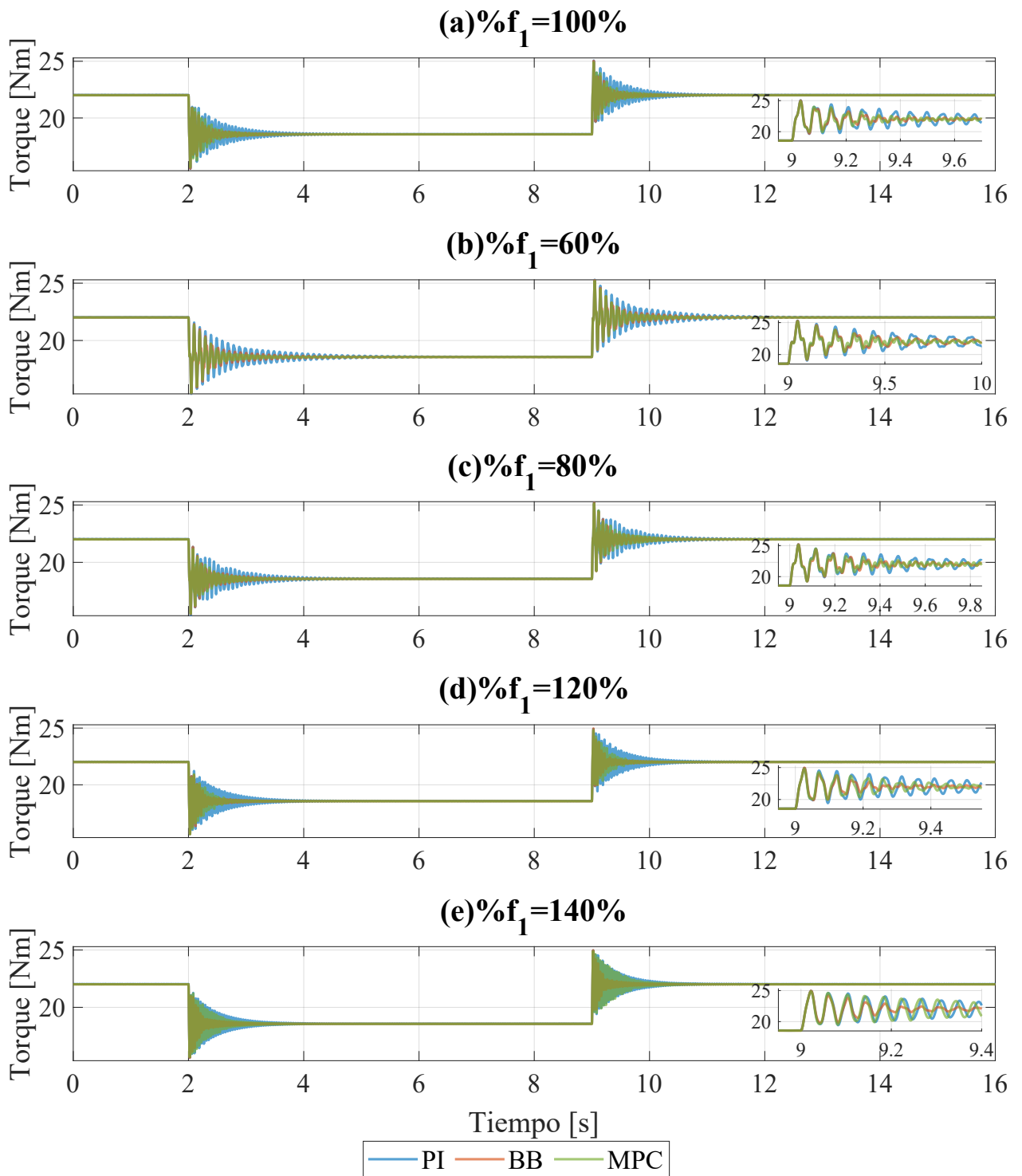


Figura 6.15: Torque mecánico en el SG para distintas frecuencias naturales.

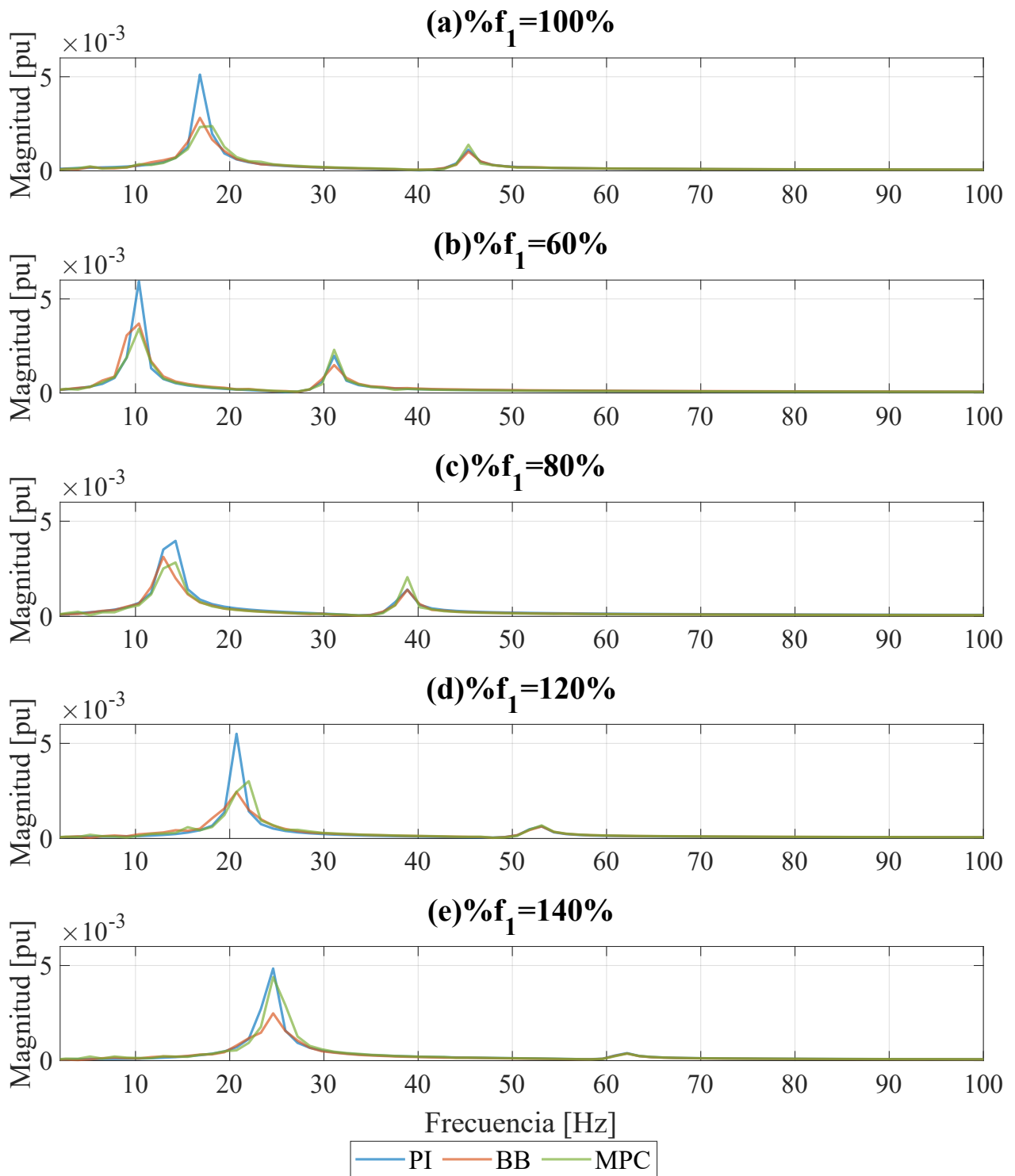


Figura 6.16: Análisis de Fourier del torque mecánico en el SG para distintas frecuencias naturales.

Los resultados recién expuestos quedan resumidos en la Tabla 6.4, donde se aprecia que el sobrepaso para el voltaje en bornes es menor a 1% para todos los escenarios y estrategias, siendo menor para frecuencias naturales mayores. En cuanto al sobrepaso del torque mecánico, todos son similares, cercanos al 13% con variabilidad menor al 2%, mostrando, nuevamente, poca relación entre el sobrepaso mecánico y el cambio de frecuencia natural.

Los tiempos de establecimiento para el torque mecánico se ven notablemente afectados por el cambio de frecuencia natural, siendo mayores para las mayores variaciones de frecuencias y menores específicamente para $\%f_1 = 120\%$. Esto se traduce en decrementos porcentuales variables sobre la estrategia tradicional, siendo el compensador MPC el que reduce más vibraciones a bajas frecuencias y el mismo presentando peor desempeño ante incertezas de que aumenten las frecuencias naturales del sistema.

Finalmente, los esfuerzos computacionales son cercanos al caso base, por lo cual se determina que estos tiempos, independiente de la frecuencia y la magnitud del cambio de carga, no dependen de las frecuencias naturales del sistema.

Tabla 6.4: Comparativa entre estrategias de control y casos bajo estudio.

| Métrica | $\%f_1$ | Estrategia | | | Unidad |
|---------------------------------------|------------|--------------|--------------|---------------|--------|
| | | <i>PI</i> | <i>BB</i> | <i>MPC</i> | |
| Sobrepaso V_{RMS} | 100 | 0.45 | 0.70 | 0.67 | % |
| | 60 | 0.70 | 1.08 | 1.01 | |
| | 80 | 0.57 | 0.83 | 0.80 | |
| | 120 | 0.36 | 0.63 | 0.72 | |
| | 140 | 0.34 | 0.57 | 0.50 | |
| Sobrepaso T_g | 100 | 13.77 | 14.30 | 13.18 | % |
| | 60 | 14.83 | 14.83 | 14.48 | |
| | 80 | 14.44 | 14.50 | 14.16 | |
| | 120 | 13.15 | 13.46 | 12.73 | |
| | 140 | 13.34 | 13.50 | 13.08 | |
| Establecimiento al 1% T_g | 100 | 2.26 | 1.67 | 1.65 | s |
| | 60 | 3.32 | 2.74 | 1.89 | |
| | 80 | 2.53 | 1.68 | 1.57 | |
| | 120 | 2.20 | 1.23 | 1.29 | |
| | 140 | 2.17 | 2.05 | 1.80 | |
| Esfuerzo computacional | 100 | 0.07 | 0.11 | 118.19 | ms |
| | 60 | 0.10 | 0.24 | 114.96 | |
| | 80 | 0.07 | 0.08 | 96.96 | |
| | 120 | 0.07 | 0.08 | 92.54 | |
| | 140 | 0.06 | 0.08 | 89.04 | |
| Decremento porcentual sobre <i>PI</i> | 100 | — | 36.58 | 53.53 | % |
| | 60 | — | 39.48 | 42.48 | |
| | 80 | — | 18.94 | 28.61 | |
| | 120 | — | 56.60 | 45.27 | |
| | 140 | — | 49.13 | 9.40 | |

6.2.2. Sensibilidad de amortiguamiento: cambio en los amortiguamientos del sistema

En esta sección se estudia el desempeño de los compensadores propuestos ante cambios en los amortiguamientos del sistema originalmente calculados mediante el método de Rayleigh. Estos nuevos amortiguamientos también son calculados mediante el método de Rayleigh. Nuevamente, se utilizan los cambios de carga presentados en la Sección 6.1. Los casos bajo estudio se enuncian a continuación:

- Caso 1: Los amortiguamientos d_{ef} , d_{f1} , d_{gb} y d_{2g} se fijan en 70 % de su valor original, moviendo el amortiguamiento ζ_1 a 70 % de su valor original.
- Caso 2: Los amortiguamientos d_{ef} , d_{f1} , d_{gb} y d_{2g} se fijan en 130 % de su valor original, moviendo el amortiguamiento ζ_1 a 130 % de su valor original.

6.2.2.1. Perfil A: Barco entrando o saliendo de puerto

Las Figuras 6.9-6.12 presentan el desempeño de los compensadores ante cambios de amortiguamiento mecánico para cambios de carga del perfil (A). A simple vista, no existen diferencias apreciables en los sistemas mecánico y eléctrico, lo cual se confirma al estudiar la Tabla 6.5, en donde los sobrepasos de voltajes en bornes son similares para todos los casos en cada estrategia. Lo mismo ocurre para los sobrepasos mecánicos y decrementos porcentuales sobre la estrategia tradicional. Solo se aprecia una diferencia considerable en los tiempos de establecimiento mecánicos, siendo esta diferencia menor a 0.3[s]. Respecto a los esfuerzos computacionales, se obtienen resultados similares para todos los casos, por lo cual se determina que, ante cambios de carga pequeños, estos son independientes de los amortiguamientos del sistema.

De este modo, para cambios pequeños de carga como el del perfil (A), ambos compensadores resultan ser robustos ante incertezas en el amortiguamiento del sistema.

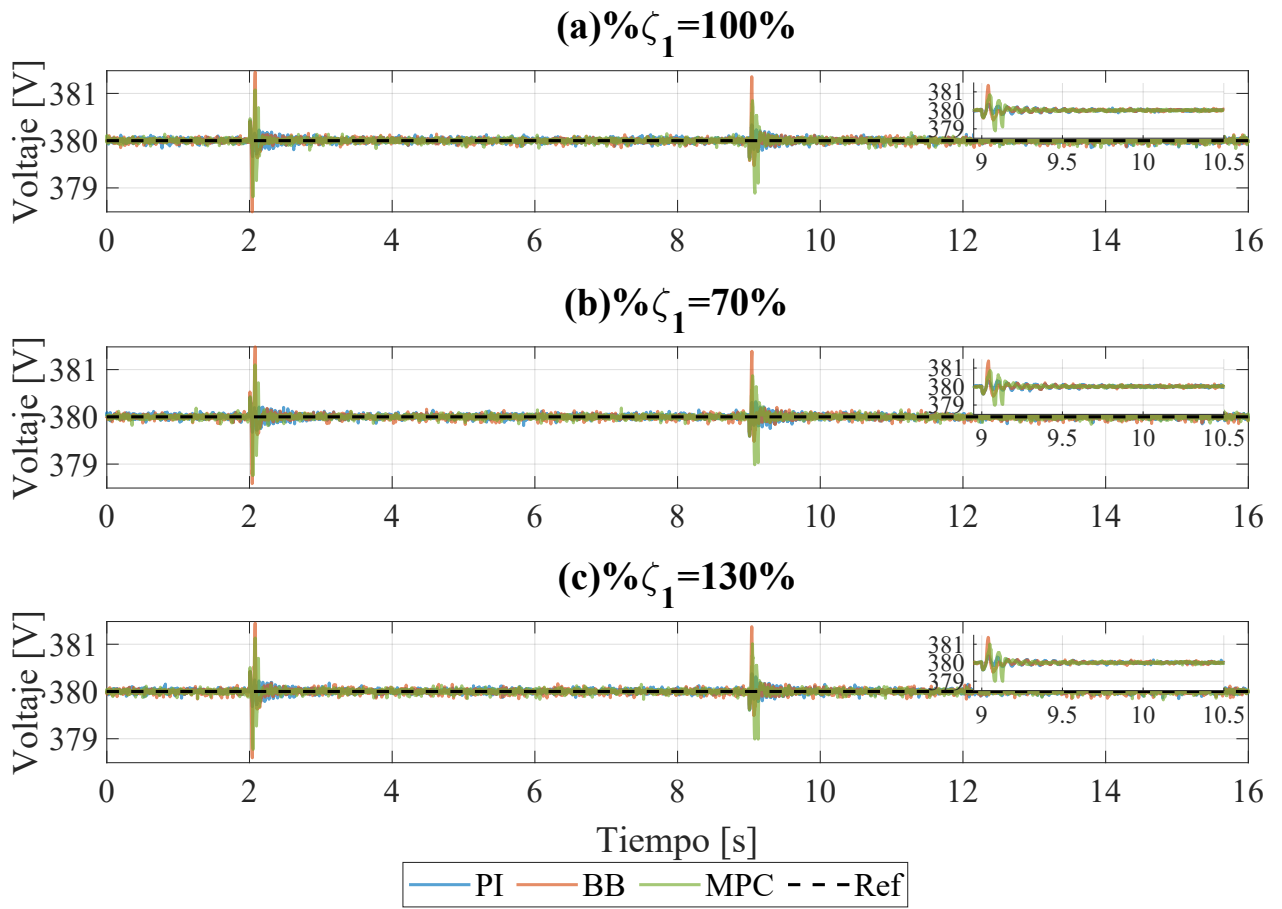


Figura 6.17: Voltaje RMS en bornes del SG para distintos amortiguamientos.

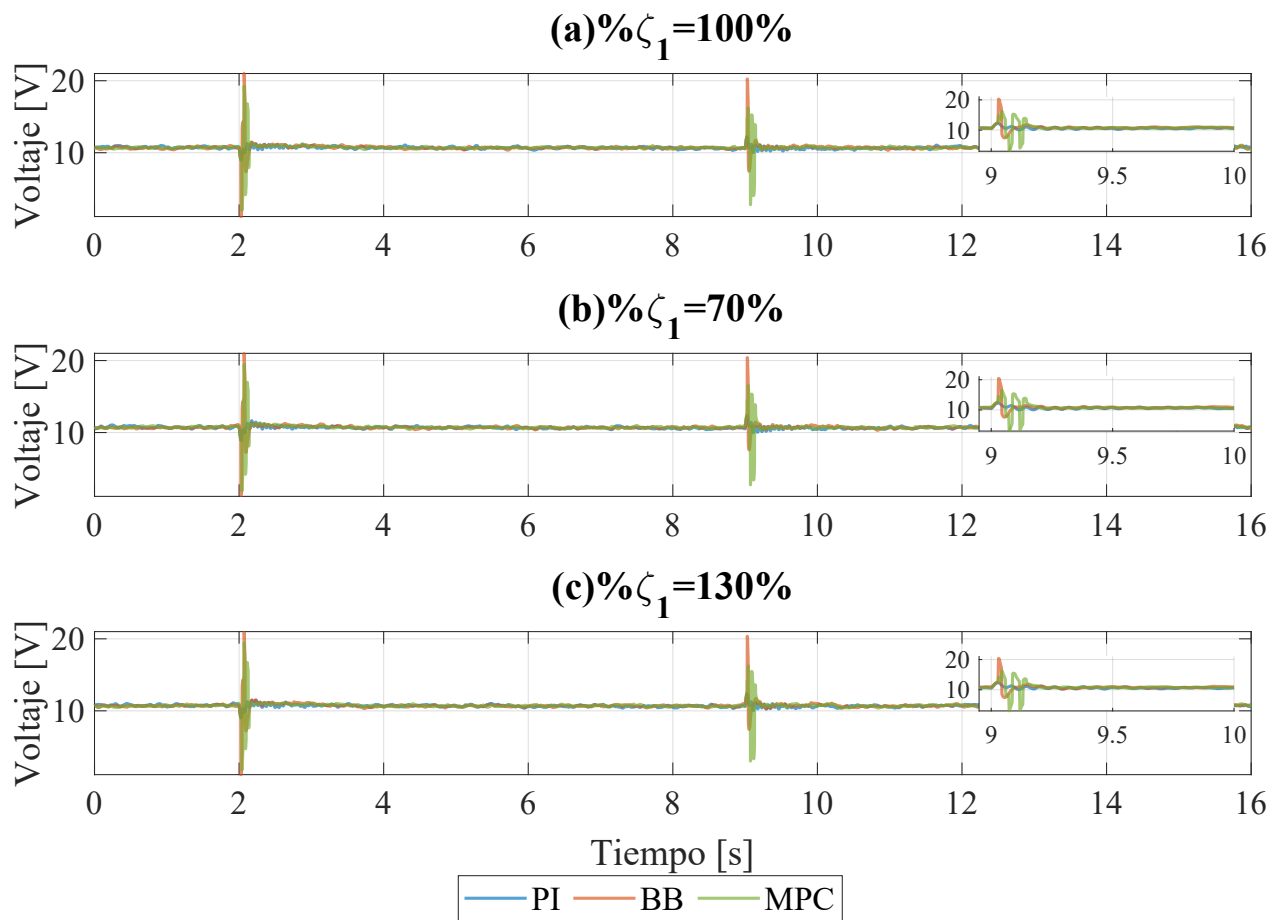


Figura 6.18: Voltaje de campo en el SG para distintos amortiguamientos.

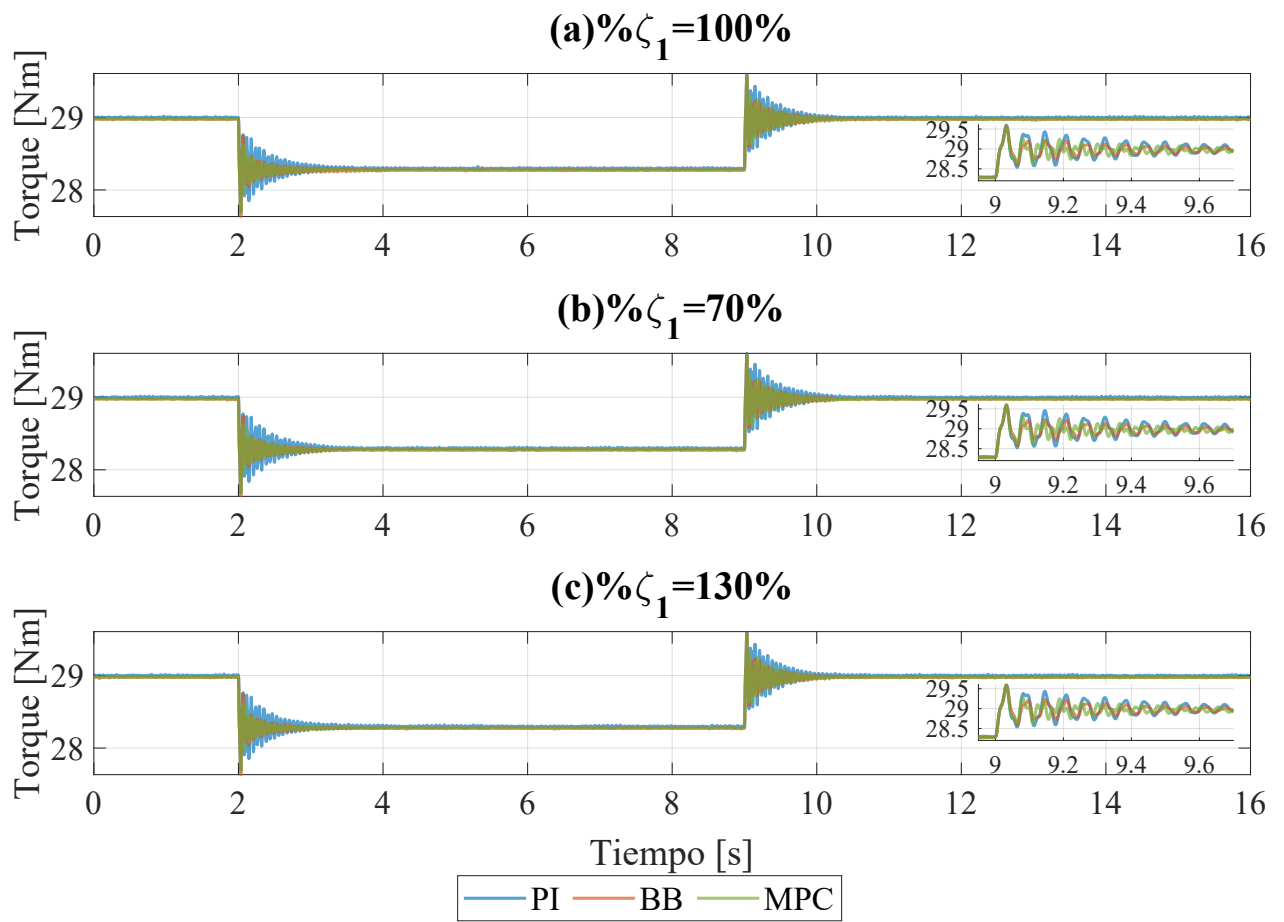


Figura 6.19: Torque mecánico en el SG para distintos amortiguamientos.

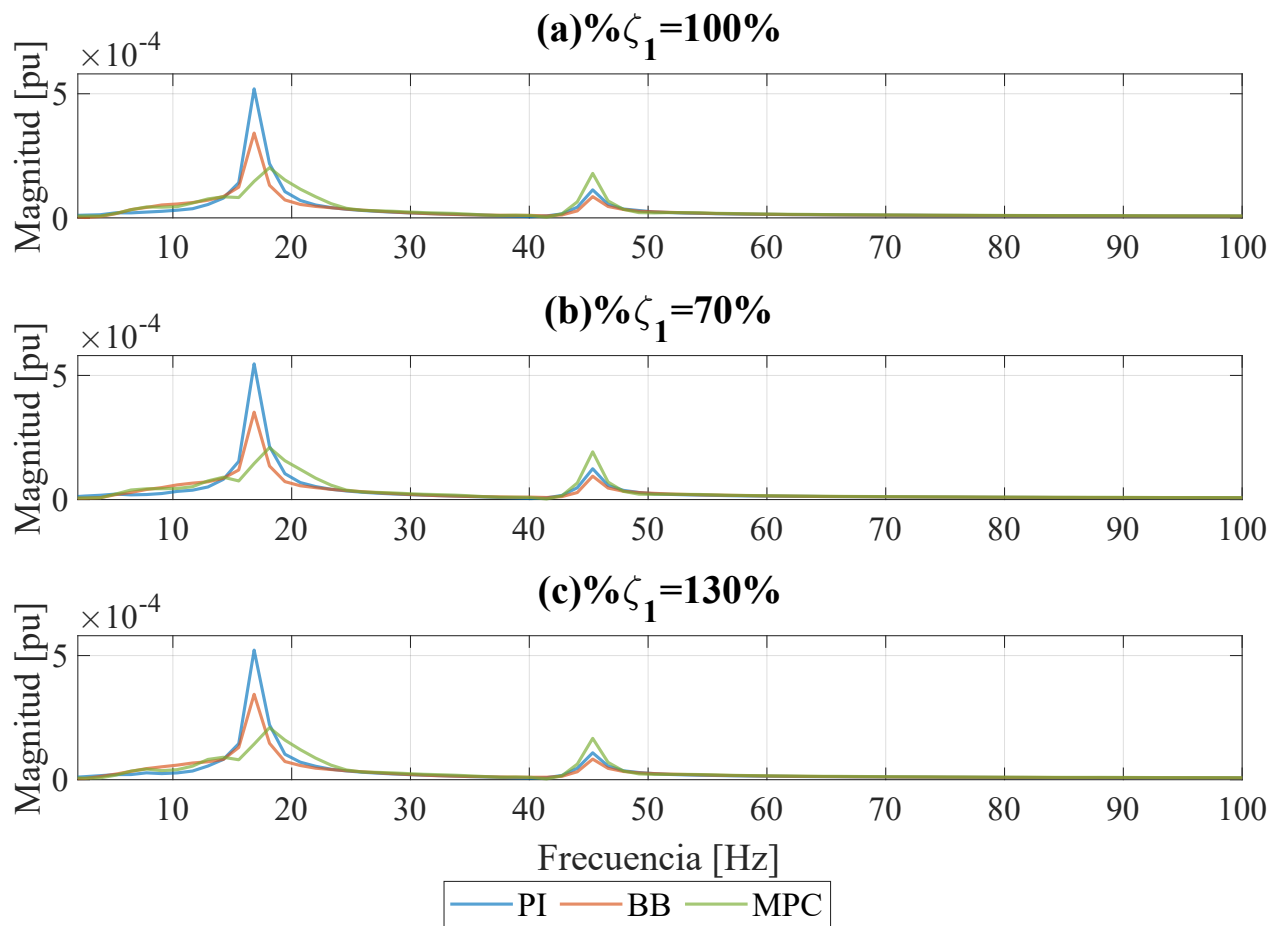


Figura 6.20: Análisis de Fourier del torque mecánico en el SG para distintos amortiguamientos.

Tabla 6.5: Comparativa entre estrategias de control y casos bajo estudio.

| Métrica | $\% \zeta_1$ | Estrategia | | | Unidad |
|---------------------------------------|--------------|-------------|--------------|---------------|-----------|
| | | <i>PI</i> | <i>BB</i> | <i>MPC</i> | |
| Sobrepaso V_{RMS} | 100 | 0.09 | 0.36 | 0.22 | % |
| | 70 | 0.08 | 0.36 | 0.23 | |
| | 130 | 0.10 | 0.36 | 0.27 | |
| Sobrepaso T_g | 100 | 2.07 | 2.06 | 2.06 | % |
| | 70 | 2.10 | 2.08 | 2.10 | |
| | 130 | 2.07 | 2.10 | 2.06 | |
| Establecimiento al 1% T_g | 100 | 3.92 | 1.69 | 1.32 | <i>s</i> |
| | 70 | 3.66 | 1.37 | 1.43 | |
| | 130 | 3.89 | 1.42 | 1.28 | |
| Esfuerzo computacional | 100 | 0.08 | 0.10 | 128.87 | <i>ms</i> |
| | 70 | 0.12 | 0.16 | 207.52 | |
| | 130 | 0.08 | 0.25 | 129.09 | |
| Decremento porcentual sobre <i>PI</i> | 100 | – | 34.27 | 61.11 | % |
| | 70 | – | 35.61 | 61.70 | |
| | 130 | – | 34.10 | 59.86 | |

6.2.2.2. Perfil B: Viaje convencional en altamar

Las Figuras 6.13-6.16 presentan el desempeño de los compensadores ante cambios de amortiguamiento mecánico para cambios de carga del perfil (**B**). A simple vista, no existen diferencias apreciables en los sistemas mecánico y eléctrico, lo cual se confirma al estudiar la Tabla 6.6, en donde los sobrepasos de voltajes en bornes son similares para todos los casos en cada estrategia. Lo mismo ocurre para los sobrepasos mecánicos y decrementos porcentuales sobre la estrategia tradicional. Solo se aprecia una diferencia considerable en los tiempos de establecimiento mecánicos, siendo esta diferencia menor a 0.3[s]. Respecto a los esfuerzos computacionales, se obtienen resultados similares para todos los casos, por lo cual se determina que, ante cambios de carga pequeños, estos son independientes de los amortiguamientos del sistema.

De este modo, para cambios mayores de carga como el del perfil (**B**), ambos compensadores resultan ser robustos ante incertezas en el amortiguamiento del sistema.

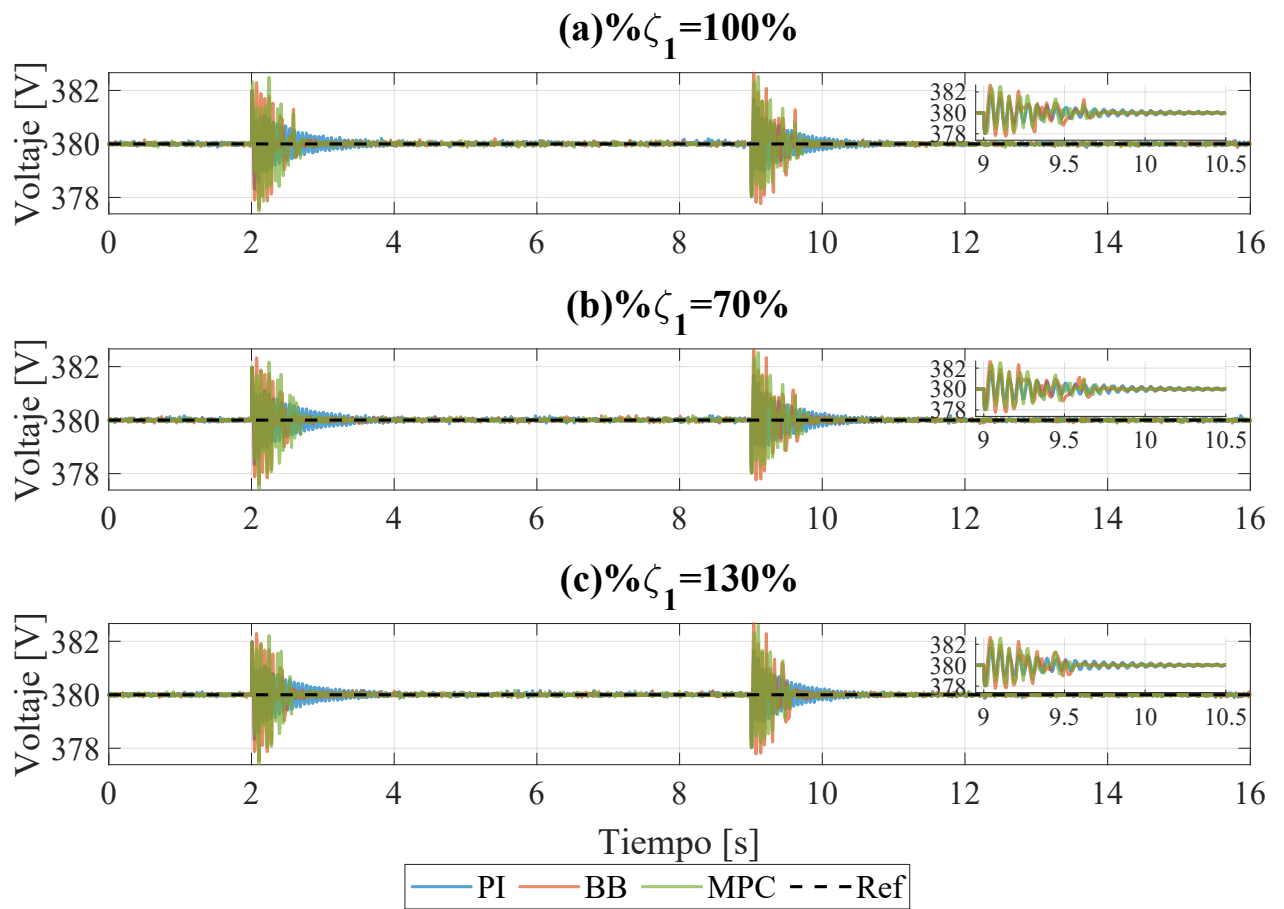


Figura 6.21: Voltaje RMS en bornes del SG para distintos amortiguamientos.

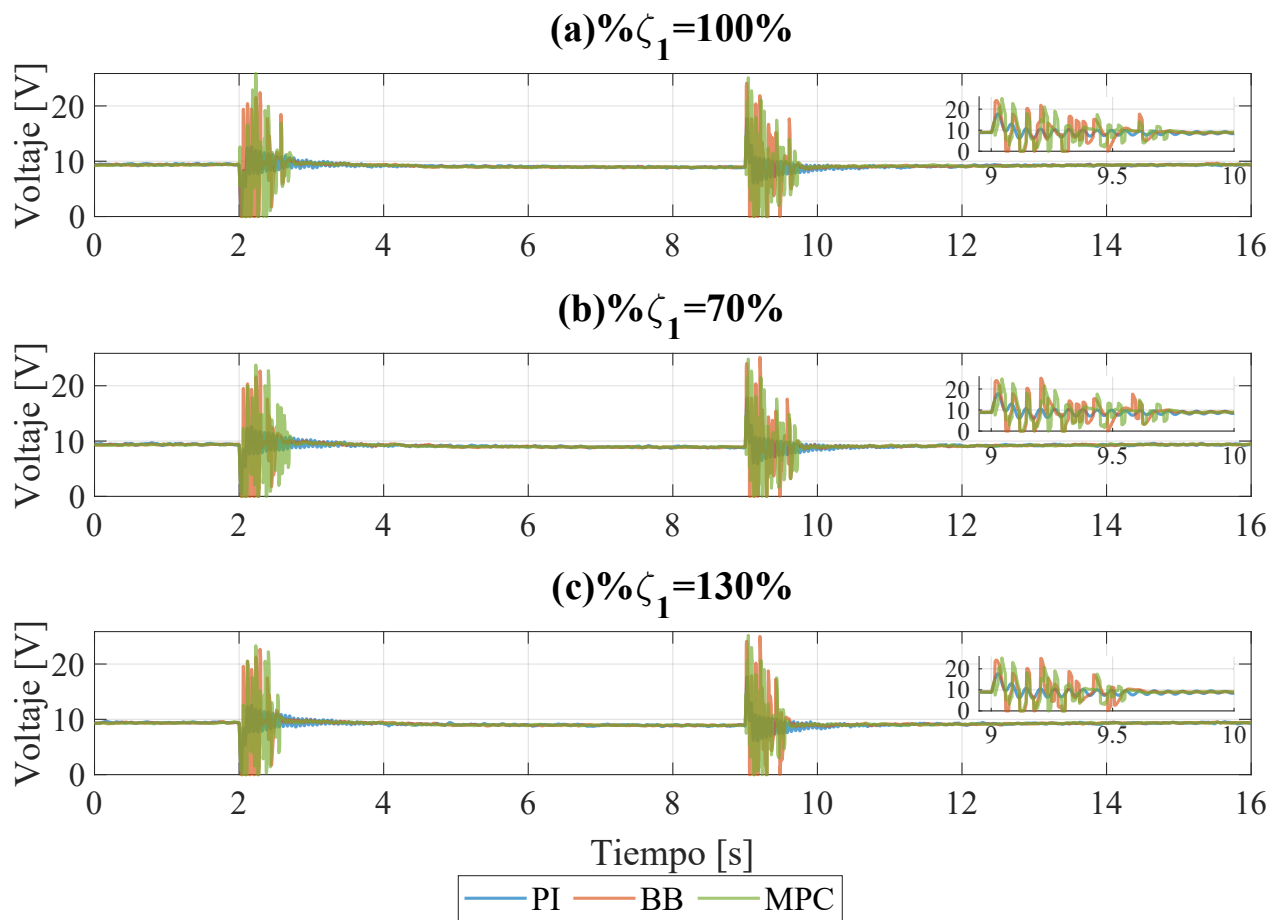


Figura 6.22: Voltaje de campo en el SG para distintos amortiguamientos.

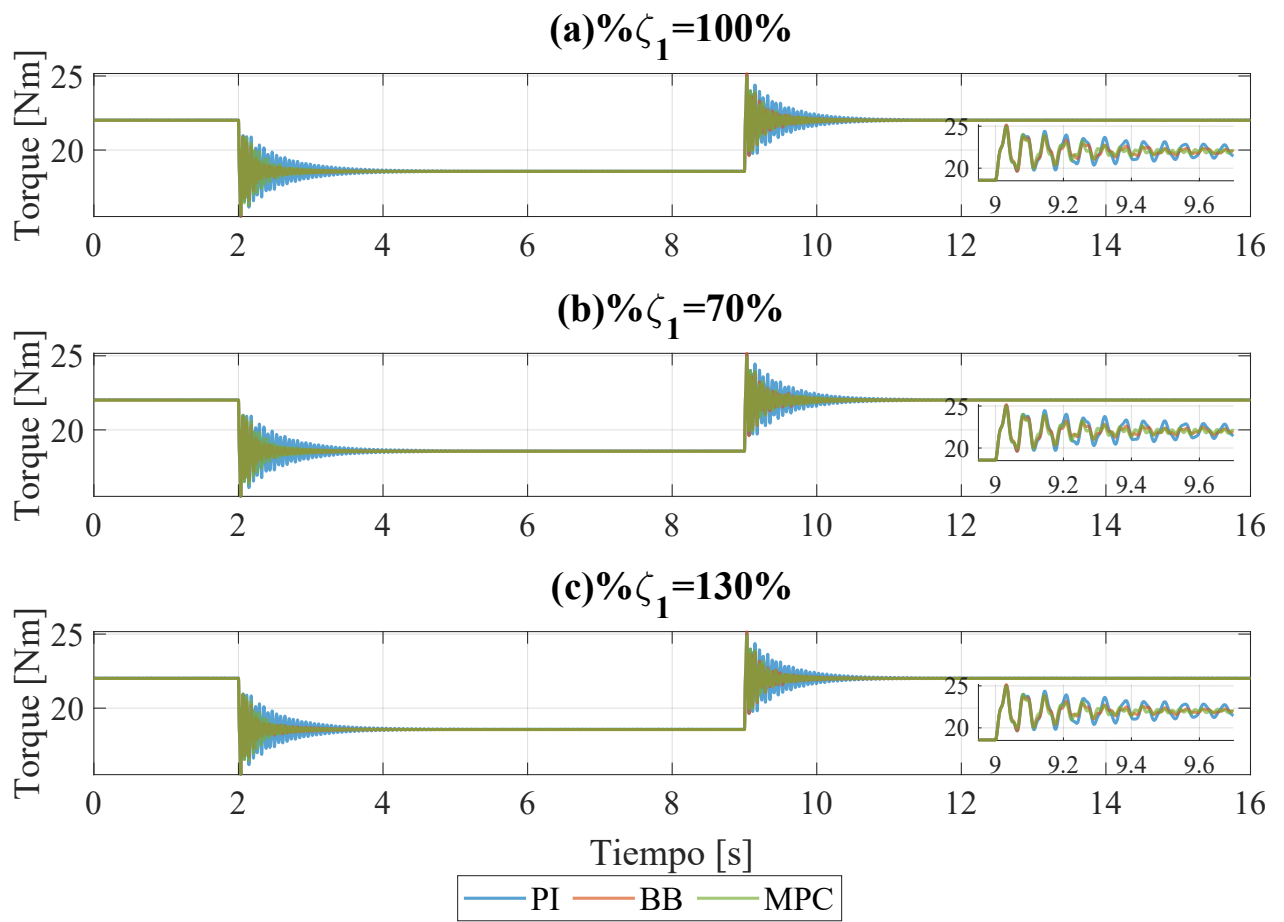


Figura 6.23: Torque mecánico en el SG para distintos amortiguamientos.

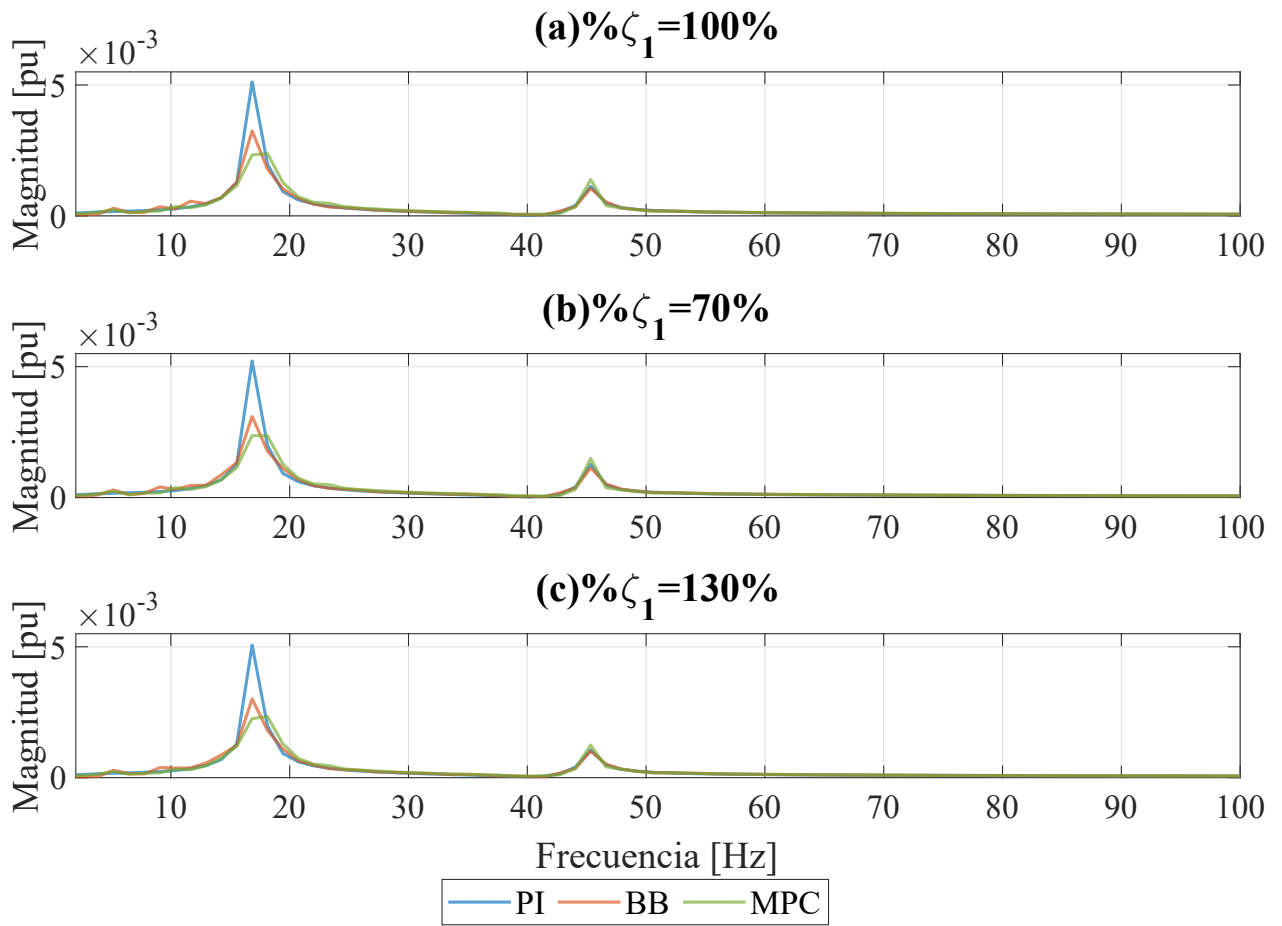


Figura 6.24: Análisis de Fourier del torque mecánico en el SG para distintos amortiguamientos.

Tabla 6.6: Comparativa entre estrategias de control y casos bajo estudio.

| Métrica | $\% \zeta_1$ | Estrategia | | | Unidad |
|---------------------------------------|--------------|--------------|--------------|---------------|-----------|
| | | <i>PI</i> | <i>BB</i> | <i>MPC</i> | |
| Sobrepaso V_{RMS} | 100 | 0.45 | 0.70 | 0.67 | % |
| | 70 | 0.45 | 0.69 | 0.66 | |
| | 130 | 0.44 | 0.70 | 0.69 | |
| Sobrepaso T_g | 100 | 13.77 | 14.30 | 13.18 | % |
| | 70 | 13.84 | 14.35 | 13.19 | |
| | 130 | 13.75 | 14.27 | 13.11 | |
| Establecimiento al 1% T_g | 100 | 2.26 | 1.67 | 1.65 | <i>s</i> |
| | 70 | 2.31 | 1.79 | 1.76 | |
| | 130 | 2.25 | 1.67 | 1.48 | |
| Esfuerzo computacional | 100 | 0.07 | 0.13 | 114.60 | <i>ms</i> |
| | 70 | 0.07 | 0.13 | 118.35 | |
| | 130 | 0.07 | 0.09 | 108.51 | |
| Decremento porcentual sobre <i>PI</i> | 100 | – | 36.58 | 53.53 | % |
| | 70 | – | 40.70 | 54.65 | |
| | 130 | – | 40.57 | 53.87 | |

A partir de los resultados presentados en este capítulo, se determina que ambos compensadores son capaces de reducir las vibraciones torsionales excitadas en el SG, manteniendo el voltaje en bornes de la máquina dentro de los límites permitidos. De estos, el compensador MPC entrega una reducción mayor al 50% del primer modo torsional para el cual fue diseñado. Además, este es el más robusto ante degradación del sistema de transmisión. Sin embargo, su esfuerzo computacional resulta demasiado elevado para una implementación práctica. De este modo, se requieren alternativas que permitan reducir este tiempo, como optimización *offline*, para utilizar este compensador. Por otra parte, el control BB alcanza una reducción menor de vibraciones torsionales y menor robustez ante degradación del sistema de transmisión. Sin embargo, esta reducción sigue siendo considerable, mayor al 30%, y su esfuerzo computacional permite una implementación real, por lo que, en virtud de los resultados presentados, este método resulta como el más conveniente para la reducción de vibraciones torsionales en el SG de un barco.

7 Conclusiones

En esta tesis se ha mostrado la influencia que tienen los cambios de carga eléctrica en el sistema de transmisión del sector de generación de un barco carguero de *containers*. Esta interacción electromecánica excita vibraciones torsionales que se propagan a través del sistema mecánico, acelerando el proceso de degradación de componentes y poniendo en riesgo la integridad de todo el sistema. Para llevar a cabo el estudio e impacto de estas vibraciones se presentó y analizó un sistema electromecánico reducido. Para reducir los modos torsionales excitados en el sistema de transmisión, se propusieron sistemas compensadores *feed-forward* BB y MPC para el circuito de campo en el SG, siendo esta última la máquina generadora más común en embarcaciones modernas del tipo estudiado. Dichos compensadores fueron efectivos en reducir vibraciones torsionales en el sistema de transmisión simulado. Además, debido a que en implementaciones prácticas pueden existir incertezas en los parámetros del sistema, análisis de sensibilidad para frecuencias naturales y amortiguamientos son llevados a cabo, con el fin de estudiar la robustez de los compensadores ante estos tipos de incertezas.

En los capítulos 2 y 3 se presentó el estado del arte y marco teórico relevante para esta tesis. En el capítulo 2 se describe el sistema electromecánico convencional para un barco carguero de *containers*, haciendo una revisión por la carga eléctrica total y a los perfiles de carga a los que se somete el sistema. También se presentan los modos de vibración presentes en un sistema de transmisión, fuentes de vibraciones torsionales en el sistema electromecánico de un barco y estrategias actuales enfocadas en reducirlas. En el capítulo 3 se presentan modelos para simular tanto el sistema eléctrico como mecánico.

En el capítulo 4 se simuló el sistema electromecánico reducido de un barco carguero de *containers*, evidenciando las vibraciones torsionales excitadas debido a cambios de carga eléctrica. En el capítulo 5 se presentaron las estrategias de reducción de vibraciones propuestas y en el capítulo 6 el desempeño de las mismas, junto a análisis de sensibilidad encargados de determinar la robustez de los compensadores ante incertezas en el sistema.

Luego, esta tesis mostró que la interacción electromecánica presente en el sistema de generación de un barco excita vibraciones torsionales en el sistema de transmisión, lo cual reduce la vida útil de componentes mecánicos y pone en riesgo la estabilidad del sistema. Si bien existen múltiples soluciones a este problema presentadas en la literatura, estas presentan problemas o no están enfocadas en la generación de un sistema de transmisión.

Debido a lo anterior, se modeló el sistema electromecánico reducido de un barco y se diseñaron para este dos controladores enfocados en reducir vibraciones torsionales excitadas en el SG debido al cambio de cargas eléctricas. Dichos controladores son compensadores

feed-forward al control de voltaje de campo tradicional de la máquina, los cuales añaden un torque eléctrico en contra fase a las variaciones en torque mecánico producidas por vibraciones torsionales, reduciendo así su efecto en el sistema.

Las simulaciones llevadas a cabo muestran que en el caso de mayor magnitud de variabilidad de carga y mayor excitación de vibraciones, los compensadores son capaces de reducir más del 50 % de la magnitud de dichas vibraciones. Además, las estrategias propuestas muestran ser robustas ante incertezas en las amortiguaciones del sistema mecánico. Por otra parte, ante incertezas en la frecuencia natural del sistema, el compensador MPC resulta ser más robusto que el BB para frecuencias menores a la nominal, siendo este más confiable ante la degradación natural del sistema de transmisión.

La estrategia propuesta muestra tener poca incidencia en el sector eléctrico, manteniendo su estabilidad y magnitudes dentro de rangos permitidos, permitiendo además su integración relativamente sencilla en cualquier embarcación, ya que esta solo requiere actuar sobre el circuito de campo de la máquina.

Esta tesis evidenció la excitación de vibraciones torsionales en el generador de un barco, controlado por una estrategia tradicional, debido a cambios de carga eléctrica. Estas vibraciones afectan negativamente a la vida útil del sistema de transmisión y producen inestabilidad. Las soluciones propuestas en la literatura para reducirlas resultan ser insuficientes o enfocadas fuera del sistema de generación de un barco. Por estos motivos, esta tesis modeló el sistema electromecánico de un barco y presentó estrategias de control, compensadores BB y MPC, que actúan en el circuito de campo del generador, capaces de reducir vibraciones torsionales en el mismo.

Mediante simulaciones se demostró que estos controles son robustos ante incertezas en el amortiguamiento del sistema de transmisión. También se demostró que ante la degradación del sistema de transmisión, la estrategia MPC es más robusta que la BB, manteniendo una reducción del primer modo torsional cercana al 50 %. Además, es importante mencionar que se deben enfocar esfuerzos en reducir el tiempo de optimización del MPC para su correcta implementación en un sistema real.

Finalmente, se concluye que la estrategia presentada en esta tesis es una forma válida de reducir vibraciones torsionales en el generador de un barco. Además, gracias a que el compensador se aplica en el circuito de campo del SG, su integración en cualquier generador es relativamente sencilla y evita problemas de compatibilidad entre fabricantes.

7.1. Trabajo Futuro

A continuación se listan los trabajos futuros que pueden llevarse a cabo, derivados del trabajo presentado en de esta tesis:

- **Compensador *feed-forward* para más modos torsionales:** Los compensadores presentados en esta tesis fueron diseñados para reducir el primer modo torsional presente en el sistema electromecánico, debido a que este es el que presenta la mayor amplitud. Sin embargo, podría ocurrir el caso en que modos superiores presenten magnitudes similares

al primero, para lo cual se puede estudiar la implementación de más compensadores enfocados en la reducción de estos modos.

- **Compensador *feed-forward* con cargas no resistivas:** En esta tesis se ha aplicado un compensador *feed-forward* a un sistema con frecuencias naturales y amortiguamientos conocidos, el cual es sometido a cambios de carga resistivos. Luego, para extender la utilidad de la estrategia propuesta, su comportamiento ante cargas no lineales debe ser estudiado. Esto cobra especial interés al considerar que existen múltiples embarcaciones con grúas y bombas a bordo, las cuales actúan como cargas inductivas.
- **Compensador *feed-forward* utilizando otros controladores:** En este trabajo se estudió el desempeño de dos compensadores BB y MPC, teniendo el primero la ventaja de requerir un bajo tiempo de cómputo, mientras que el segundo reduce en mayor medida las vibraciones torsionales, incluso ante incertezas relacionadas con la degradación del sistema de transmisión. De este modo, con el fin de obtener ambas ventajas, se debe probar el desempeño de un nuevo compensador, utilizando otra estrategia de control como, por ejemplo, un controlador PI.
- **Reducir el tiempo de optimización del control MPC:** Como se mencionó en el punto anterior, el compensador MPC es capaz de reducir en mayor medida las vibraciones torsionales, sin embargo, su elevado tiempo de cómputo puede volverlo inviable para aplicaciones prácticas. Luego, para aprovechar las ventajas de este controlador en un sistema real, se vuelve necesario probar el desempeño de otros métodos de optimización que permitan reducir el tiempo de cómputo del MPC.
- **Prueba de la solución propuesta en un *setup* experimental:** El trabajo presentado en esta tesis demostró ser eficaz en reducir vibraciones torsionales en la simulación de un sistema electromecánico reducido, con el fin de a futuro probar la eficacia del mismo en una implementación experimental. Luego, esta tesis permite estudiar un sistema real y diseñar un compensador para el mismo, de esta forma comprobando además la efectividad de la estrategia propuesta en una implementación práctica.

7.2. Publicaciones

- J. Rojas, C. Ahumada, D. Sáez, Y. Arias, R. Cárdenas, D. Sáez, "Feed-Forward compensation for the Reduction of Vibrations in Ship's Generators," 2023 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE).
- J. Rojas, C. Ahumada, D. Sáez, Y. Arias, R. Cárdenas, D. Sáez, "HIL validation of a Feed-Forward compensator for the Reduction of Vibrations in Ship's Generators," IEEE Transactions on Industry Applications. En preparación.

Bibliografía

- [1] United Nations Conference on Trade and Development, Review of Maritime Transport: Navigating stormy waters. 2022.
- [2] Hansen, J. F., Lindtjørn, J. O., y Vanska, K., “Onboard dc grid for enhanced dp operation in ships,” 2011.
- [3] Hansen, J. F. y Wendt, F., “History and state of the art in commercial electric ship propulsion, integrated power systems, and future trends,” Proceedings of the IEEE, vol. 103, no. 12, pp. 2229–2242, 2015, [doi:10.1109/JPROC.2015.2458990](https://doi.org/10.1109/JPROC.2015.2458990).
- [4] Kambrath, J. K., Yoon, C., Mathew, J., Liu, X., Wang, Y., Gajanayake, C. J., Gupta, A. K., y Yoon, Y.-J., “Mitigation of resonance vibration effects in marine propulsion,” IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 66, no. 8, pp. 6159–6169, 2019, [doi:10.1109/TIE.2018.2875658](https://doi.org/10.1109/TIE.2018.2875658).
- [5] Sulligoi, G., Vicenzutti, A., y Menis, R., “All-electric ship design: From electrical propulsion to integrated electrical and electronic power systems,” IEEE Transactions on Transportation Electrification, vol. 2, no. 4, pp. 507–521, 2016, [doi:10.1109/TTE.2016.2598078](https://doi.org/10.1109/TTE.2016.2598078).
- [6] Sulligoi, G., Tessarolo, A., Benucci, V., Trapani, A., Baret, M., y Luise, F., “Shipboard power generation: Design and development of a medium-voltage dc generation system,” Industry Applications Magazine, IEEE, vol. 19, pp. 47–55, 2013, [doi:10.1109/MIAS.2012.2215643](https://doi.org/10.1109/MIAS.2012.2215643).
- [7] Ji, J.-K. y Sul, S.-K., “Kalman filter and lq based speed controller for torsional vibration suppression in a 2-mass motor drive system,” IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 42, no. 6, pp. 564–571, 1995, [doi:10.1109/41.475496](https://doi.org/10.1109/41.475496).
- [8] Vukosavic, S. y Stojic, M., “Suppression of torsional oscillations in a high-performance speed servo drive,” IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 45, no. 1, pp. 108–117, 1998, [doi:10.1109/41.661311](https://doi.org/10.1109/41.661311).
- [9] Muszynski, R. y Deskur, J., “Damping of torsional vibrations in high-dynamic industrial drives,” IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 57, no. 2, pp. 544–552, 2010, [doi:10.1109/TIE.2009.2036034](https://doi.org/10.1109/TIE.2009.2036034).
- [10] Cychowski, M., Szabat, K., y Orłowska-Kowalska, T., “Constrained model predictive control of the drive system with mechanical elasticity,” IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 56, no. 6, pp. 1963–1973, 2009, [doi:10.1109/TIE.2009.2015753](https://doi.org/10.1109/TIE.2009.2015753).
- [11] Pacas, J., John, A., y Eutebach, T., “Automatic identification and damping of torsional vibrations in high-dynamic-drives,” en ISIE’2000. Proceedings of the 2000 IEEE Inter-

- national Symposium on Industrial Electronics (Cat. No.00TH8543), vol. 1, pp. 201–206 vol.1, 2000, [doi:10.1109/ISIE.2000.930512](https://doi.org/10.1109/ISIE.2000.930512).
- [12] Vasak, M., Baotic, M., Petrovic, I., y Peric, N., “Hybrid theory-based time-optimal control of an electronic throttle,” *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 54, no. 3, pp. 1483–1494, 2007, [doi:10.1109/TIE.2007.893060](https://doi.org/10.1109/TIE.2007.893060).
- [13] Valenzuela, M., Bentley, J., y Lorenz, R., “Evaluation of torsional oscillations in paper machine sections,” *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 41, no. 2, pp. 493–501, 2005, [doi:10.1109/TIA.2005.844383](https://doi.org/10.1109/TIA.2005.844383).
- [14] Szabat, K. y Orłowska-Kowalska, T., “Vibration suppression in a two-mass drive system using pi speed controller and additional feedbacks—comparative study,” *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 54, no. 2, pp. 1193–1206, 2007, [doi:10.1109/TIE.2007.892608](https://doi.org/10.1109/TIE.2007.892608).
- [15] Koronki, P., Hashimoto, H., y Utkin, V., “Direct torsion control of flexible shaft in an observer-based discrete-time sliding mode,” *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 45, no. 2, pp. 291–296, 1998, [doi:10.1109/41.681228](https://doi.org/10.1109/41.681228).
- [16] Su, C.-L., Chen, C.-J., Teng, J.-H., y Liao, C.-H., “Estimation of demand factor and generator demand in shipboard microgrids from load measurement data,” en *2018 5th International Conference on Electric Power and Energy Conversion Systems (EPECS)*, pp. 1–6, 2018, [doi:10.1109/EPECS.2018.8443486](https://doi.org/10.1109/EPECS.2018.8443486).
- [17] Su, C.-L., Lin, M.-C., y Liao, C.-H., “A method for evaluating energy efficiency to justify power factor correction in ship power systems,” *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 49, no. 6, pp. 2773–2782, 2013, [doi:10.1109/TIA.2013.2265293](https://doi.org/10.1109/TIA.2013.2265293).
- [18] Balsamo, F., De Falco, P., Mottola, F., y Pagano, M., “Power flow approach for modeling shipboard power system in presence of energy storage and energy management systems,” *IEEE Transactions on Energy Conversion*, vol. 35, no. 4, pp. 1944–1953, 2020, [doi:10.1109/TEC.2020.2997307](https://doi.org/10.1109/TEC.2020.2997307).
- [19] Bø, T. I., Swider, A., y Pedersen, E., “Investigation of drivetrain losses of a dp vessel,” en *2017 IEEE Electric Ship Technologies Symposium (ESTS)*, pp. 508–513, 2017, [doi:10.1109/ESTS.2017.8069329](https://doi.org/10.1109/ESTS.2017.8069329).
- [20] Peyghami, S., Azizi, A., Mokhtari, H., y Blaabjerg, F., “Active damping of torsional vibrations due to the sub-harmonic instability on a synchronous generator,” en *2018 20th European Conference on Power Electronics and Applications (EPE'18 ECCE Europe)*, pp. 1–8, 2018.
- [21] Su, C.-L., Lin, C.-Y., y Lee, C.-C., “A systematic approach for calculating short-circuit currents in electrical power systems for commercial vessels,” en *48th IEEE Industrial & Commercial Power Systems Conference*, pp. 1–10, 2012, [doi:10.1109/ICPS.2012.6229602](https://doi.org/10.1109/ICPS.2012.6229602).
- [22] Zahedi, B. y Norum, L. E., “Voltage regulation and power sharing control in ship lvdc power distribution systems,” en *2013 15th European Conference on Power Electronics and Applications (EPE)*, pp. 1–8, 2013, [doi:10.1109/EPE.2013.6631763](https://doi.org/10.1109/EPE.2013.6631763).
- [23] Ni, K., Gan, C., Hu, Y., Lagos, D. T., Qu, R., y Hatziargyriou, N. D., “Emulated stator voltage-oriented vector control of dfim-sps with coupling effect elimination for electric ship applications,” *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, vol. 7, no. 3, pp. 1615–1627, 2021, [doi:10.1109/TTE.2020.3039355](https://doi.org/10.1109/TTE.2020.3039355).

- [24] Lai, J.-S. y Venkatesh, P., “A shunt-connected phase-shift transformer for shipboard harmonics eliminating rectifiers,” en 2016 Asian Conference on Energy, Power and Transportation Electrification (ACEPT), pp. 1–5, 2016, [doi:10.1109/ACEPT.2016.7811536](https://doi.org/10.1109/ACEPT.2016.7811536).
- [25] Kim, K., Park, K., Roh, G., y Chun, K., “Dc-grid system for ships: a study of benefits and technical considerations,” *Journal of International Maritime Safety, Environmental Affairs, and Shipping*, vol. 2, pp. 1–12, 2018, [doi:10.1080/25725084.2018.1490239](https://doi.org/10.1080/25725084.2018.1490239).
- [26] Kim, S.-Y., Cho, B.-G., y Sul, S.-K., “Consideration of active-front-end rectifier for electric propulsion navy ship,” en 2013 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition, pp. 13–19, 2013, [doi:10.1109/ECCE.2013.6646675](https://doi.org/10.1109/ECCE.2013.6646675).
- [27] Ni, K., Hu, Y., Gan, C., Gong, C., y Wen, H., “Synthetic internal voltage phase-amplitude dynamics investigation for electric drivetrain small-signal model in electromechanical control timescale for a wound rotor induction machine-based shipboard power system,” *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, vol. 6, no. 2, pp. 844–855, 2020, [doi:10.1109/TTE.2020.2989932](https://doi.org/10.1109/TTE.2020.2989932).
- [28] Payvand, B. y Hosseini, S., “A new method for mitigating frequency fluctuations in ships with electrical propulsion,” *ISA Transactions*, vol. 125, 2019, [doi:10.1016/j.isatra.2019.02.013](https://doi.org/10.1016/j.isatra.2019.02.013).
- [29] Gualeni, P., Boveri, A., Silvestro, F., y Margarita, A., “Decision support system for power generation management for an 110000+ grt cruise ship,” *The International Journal of Maritime Engineering*, vol. 158, pp. 163–175, 2016, [doi:10.3940/rina.ijme.2016.a3.354](https://doi.org/10.3940/rina.ijme.2016.a3.354).
- [30] Othman, M., Su, C.-L., Anvari-Moghaddam, A., Guerrero, J. M., Kifune, H., y Teng, J.-H., “Scheduling of power generations for energy saving in hybrid ac/dc shipboard microgrids,” en 2018 IEEE Industry Applications Society Annual Meeting (IAS), pp. 1–7, 2018, [doi:10.1109/IAS.2018.8544723](https://doi.org/10.1109/IAS.2018.8544723).
- [31] Sorensen, A. J., Skjetne, R., Bo, T., Miyazaki, M. R., Johansen, T. A., Utne, I. B., y Pedersen, E., “Toward safer, smarter, and greener ships: Using hybrid marine power plants,” *IEEE Electrification Magazine*, vol. 5, no. 3, pp. 68–73, 2017, [doi:10.1109/MELE.2017.2718861](https://doi.org/10.1109/MELE.2017.2718861).
- [32] Vicenzutti, A., Bosich, D., Giadrossi, G., y Sulligoi, G., “The role of voltage controls in modern all-electric ships: Toward the all electric ship.,” *IEEE Electrification Magazine*, vol. 3, no. 2, pp. 49–65, 2015, [doi:10.1109/MELE.2015.2413437](https://doi.org/10.1109/MELE.2015.2413437).
- [33] Doerry, N., “Naval power systems: Integrated power systems for the continuity of the electrical power supply.,” *IEEE Electrification Magazine*, vol. 3, no. 2, pp. 12–21, 2015, [doi:10.1109/MELE.2015.2413434](https://doi.org/10.1109/MELE.2015.2413434).
- [34] Chen, C.-J., Su, C.-L., y Teng, J.-H., “Determination of load characteristics for electrical load analysis in shipboard microgrids,” en 2019 IEEE/IAS 55th Industrial and Commercial Power Systems Technical Conference (I CPS), pp. 1–9, 2019, [doi:10.1109/ICPS.2019.8733338](https://doi.org/10.1109/ICPS.2019.8733338).
- [35] Chen, C.-J., Su, C.-L., y Teng, J.-H., “Electrical load analysis for shipboard power systems using load survey data,” *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 56, no. 2, pp. 1180–1189, 2020, [doi:10.1109/TIA.2020.2966170](https://doi.org/10.1109/TIA.2020.2966170).
- [36] Chin, H.-M., Su, C.-L., y Liao, C.-H., “Estimating power pump loads and sizing gene-

- rators for ship electrical load analysis,” *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 52, no. 6, pp. 4619–4627, 2016, [doi:10.1109/TIA.2016.2600653](https://doi.org/10.1109/TIA.2016.2600653).
- [37] Boveri, A., Silvestro, F., y Gualeni, P., “Ship electrical load analysis and power generation optimisation to reduce operational costs,” en *2016 International Conference on Electrical Systems for Aircraft, Railway, Ship Propulsion and Road Vehicles International Transportation Electrification Conference (ESARS-ITEC)*, pp. 1–6, 2016, [doi:10.1109/ESARS-ITEC.2016.7841422](https://doi.org/10.1109/ESARS-ITEC.2016.7841422).
- [38] Cramer, A. M., Liu, X., Zhang, Y., Stevens, J. D., y Zivi, E. L., “Early-stage shipboard power system simulation of operational vignettes for dependability assessment,” en *2015 IEEE Electric Ship Technologies Symposium (ESTS)*, pp. 382–387, 2015, [doi:10.1109/ESTS.2015.7157923](https://doi.org/10.1109/ESTS.2015.7157923).
- [39] Elders, I. M., Norman, P. J., Schuddebeurs, J. D., Booth, C. D., Burt, G. M., McDonald, J. R., Apsley, J., Barnes, M., Smith, A., Williamson, S., Loddick, S., y Myers, I., “Modelling and analysis of electro-mechanical interactions between prime-mover and load in a marine ifep system,” en *2007 IEEE Electric Ship Technologies Symposium*, pp. 77–84, 2007, [doi:10.1109/ESTS.2007.372067](https://doi.org/10.1109/ESTS.2007.372067).
- [40] Patel, M. R., *Shipboard Eletrical Power Systems*. CRC Press, 2 ed., 2022.
- [41] Kanellos, F. D., Tsekouras, G. J., y Hatzargyriou, N. D., “Optimal demand-side management and power generation scheduling in an all-electric ship,” *IEEE Transactions on Sustainable Energy*, vol. 5, no. 4, pp. 1166–1175, 2014, [doi:10.1109/TSTE.2014.2336973](https://doi.org/10.1109/TSTE.2014.2336973).
- [42] Accetta, A. y Pucci, M., “Energy management system in dc micro-grids of smart ships: Main gen-set fuel consumption minimization and fault compensation,” *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 55, no. 3, pp. 3097–3113, 2019, [doi:10.1109/TIA.2019.2896532](https://doi.org/10.1109/TIA.2019.2896532).
- [43] Alfieri, L., Mottola, F., y Pagano, M., “An energy saving management strategy for battery-aided ship propulsion systems,” en *2019 IEEE Milan PowerTech*, pp. 1–6, 2019, [doi:10.1109/PTC.2019.8810670](https://doi.org/10.1109/PTC.2019.8810670).
- [44] Vieira, G. T. T., Salles, M. B. C., Monaro, R. M., y Carmo, B. S., “Co2 emission and fuel consumption evaluation for variable-speed diesel generators and dc grids for ship power systems,” en *2019 International Conference on Clean Electrical Power (ICCEP)*, pp. 544–549, 2019, [doi:10.1109/ICCEP.2019.8890149](https://doi.org/10.1109/ICCEP.2019.8890149).
- [45] Krause, P., Wasynczuk, O., y Pekarek, S. D., *Electromechanical Motion Devices*. 2012, [doi:10.1002/9781118316887](https://doi.org/10.1002/9781118316887).
- [46] Feehally, T., Damián, I. E., y Apsley, J. M., “Analysis of electromechanical interaction in aircraft generator systems,” *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 52, no. 5, pp. 4327–4336, 2016, [doi:10.1109/TIA.2016.2585088](https://doi.org/10.1109/TIA.2016.2585088).
- [47] Kambrath, J. K., Ayu, A. A., Wang, Y., Yoon, Y.-J., Liu, X., Gajanayake, C. J., y Gupta, A. K., “Dynamic study of electromechanical interaction in marine propulsion,” en *2016 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE)*, pp. 1–8, 2016, [doi:10.1109/ECCE.2016.7855061](https://doi.org/10.1109/ECCE.2016.7855061).
- [48] IEEE System Dynamic Performance Subcommittee, “Reader’s guide to subsynchronous resonance,” *IEEE Transactions on Power Systems*, vol. 7, no. 1, pp. 150–157, 1992, [doi:10.1109/59.141698](https://doi.org/10.1109/59.141698).

- [49] Ying, J., Yuan, X., Hu, J., y He, W., “Impact of inertia control of dfig-based wt on electromechanical oscillation damping of sg,” *IEEE Transactions on Power Systems*, vol. 33, no. 3, pp. 3450–3459, 2018, [doi:10.1109/TPWRS.2018.2801283](https://doi.org/10.1109/TPWRS.2018.2801283).
- [50] Norton, R. L., *Machine Design: An Integrated Approach*. Pearson College Division, 4 ed., 2011.
- [51] Vukosavic, S. y Stojic, M., “Suppression of torsional oscillations in a high-performance speed servo drive,” *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 45, no. 1, pp. 108–117, 1998, [doi:10.1109/41.661311](https://doi.org/10.1109/41.661311).
- [52] Song-Manguelle, J., Nyobe-Yome, J.-M., y Ekemb, G., “Pulsating torques in pwm multi-megawatt drives for torsional analysis of large shafts,” *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 46, no. 1, pp. 130–138, 2010, [doi:10.1109/TIA.2009.2036515](https://doi.org/10.1109/TIA.2009.2036515).
- [53] Schramm, S. H., “Damping of torsional interaction effects in power systems,” 2010.
- [54] Dhaouadi, R., Kubo, K., y Tobise, M., “Two-degree-of-freedom robust speed controller for high-performance rolling mill drives,” *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 29, no. 5, pp. 919–926, 1993, [doi:10.1109/28.245715](https://doi.org/10.1109/28.245715).
- [55] Miri, A. M. y Sihler, C., “Development of a stabilizer for oscillating torques in synchronous machines,” 2004.
- [56] Ooi, B.-t., “Phase modulation theory of electromechanical damping in synchronous generators,” *IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems*, vol. PAS-100, no. 5, pp. 2211–2218, 1981, [doi:10.1109/TPAS.1981.316711](https://doi.org/10.1109/TPAS.1981.316711).
- [57] Ramey, D. G., Sismour, A. C., y Kung, G. C., “Important parameters in considering transient torques on turbine-generator shaft systems,” *IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems*, vol. PAS-99, no. 1, pp. 311–317, 1980, [doi:10.1109/TPAS.1980.319641](https://doi.org/10.1109/TPAS.1980.319641).
- [58] Varma, R. K. y Moharana, A., “Ssr in double-cage induction generator-based wind farm connected to series-compensated transmission line,” *IEEE Transactions on Power Systems*, vol. 28, no. 3, pp. 2573–2583, 2013, [doi:10.1109/TPWRS.2013.2246841](https://doi.org/10.1109/TPWRS.2013.2246841).
- [59] Wang, L., “Damping of torsional oscillations using excitation control of synchronous generator: the iee second benchmark model investigation,” *IEEE Transactions on Energy Conversion*, vol. 6, no. 1, pp. 47–54, 1991, [doi:10.1109/60.73788](https://doi.org/10.1109/60.73788).
- [60] Wasynczuk, O., “Damping shaft torsional oscillations using a dynamically controlled resistor bank,” *IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems*, vol. PAS-100, no. 7, pp. 3340–3349, 1981, [doi:10.1109/TPAS.1981.316675](https://doi.org/10.1109/TPAS.1981.316675).
- [61] Ruan, Y., Liang, X., Hua, X., Zhang, C., Xia, H., y Li, C., “Isolating low-frequency vibration from power systems on a ship using spiral phononic crystals,” *Ocean Engineering*, vol. 225, p. 108804, 2021, [doi:10.1016/j.oceaneng.2021.108804](https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2021.108804).
- [62] Li, W. y Hori, Y., “Vibration suppression using single neuron-based pi fuzzy controller and fractional-order disturbance observer,” *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 54, no. 1, pp. 117–126, 2007, [doi:10.1109/TIE.2006.888771](https://doi.org/10.1109/TIE.2006.888771).
- [63] Orłowska-Kowalska, T., Kaminski, M., y Szabat, K., “Implementation of a sliding-mode controller with an integral function and fuzzy gain value for the electrical drive with an elastic joint,” *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 57, no. 4, pp. 1309–1317,

- 2010, [doi:10.1109/TIE.2009.2030823](https://doi.org/10.1109/TIE.2009.2030823).
- [64] Chapman, S. J., *Electric machinery fundamentals*. New York, NY: McGraw-Hill Professional, 5 ed., 2011.
- [65] LaMeres, B. y Nehrir, M., “Fuzzy logic based voltage controller for a synchronous generator,” *IEEE Computer Applications in Power*, vol. 12, no. 2, pp. 46–49, 1999, [doi:10.1109/67.755646](https://doi.org/10.1109/67.755646).
- [66] Hsu, Y.-y. y Chan, W.-c., “Coordinated frequency and voltage control of synchronous generators,” *IEEE Transactions on Aerospace and Electronic Systems*, vol. AES-23, no. 1, pp. 2–10, 1987, [doi:10.1109/TAES.1987.313352](https://doi.org/10.1109/TAES.1987.313352).
- [67] Sumina, D., Erceg, G., y Idzotic, T., “Excitation control of a synchronous generator using fuzzy logic stabilizing controller,” en *2005 European Conference on Power Electronics and Applications*, p. 6, 2005, [doi:10.1109/EPE.2005.219266](https://doi.org/10.1109/EPE.2005.219266).
- [68] Park, S.-H., Yu, J.-S., Lee, S.-S., Lee, S.-W., y Won, C.-Y., “Output voltage control of synchronous generator for ships using a pmg type digital avr,” en *2009 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition*, pp. 417–421, 2009, [doi:10.1109/ECCE.2009.5316195](https://doi.org/10.1109/ECCE.2009.5316195).
- [69] Barakat, A., Tnani, S., Champenois, G., y Mouni, E., “A new approach for synchronous generator terminal voltage control – comparison with a standard industrial controller,” *Electric Power Systems Research*, vol. 81, no. 7, pp. 1592–1601, 2011, [doi:https://doi.org/10.1016/j.epsr.2011.03.015](https://doi.org/10.1016/j.epsr.2011.03.015).
- [70] Jin, Z., Meng, L., Guerrero, J. M., y Han, R., “Hierarchical control design for a shipboard power system with dc distribution and energy storage aboard future more-electric ships,” *IEEE Transactions on Industrial Informatics*, vol. 14, no. 2, pp. 703–714, 2018, [doi:10.1109/TII.2017.2772343](https://doi.org/10.1109/TII.2017.2772343).
- [71] Cao, Y. y Ma, J., “Research on pid parameters optimization of synchronous generator excitation control system,” en *2010 5th International Conference on Critical Infrastructure (CRIS)*, pp. 1–5, 2010, [doi:10.1109/CRIS.2010.5617581](https://doi.org/10.1109/CRIS.2010.5617581).
- [72] Fusco, G. y Russo, M., “Adaptive voltage regulator design for synchronous generator,” *IEEE Transactions on Energy Conversion*, vol. 23, no. 3, pp. 946–956, 2008, [doi:10.1109/TEC.2008.921463](https://doi.org/10.1109/TEC.2008.921463).
- [73] Krause, P. C., Wasynczuk, O., y Sudhoff, S. D., “*Analysis of electric machinery and drive systems*,” 1995.
- [74] Teodorescu, R., Liserre, M., y Rodriguez, P., *Grid Converters for Photovoltaic and Wind Power Systems: Teodorescu/Grid Converters for Photovoltaic and Wind Power Systems*. 2011, [doi:10.1002/9780470667057](https://doi.org/10.1002/9780470667057).
- [75] Ong, C. M., “*Dynamic simulation of electric machinery : using matlab/simulink*,” 1997.
- [76] Chopra, A. K., *Dynamics of Structures: Theory and Applications to Earthquake Engineering*. Pearson, 5 ed., 2016.
- [77] Inman, D. J., *Engineering Vibration*. Pearson, 2007.
- [78] Frigo, M. y Johnson, S. G., “The design and implementation of FFTW3,” *Proceedings of the IEEE*, vol. 93, no. 2, pp. 216–231, 2005. Special issue on “Program Generation, Optimization, and Platform Adaptation”.

- [79] Tweten, D. J., Ballard, Z., y Mann, B. P., “Minimizing error in the logarithmic decrement method through uncertainty propagation,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 333, no. 13, pp. 2804–2811, 2014, [doi:10.1016/j.jsv.2014.02.024](https://doi.org/10.1016/j.jsv.2014.02.024).
- [80] Kavil Kambrath, J., Wang, Y., Yoon, Y.-J., Aaron Alexander, A., Liu, X., Wilson, G., Gajanayake, C. J., y Gupta, A. K., “Modeling and control of marine diesel generator system with active protection,” *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, vol. 4, no. 1, pp. 249–271, 2018, [doi:10.1109/TTE.2017.2764324](https://doi.org/10.1109/TTE.2017.2764324).
- [81] Ahumada, C. y Wheeler, P., “Evaluation of input-shaping control robustness for the reduction of torsional vibrations,” *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 57, no. 5, pp. 5028–5038, 2021, [doi:10.1109/TIA.2021.3087673](https://doi.org/10.1109/TIA.2021.3087673).
- [82] Desbazeille, M., Randall, R., Guillet, F., El Badaoui, M., y Hoisnard, C., “Model-based diagnosis of large diesel engines based on angular speed variations of the crankshaft,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 24, no. 5, pp. 1529–1541, 2010. Special Issue: Operational Modal Analysis.
- [83] Lee, J.-H., Oh, J.-H., y Oh, J.-S., “Application of generator capacity design technique considering the operational characteristics of container ships,” *Electronics*, vol. 11, p. 1703, 2022, [doi:10.3390/electronics11111703](https://doi.org/10.3390/electronics11111703).
- [84] Kim, K., Park, K., Lee, J., Chun, K., y Lee, S.-H., “Analysis of battery/generator hybrid container ship for co2 reduction,” *IEEE Access*, vol. 6, pp. 14537–14543, 2018, [doi:10.1109/ACCESS.2018.2814635](https://doi.org/10.1109/ACCESS.2018.2814635).
- [85] Khalil, H. K., *Nonlinear systems*; 3rd ed. Upper Saddle River, NJ: Prentice-Hall, 2002.
- [86] Utkin, V., “Sliding mode control design principles and applications to electric drives,” *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 40, no. 1, pp. 23–36, 1993, [doi:10.1109/9/41.184818](https://doi.org/10.1109/9/41.184818).
- [87] Sanchez, G., Murillo, M., Genzelis, L., Deniz, N., y Giovanini, L., “Mpc for nonlinear systems: A comparative review of discretization methods,” pp. 1–6, 2017, [doi:10.23919/RPIC.2017.8214333](https://doi.org/10.23919/RPIC.2017.8214333).
- [88] Lissenden, C. J., Tissot, S. P., Trethewey, M. W., y Maynard, K. P., “Torsion response of a cracked stainless steel shaft,” *Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct.*, vol. 30, no. 8, pp. 734–747, 2007, [doi:10.1111/j.1460-2695.2007.01149.x](https://doi.org/10.1111/j.1460-2695.2007.01149.x).

Anexos

Anexo A: Prueba de circuito abierto de la máquina síncrona

La Figura A.1 presenta la prueba de circuito abierto realizada en la simulación de la máquina **ECP3**. En esta se aumenta el voltaje de campo V_f en rampa de $0.1[V]$ cada segundo, hasta alcanzar una corriente de campo I_f de $2[A]$. Se observa que el voltaje *RMS* en bornes V_{RMS} aumenta de forma lineal con I_f .

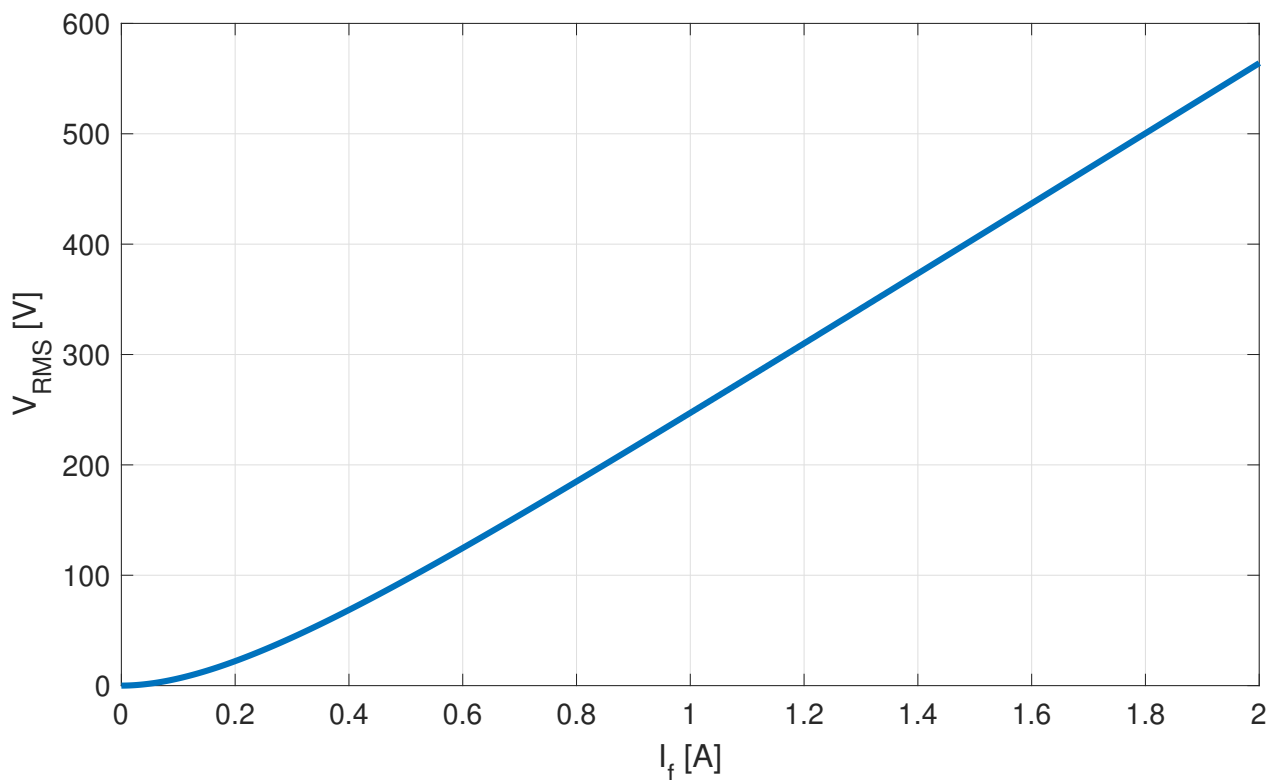


Figura A.1: Prueba de circuito abierto realizada en la simulación de la máquina **ECP3**.

Anexo B: Desempeño de la estrategia de control propuesta ante distintos perfiles de carga

B.1. Perfil C: Carga o descarga del barco

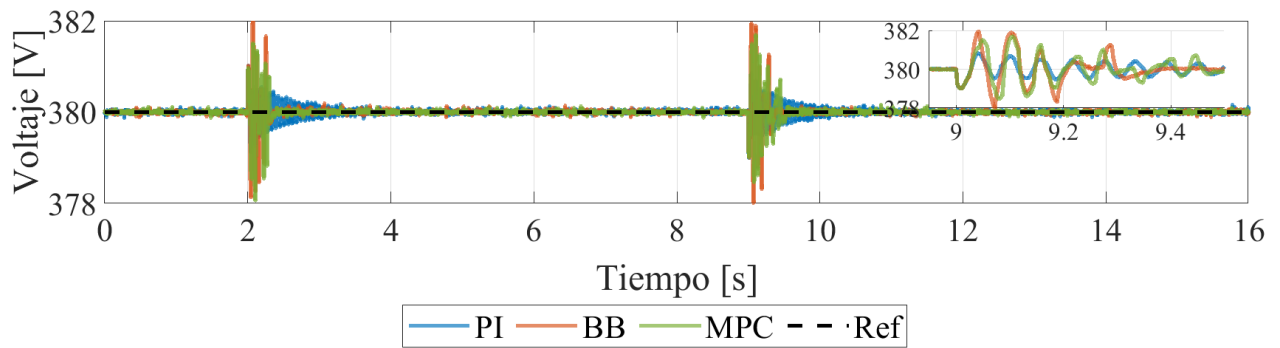


Figura B.1: Voltaje RMS en bornes del SG.

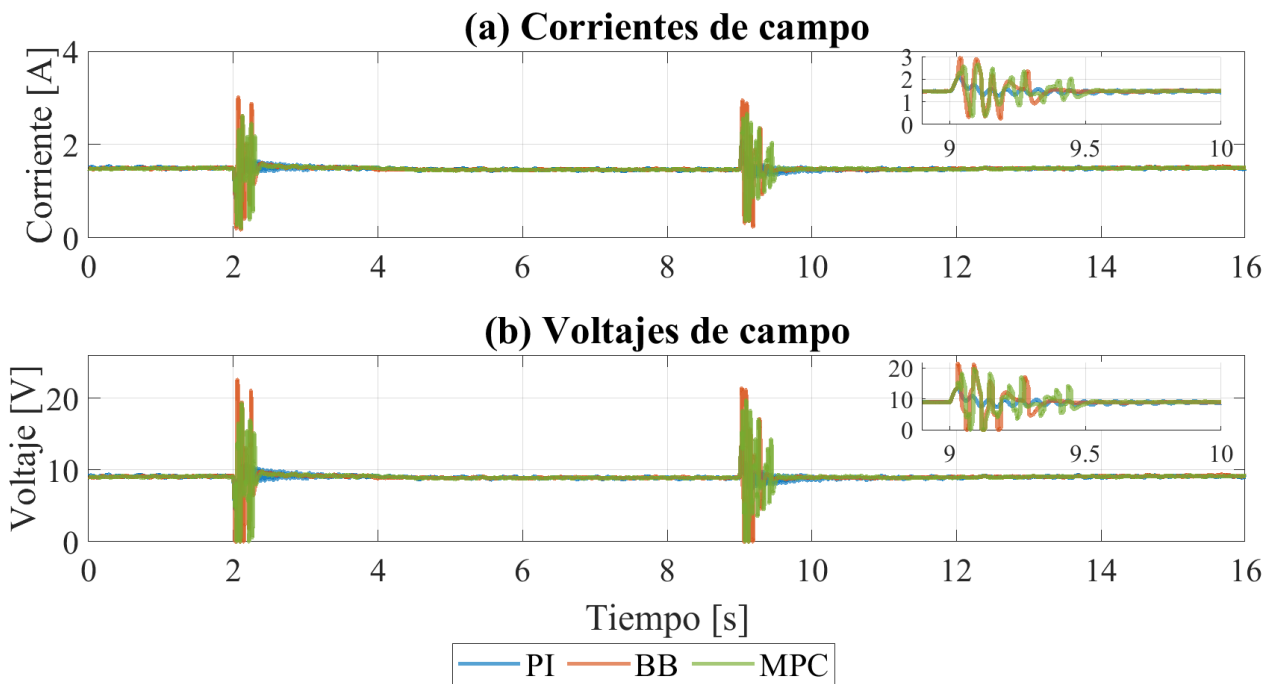


Figura B.2: Corriente y voltaje de campo en el SG.

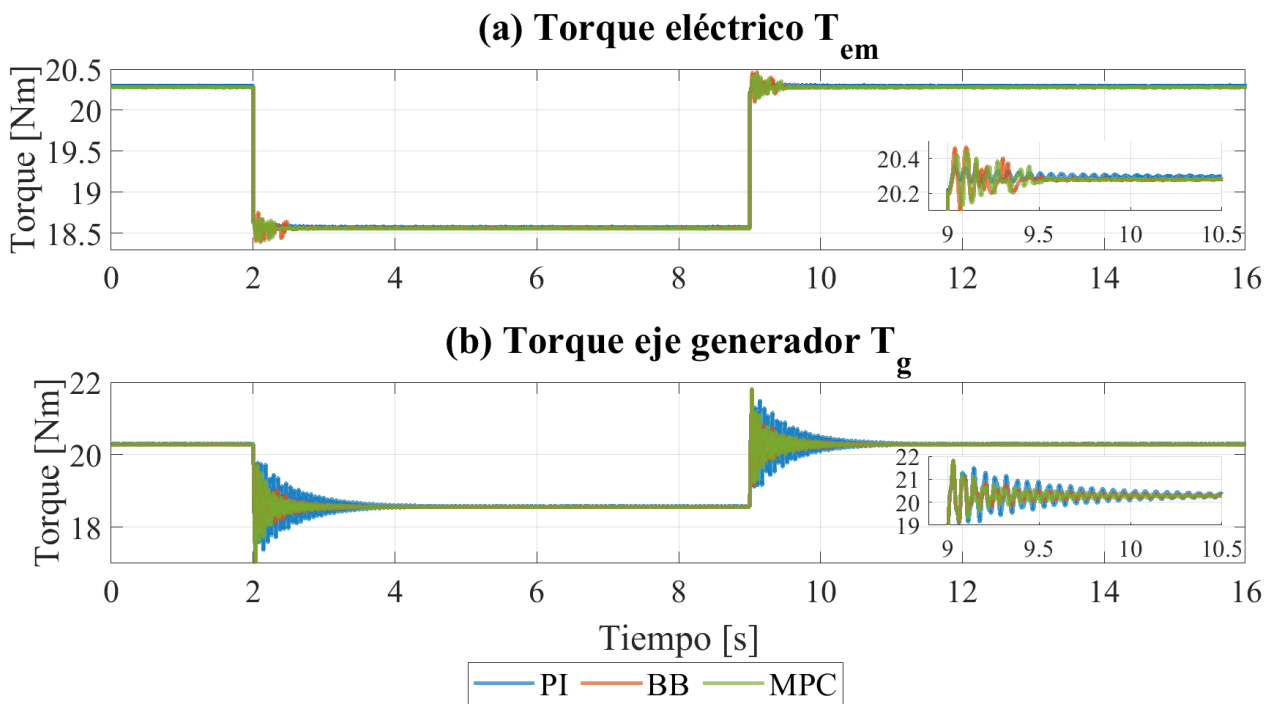


Figura B.3: Torque eléctrico y mecánico en el SG.

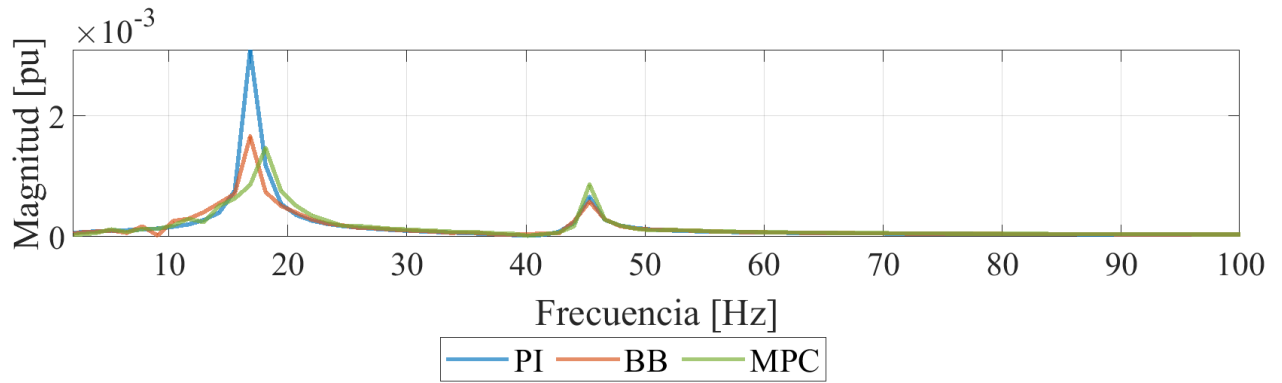


Figura B.4: Análisis de Fourier del torque mecánico en el SG.

Tabla B.1: Comparativa entre estrategias de control.

| Métrica | Estrategia | | | Unidad |
|---------------------------------------|------------|-----------|------------|-----------|
| | <i>PI</i> | <i>BB</i> | <i>MPC</i> | |
| Sobrepaso V_{RMS} | 0.22 | 0.51 | 0.44 | % |
| Sobrepaso T_g | 7.46 | 7.46 | 7.46 | % |
| Establecimiento al 1% T_g | 2.25 | 1.79 | 1.70 | <i>s</i> |
| Esfuerzo computacional | 0.08 | 0.11 | 137.84 | <i>ms</i> |
| Decremento porcentual sobre <i>PI</i> | – | 46.40 | 52.54 | % |

B.2. Perfil D: Barco en modo de espera en puerto

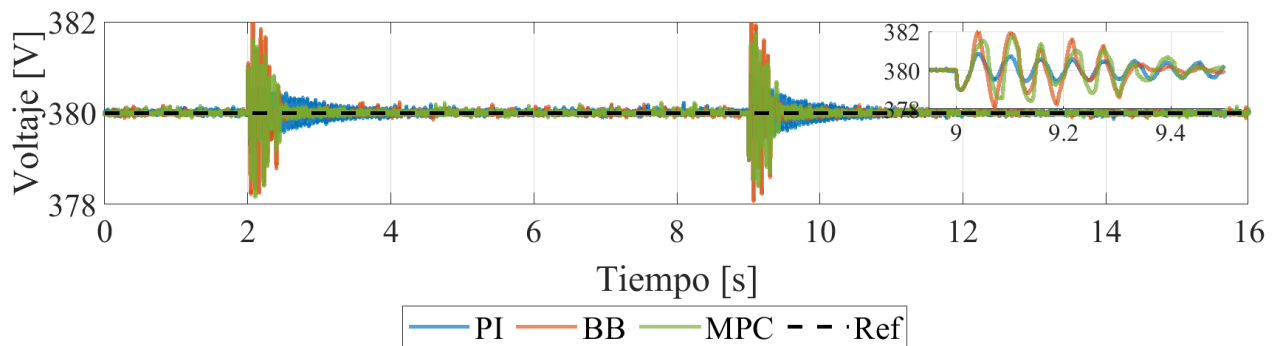


Figura B.5: Voltaje RMS en bornes del SG.

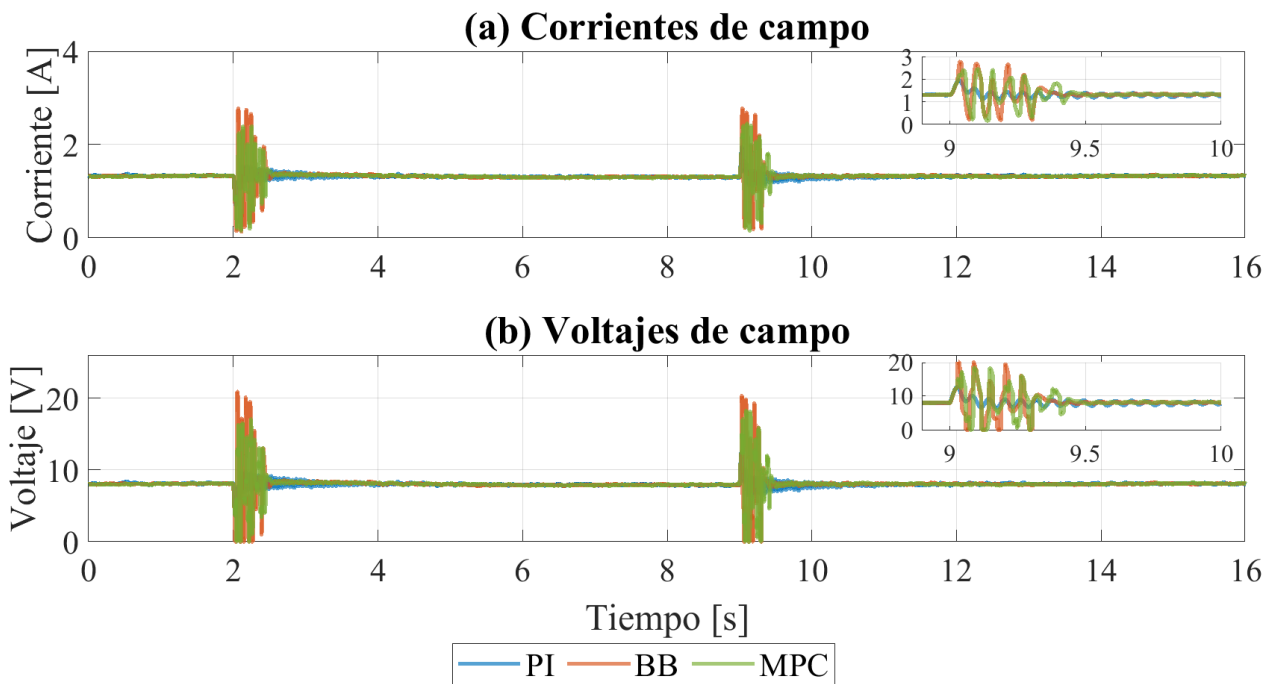


Figura B.6: Corriente y voltaje de campo en el SG.

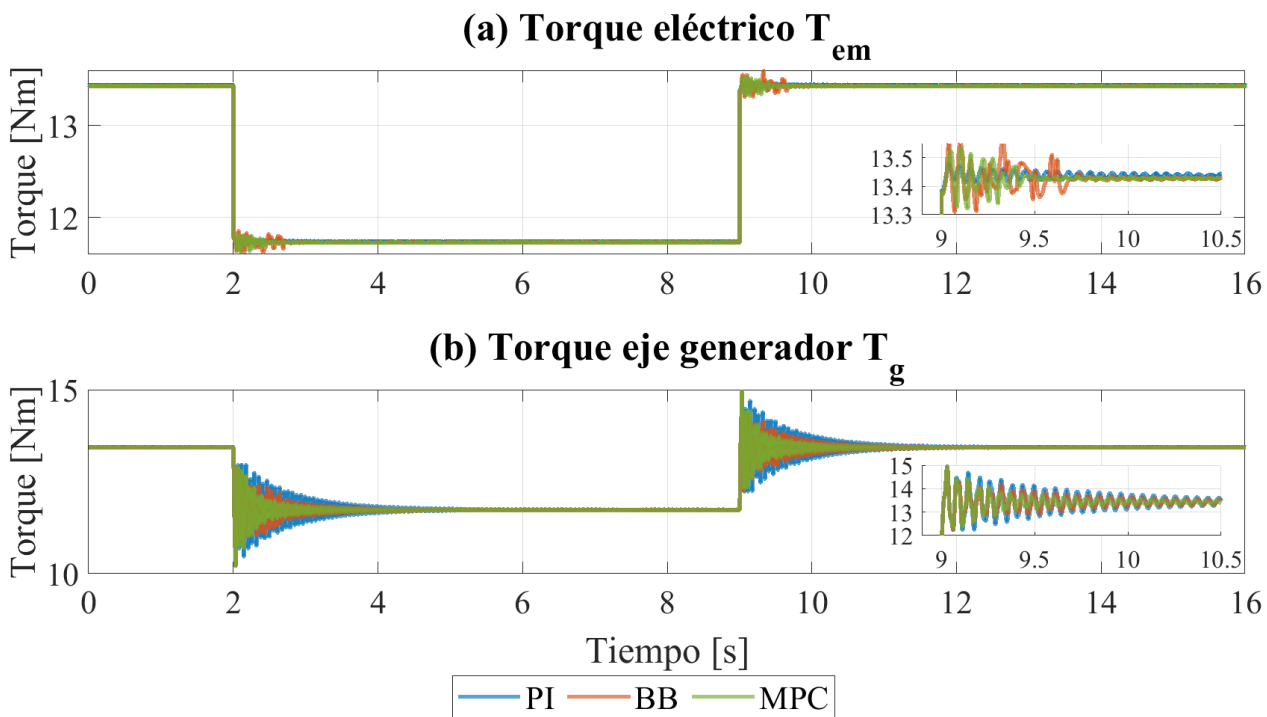


Figura B.7: Torque eléctrico y mecánico en el SG.

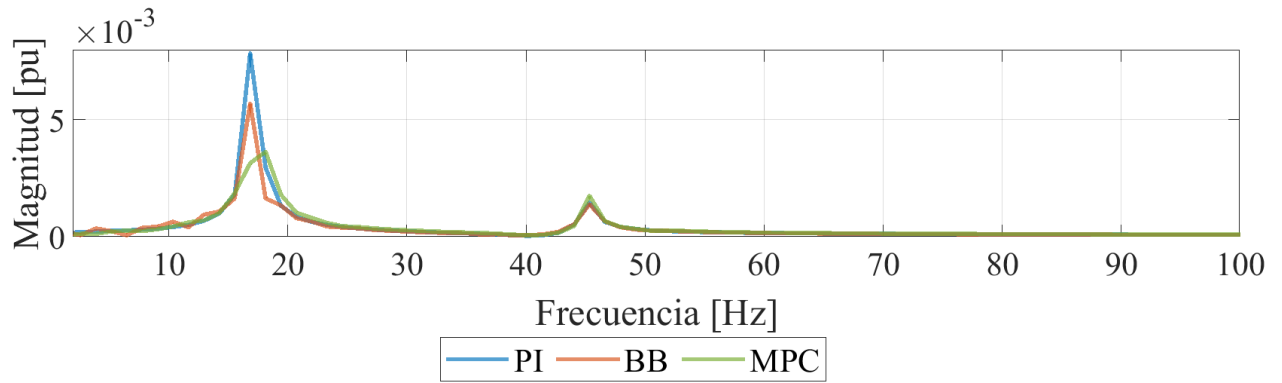


Figura B.8: Análisis de Fourier del torque mecánico en el SG.

Tabla B.2: Comparativa entre estrategias de control.

| Métrica | Estrategia | | | Unidad |
|---------------------------------------|------------|-----------|------------|-----------|
| | <i>PI</i> | <i>BB</i> | <i>MPC</i> | |
| Sobrepaso V_{RMS} | 0.22 | 0.63 | 0.46 | % |
| Sobrepaso T_g | 11.28 | 11.31 | 11.30 | % |
| Establecimiento al 1% T_g | 3.06 | 2.95 | 2.29 | <i>s</i> |
| Esfuerzo computacional | 0.07 | 0.10 | 112.15 | <i>ms</i> |
| Decremento porcentual sobre <i>PI</i> | – | 27.41 | 53.66 | % |

Anexo C: Sensibilidad de la estrategia de control propuesta ante distintos perfiles de carga y frecuencias naturales

C.1. Perfil C: Carga o descarga del barco

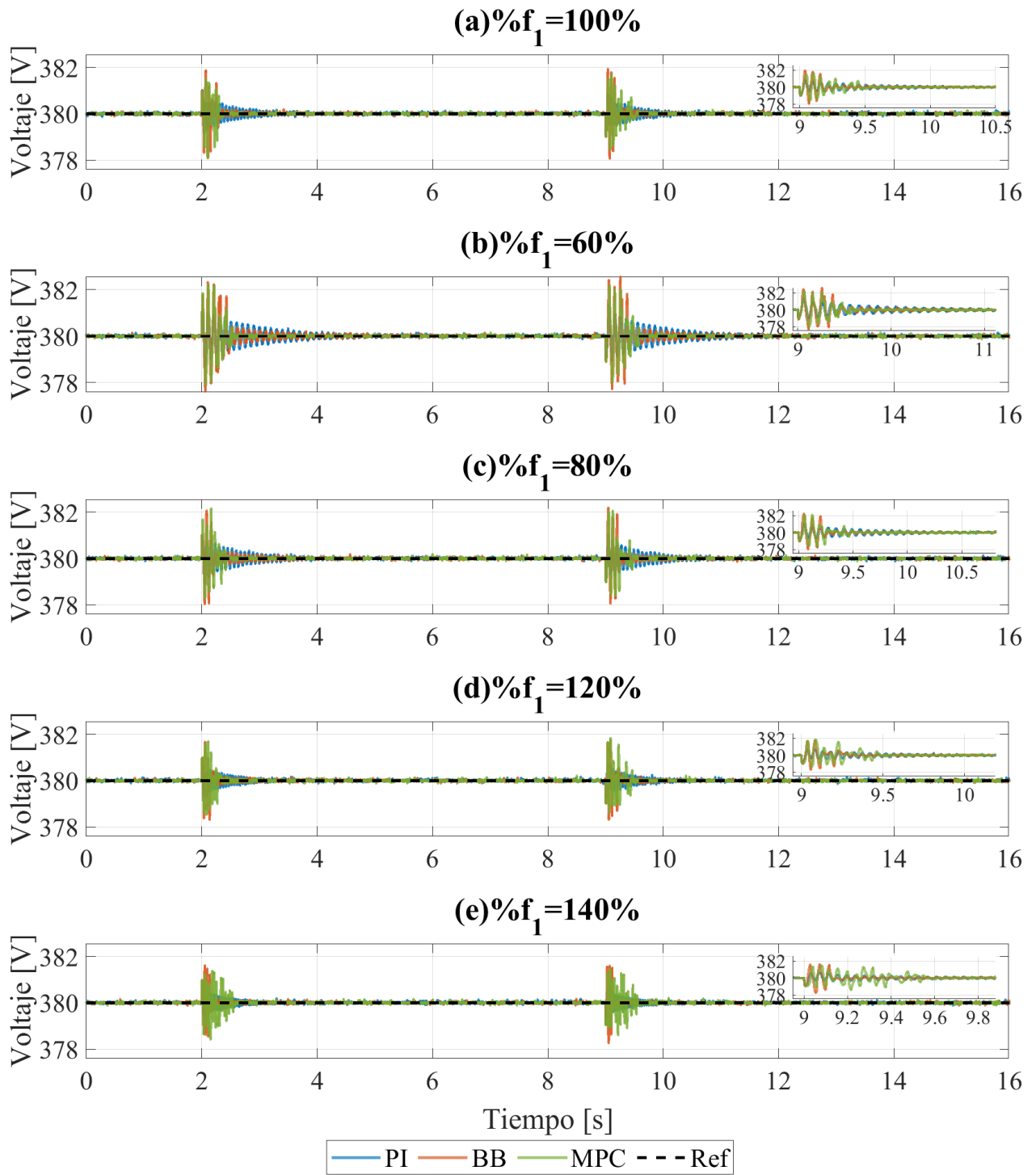


Figura C.1: Voltaje RMS en bornes del SG para distintas frecuencias naturales.

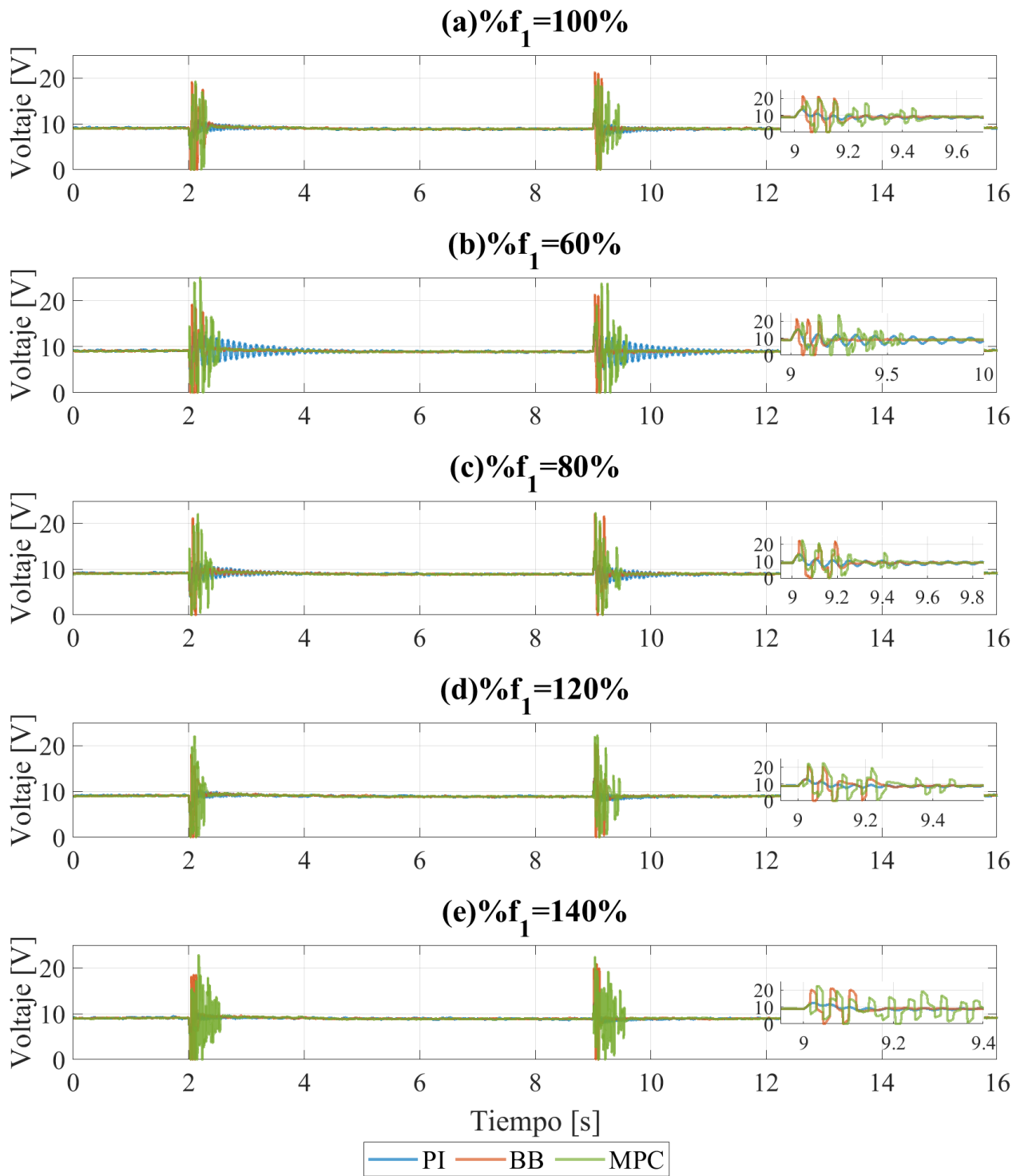


Figura C.2: Voltaje de campo en el SG para distintas frecuencias naturales.

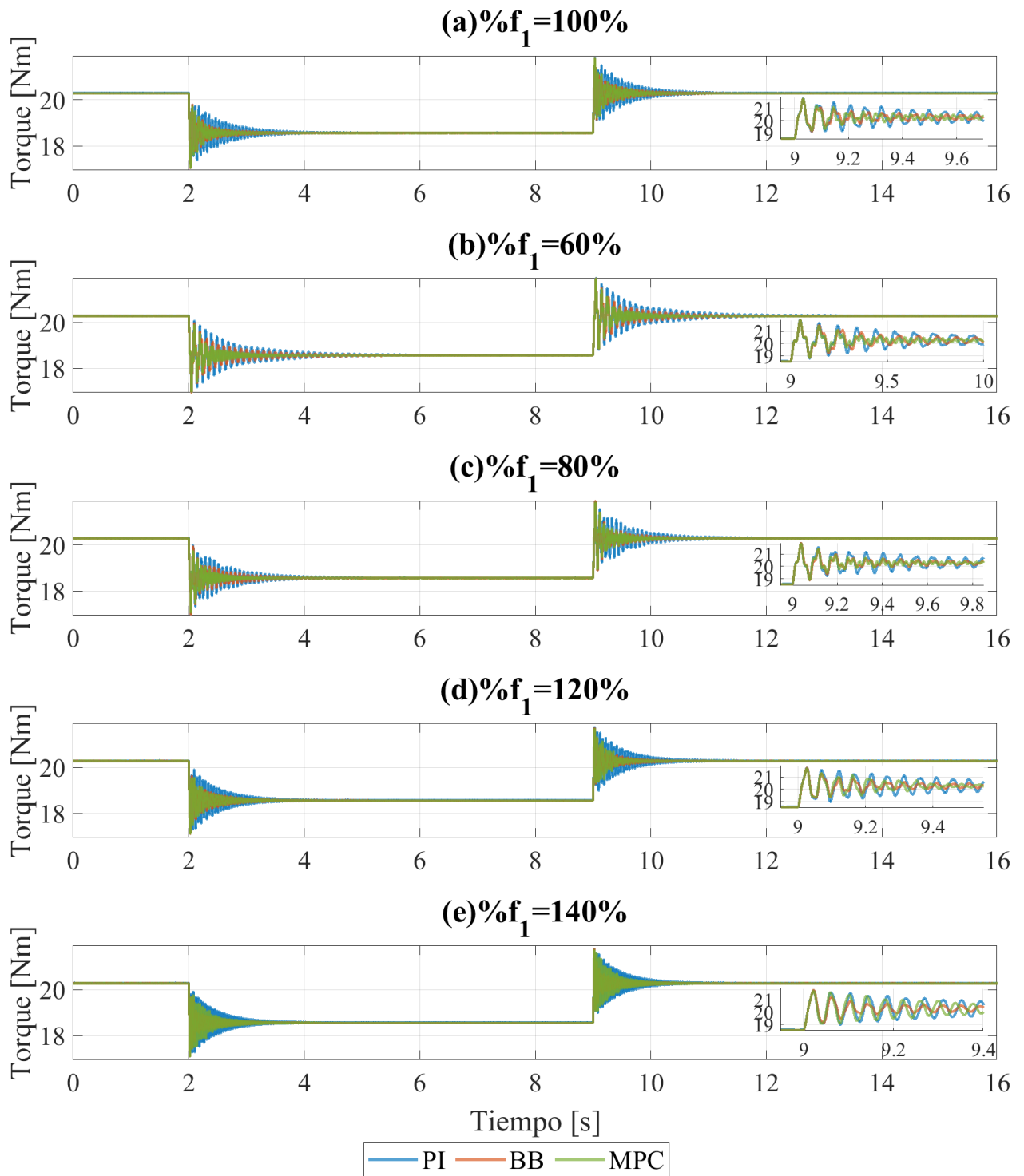


Figura C.3: Torque mecánico en el SG para distintas frecuencias naturales.

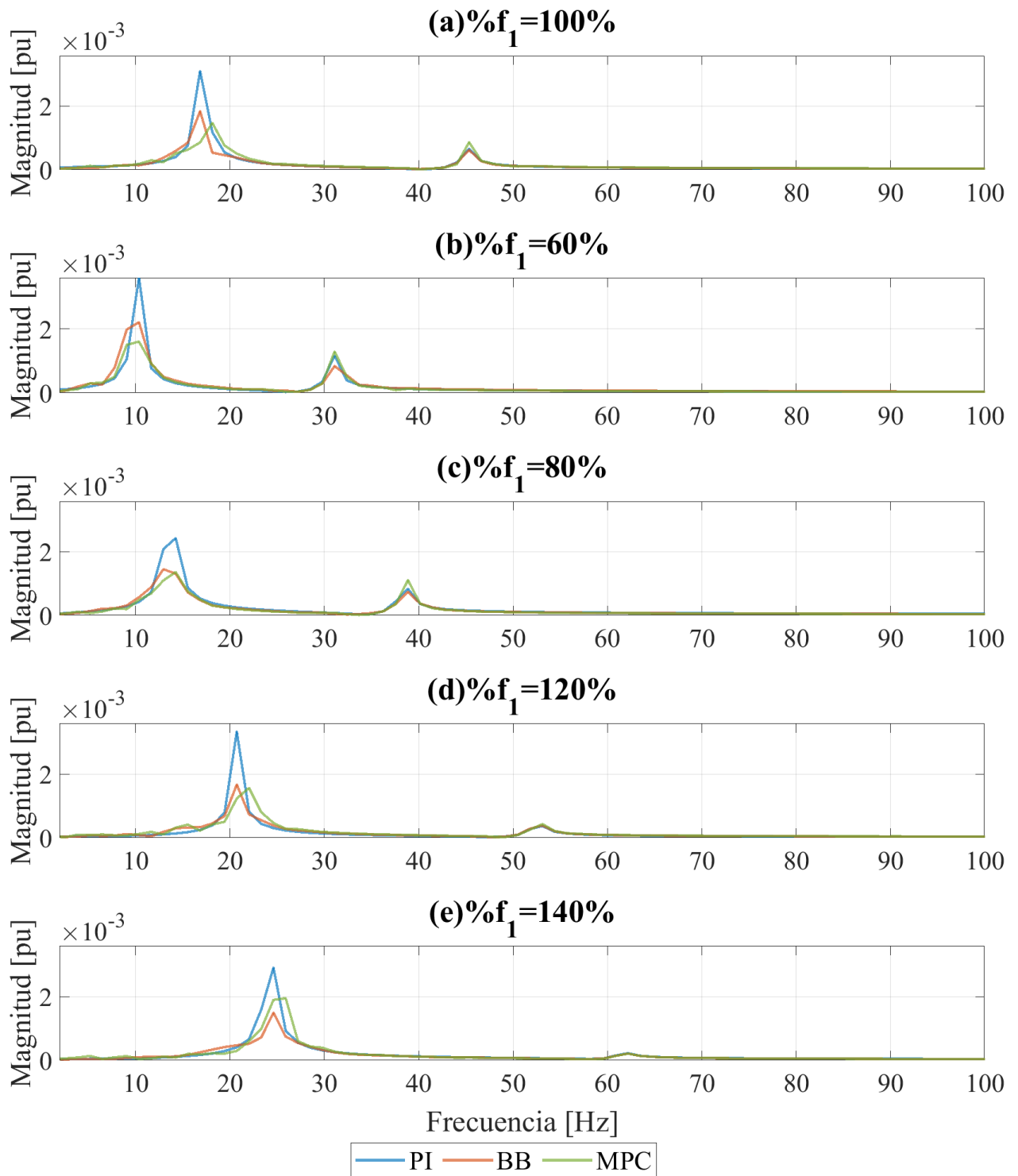


Figura C.4: Análisis de Fourier del torque mecánico en el SG para distintas frecuencias naturales.

Tabla C.1: Comparativa entre estrategias de control y casos bajo estudio.

| Métrica | $\%f_1$ | Estrategia | | | Unidad |
|---------------------------------------|------------|-------------|--------------|---------------|--------|
| | | <i>PI</i> | <i>BB</i> | <i>MPC</i> | |
| Sobrepaso V_{RMS} | 100 | 0.22 | 0.51 | 0.44 | % |
| | 60 | 0.36 | 0.64 | 0.57 | |
| | 80 | 0.27 | 0.56 | 0.55 | |
| | 120 | 0.18 | 0.46 | 0.48 | |
| | 140 | 0.17 | 0.56 | 0.39 | |
| Sobrepaso T_g | 100 | 7.46 | 7.46 | 7.46 | % |
| | 60 | 8.08 | 8.06 | 8.02 | |
| | 80 | 7.79 | 7.96 | 7.66 | |
| | 120 | 7.18 | 7.50 | 6.95 | |
| | 140 | 7.24 | 7.43 | 7.10 | |
| Establecimiento al 1% T_g | 100 | 2.25 | 1.79 | 1.70 | s |
| | 60 | 3.90 | 3.04 | 1.99 | |
| | 80 | 2.75 | 2.09 | 1.86 | |
| | 120 | 2.44 | 1.71 | 1.40 | |
| | 140 | 2.21 | 1.51 | 1.81 | |
| Esfuerzo computacional | 100 | 0.12 | 0.09 | 133.78 | ms |
| | 60 | 6.83 | 170.85 | 128.53 | |
| | 80 | 0.12 | 0.12 | 135.64 | |
| | 120 | 6.83 | 0.13 | 137.46 | |
| | 140 | 6.83 | 0.10 | 128.98 | |
| Decremento porcentual sobre <i>PI</i> | 100 | – | 46.40 | 52.54 | % |
| | 60 | – | 29.67 | 55.51 | |
| | 80 | – | 36.01 | 43.93 | |
| | 120 | – | 50.75 | 53.03 | |
| | 140 | – | 19.72 | 33.02 | |

C.2. Perfil D: Barco en modo de espera en puerto

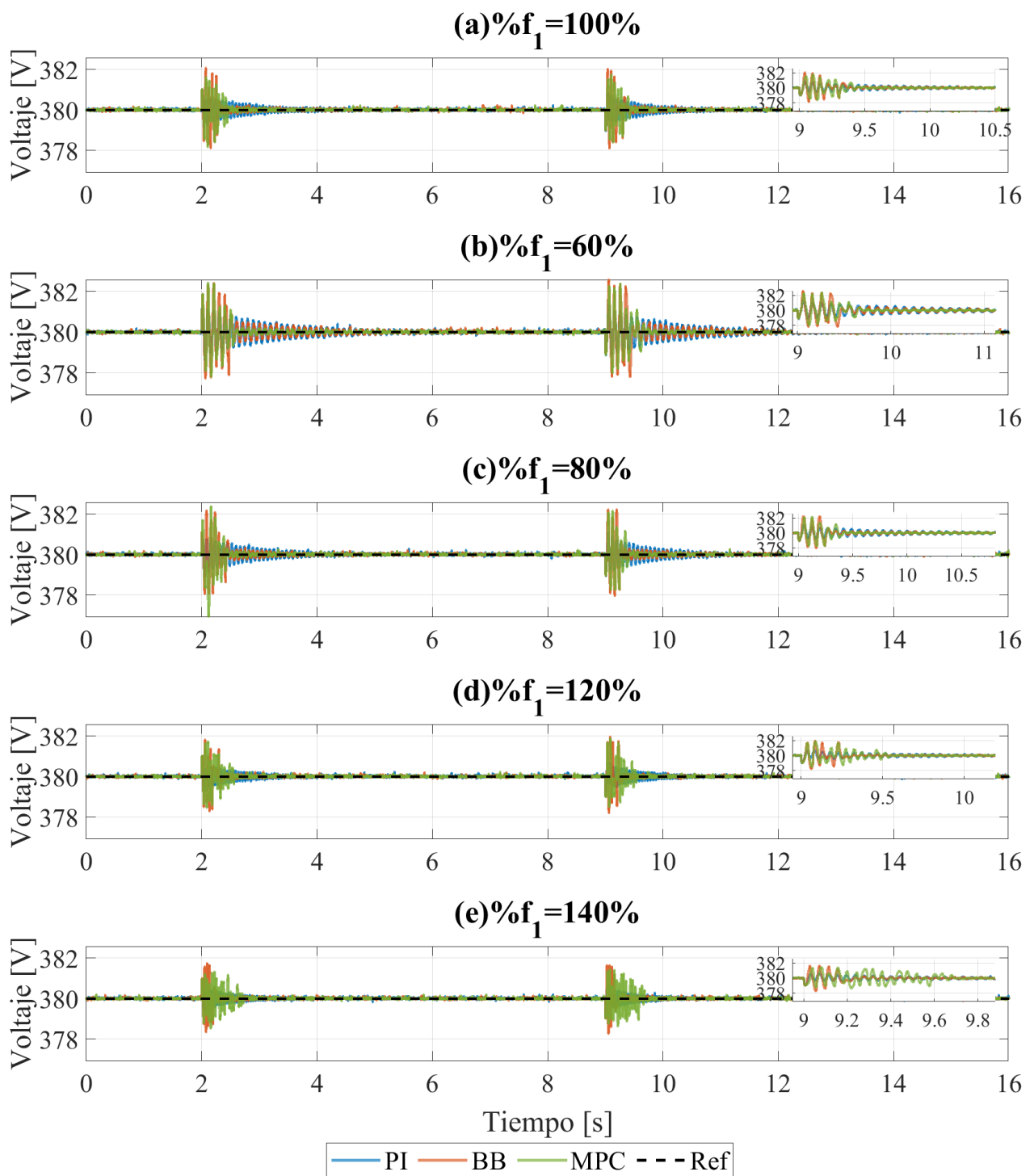


Figura C.5: Voltaje RMS en bornes del SG para distintas frecuencias naturales.

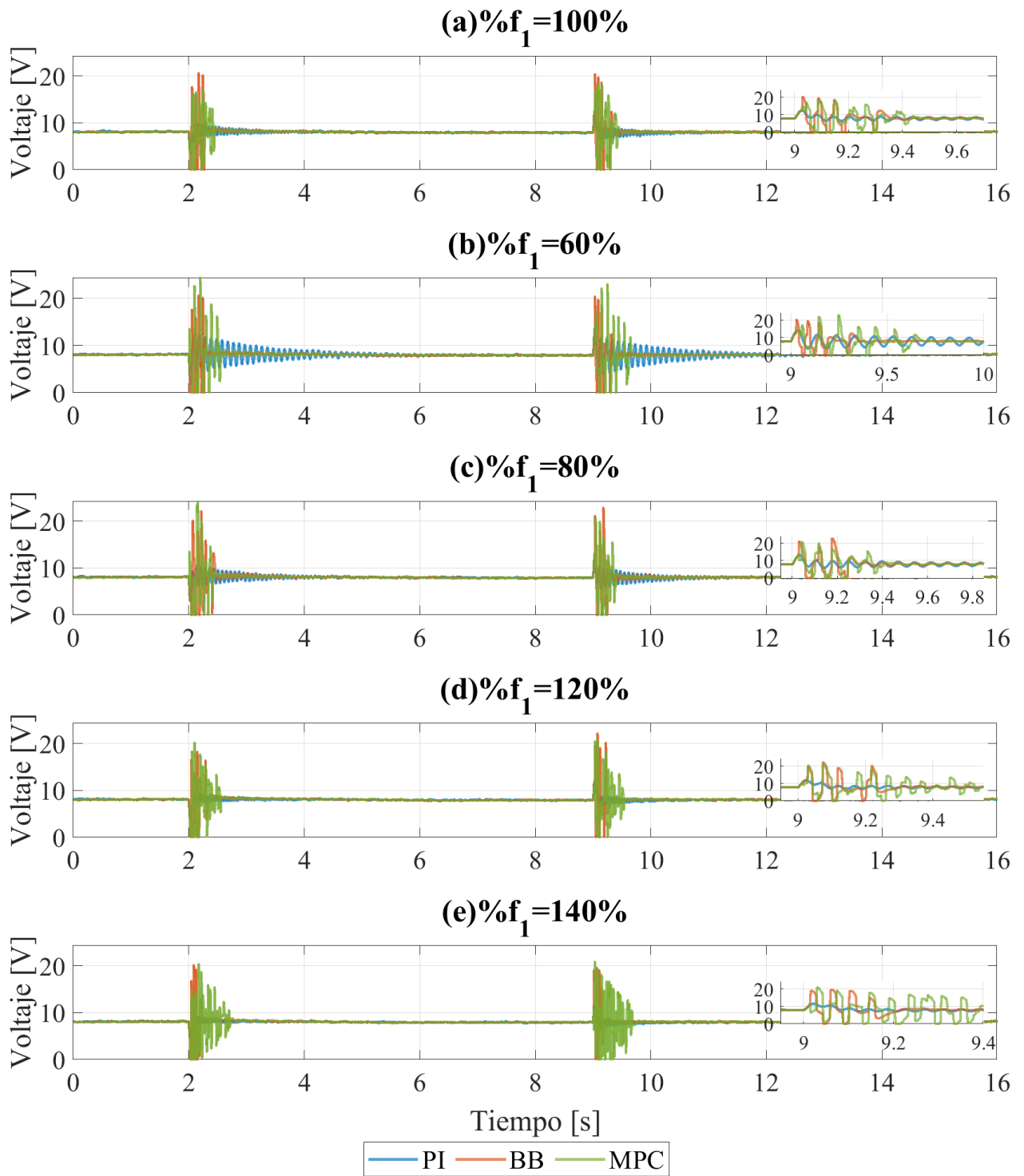


Figura C.6: Voltaje de campo en el SG para distintas frecuencias naturales.

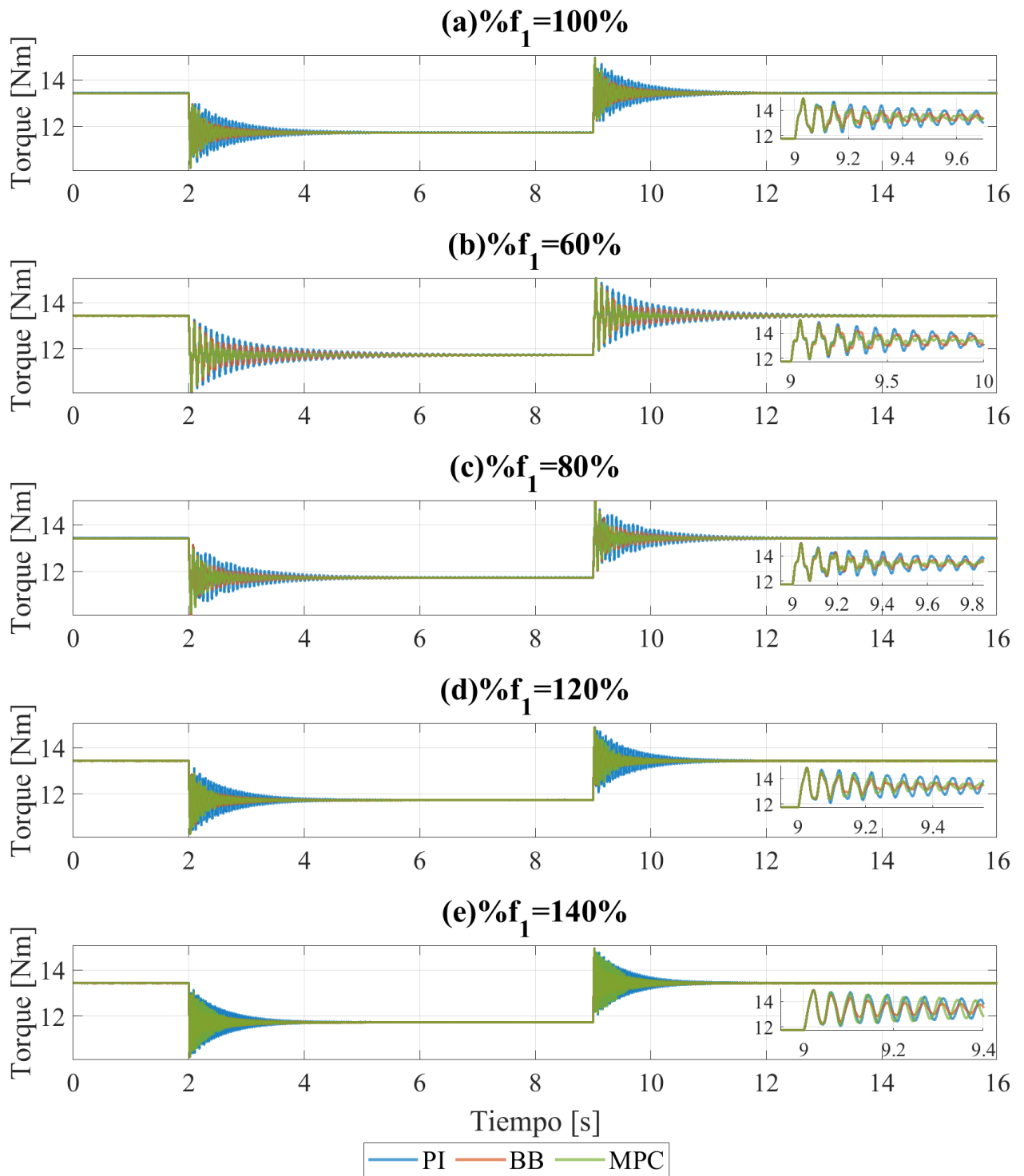


Figura C.7: Torque mecánico en el SG para distintas frecuencias naturales.

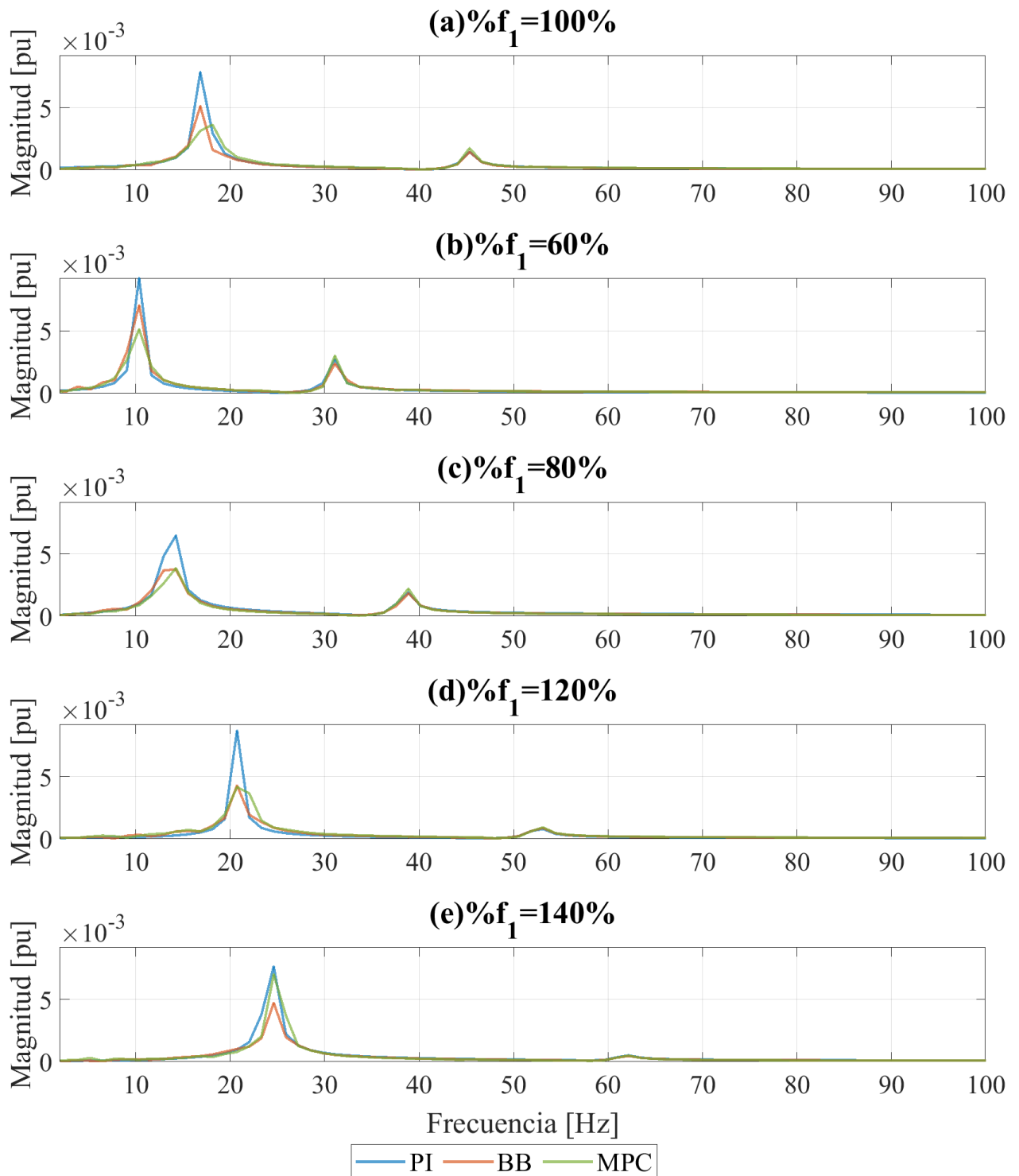


Figura C.8: Análisis de Fourier del torque mecánico en el SG para distintas frecuencias naturales.

Tabla C.2: Comparativa entre estrategias de control y casos bajo estudio.

| Métrica | $\%f_1$ | Estrategia | | | Unidad |
|---------------------------------------|------------|--------------|--------------|---------------|--------|
| | | <i>PI</i> | <i>BB</i> | <i>MPC</i> | |
| Sobrepaso V_{RMS} | 100 | 0.22 | 0.63 | 0.46 | % |
| | 60 | 0.36 | 0.68 | 0.63 | |
| | 80 | 0.29 | 0.71 | 0.57 | |
| | 120 | 0.18 | 0.60 | 0.49 | |
| | 140 | 0.18 | 0.58 | 0.38 | |
| Sobrepaso T_g | 100 | 11.28 | 11.31 | 11.30 | % |
| | 60 | 12.09 | 12.04 | 12.06 | |
| | 80 | 11.75 | 11.89 | 11.67 | |
| | 120 | 10.85 | 10.43 | 10.70 | |
| | 140 | 11.07 | 11.28 | 10.99 | |
| Establecimiento al 1% T_g | 100 | 3.06 | 2.95 | 2.29 | s |
| | 60 | 4.87 | 4.28 | 2.71 | |
| | 80 | 3.69 | 2.53 | 2.80 | |
| | 120 | 2.68 | 2.34 | 2.23 | |
| | 140 | 2.58 | 2.41 | 2.31 | |
| Esfuerzo computacional | 100 | 0.07 | 0.08 | 105.69 | ms |
| | 60 | 0.10 | 0.29 | 127.80 | |
| | 80 | 0.07 | 0.09 | 107.38 | |
| | 120 | 0.07 | 0.09 | 108.53 | |
| | 140 | 0.07 | 0.08 | 100.62 | |
| Decremento porcentual sobre <i>PI</i> | 100 | – | 27.41 | 53.66 | % |
| | 60 | – | 31.91 | 44.27 | |
| | 80 | – | 34.51 | 40.39 | |
| | 120 | – | 54.64 | 52.12 | |
| | 140 | – | 22.82 | 8.53 | |

Anexo D: Sensibilidad de la estrategia de control propuesta ante distintos perfiles de carga y amortiguamientos

D.1. Perfil C: Carga o descarga del barco

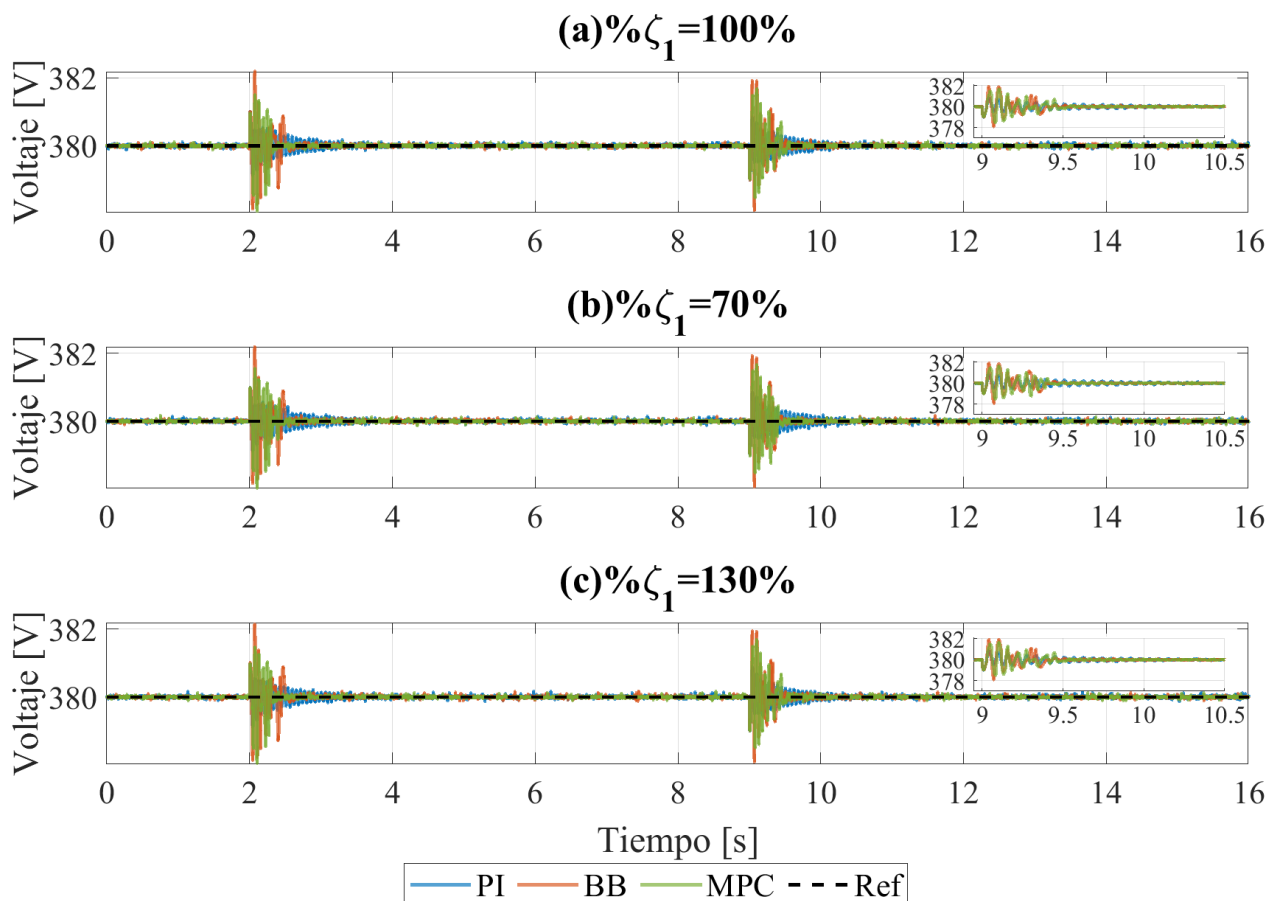


Figura D.1: Voltaje RMS en bornes del SG para distintos amortiguamientos.

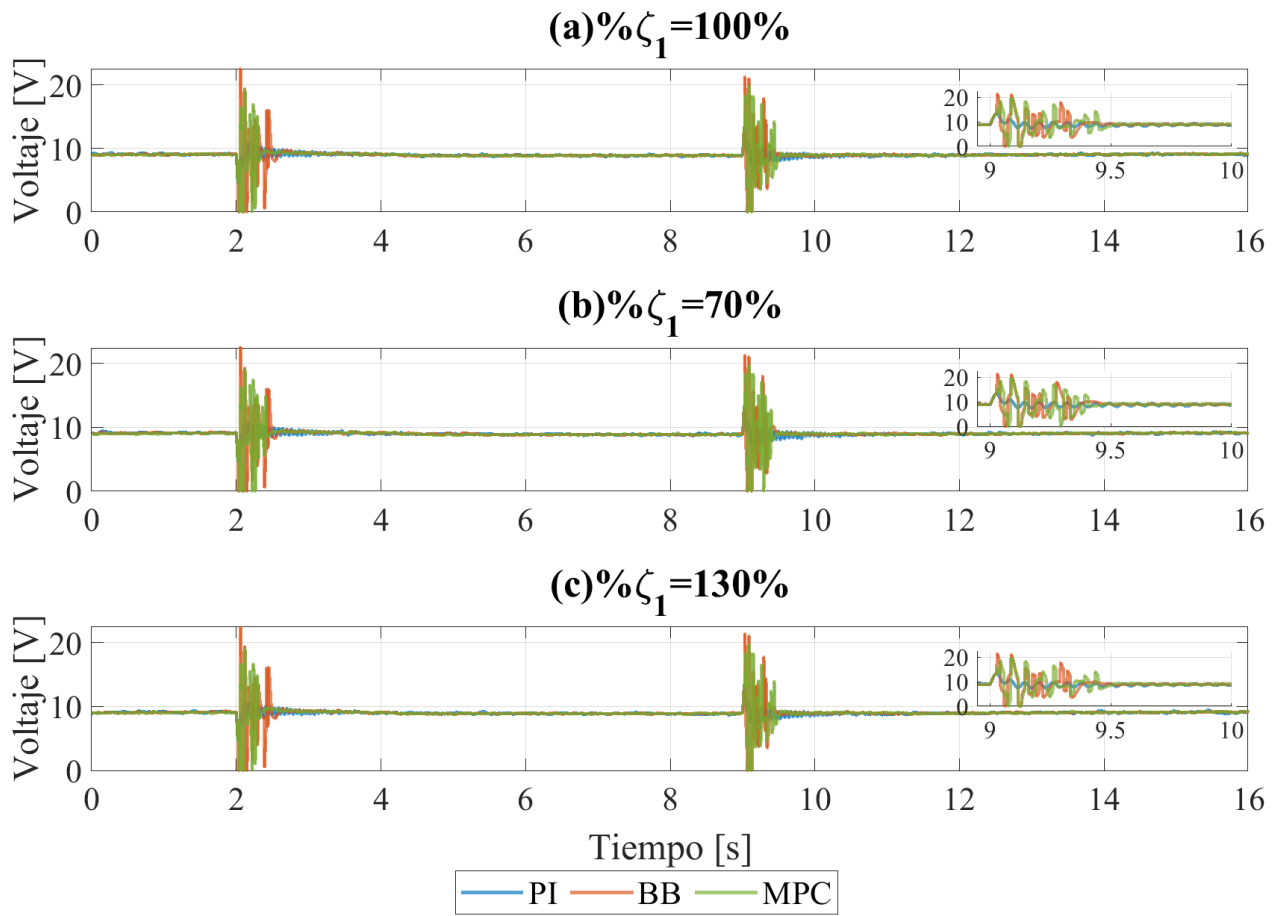


Figura D.2: Voltaje de campo en el SG para distintos amortiguamientos.

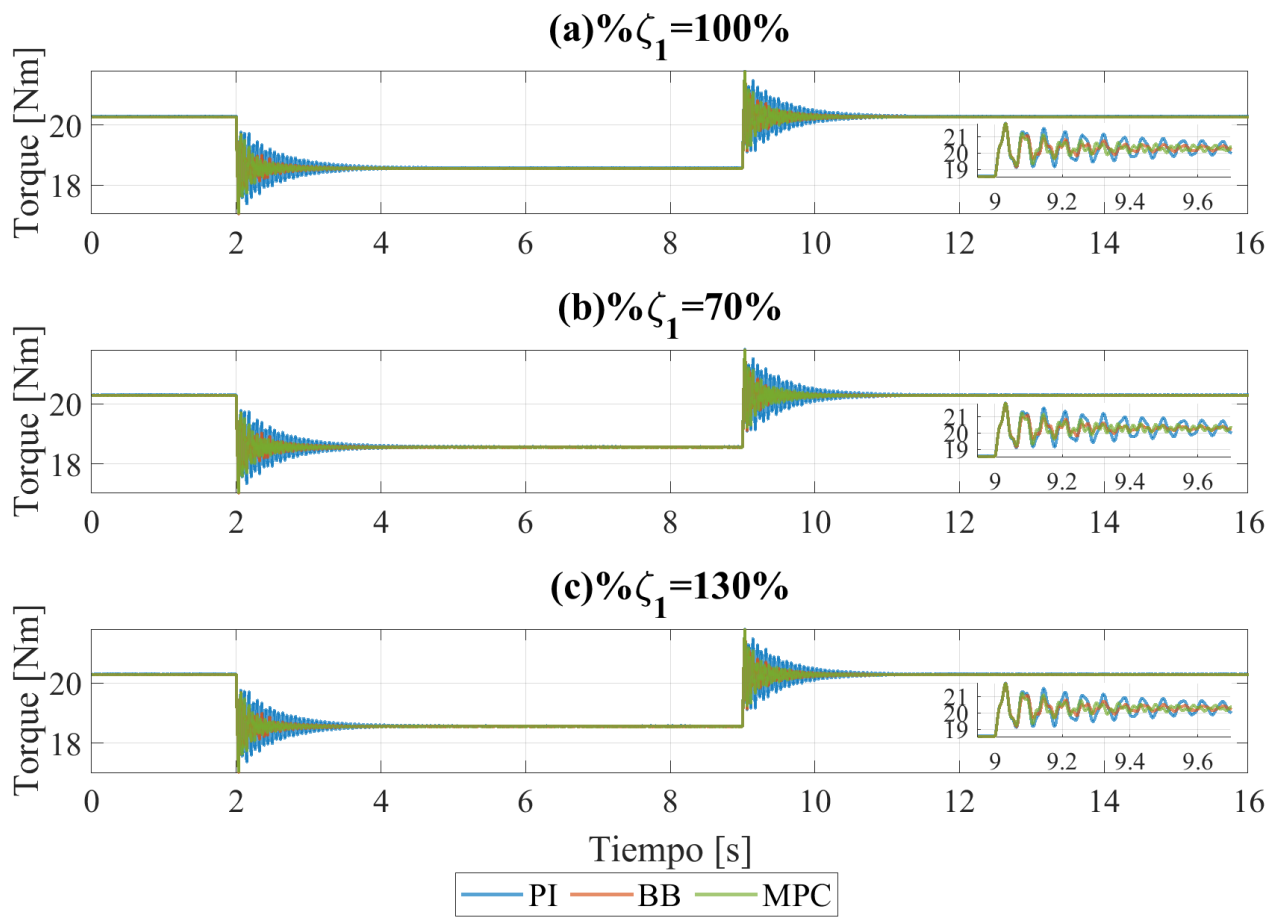


Figura D.3: Torque mecánico en el SG para distintos amortiguamientos.

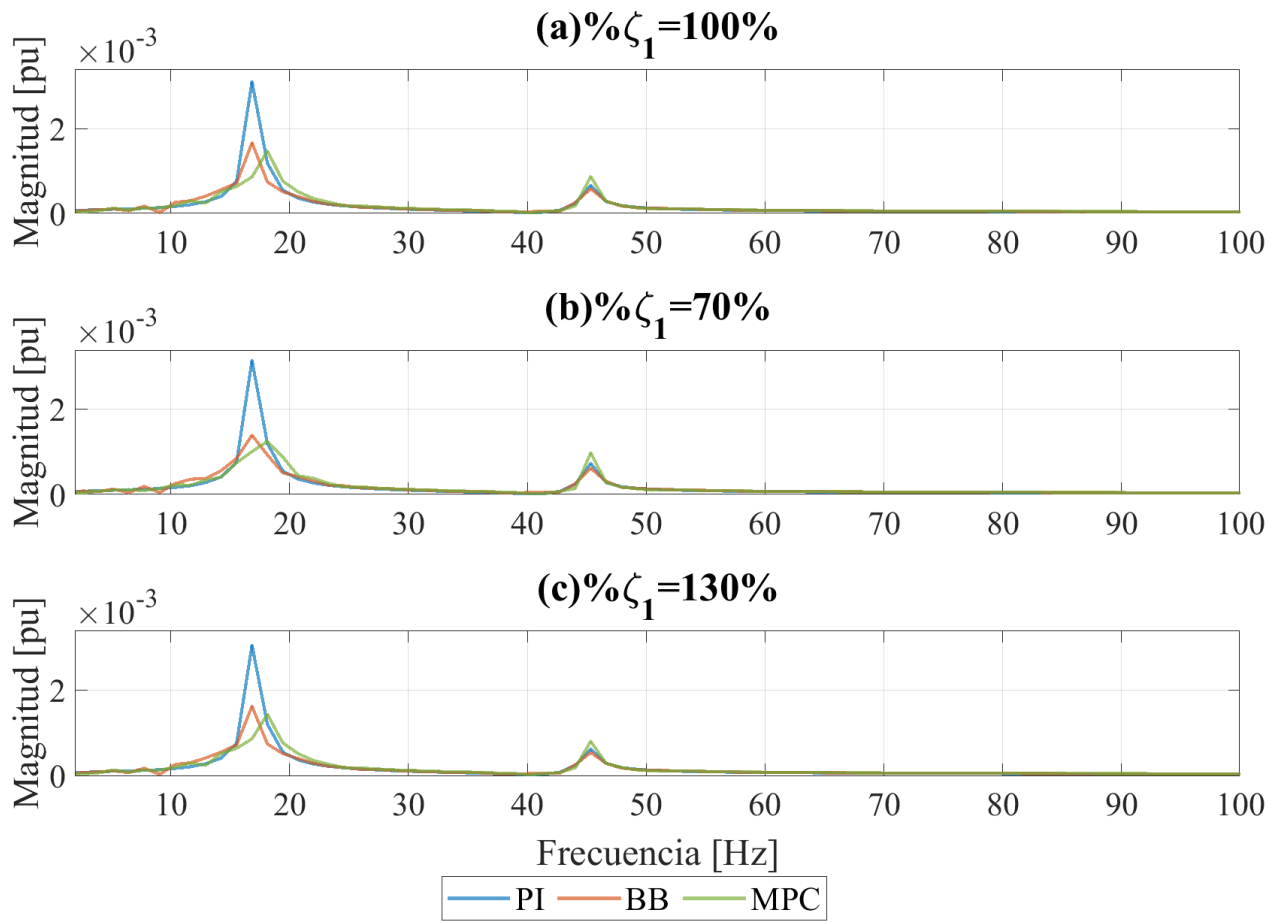


Figura D.4: Análisis de Fourier del torque mecánico en el SG para distintos amortiguamientos.

Tabla D.1: Comparativa entre estrategias de control y casos bajo estudio.

| Métrica | $\% \zeta_1$ | Estrategia | | | Unidad |
|---------------------------------------|--------------|-------------|--------------|---------------|-----------|
| | | <i>PI</i> | <i>BB</i> | <i>MPC</i> | |
| Sobrepaso V_{RMS} | 100 | 0.22 | 0.51 | 0.44 | % |
| | 70 | 0.23 | 0.51 | 0.44 | |
| | 130 | 0.23 | 0.51 | 0.44 | |
| Sobrepaso T_g | 100 | 7.46 | 7.46 | 7.46 | % |
| | 70 | 7.52 | 7.49 | 7.48 | |
| | 130 | 7.45 | 7.42 | 7.43 | |
| Establecimiento al 1% T_g | 100 | 2.25 | 1.79 | 1.70 | <i>s</i> |
| | 70 | 2.55 | 1.66 | 1.54 | |
| | 130 | 2.25 | 1.67 | 1.76 | |
| Esfuerzo computacional | 100 | 0.07 | 0.14 | 122.38 | <i>ms</i> |
| | 70 | 0.08 | 0.14 | 127.40 | |
| | 130 | 0.08 | 0.10 | 126.28 | |
| Decremento porcentual sobre <i>PI</i> | 100 | – | 46.40 | 52.54 | % |
| | 70 | – | 55.86 | 60.28 | |
| | 130 | – | 46.80 | 53.01 | |

D.2. Perfil D: Barco en modo de espera en puerto

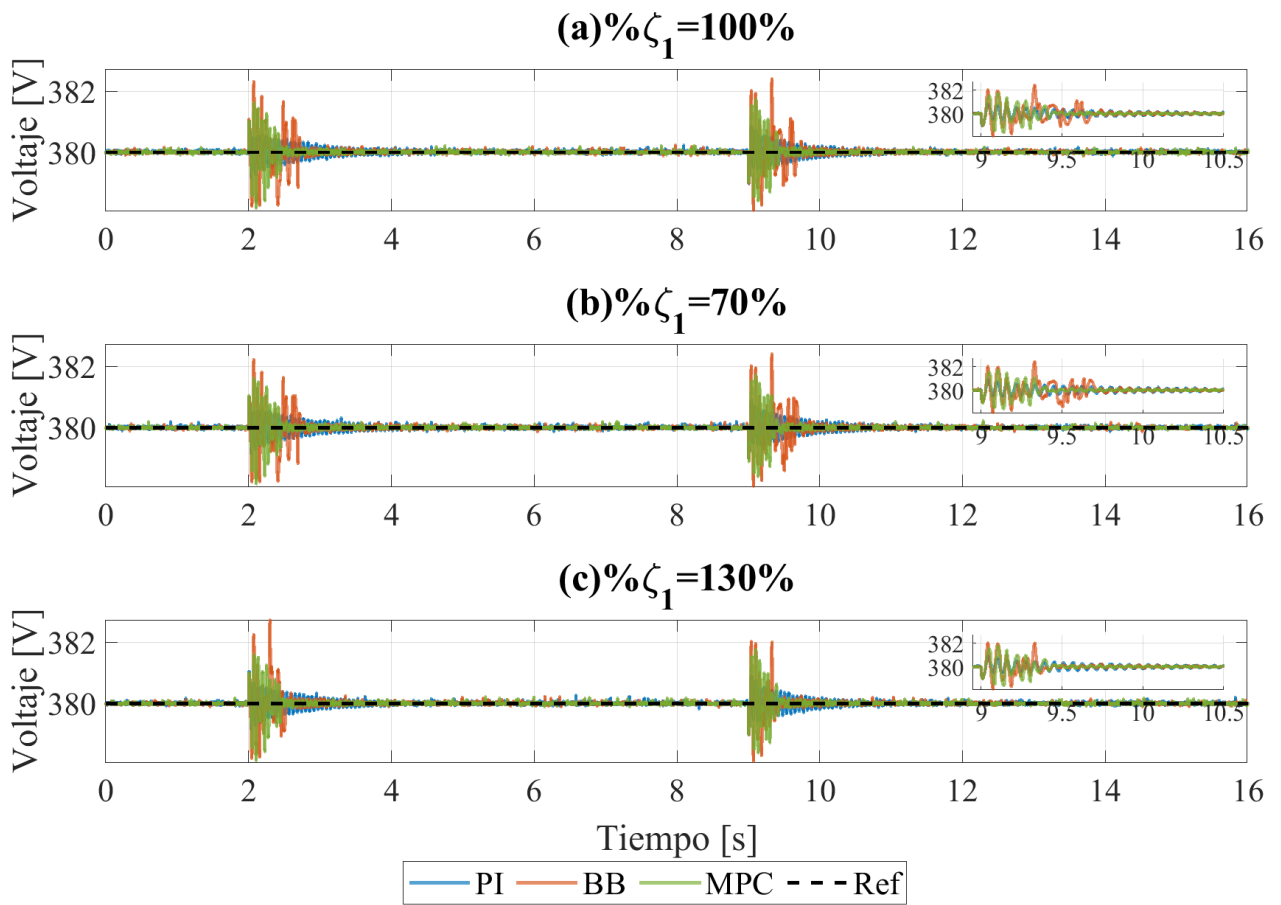


Figura D.5: Voltaje RMS en bornes del SG para distintos amortiguamientos.

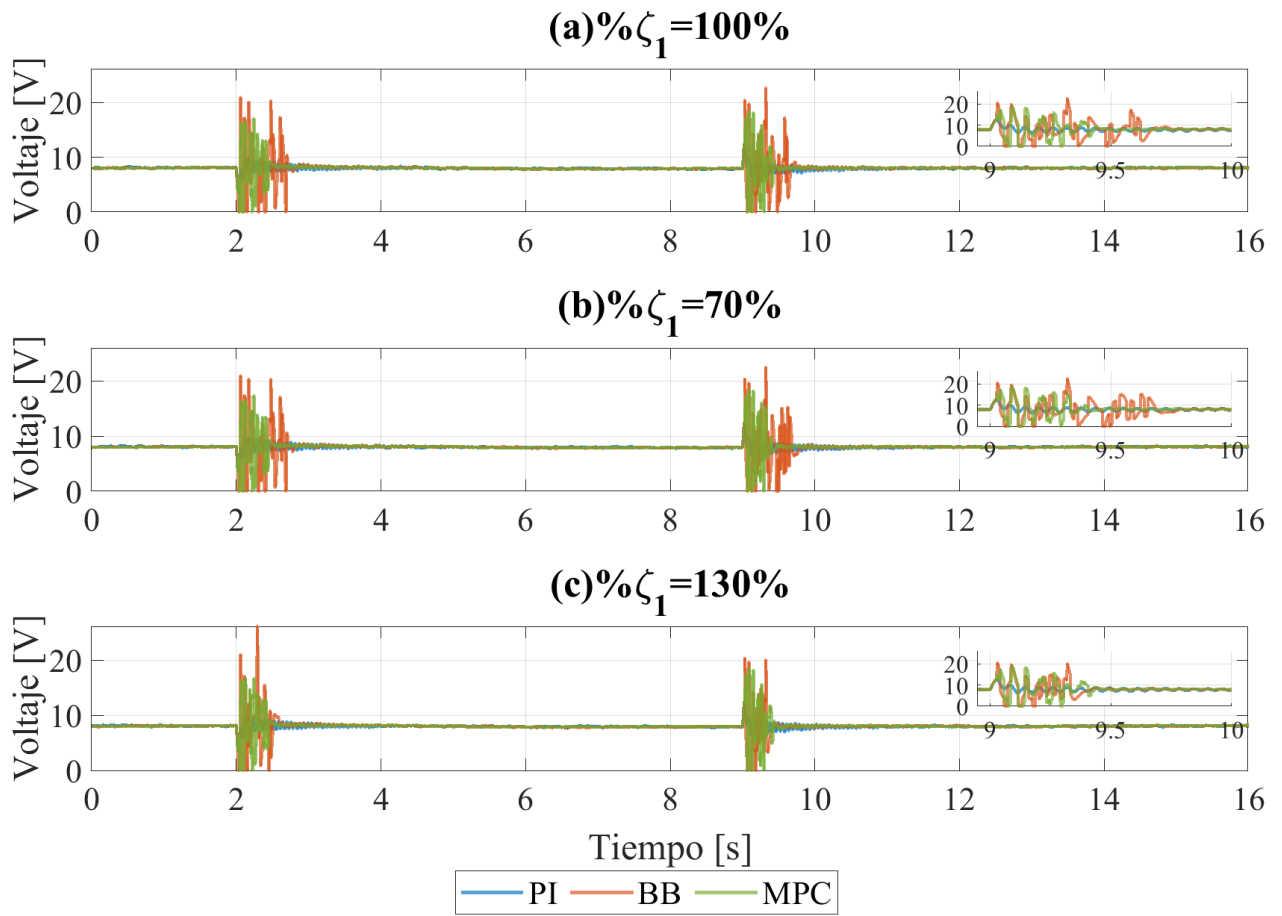


Figura D.6: Voltaje de campo en el SG para distintos amortiguamientos.

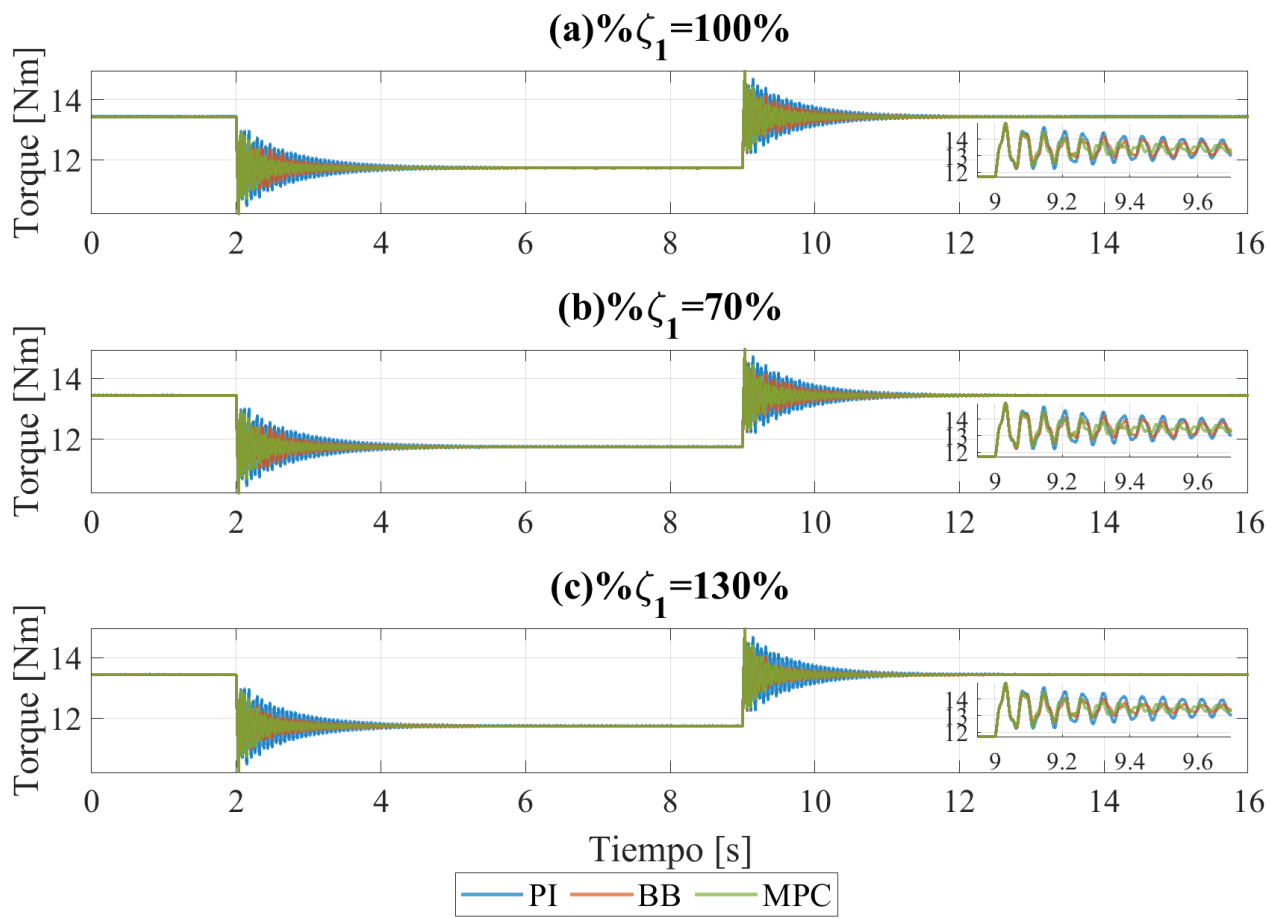


Figura D.7: Torque mecánico en el SG para distintos amortiguamientos.

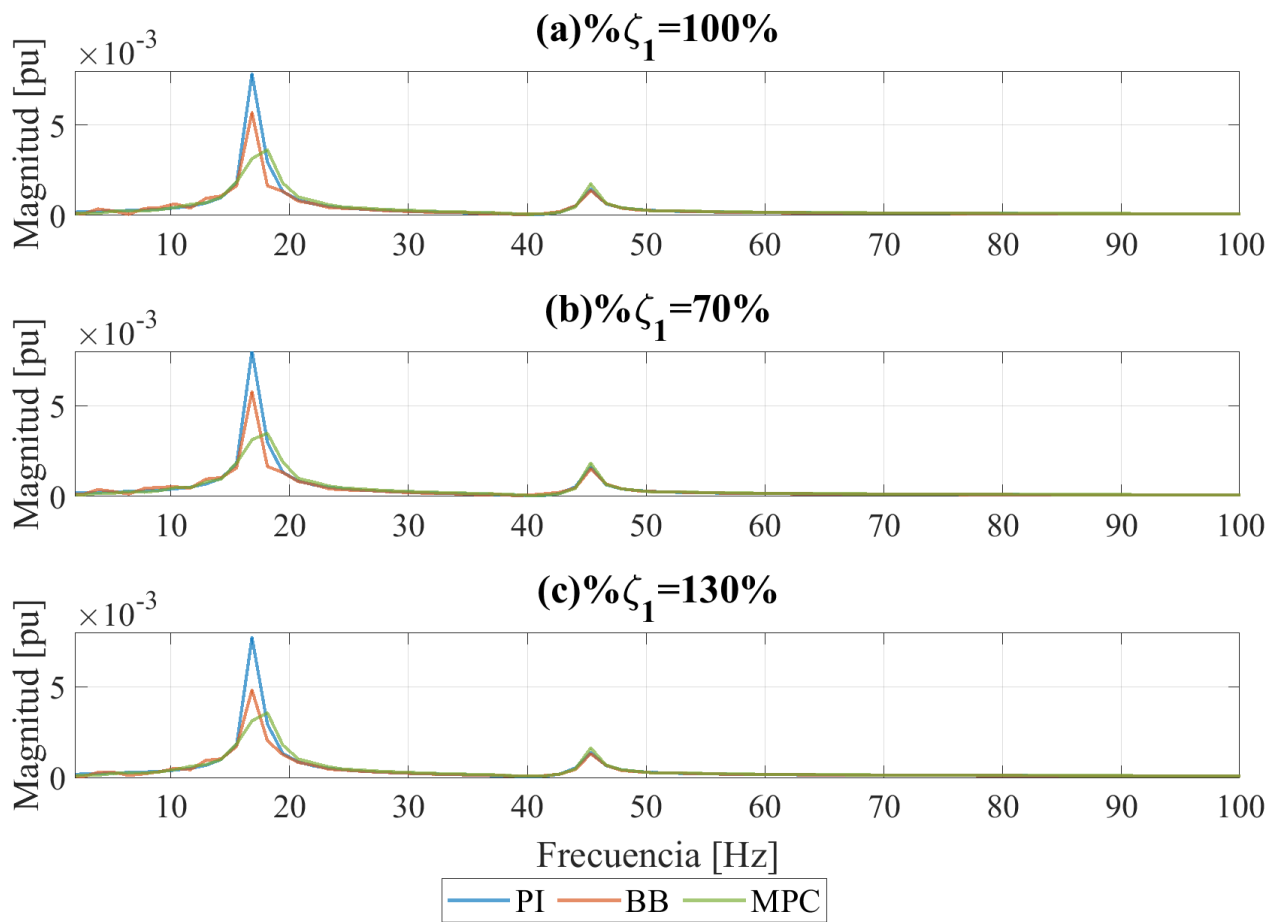


Figura D.8: Análisis de Fourier del torque mecánico en el SG para distintos amortiguamientos.

Tabla D.2: Comparativa entre estrategias de control y casos bajo estudio.

| Métrica | $\% \zeta_1$ | Estrategia | | | Unidad |
|---------------------------------------|--------------|--------------|--------------|---------------|-----------|
| | | <i>PI</i> | <i>BB</i> | <i>MPC</i> | |
| Sobrepaso V_{RMS} | 100 | 0.22 | 0.63 | 0.46 | % |
| | 70 | 0.24 | 0.63 | 0.45 | |
| | 130 | 0.24 | 0.54 | 0.47 | |
| Sobrepaso T_g | 100 | 11.28 | 11.31 | 11.30 | % |
| | 70 | 11.35 | 11.34 | 11.31 | |
| | 130 | 11.27 | 11.24 | 11.25 | |
| Establecimiento al 1% T_g | 100 | 3.06 | 2.95 | 2.29 | <i>s</i> |
| | 70 | 3.30 | 2.78 | 2.53 | |
| | 130 | 2.95 | 2.78 | 2.29 | |
| Esfuerzo computacional | 100 | 0.08 | 0.14 | 128.35 | <i>ms</i> |
| | 70 | 0.08 | 0.14 | 135.51 | |
| | 130 | 0.08 | 0.11 | 125.26 | |
| Decremento porcentual sobre <i>PI</i> | 100 | – | 27.41 | 53.66 | % |
| | 70 | – | 28.30 | 56.61 | |
| | 130 | – | 37.50 | 53.80 | |