

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA
DEPARTAMENTO DE MÁQUINAS Y MOTORES TÉRMICOS



ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE LA
DINÁMICA ROTACIONAL DE
TURBOCOMPRESORES DE MCIA. APLICACIÓN
AL DIAGNÓSTICO DE FALLOS.

TESIS DOCTORAL

Presentada por:

Miguel Andrés López Hidalgo

Dirigida por:

Dr. D. Vicente Dolz Ruiz

Valencia, Mayo de 2014

TESIS DOCTORAL

ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE LA DINÁMICA ROTACIONAL DE TURBOCOMPRESORES DE MCIA. APLICACIÓN AL DIAGNÓSTICO DE FALLOS.

Realizada por: D. Miguel Andrés López Hidalgo
Dirigida por: Dr. D. Vicente Dolz Ruiz

TRIBUNAL CALIFICADOR:

Presidente: Dr. D. Jaime Alberto Broatch Jacobi
Secretario: Dr. D. Octavio Armas Vergel
Vocal: Dr. D. Francisco Javier Martos Ramos

Evaluadores externos:

Dr. D. Francisco Javier Martos Ramos
Dr. D. Pedro Acisclo Rodríguez Aumente
Dr. D. Juan José Hernández Adrover

Valencia, Mayo de 2014

Resumen. Una de las estrategias para cumplir con la tendencia de mejorar la eficiencia, disminuir las emisiones, incrementar la potencia específica y disminuir la cilindrada de los motores de combustión interna es con la sobrealimentación del aire mediante turbocompresores.

Debido a los altos requerimientos y prestaciones de funcionamiento de los turbocompresores centrífugos utilizados en automoción es necesario mejorar el conocimiento de los límites de funcionamiento mediante experimentación y herramientas teóricas que permitan predecir y conocer la física que está detrás de los fenómenos relacionados con los fallos en turbocompresores.

Para analizar el comportamiento de los turbocompresores ante fallos típicos se ha estudiado el movimiento del eje y para esto se desarrollaron dos técnicas de medida del movimiento del eje. Estas técnicas presentan novedades en cuanto a la información que se obtiene con cada una de ellas. Una de las técnicas es mediante imágenes, con esta técnica se puede visualizar lo que ocurre durante el fallo del turbogrupo y se obtiene la zona donde el eje ha estado moviéndose. La otra técnica desarrollada permite tener información de la posición instantánea del movimiento del eje mediante sensores infrarrojos. Se han planteado ensayos relacionados a fallos típicos en turbocompresores y en estos ensayos además de medir el movimiento del eje se realizaron medidas de diferentes variables termodinámicas. Mediante las técnicas de medida y las bases teóricas de la revisión bibliográfica se han identificado diferentes excitaciones que pueden generar inestabilidades en el movimiento del eje del turbogrupo y los puntos más sensibles que desencadenan los procesos de fallo del turbocompresor.

Mediante diferentes métodos se estimaron coeficientes lineales que son una aproximación de la película de lubricación hidrodinámica de los cojinetes y se realizó un análisis de las limitaciones de estos métodos y las diferencias entre los coeficientes dependiendo del método utilizado. Los coeficientes lineales de la película de lubricación han sido utilizados en un modelo lineal de dinámica rotacional para identificar los puntos críticos de funcionamiento y los diferentes modos de vibración del eje.

Al final, como parte de las conclusiones, se identificaron fuentes de excitación del movimiento; se establecieron límites para el movimiento del eje y límites de diferentes condiciones de funcionamiento; se establecieron algunos de los mecanismos de fallo en turbocompresores que puedan ayudar para la realización de peritajes; y se identificaron mediante el modelo lineal los puntos críticos de funcionamiento de uno de los turbocompresores analizados.

Resum. Una de les estratègies per complir amb la tendència de millorar l'eficiència, disminuir les emissions, incrementar la potència específica i disminuir la cilindrada dels motors de combustió interna és amb la sobrealimentació de l'aire mitjançant els turbocompressors.

A causa dels alts requeriments i prestacions de funcionament dels turbocompressors centrífugs utilitzats en automoció és necessari millorar el coneixement dels límits de funcionament mitjançant experimentació i ferramentes teòriques que permeten predir i conèixer la física que està darrere dels fenòmens relacionats amb les fallades dels turbocompressors.

Per analitzar el comportament dels turbocompressors davant fallades típiques s'ha estudiat el moviment de l'eix i per això s'han desenvolupat dos tècniques de mesura del moviment de l'eix. Aquestes tècniques presenten novetats pel que fa a la informació que s'obté amb cadascuna d'elles. Una de les tècniques és mitjançant imatges, amb aquesta tècnica es pot visualitzar el que ocorre durant la fallada del turbocompressor i s'obté la zona on l'eix ha estat menjant-se. L'altra tècnica desenvolupada permet tenir informació de la posició instantània del moviment de l'eix mitjançant sensors infrarojos. S'han plantejat assajos relacionats a fallades típiques en turbocompressors i en aquests assajos a més de mesurar el moviment de l'eix es van realitzar mesures de diferents variables termodinàmiques. Mitjançant les tècniques de mesura i les bases teòriques de la revisió bibliogràfica s'han identificat diferents excitacions que poden generar inestabilitats en el moviment de l'eix del turbocompressor i els punts més sensibles que provoquen els processos de fallada del turbocompressor .

Mitjançant diferents mètodes es van estimar coeficients lineals que són una aproximació de la pel·lícula de lubricació hidrodinàmica dels coixinets i es va realitzar un anàlisi de les limitacions d'aquests mètodes i les diferències entre els coeficients, dependent del mètode utilitzat. Els coeficients lineals de la pel·lícula de lubricació han estat utilitzats en un model lineal de dinàmica rotacional per a identificar els punts crítics de funcionament i els diferents modes de vibració de l'eix.

Per a finalitzar, com a part de les conclusions s'identificaren les fonts de excitació del moviment; es van establir els límits per al moviment de l'eix i els límits per a les diferents condicions de funcionament; es van establir alguns dels mecanismes de fallada en turbocompressors que poden servir d'ajuda per a la realització de peritatges, i finalment, es van identificar mitjançant el model lineal, els punts crítics de funcionament d'un dels turbocompressors analitzats.

Abstract. One of the strategies to meet the trend to improve efficiency, reduce emissions, increase specific power and reduce the volume of internal combustion engines is the air boost using turbochargers.

Due to the high demands and operational performance of centrifugal turbochargers used in automotive engines is necessary to improve the knowledge of the operating limits through experimental and theoretical tools, in order to predict and understand the physics behind this phenomena related with failures on the turbochargers.

Two techniques for measuring the movement of the shaft were developed in order to analyze the behavior of the turbochargers in typical failures. These techniques are originals related to the information that each one can provide. The first technique is based on the analysis of images, this technique can visualize the events during turbo failure and this technique can provide the area where the shaft has been moving. The second technique developed can provide the information of the instantaneous position of the shaft movement using infrared sensors. Tests related to typical failures of the turbochargers have been raised and in these tests the shaft motion and different thermodynamic variables have been measured. The measurement techniques and the theoretical basis of the literature review have allowed the identification of the different excitations that can generate instabilities in the turbo shaft movement and the most sensitive points that trigger processes of the turbocharger failure.

An approximate model of the film hydrodynamic lubrication through the different methods have been estimated and an analysis of the limitations of these methods and the differences between coefficients depending on the method used have been estimated. The linear coefficients of the lubricating film have been used in a linear rotational dynamics model to identify critical points of operation and the different modes of vibration of the rotor.

Finally, as part of the conclusions, the motion excitation sources were identified; limits for the shaft movement and limits of different operating conditions were established; some of the turbochargers failure mechanisms that can help to carry out inspections were established; and the critical points of operation of one of the turbochargers were analyzed using a linear model.

En la vida se puede caminar gracias a la motivación que se tenga presente. Este trabajo esta dedicado a tres personas que son mi motivación y que han sacrificado su comodidad para acompañarme en esta aventura del conocimiento. A mi esposa Pachi, por estar a mi lado apoyándome desde antes y durante todo este tiempo de mis estudios. A mis dos hijas, Ana Cristina y Andrea, que con solo imaginarme sus ojos, me dan las fuerzas necesarias para continuar hacia adelante con todas mis actividades.

Agradecimientos

Agradezco a todo el personal del Departamento de Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia. De manera particular agradecer al personal de secretaría por la ayuda brindada en todos los trámites administrativos; al personal técnico de los laboratorios y salas de ensayos que dan el apoyo fundamental para la realización de todos los proyectos; a todos los profesores y catedráticos que día día aportan y comparten sus conocimientos con los doctorandos del Departamento; y a la dirección del departamento de Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia por la oportunidad de realizar mi tesis en este Departamento de mucho prestigio a nivel internacional.

Agradezco a mis compañeros/a de doctorado: Luis Miguel, Jaime, Petar y Lucía por el intercambio cotidiano de experiencias que me han permitido crecer en mis conocimientos desde varios puntos de vista.

Quiero agradecer a *Don José Ramón Serrano* por la guía brindada durante todo el desarrollo de la tesis y de manera especial quiero agradecer a mi tutor *Don Vicente Dolz Ruiz*, que ha dedicado mucho tiempo no solo laboral sino también personal para ayudarme con la realización de este trabajo, demostrando su valía como persona y profesional.

Valencia, Mayo de 2014

Índice general

1. Introducción	1
1.1. Introducción	2
1.2. Objetivos	6
1.3. Metodología	7
1.4. Estructura de la Tesis	8
Bibliografía	9
2. Revisión Bibliográfica	11
2.1. Introducción	13
2.1.1. Definiciones teóricas en dinámica rotacional	15
2.2. Teoría sobre el movimiento de ejes	17
2.2.1. Movimiento armónico y no-armónico	19
2.2.2. Vibraciones lineales y no-lineales	20
2.3. Apoyos de ejes en turbocompresores	24
2.3.0.1. Fundamentos de lubricación en cojinetes radiales	27
2.3.0.2. Solución para la ecuación de Reynolds	28
2.3.0.3. Aproximaciones para la solución de la ecuación de Reynolds	29
2.3.1. Respuesta lineal y no-lineal de la película de lubricación	33
2.3.1.1. Estudios experimentales para identificar los coe- ficientes de la película de lubricación	36
2.3.1.2. Estudios teóricos y CFD de las características de la película de lubricación en cojinetes radiales	39

2.3.2.	Efectos de la película de lubricación (Oil Whirl y Oil Whip)	42
2.4.	Formas de analizar las vibraciones lineales y no-lineales en turbocompresores	42
2.4.0.1.	Diagrama de Campbell (análisis lineal)	42
2.4.0.2.	Análisis de frecuencias con diagramas de cascada o diagramas de espectros de frecuencias (análisis no-lineal)	44
2.5.	Análisis de la estabilidad en dinámica rotacional lineal y no-lineal	47
2.5.0.3.	Análisis de la estabilidad en dinámica rotacional lineal	47
2.5.0.4.	Análisis de la estabilidad en dinámica rotacional no-lineal	49
2.6.	Resultados experimentales y teóricos en condiciones críticas de funcionamiento	51
2.7.	Técnicas de medida del movimiento en ejes	56
2.8.	Resumen	58
	Bibliografía	59
3.	Técnicas desarrolladas para la medida del movimiento del eje en turbocompresores	65
3.1.	Introducción	67
3.2.	Técnica con imágenes para la medida del movimiento de ejes en turbocompresores	68
3.2.1.	Montaje experimental	69
3.2.2.	Metodología de medida del movimiento del eje	73
3.2.2.1.	Puntos de referencia y cálculo de la posición del eje	73
3.2.2.2.	Máxima excentricidad	77
3.2.2.3.	Movimiento del eje	78
3.2.2.4.	Análisis de luminosidad	80
3.3.	Técnica con sensores infrarrojos para la medida del movimiento de ejes en turbocompresores	89

3.3.1. Montaje y calibración de los sensores	89
3.3.2. Metodología de medida del movimiento del eje	90
3.3.2.1. Reducción de las fuentes de error	92
3.3.2.2. Máxima Excentricidad	97
3.3.2.3. Procesado de datos para la determinación del movimiento síncrono y subsíncrono del eje . . .	97
3.4. Comparación de las técnicas de medida desarrolladas	103
3.5. Resumen	107
Bibliografía	108
4. Resultados de los ensayos y aplicación de las técnicas de me- dida	111
4.1. Introducción	113
4.2. Experimentación con turbocompresores en condiciones críticas	114
4.2.1. Características turbocompresores	116
4.2.2. Análisis de los resultados experimentales	119
4.3. Condiciones críticas en el sistema de lubricación	121
4.3.1. Baja presión en el sistema de lubricación	121
4.3.1.1. Ensayos de baja presión de aceite con ratio de aceleración bajo	121
4.3.1.2. Ensayos de baja presión de aceite con ratio de aceleración alto	127
4.3.2. Retraso en la lubricación	135
4.3.3. Interrupción de la lubricación	142
4.3.4. Arranque en frío	155
4.3.5. Cojinete axial con orificio de lubricación reducido	160
4.4. Fallos en partes mecánicas del turbocompresor	163
4.4.1. Álabes de la rueda del compresor dañados	163
4.4.2. Eje desbalanceado	168
4.4.3. Sobrerégimen	177
4.4.4. Excesivo hollín en la turbina	181

4.5. Análisis causa-efecto e identificación de mecanismos de fallo . . .	184
4.6. Resumen	188
Bibliografía	190
5. Modelo de dinámica rotacional en Turbocompresores de MCIA	193
5.1. Introducción	194
5.2. Preproceso	196
5.2.1. Geometría del rotor	196
5.2.2. Mallado del rotor	199
5.3. Definición del modelo	202
5.3.1. Parámetros de entrada	202
5.3.1.1. Cálculo de los coeficientes de rigidez y amorti- guación de la película de lubricación	202
5.3.1.2. Modelo de cojinete resolución analítica de Rey- nolds	203
5.3.1.3. Modelo CFD 2D de la película de lubricación	211
5.3.2. Determinación de las fuerzas de desequilibrio que actúan sobre el rotor	218
5.3.3. Selección del módulo de Elasticidad	218
5.3.4. Configuración modelo	219
5.3.4.1. Efecto coriolis	219
5.3.4.2. Régimen de giro del eje	220
5.3.5. Ajuste de la órbita modelada y medida experimental- mente a 150krpm	220
5.4. Identificación de puntos críticos con modelo lineal	223
5.5. Resumen	230
Bibliografía	231
6. Conclusiones y trabajos futuros	233
6.1. Conclusiones	234
6.1.1. Conclusiones sobre las técnicas de medida	235

6.1.1.1.	Conclusiones sobre la técnica con imágenes para la medida del movimiento del eje	235
6.1.1.2.	Conclusiones sobre la técnica con sensores infrarrojos para la medida del movimiento del eje	235
6.1.2.	Conclusiones sobre los límites de funcionamiento	236
6.1.3.	Conclusiones sobre pautas para peritajes en turbocompresores que han sufrido daños en sus elementos.	237
6.1.4.	Conclusiones sobre los métodos de estimación de los coeficientes y el modelo lineal de la dinámica rotacional	239
6.2.	Trabajos futuros y recomendaciones	240
	Bibliografía	243
	Índice Bibliográfico	245

Índice de figuras

1.1. Comparación de históricos y objetivos de emisiones de CO2 en g/km	3
1.2. Esquema de la metodología de la tesis	8
2.1. Movimiento eje grande TC	14
2.2. Movimiento eje pequeño TC	15
2.3. Forma rígida y flexible de vibración	20
2.4. Diagrama de Campbell	21
2.5. Modos flexibles de vibración	22
2.6. Rotor de Jeffcott	23
2.7. Housing central (Esquema y fotografía de housing cortado) . .	25
2.8. Película de lubricación entre eje y cojinete	28
2.9. Condiciones frontera en la película de lubricación	30
2.10. Sección de cojinete geometría película de lubricación	31
2.11. Distribución de presión Sommerfeld	31
2.12. Fuerzas resultantes con condiciones de Gumbel (cavitación) . .	33
2.13. Coeficientes rigidez y amortiguación	35
2.14. Esquema diagrama de Campbell	43
2.15. Diagrama de cascada	44
2.16. Densidad espectral de potencia	45
2.17. Esquema generalizado vibraciones no-lineales TC	46
2.18. Estabilidad de vibraciones lineal	48
2.19. Bifurcación de Hopf	50

3.1. Esquema instalación banco de turbocompresores	70
3.2. Esquema montaje cámara	70
3.3. Fotografía tornillos y punta eje	72
3.4. Fotografías de puntas de ejes	72
3.5. Fotografía antes (a) y después (b) del procesado	74
3.6. Tornillo patrón y punto de referencia	75
3.7. Esquema distancias tornillos y eje	76
3.8. Posición centro del eje	77
3.9. Puntos y aproximación de máxima excentricidad	78
3.10. Puntos de máxima excentricidad y movimiento del eje	79
3.11. Movimiento del eje (estudio del tiempo de exposición)	80
3.12. Proceso de comparación de luminosidad	82
3.13. Estudio de movimiento y luminosidad en diferentes ángulos	82
3.14. Análisis de luminosidad en 0 grados	84
3.15. Análisis de luminosidad en movimiento del eje	85
3.16. Variables termodinámicas, ensayo corte lubricación	86
3.17. Análisis de zonas de movimiento e imágenes del eje durante ensayo de corte de lubricación	87
3.18. Secuencia fotografías de la punta del eje durante destrucción del turbocompresor	88
3.19. Zonas de movimiento, ensayo de retraso en la lubricación	88
3.20. Montaje sensores infrarrojos	90
3.21. Equipo de equilibrado de ejes	91
3.22. Curvas de calibración de sensores	91
3.23. Error por alineación del sensor	92
3.24. Error por desgaste de fibra	93
3.25. Error por color de la superficie de reflexión	94
3.26. Error por campos electromagnético	95
3.27. Error por variación en la temperatura	95
3.28. Error por deformaciones del objetivo	96

3.29. Máxima excentricidad	97
3.30. Diferentes funciones de ventana para análisis de espectros de frecuencias	99
3.31. Identificación síncrono y subsíncrono	100
3.32. Régimen de giro y ventana de datos	101
3.33. Espectro de frecuencias sin filtrar	101
3.34. Espectro de frecuencias filtrado	101
3.35. Ejemplo movimiento del eje, sensores infrarrojos	102
3.36. Variación del diámetro adimensional	103
3.37. Fotografía durante el procesado de imágenes. Instalación de tor- nillos y sensores infrarrojos en turbocompresor	104
3.38. Comparación de las zonas de movimiento de las técnicas de medida	104
3.39. Comparación de resultados de movimiento de las técnicas de medida del movimiento del eje	105
4.1. Cojinetes flotantes “FRB”	117
4.2. Cojinete semiflotante “SFRB”	118
4.3. Cojinete semiflotante tipo Z “SFRBZ”	118
4.4. Parámetros de movimiento del eje	120
4.5. Ensayos de baja presión de aceite con ratio de aceleración bajo	122
4.6. Movimiento del eje en ciclo de columna de aceite, ensayo con el primer turbocompresor BW-GTA17-SFRB	123
4.7. Temperaturas en la fase con columna de aceite BW-GTA17-SFRB	123
4.8. Variables termodinámicas registradas durante la fase de colum- na de aceite del primer turbocompresor BW-KP35-FRB	124
4.9. Variables termodinámicas registradas durante la fase de colum- na de aceite segundo turbocompresor BW-KP35-FRB (2)	125
4.10. Esquema velocidades película de lubricación cojinetes flotantes y semiflotantes	126
4.11. Fotografía eje con colores de temple turbocompresor BW-GTA17- SFRB (1), ensayo baja presión de aceite con ratio de aceleración bajo	126

4.12. Ciclos en ensayos a baja presión y ratio de aceleración alto . . .	127
4.13. Ensayos de baja presión de aceite, turbocompresor BW-BV39-FRB	129
4.14. Variables termodinámicas ensayos a baja presión, turbocompresor BW-BV39-FRB	130
4.15. Fotos turbocompresor BW-BV39-FRB (1), ensayos a baja presión alto ratio de aceleración	131
4.16. Señal filtrada de los sensores infrarrojos turbocompresor HTT-GT14-SFRBZ, ensayos baja presión alto ratio de aceleración . .	132
4.17. Velocidad vs máxima amplitud de movimiento turbocompresor HTT-GT14-SFRBZ, ensayos baja presión alto ratio de aceleración	132
4.18. Régimen de giro y aceleración turbocompresor HTT-GT14-SFRBZ, ensayos baja presión	133
4.19. Diagrama de densidad espectral de potencia turbocompresor HTT-GT14-SFRBZ, ensayos baja presión	134
4.20. Movimiento del eje durante ensayo de retraso de lubricación de 20s y 200krpm. Turbocompresor BW-KP35-FRB	137
4.21. Cinco ciclos de aceleración de retraso en la lubricación de 8 segundos y 150krpm BW-GTA17-SFRB (3)	138
4.22. Vibraciones ensayo retraso en la lubricación BW-GTA17-SFRB (3)	139
4.23. Movimiento del eje durante retraso en la lubricación, BW-GTA17-SFRB (3)	140
4.24. Fotografías rueda del compresor y carcasa del compresor BW-GTA17-SFRB(3), ensayo retraso en la lubricación	141
4.25. Fotografías rueda de la turbina y carcasa de la turbina BW-GTA17-SFRB(3), ensayo retraso en la lubricación	142
4.26. Variables termodinámicas durante el ensayo del primer turbocompresor BW-KP35-FRB	143
4.27. Zonas de movimiento durante el ensayo de interrupción en la lubricación del primer turbocompresor BW-KP35-FRB	145
4.28. Movimiento después de comportamiento anómalo turbocompresor BW-KP35-FRB	146
4.29. Fotografías de las partes del primer turbocompresor BW-KP35-FRB, ensayo interrupción de lubricación	147

4.30. Variables termodinámicas durante el ensayo interrupción de lubricación del primer turbocompresor BW-KP35-FRB	148
4.31. Movimiento eje durante el ensayo interrupción de lubricación del segundo turbocompresor BW-KP35-FRB	149
4.32. Fotografías de la rueda del compresor y cojinete axial del segundo turbocompresor BW-KP35-FRB, ensayo interrupción de lubricación	149
4.33. Fotografías del eje del segundo turbocompresor BW-KP35-FRB, ensayo interrupción de lubricación	150
4.34. Fotografía del eje axial del tercer turbocompresor BW-KP35-FRB, ensayo interrupción de lubricación	150
4.35. Fotografías de partes del tercer turbocompresor BW-KP35-FRB, ensayo interrupción de lubricación	151
4.36. Presiones y movimiento eje del primer turbocompresor BW-GTA17-SFRB	152
4.37. Zonas de movimiento del eje de los ensayos de interrupción de lubricación	153
4.38. Fotografías de las piezas averiadas del primer turbocompresor BW-GTA17-SFRB, ensayo interrupción de lubricación	153
4.39. Fotografías de las piezas averiadas del segundo turbocompresor BW-GTA17-SFRB, ensayo interrupción en la lubricación	154
4.40. Rotura por torsión eje del segundo turbocompresor BW-GTA17-SFRB, ensayo interrupción en la lubricación	154
4.41. Fotografía del corte de la carcasa central del turbocompresor HTT-GT14-SFRBZ de cojinete semiflotante tipo z	156
4.42. Esquema de la instalación para medida del tiempo de retraso en la lubricación	157
4.43. Tiempos de retraso para la salida del aceite	157
4.44. Movimiento del eje en el primer ciclo 150krpm baja temperatura, turbocompresor BW-BV39-FRB	158
4.45. Quinto ciclo señal filtrada del movimiento del eje turbocompresor MIT-TD02-FRB	159
4.46. Fotografía cojinete axial(orificio normal)	160
4.47. Flujo másico cojinete orificio reducido y normal	161

4.48. Transitorio de régimen y carga motor	161
4.49. Presión entrada turbina y salida compresor ensayo reducción orificio de lubricación BW-BV39-FRB	162
4.50. Cojinete y anillo de estanqueidad BW-BV39-FRB	162
4.51. Variables termodinámicas BW-BV39-FRB, ensayo orificio re- ducido	163
4.52. Rueda averiada de compresor para prueba de compresión	164
4.53. Mapa del compresor en la prueba con las dos ruedas	165
4.54. Comparación de variables ensayo rueda de compresor dañada, curva choque	166
4.55. Comparación de variables ensayo rueda de compresor dañada, curva bombeo	167
4.56. Presión y temperatura ensayos del turbocompresor BW-BV39- FRB sin álabe y de referencia	169
4.57. Porcentaje de cierre de la geometría variable BW-BV39-FRB	170
4.58. Comparación variables motor y velocidad turbocompresor BW- BV39-FRB	171
4.59. Inspección del turbocompresor BW-BV39-FRB sin álabe, pre- sencia de aceite en la salida del compresor	172
4.60. Mapa turbocompresor MIT-TD02-FRB, ensayo sin álabe	173
4.61. Eficiencias turbocompresores MIT-TD02-FRB	174
4.62. Fotografía anillo fundido en eje turbocompresor MIT-TD02-FRB	175
4.63. Comparación eficiencias turbinas MIT-TD02-FRB	175
4.64. Fotografías eje y cojinetes radiales turbocompresor MIT-TD02- FRB (1) sin álabe	176
4.65. Fotografías cojinete axial y arandelas turbocompresor MIT- TD02-FRB (1) sin álabe	177
4.66. Esfuerzos de la rueda del compresor a sobrerégimen (Imagen de artículo de Garret (2008)	178
4.67. Puntos de medida de los diámetros de las ruedas de los com- presores	179
4.68. Mapa BW-BV39-FRB trayectoria sobrerégimen	180

4.69. Fotografía en cojinete axial y esquema de termopares del turbocompresor BW-BV39-FRB	182
4.70. Variables del ensayo en donde no gira el eje del turbocompresor BW-BV39-FRB	182
4.71. Continuación prueba de calentamiento turbocompresor BW-BV39-FRB	183
4.72. Fotografías turbocompresor BW-BV39-FRB, exceso de hollín .	183
5.1. Diagrama de flujo metodología del modelo de Dinámica Rotacional	197
5.2. Geometría rotor 3D del turbocompresor HTT-GT14-SFRBZ . .	198
5.3. Cuerpo en rotación con características físicas similares	198
5.4. Simplificación geometría rotor de 3D a 2D	200
5.5. Geometría final axisimétrica	200
5.6. Estudio de mallado del rotor 2D	201
5.7. Mallado zona de apoyo eje	201
5.8. Fotografía de la zona del apoyo del eje	203
5.9. Fotografía en microscopia cojinete	204
5.10. Distribución de presión alrededor del eje solución analítica cojinete infinito	207
5.11. Distribución de presión alrededor del eje solución analítica cojinete corto	208
5.12. Esquema de la fuerza del cojinete en el eje	208
5.13. Magnitud de la fuerza del cojinete sobre el eje	209
5.14. Semiejes medidos	210
5.15. Aproximación de órbita en el interior del cojinete	213
5.16. Coeficientes de Rigidez de órbitas experimentales	213
5.17. Coeficientes de Amortiguación de órbitas experimentales	213
5.18. Diferentes configuraciones de mallas	215
5.19. Presiones máximas obtenidas en el estudio del tipo de malla y modelo	216
5.20. Comparación distribución de presión Analítico vs CFD 2D . . .	217

5.21. Puntos de prueba de masas en desequilibrio	218
5.22. Límites de desequilibrio eje	219
5.23. Posición de fuerzas en ruedas de compresor y turbina	221
5.24. Estudio errores y ajuste óptimo de parámetros de la órbita modelada	222
5.25. Órbita experimental y modelada a 150krpm	223
5.26. Diagrama de Campbell eje del turbocompresor HTT-GT14-SFRBZ, con coeficientes ajustados con estudio de errores . . .	224
5.27. Modos de vibración del turbocompresor HTT-GT14-SFRBZ, con coeficientes corregidos con el ángulo de la órbita	228
5.28. Medida experimental de las orbitas de un turbocompresor HTT-GT14-SFRBZ	229
5.29. Diagrama de Densidad Espectral de Potencia turbocompresor HTT-GT14-SFRBZ	229
6.1. Zonas de averías en ruedas de compresor	238
6.2. Rueda dañada en ensayo de objetos en compresor imagen de Serrano (2011)	238

Nomenclatura

Símbolos Latinos

A	amplitud de la vibración desde el centro al pico
C	matriz de coeficientes de amortiguación
c	centro
c_{--}	coeficiente de amortiguación
d	distancia
e	desplazamiento del eje
ecc	excentricidad
F	fuerza
f	vector de fuerzas de excitación
G	matriz de amortiguación correspondiente a la energía cinética y el efecto coriolis del eje
g	gramos
h	holgura de la película de lubricación
I	momento de inercia
IC	entrada compresor
IT	entrada turbina
i	número de ciclos del motor (4t o 2t)
K	matriz de coeficientes de rigidez
k	excentricidad
k_{--}	coeficiente de rigidez
lum	luminosidad
m	masa del rotor
m_d	masa en desequilibrio
\dot{m}	flujo másico
M	matriz de masas e inercias
max	máximo
N	potencia motor
n	régimen de giro
OC	salida del compresor
OIL	aceite
OT	salida turbina
p	presión
Pos	matriz con coordenadas de posición del eje
R	radio
r	radio de la masa de desequilibrio al centro del disco

Re	número de Reynolds
Std	estándar
T	temperatura
t	tiempo
U	velocidad tangencial del eje
V	volumen
W	peso
\dot{W}	potencia
X	amplitud de la vibración
x	vibración del eje con todos los grados de libertad
x	dirección en x del movimiento
y	dirección en y del movimiento
z	dirección en z del movimiento

Símbolos Griegos

β	parte real
γ	ángulo radial punta eje
η	rendimiento
δ	rango adicional de presión de aceite
Λ	fase en la vibración armónica
λ	autovalor complejo
ρ	densidad del aire
μ	viscosidad
θ	ángulo de attitude, posición angular entre centros del eje y cojinete
ϕ	posición angular sobre el contorno del eje
Ω	fase del desequilibrio
ω	velocidad angular
ω_d	parte imaginaria

Subíndices

a	aire
b	bearing
c	características del material y geometría del eje
coj	cojinete
des	desequilibrio
der	derecho
e	efectivo
f	combustible
iz	izquierdo
j	eje
k	excentricidad
p	polar

<i>pos</i>	posición
<i>r</i>	radial
<i>ref</i>	referencia
<i>s</i>	rotor
<i>T</i>	total
<i>t</i>	tiempo
<i>tg</i>	tangencial
<i>tr</i>	transversal
ν	volumétrico
<i>x</i>	dirección eje x
<i>y</i>	dirección eje y
<i>z</i>	dirección eje z

Siglas

2D	dos dimensiones
3D	tres dimensiones
AKN	algoritmo de cálculo en mecánica de fluidos computacional
APDL	lenguaje de diseño paramétrico de ANSYS (<i>ANSYS Parametric Design Language</i>)
BSFC	consumo específico de combustible
BW	movimiento contrario al giro (<i>Backward Whirl</i>)
BWTS	turbocompresor Borg Warner
CAD	diseño asistido por ordenador
CHRA	carcasa central y ensamble del rotor del turbocompresor (<i>Center housing and rotating assembly</i>)
CFD	dinámica de fluidos computacional (<i>Computational Fluid Dynamics</i>)
CO ₂	dióxido de carbono
DFT	transformada discreta de Fourier
DMMT	Departamento de Máquinas y Motores Térmicos
DOF	grados de libertad (<i>Degree Of Freedom</i>)
EGR	recirculación de gases de escape (<i>Exhaust Gas Recirculation</i>)
EPA	Agencia de la protección ambiental de Estados Unidos (<i>Environmental Protection Agency</i>)
FEM	método de los elementos finitos (<i>Finite Element Method</i>)
FFT	transformada rápida de Fourier (<i>Fast Fourier Transform</i>)
FRB	cojinetes completamente flotantes (<i>Floating Ring Bearing</i>)
FSI	interacción fluido estructura (<i>Fluid Structure Interaction</i>)
FW	movimiento hacia adelante (<i>Forward Whirl</i>)
HCCI	mezcla homogénea encendida por compresión (<i>Homogeneous Charge Compression Ignition</i>)
HTT	turbocompresor Honeywell
IEA	Agencia Internacional de la Energía (<i>International Energy Agency</i>)
LEV	vehículo de bajas emisiones (<i>Low Emission Vehicle</i>)
MCIA	motor de combustión interna alternativo
MEC	motor de encendido por compresión
MEP	motor de encendido provocado
MIT	Mitsubishi
NSV	vibraciones no-síncronas (<i>non-synchronous vibration</i>)

PCI	poder calorífico inferior del combustible
RBS	sistema rotor-cojinete (<i>Rotor-bearing System</i>)
SFRB	cojinetes semiflotantes (<i>Semi-Floating Ring Bearing</i>)
SFRBZ	cojinetes semiflotantes tipo z (<i>Semi-Floating Ring Bearing type z</i>)
SIMPLE	algoritmo de cálculo en mecánica de fluidos computacional
STFT	transformada de fourier de tiempo corto
SV	vibraciones sincronas (<i>synchronous vibration</i>)
TC	turbocompresor
TIER	normativa sobre emisiones de Estados Unidos
TGV	turbina de geometría variable

Capítulo 1

Introducción

Contenido

1.1. Introducción	2
1.2. Objetivos	6
1.3. Metodología	7
1.4. Estructura de la Tesis	8
Bibliografía	9

1.1. Introducción

Desde la revolución industrial el uso de combustibles fósiles ha sido uno de los vectores energéticos que más ha influenciado en la sociedad, la política y la economía de todos los países del mundo. Desde este hito en la historia, la forma de vivir de las personas ha cambiado mucho, sin embargo uno de los cambios más significativos para el desarrollo de la humanidad fue la mejora en la movilidad, debido a la invención de los motores de combustión interna alternativos (MCIA), esta invención la realizó el ingeniero alemán Nikolaus August Otto a finales del siglo XIX. La introducción de los MCIA en la movilidad mejoró no solo el intercambio de productos comerciales sino de algo más importante como es el intercambio de “la cultura y el conocimiento” entre los diferentes pueblos del mundo.

En la actualidad el incremento del uso de los vehículos con MCIA no solo aporta beneficios a las sociedades sino también aporta algunos perjuicios como el incremento de emisiones contaminantes primarios (afectan directamente a la salud de las personas), Adams (2010) [1] y emisiones contaminantes secundarias (afectan al cambio climático y de manera indirecta a la salud de las personas), IEA (2010) [2]. Es por esto que se presenta el desafío de mejorar drásticamente la tecnología existente de los MCIA o inclusive llegar a sustituirla por otro tipo de tecnología menos dependiente del petróleo como es el caso de los vehículos propulsados electricamente. Sin embargo existen motivos por lo que no se ve que este cambio este a la vuelta de la esquina o por lo menos en un horizonte temporal muy cercano, algunos de estos motivos son:

- La gran cantidad de recursos existentes relacionados a los motores de combustión interna (MCIA) y el uso mayoritario de vehículos con esta tecnología para la movilidad cotidiana en países desarrollados. Según la Comisión Europea de Energía, Transporte e Indicadores Medio Ambientales, EC (2011a) [3], los volúmenes de tráfico fueron dominados por los vehículos de pasajeros, más del 59 % del total de traslados en el tráfico fue realizado por vehículos de pasajeros.
- Los costos todavía muy elevados de implementación de nuevas tecnologías y el tiempo que tardan las nuevas tecnologías para su completa penetración en el mercado desde su primera aparición que según la EPA (2011) [4], puede ser desde 15 hasta 20 años.
- La constante mejora en la eficiencia de los MCIA, Matti (2011) [5].

Como se menciona en este último motivo los MCIA continúan con la tendencia de mejorar su eficiencia y de esta manera cumplir con los requerimientos medioambientales de las normativas vigentes como por ejemplo la Euro 5 desde 2009 y TIER 2/LEV II desde 2010 y posteriormente se deberán cumplir con las normativas EURO 6 en el 2014 y TIER 3/LEV III para el 2019. En la figura 1.1 se pueden observar los históricos y proyecciones para las emisiones de CO₂ de las principales regiones y países productores de vehículos.

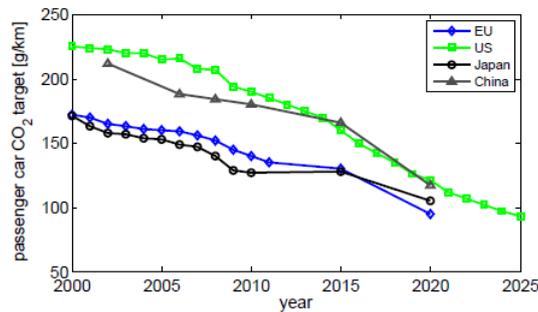


Figura 1.1. Comparación de históricos y objetivos de emisiones de CO₂ en g/km, Imagen adaptada de Mock (2012) [6].

La tendencia de mejorar la eficiencia, disminuir las emisiones, incrementar la potencia específica y disminuir la cilindrada de los MCIA se denomina “downsizing” y esta tiene relación con la alimentación del combustible y la renovación del aire en el cilindro del motor.

En lo referente a la alimentación del combustible hay dos líneas de investigación:

- Estrategias de inyección de combustible.
- Diferentes tipos de combustibles.

En lo referente a la mejora de la renovación del aire en el cilindro los sistemas que más desarrollo y proyección tienen son:

- Sistemas de distribución variables.
- Sobrealimentación.

Todas las estrategias anteriores se están implementando en mayor o menor medida en los MCIA. Sin embargo una de las estrategias que más se ha venido

utilizando no solo para motores nuevos si no también para motores antiguos es la sobrealimentación con turbocompresores (en adelante puede verse como TC), esto debido al conocimiento desde hace mucho de esta tecnología y al acoplamiento con los MCIA, Tancre (2011) [7].

La sobrealimentación de MCIA consiste en el aumento de la densidad del aire de admisión por medio del aumento de la presión en la admisión, Payri (2011) [8]. Al aumentar la densidad se incrementa el gasto másico del aire para una cilindrada y un rendimiento volumétrico determinados, según la ecuación 1.1.

$$\dot{m}_a = i\eta_\nu V_T \rho_a \quad (1.1)$$

Donde

i número de ciclos del motor

η_ν rendimiento volumétrico del motor

V_T volumen total

ρ_a densidad del aire

Si el dosado permanece invariable y el rendimiento efectivo no se ve afectado, esto conduce a un aumento proporcional de la potencia del motor, como se ve en la ecuación 1.2.

$$N_e = PCI\eta_e \dot{m}_f \quad (1.2)$$

Donde

N_e Potencia efectiva

PCI Poder calorífico inferior del combustible

η_e rendimiento efectivo

\dot{m}_f flujo másico de combustible

El turbocompresor para uso en MCIA fue impulsado por el ingeniero suizo Alfred Büchi a principios del siglo XX. En la actualidad y por los motivos antes indicados el uso de turbocompresores en motores de encendido por compresión

MEC se ha vuelto casi indispensable y en motores de encendido provocado MEP cada vez se hace más necesario.

Los turbocompresores que se utilizan en MCIAs tienen un nivel de exigencia muy alto en su funcionamiento, como un ejemplo se puede citar la tasa de aceleración rotacional que en turbocompresores pequeños puede llegar hasta los 500000rpm/s. Debido a estas exigencias las características dinámicas y termofluidodinámicas deben ser estudiadas minuciosamente para aprovechar al máximo su eficiencia. En este contexto el estudio de la Dinámica Rotacional nos permite tener una visión más detallada del comportamiento del turbocompresor.

El primer modelo de dinámica rotacional fue propuesto por Föppl en 1885 pero este no fue muy divulgado. En 1919 Jeffcott realizó un modelo similar pero con mayor difusión, el modelo consiste en un disco rígido circular montado sobre un eje flexible el cual está apoyado en cojinetes a cada extremo, Frederick (2007) [9], desde ahí los modelos sencillos de dinámica rotacional son denominados con el nombre de Jeffcott.

Los apoyos del eje constituyen un elemento relevante para el funcionamiento del turbocompresor y es por esto que gran parte de los estudios de Dinámica Rotacional están enfocados a este elemento. En su mayoría los tipos de apoyos en turbocompresores de MCIAs son de lubricación hidrodinámica, Kelly (2010) [10], hay otros tipos como apoyos de rodamientos pero son menos utilizados debido a su mayor costo. La lubricación hidrodinámica ha sido estudiada desde hace mucho tiempo y el primer experimento sobre este tipo de lubricación se realizó entre 1882 y 1883 por un ingeniero inglés de nombre Tower Beachmap, quien demostró que con una película de lubricación entre el eje y el apoyo, las superficies permanecían fuera de contacto. Muy pronto en 1886 Osborne Reynolds publicó un documento con el cual fue capaz de explicar el experimento realizado por Tower.

El comportamiento de la película de lubricación se puede aproximar alrededor de un punto con un modelo lineal de muelle y amortiguador, si los movimientos excéntricos del eje son pequeños. Sin embargo, el comportamiento de esta película de lubricación es muy poco lineal, más aún cuando las excentricidades con las que se mueve el eje son importantes, aún así en la actualidad debido a su sencillez, se siguen utilizando los coeficientes lineales en la mayoría de modelos de dinámica rotacional.

El conocimiento de la dinámica de los ejes mediante estudios teóricos y experimentales ha permitido mejorar la eficiencia y prestaciones de diferentes tipos de máquinas. Es así que con las nuevas técnicas de medida del movimiento de ejes y las mejoras en capacidades de cálculo para resolver modelos cada vez

más complejos se pretende obtener mejoras significativas en las eficiencias de las máquinas y en este caso de los turbocompresores de MCIA.

1.2. Objetivos

Los principales objetivos de esta tesis son: establecer las condiciones críticas en las que puede seguir en funcionamiento un turbocompresor de MCIA, sin que el turbocompresor sufra daños considerables y aportar al conocimiento de la dinámica rotacional de turbocompresores de MCIA para posibles mejoras en ámbitos de control del funcionamiento, diseño y construcción de esta maquinaria. Para cumplir estos objetivos generales se han planteado varios objetivos específicos. Estos objetivos específicos están clasificados en dos grandes grupos: “Objetivos experimentales” y “Objetivos teóricos”.

- **Objetivos experimentales:**

- Desarrollar una técnica de medida del movimiento del eje que permita conocer los fenómenos relacionados a las vibraciones en ejes de turbocompresores de MCIA en condiciones críticas de funcionamiento.
- Determinar las principales fuentes de excitación que producen inestabilidades en el funcionamiento de los turbocompresores.
- Establecer límites de condiciones de funcionamiento en los cuales el turbocompresor puede presentar daños en sus elementos.
- Determinar pautas para peritajes o inspección de turbocompresores que han sufrido daños en sus elementos.
- Determinar mecanismos de fallo relacionados a diferentes condiciones de funcionamiento de los turbogrupos.

- **Objetivos teóricos:**

- Realizar una revisión bibliográfica de las investigaciones actuales en los temas de mayor relevancia relacionados a la dinámica rotacional de turbocompresor de MCIA.
- Determinar los coeficientes lineales de la película de lubricación para un turbocompresor de MCIA mediante distintas metodologías y estimar sus diferencias.
- Estimar la influencia de la magnitud y posición de las fuerzas de desequilibrio del eje en la órbita descrita por el movimiento de este.

- Identificar los puntos críticos de velocidad en los cuales el turbocompresor presenta grandes excentricidades en el movimiento del eje.
- Establecer las diferencias que pueden tener los puntos críticos de un turbocompresor dependiendo de los coeficientes lineales de la película de lubricación utilizados para su cálculo.
- Determinar los modos de vibración del eje de un turbocompresor de MCIA.

1.3. Metodología

El planteamiento metodológico de la presente Tesis Doctoral se esquematiza en la figura 1.2. En esta figura se observan diferentes bloques temáticos relacionados con los capítulos desarrollados en este trabajo. Primero se realizó una *investigación* del estado del arte y la bibliografía de los temas más relevantes relacionados a la tesis, que en términos generales son los siguientes: teoría de la dinámica rotacional, lubricación en turbogrupos de MCIA, métodos y modelos de identificación de las vibraciones en dinámica rotacional, estudios experimentales y técnicas de medida del movimiento de ejes.

Tras el estudio del estado del arte se procedió a desarrollar dos técnicas de medida que permitieran visualizar el movimiento del eje en turbocompresores de MCIA. En el tercer bloque de la figura 1.2, se observa que las técnicas desarrolladas han sido aplicadas en ensayos en condiciones críticas de funcionamiento y en ensayos en condiciones normales de funcionamiento. Los ensayos en condiciones críticas fueron planteados para determinar los límites y fuentes de excitación, y los ensayos en condiciones normales para ajustar los parámetros del modelo teórico.

Para entender de mejor manera los fenómenos relacionados con el movimiento del eje e interpretar los resultados experimentales, se realizó un modelo lineal de la dinámica rotacional de uno de los turbocompresores utilizado en los experimentos. En este modelo lineal se deben determinar los parámetros de entrada: la geometría y material de los elementos en movimiento del turbogrupos; la interacción de la película de lubricación con el rotor, y las fuerzas de desequilibrio del eje. Después se realizó el ajuste de los parámetros de entrada del modelo con los resultados experimentales en condiciones normales de funcionamiento y finalmente se identifican las velocidades críticas del rotor.

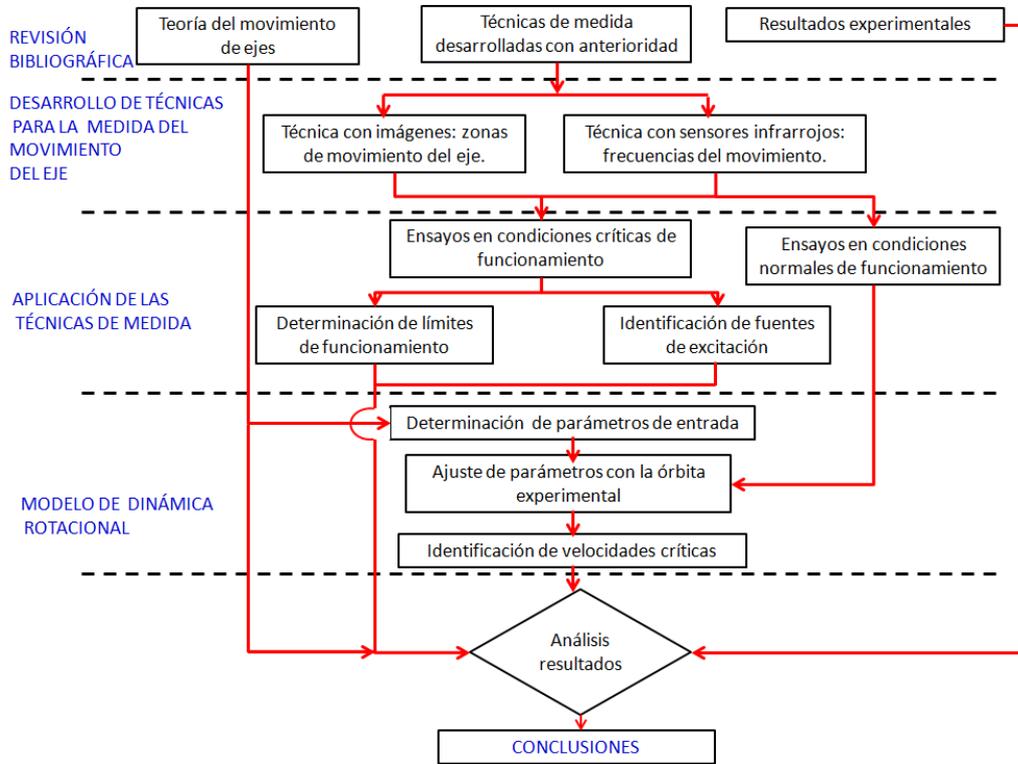


Figura 1.2. Esquema de la metodología de la tesis.

Para concluir el trabajo, se compararon los resultados teóricos y experimentales de otros autores, los resultados experimentales de este trabajo y los resultados del modelo.

1.4. Estructura de la Tesis

En el segundo capítulo, se presenta una revisión bibliográfica sobre los principales temas teóricos y experimentales relacionados con la tesis. Se presenta una introducción con definiciones y la teoría relacionada con el movimiento en ejes. Después se presentan temas de interés mediante los resultados de diferentes investigadores sobre las vibraciones y apoyos de ejes de turbocompresores; las formas en las que se analizan las vibraciones y la estabilidad del movimiento en ejes; después se presentan resultados experimentales y teóricos en condiciones críticas de funcionamiento; y por último las técnicas que se han

desarrollado por otros investigadores para medir el movimiento en diferentes tipos de ejes.

En el tercer capítulo, se presenta el desarrollo de las dos técnicas de medida realizadas en la presente tesis. La primera técnica esta basada en la identificación de la posición de la punta del eje mediante el análisis de imágenes tomadas con una cámara fotográfica y la segunda técnica es mediante la medida de la posición instantánea de la punta del eje con sensores infrarrojos.

En el cuarto capítulo, se presenta una introducción con los fallos típicos en turbocompresores y fallos típicos en motores (relacionados con fallos en turbocompresores), que han sido reportados anteriormente por otros investigadores. Después se explican los diferentes tipos de ensayos que se plantearon para tratar de reproducir las condiciones críticas en el sistema de lubricación y fallos relacionados a las partes mecánicas de los turbogrupos. Se han aplicado las técnicas de medida del movimiento del eje desarrolladas en este trabajo para determinar el comportamiento del turbogrupo en el momento del fallo. En cada tipo de ensayo se realiza un análisis de las variables termodinámicas registradas, de las medidas del movimiento del eje y de los daños de los elementos de los turbocompresores en caso de rotura. Estos análisis permiten sacar conclusiones parciales sobre los límites de funcionamiento relacionados a las condiciones del ensayo. Al final de este capítulo se presenta un análisis de las causas y efectos para tratar de determinar los mecanismos de fallo.

En el quinto capítulo se presenta una estimación de los coeficientes lineales de la película de lubricación con distintas metodologías, un estudio de las fuerzas de desequilibrio del eje y un modelo lineal de identificación de los puntos críticos de funcionamiento de un turbocompresor.

En el sexto capítulo se presentan las conclusiones y los trabajos que se pueden realizar para continuar con la investigación de los temas planteados en esta tesis.

Bibliografía

- [1] Adams M. y Lükewille A. "The European Environment State and Outlook 2010: Air pollution.". *European Environment Agency. Publications Office of the European Union.*, 2010.
- [2] IEA. "Energy Technology Perspectives.". *OECD International Energy Agency*, 2010.
- [3] EC. "Energy, transport and environment indicators.". *Publications Office of the European Union*, 2011.
- [4] EPA. "Light-duty automotive technology, carbon dioxide emissions, and fuel economy trends: 1975 through 2011.". *EPA-420-R-12-001a. Transportation and Climate Divi-*

- sion. Office of Transportation and Air Quality. US Environmental Protection Agency., 2011.*
- [5] Matti Vint. “Future IC engine Control Challenges”. *Sae Electronic Systems for Vehicle Propulsion Symposium*, 2011.
 - [6] Mock P. “European CO2 emission performance standards for passenger cars and light commercial vehicles.”. *Technical Report, The International Council on Clean Transportation.*, 2012.
 - [7] Tancrez M., Galindo J., Guardiola C., Fajardo P. y Varnier O. “Turbine adapted maps for turbocharger engine matching”. *Experimental Thermal and FLuid Science*, Vol. 35, pp. 146–153, 2011.
 - [8] Payri F. y Desantes J.M. *Motores de combustión interna alternativos*. Editorial Reverté, 2011.
 - [9] Frederick Nelson. “Rotordamics without Equations”. *International Journal of COMA-DEM*, Vol. 10, pp. 2–10, 2007.
 - [10] Kelly A. D. “Rotordynamic characterization and comparison of Turbocharger bearing systems”. *Borg Warner Turbo and Emissions Systems, USA*, 2010.

Capítulo 2

Revisión Bibliográfica

Contenido

2.1. Introducción	13
2.1.1. Definiciones teóricas en dinámica rotacional	15
2.2. Teoría sobre el movimiento de ejes	17
2.2.1. Movimiento armónico y no-armónico	19
2.2.2. Vibraciones lineales y no-lineales	20
2.3. Apoyos de ejes en turbocompresores	24
2.3.0.1. Fundamentos de lubricación en cojinetes radiales	27
2.3.0.2. Solución para la ecuación de Reynolds	28
2.3.0.3. Aproximaciones para la solución de la ecuación de Reynolds	29
2.3.1. Respuesta lineal y no-lineal de la película de lubricación	33
2.3.1.1. Estudios experimentales para identificar los coeficientes de la película de lubricación	36
2.3.1.2. Estudios teóricos y CFD de las características de la película de lubricación en cojinetes radiales	39
2.3.2. Efectos de la película de lubricación (Oil Whirl y Oil Whip)	42
2.4. Formas de analizar las vibraciones lineales y no-lineales en turbocompresores	42
2.4.0.1. Diagrama de Campbell (análisis lineal)	42

2.4.0.2.	Análisis de frecuencias con diagramas de cascada o diagramas de espectros de frecuencias (análisis no-lineal)	44
2.5.	Análisis de la estabilidad en dinámica rotacional lineal y no-lineal	47
2.5.0.3.	Análisis de la estabilidad en dinámica rotacional lineal	47
2.5.0.4.	Análisis de la estabilidad en dinámica rotacional no-lineal	49
2.6.	Resultados experimentales y teóricos en condiciones críticas de funcionamiento	51
2.7.	Técnicas de medida del movimiento en ejes	56
2.8.	Resumen	58
	Bibliografía	59

2.1. Introducción

Las vibraciones en ejes han sido estudiadas tradicionalmente en ejes de turbomáquinas de gran tamaño como son los de generación eléctrica en grandes centrales. Sin embargo en la actualidad y por la gran implementación de turbocompresores (TC) en motores de combustión interna alternativos (MCIA) se ha visto necesario realizar un estudio más exhaustivo de todas sus partes y sus funcionalidades para mejorar su rendimiento y su vida útil. El movimiento del eje en TC de MCIA es diferente que el movimiento del eje en turbomáquinas de gran tamaño y esto se debe principalmente al peso de sus ejes. En ejes de gran tamaño de turbomáquinas el movimiento va desde la parte baja central del cojinete (al inicio del movimiento o bajas revoluciones debido a que el propio peso del eje empuja a éste a esa posición) hasta mantenerse alrededor del centro del cojinete (cuando se han estabilizado las revoluciones y la lubricación hidrodinámica soporta al eje, compensando su peso) (ver figura 2.1), llegando a ser un movimiento cuasi-estable sin cambiar significativamente la posición relativa del eje. El movimiento del eje en TC pequeños al no tener un peso importante es compensado rápidamente por las fuerzas de la lubricación hidrodinámica y la posición relativa de éste en el cojinete es generalmente cercana al centro y desviada hacia uno de sus lados, hacia la izquierda si el eje gira en el sentido de las agujas del reloj o hacia la derecha si el giro es en contra de las agujas del reloj (ver Figura 2.2), sin embargo debido a transitorios de aceleración y desaceleración en un rango muy amplio de régimen de giro, el movimiento del eje dentro del cojinete en TC pequeños tiene una mayor amplitud, lo que implica una mayor variación de las fuerzas resultantes de la película de lubricación hidrodinámica. Estas particularidades del movimiento de los ejes en turbocompresores de MCIA hacen necesario el estudio que se desarrolla en esta tesis.

Este capítulo esta formado por 6 secciones:

En la primera sección del capítulo se hace una revisión de la teórica del movimiento del eje, al inicio se presenta una definición rápida de algunos conceptos y después se presentan las ecuaciones de movimiento del eje desde un punto de vista lineal y no-lineal. A partir de esta ecuación se hace un análisis de los parámetros más importantes que intervienen en la dinámica rotacional del eje.

En la segunda sección del capítulo se analiza uno de los parámetros más importantes en el movimiento del eje, este parámetro es la película de lubricación que sirve de apoyo del eje. Comienza con una revisión de la teoría de la película de lubricación, también se revisan las formas de identificar expe-

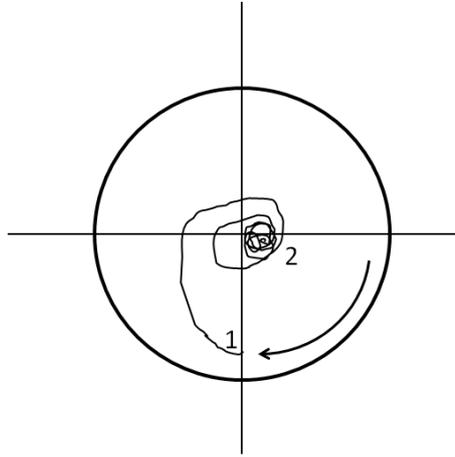


Figura 2.1. Movimiento esquemático eje grande.

rimentalmente y estimar de manera teórica los coeficientes que representan a la película de lubricación en los modelos de movimiento del eje. Esta segunda sección del capítulo referente a la película de lubricación es extensa debido a que existen muchos trabajos de investigadores dedicados a este tema y es uno de los fundamentos teóricos en los que se basa la presente tesis. La extensa bibliografía existente sobre el tema denota su importancia y sin embargo, todavía hay mucha incertidumbre sobre las aproximaciones que se realizan sobre la película de lubricación para el uso en modelos de movimiento de ejes.

En la tercera sección se presenta el estado del arte sobre los diagramas que se utilizan para el análisis de las vibraciones en ejes. Dependiendo si es un comportamiento lineal o si es un comportamiento no-lineal, se utilizan generalmente los “diagramas de Campbell” en el lineal y para los no-lineales generalmente se utilizan los “diagramas de cascada” o “diagramas de espectros de frecuencias”.

En la cuarta sección se presentan las formas de analizar la estabilidad y la inestabilidad del movimiento en ejes, también con dos tipos de forma de análisis, uno lineal y otro no-lineal.

En la quinta sección se presentan algunos resultados experimentales sobre medidas realizadas en turbocompresores y resultados teóricos de diferentes modelos, en los que se identifican los puntos críticos de funcionamiento e inestabilidades en el movimiento del eje en turbocompresores.

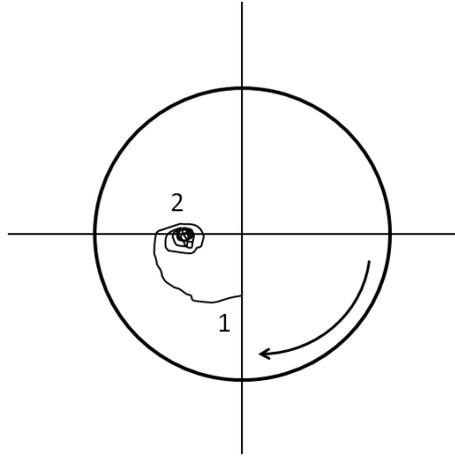


Figura 2.2. Movimiento esquemático eje pequeño.

En la última sección se presenta una revisión sobre las técnicas de medida existentes del movimiento en diferentes tipos de ejes.

2.1.1. Definiciones teóricas en dinámica rotacional

Existen diferentes tipos de vibraciones en el eje y estos tipos pueden ser clasificados en el dominio de las frecuencias y en el dominio del tiempo.

En el dominio de las frecuencias

Vibraciones armónicas, tienen la misma frecuencia que la frecuencia de giro del rotor y su orden de frecuencia es denominada $1X$.

Subarmónicas, las frecuencias son inferiores que la frecuencia de giro del rotor y su orden de frecuencia es una fracción entera del rotor.

Superarmónicas, las frecuencias son mayores que la frecuencia de giro del rotor y su orden de frecuencia es un múltiplo entero de la frecuencia del rotor.

Subsíncronas, las frecuencias son inferiores que la frecuencia de giro del rotor y su orden de frecuencia es un número decimal entre cero y uno, por ejemplo $0.35X$ o $0.47X$.

Supersíncronas, las frecuencias son mayores que la frecuencia de giro del rotor y su orden de frecuencia es un número decimal mayor que 1, por ejemplo $2.5X$ o $3.5X$.

En el dominio del tiempo

Vibraciones armónicas, tiene una función de seno o coseno en el tiempo en una forma matemática del tipo:

$$X(t) = A \text{seno}(\omega t + \Lambda) \quad (2.1)$$

Donde

$X(t)$ es la amplitud de la vibración;

A es la amplitud desde el centro al pico;

ω es la frecuencia angular del rotor;

Λ es la fase.

Vibraciones periódicas, son las vibraciones sub- y superarmónicas. El orden de frecuencia de los subarmónicos es igual a una fracción entera del tipo $1/2X$ o $1/3X$. El orden de frecuencia de los superarmónicos es igual a un múltiplo entero del tipo $2X$ y $3X$. Estas vibraciones tienen la misma amplitud después de repetir un período.

Vibraciones cuasi-periódicas, consiste en vibraciones sub- y supersíncronas; su orden de frecuencias son números decimales tales como $0.37X$ o $0.45X$ (subsíncrono) y $1.33X$ o $1.77X$ (supersíncrono). Este tipo de vibración cambia la amplitud después de cada período de movimiento del eje.

Vibraciones caóticas, estas vibraciones no tienen una predicción exacta y tienen lugar cuando las vibraciones pasan de ser cuasi-periódicas a un tener un movimiento aleatorio e impredecible.

Condiciones de trabajo estacionario, cuando la aceleración de las vibraciones es igual a cero, el rotor está en trabajo estacionario. Esta condición tiene lugar cuando el rotor gira con una velocidad angular constante y sin que varíen sus condiciones de contorno durante un cierto intervalo de tiempo.

Condiciones de trabajo transitorio, cuando la aceleración de las vibraciones es diferente de cero, las vibraciones son transitorias porque la velocidad angular del eje y sus condiciones de contorno cambian con el tiempo. Para un arranque o parada, el comportamiento del eje es transitorio. Aquí la aceleración del eje influye directamente en la amplitud de movimiento y en las frecuencias críticas.

Otros conceptos:

Fuerza de desequilibrio, es la fuerza centrífuga resultante del producto de la velocidad angular del rotor al cuadrado, la masa en desequilibrio del rotor

y la distancia entre el centro de la masa en desequilibrio y el eje de rotación geométrico del rotor.

Fuerzas de excitación en el rotor, son las fuerzas externas al rotor que provienen del aire en la rueda del compresor, de los gases de escape en la rueda de la turbina, de la película de lubricación en los apoyos del eje y de la fuerza de desequilibrio del eje.

Frecuencias propias, son las frecuencias del rotor sin presencia de fuerzas de excitación.

Modos propios, son las diferentes formas de movimiento del rotor que se presentan en las frecuencias propias.

Respuesta de vibración libre, es el resultado de analizar un sistema dinámico sin fuerzas de excitación y esta es la solución homogénea de la ecuación de la vibración.

Respuesta de vibración a fuerzas, es el resultado de la dinámica rotacional con fuerzas de excitación como el desequilibrio del eje (esta es una solución particular). En un sistema lineal, la vibración por la fuerza de desequilibrio es una vibración armónica con la frecuencia del rotor y las vibraciones de las otras fuerzas sobre el rotor son vibraciones periódicas o cuasi-periódicas incluyendo las frecuencias de movimiento de giro síncrono y no-síncrono.

Movimiento hacia adelante "Forward Whirl", es el movimiento de precesión del rotor en el cual su movimiento de rotación tiene el mismo sentido de giro que el rotor.

Movimiento hacia atrás "Backward Whirl", es el movimiento de precesión del rotor en el cual su movimiento de rotación tiene el sentido de giro contrario al del rotor.

Inestabilidades dinámicas, son fuerzas de excitación que pueden producir el incremento de la amplitud del movimiento del eje sin límite, hasta que este rompe.

Rotor rígido, se considera que el eje es un sólido rígido y no sufre deformaciones.

Rotor flexible, se considera que el eje puede deformarse.

2.2. Teoría sobre el movimiento de ejes

La diferencia entre la dinámica rotacional y el análisis convencional de las vibraciones estructurales es que en la dinámica rotacional se consideran los

momentos giroscópicos y fuerzas de desequilibrio o de la película de lubricación que pueden generar inestabilidades y se debería hablar de “movimientos de giro” ó “whirling motion” más que de vibraciones en sí mismo. Los códigos de análisis de vibración estructural han ido incorporando herramientas de análisis para la dinámica rotacional, sin embargo también se han desarrollado códigos específicos para el análisis de la dinámica rotacional todos estos basados en métodos de elementos finitos “FEM”.

La dinámica rotacional puede ayudar a resolver varios problemas o mejorar el funcionamiento global de maquinaria que utiliza ejes rotativos ya que relaciona mediante ecuaciones matriciales (Chen 2007 [1] ecuación 2.2) las diferentes causas que generan las vibraciones en el eje.

$$M\ddot{x} + C_s\dot{x} + K_s x = f(t) \quad (2.2)$$

$$C_s = (G + C_j) \quad (2.3)$$

$$K_s = (K_j + K_c) \quad (2.4)$$

Donde

$M = (N \times N)$ matriz de masas e inercias;

$C_s = (N \times N)$ matriz de coeficientes de amortiguación del eje;

$K_s = (N \times N)$ matriz de coeficientes de rigidez del eje;

$G = (N \times N)$ matriz de amortiguación correspondiente a la energía cinética y al efecto coriolis del eje;

$C_j = (N \times N)$ matriz de amortiguación correspondiente a las características del eje como el material y geometría;

$K_j = (N \times N)$ matriz de rigidez correspondiente a la energía potencial del eje;

$K_c = (N \times N)$ matriz de rigidez correspondiente a las características del eje como el material y geometría;

$x = (N \times 1)$ vector de vibración del eje con todos los grados de libertad del eje;

$f = (N \times 1)$ vector de fuerzas de excitación (fuerzas de masas en desequilibrio, fuerzas provenientes de las películas de lubricación, fuerzas de los gases de escape por turbina, fuerzas del aire por el compresor,....)

Una vez identificadas las causas que generan los movimientos de giro se destacan algunos de los objetivos tradicionales que persigue la dinámica rotacional:

Predecir velocidades críticas, son las velocidades de giro del eje a las que el movimiento de órbita que describe el eje debido a fuerzas de excitación (desequilibrio del eje, inestabilidades en los apoyos, etc.) tienen su mayor amplitud.

Determinar cambios en el diseño del eje y sus apoyos que permitan cambiar las velocidades críticas, se pretende que las revoluciones a las que gira el eje no estén cerca de las velocidades críticas. Sin embargo, en turbocompresores de MCI, debido al rango tan amplio de revoluciones en el que funcionan no se puede evitar que el eje atraviese por estas velocidades críticas y lo que se pretende es que el rango de velocidades a las que funciona el eje atraviese por el menor número de velocidades críticas.

Predecir amplitudes de vibración, este es uno de los objetivos más complicados de cumplir debido a que la amplitud del movimiento del eje depende no solo del desequilibrio en el eje, sino también depende del sistema de amortiguación de las vibraciones provisto por los apoyos del eje.

Predecir umbrales de velocidad y frecuencias de vibración causadas por inestabilidades dinámicas, este es uno de los retos de la predicción con modelos matemáticos debido a que todavía existen muchas fuerzas que producen inestabilidades y no son fáciles de determinar.

2.2.1. Movimiento armónico y no-armónico

La medida de las frecuencias de vibración en el eje es una información muy relevante para el estudio de la dinámica rotacional. Una de las fuentes más importantes para el movimiento del eje en turbocompresores de MCI es debido al desequilibrio del rotor y este desequilibrio produce una vibración armónica con el giro del eje Vance (2010) [2]. Las vibraciones armónicas tienen sus frecuencias propias de resonancia “eigenfrequencies” y sus modos propios de movimiento “eigenmodes”.

Por otro lado las vibraciones relacionadas con la película de lubricación son típicamente vibraciones no-armónicas, también las vibraciones producidas

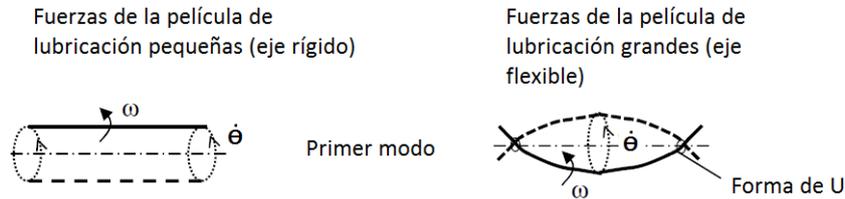


Figura 2.3. Forma rígida y flexible de vibración.

por el MCI A generan vibraciones no-armónicas que por lo general son frecuencias sub-síncronas al régimen de giro del eje del turbocompresor, es decir las vibraciones en el eje del TC pueden estar asociadas a varios fenómenos y su comportamiento es no-lineal. Por lo tanto los modos de vibración no-lineales del eje son el resultado de la combinación de los modos de vibración armónicos y no-armónicos.

Los modos de vibración lineales van a depender de la velocidad a la que se encuentre girando el eje (la fuerza de desequilibrio crece con el cuadrado de la velocidad del eje). Cuando la velocidad del eje es pequeña, los modos de vibración tendrán una forma de rotor-rígido y cuando la velocidad es grande los modos de vibración serán del tipo de rotor-flexible, estos modos se pueden ver en la figura 2.3. Esto se debe a que cuando el movimiento de giro del eje es a bajo régimen, la amplitud de las vibraciones son pequeñas, por lo tanto, las fuerzas resultantes de la película de lubricación tienen valores pequeños y el eje no se deforma, sin embargo, cuando el eje alcanza mayor velocidad, las amplitudes de movimiento aumentan y las fuerzas resultantes de la película de lubricación de los cojinetes también aumentan y el eje se vuelve flexible.

2.2.2. Vibraciones lineales y no-lineales

En el análisis de las vibraciones lineales, la dinámica rotacional trata exclusivamente con las fuerzas provenientes de las masas en desequilibrio del eje.

Las vibraciones totales del eje dependen de una solución sin excitaciones (homogénea) más una solución particular. En el caso del análisis lineal la solución particular es de las fuerzas en desequilibrio. Por lo tanto en el análisis lineal, las vibraciones totales se pueden aproximar a una solución particular dependiente de las fuerzas de desequilibrio (vibraciones estables).

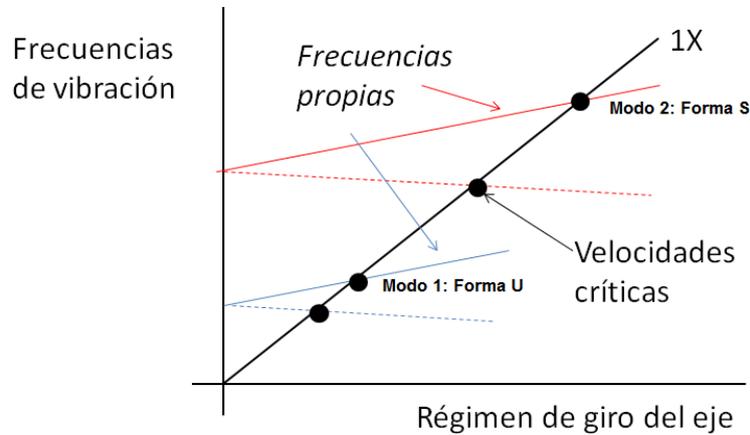


Figura 2.4. Diagrama de Campbell.

Las velocidades críticas son los que tienen lugar cuando la frecuencia propia del rotor es igual a la frecuencia de giro del rotor. Tradicionalmente se ha utilizado el diagrama de Campbell (diagrama en el que se representa las frecuencias de vibración en el eje vertical, la velocidad de giro del eje en el eje horizontal y las frecuencias propias del eje mediante líneas que atraviesan el diagrama figura 2.4). Para identificar las velocidades críticas de un rotor de respuesta lineal, la velocidad crítica se encuentra donde las frecuencias propias del rotor se intersecan con la frecuencia sincrónica de giro del eje 1X. El modo propio del rotor flexible tiene la forma de una “U” para el primer modo, de “S” para el segundo modo y de una “W” para el tercer modo, ver figura 2.5.

Por otro lado, cuando el eje tiene deflexiones importantes su comportamiento es no lineal, entonces la ecuación de vibración también será no-lineal. En el caso no-lineal, la respuesta de las vibraciones no son el resultado de los auto-vectores y auto-valores. Por lo tanto, el análisis modal no es aplicable a sistemas rotor-dinámicos no-lineales. No se puede utilizar el diagrama de Campbell para encontrar las velocidades críticas, en su lugar se debe utilizar un diagrama de cascada o “Waterfall diagram” para analizar los movimientos de las respuestas no-lineales del eje.

En un sistema no lineal, las vibraciones no son armónicas sino periódicas, cuasi-periódicas y caóticas para grandes amplitudes del rotor. De hecho, las vibraciones son sub- y supersíncronas debido a los fenómenos no-lineales del desequilibrio excesivo, desalineación, contacto entre eje y cojinetes, y frecuencias de excitación provenientes de la película de lubricación.

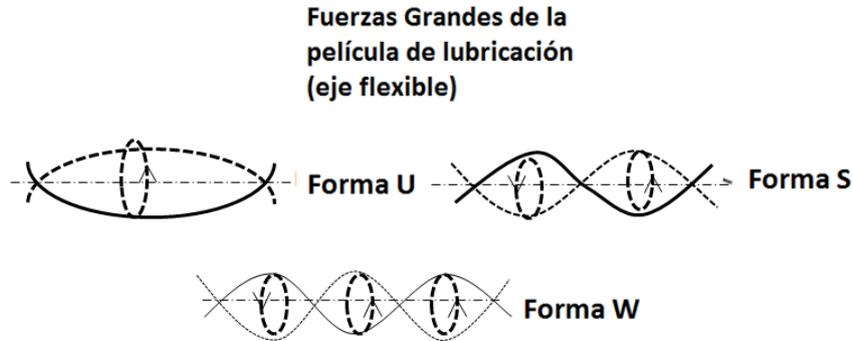


Figura 2.5. Modos flexibles de vibración.

Para realizar el análisis de las vibraciones es necesario un *modelo de rotor-cojinete*. El primer modelo que se presenta aquí está basado en el modelo sencillo propuesto por Jeffcott (1919) [3]. Con la diferencia de que en el modelo aquí presentado no se desprecia la masa de la rueda, por lo demás es muy parecido: se considera un rotor rígido y sin efectos giroscópicos (se desprecian los términos del eje C_s y K_s de la ecuación 2.2), los cojinetes están ubicados en los extremos del eje y son ortotrópicos (es decir tienen diferentes características de reacción en las direcciones x e y), también se considera la excitación por la masa en desequilibrio que tiene la rueda ubicada en el centro del eje y se desprecian las fuerzas de excitación que pueden ser generadas por el fluido de trabajo sobre la rueda (coeficientes aerodinámicos). En el caso de turbocompresores de MCI se han realizado pruebas con coeficientes aerodinámicos y concluyen que no tienen influencia sobre ejes apoyados en cojinetes de bolas y cojinetes semiflotantes, en cojinetes flotantes se menciona que pueden mejorar su comportamiento, Kelly (2010) [4].

En la figura 2.6 se puede ver el eje que está excitado por una fuerza de desequilibrio F_{des} la cual es proporcional al radio y al cuadrado de la velocidad angular del eje, también se pueden ver las fuerzas de los cojinetes provenientes de la película de lubricación F_{xcoj} y F_{ycoj} y el peso del disco W .

Para encontrar las ecuaciones de movimiento del eje según este planteamiento hay que considerar las componentes de la fuerza de excitación proveniente del desequilibrio, que depende de la masa de desequilibrio (m_d), radio de la masa de desequilibrio al centro del disco (r) y velocidad angular (ω) según la ecuación 2.5.

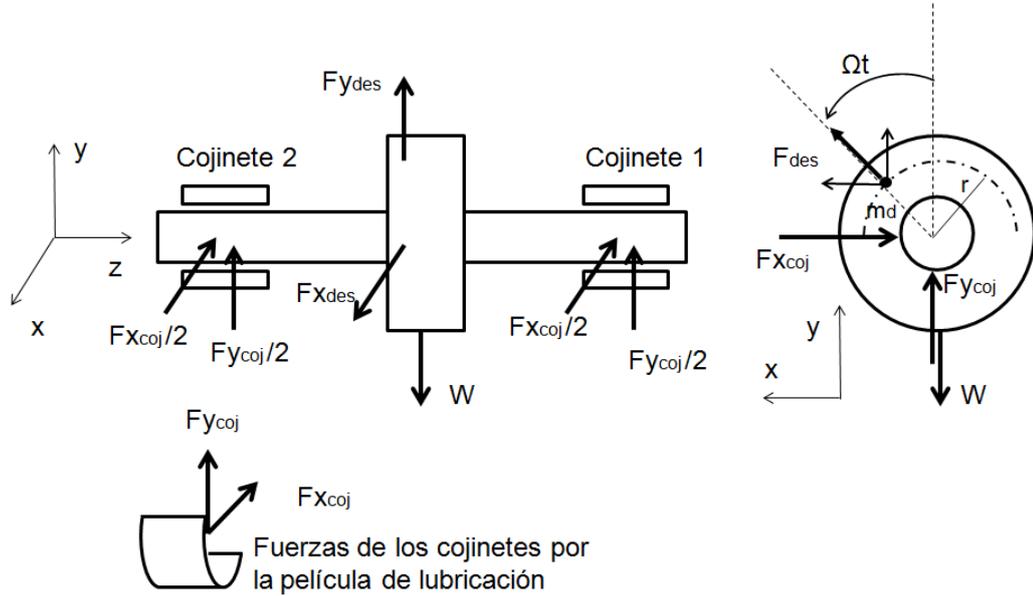


Figura 2.6. Rotor de Jeffcott.

$$\begin{aligned} Fy_{des} &= r m_d \omega^2 \cos \Omega t \\ Fx_{des} &= r m_d \omega^2 \sen \Omega t \end{aligned} \quad (2.5)$$

Así las ecuaciones de movimiento según la segunda ley de Newton para este modelo de rotor-cojinete con un eje rígido serán 2.6.

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= Fx_{des} - Fx_{coj} \\ m\ddot{y} &= Fy_{des} + Fy_{coj} - W \end{aligned} \quad (2.6)$$

En donde

\ddot{x} = aceleración en x;

\ddot{y} = aceleración en y;

m = masa del rotor;

W = peso del disco (masa de la rueda x gravedad);

Fx_{des} = Componente en x de la fuerza de desequilibrio;

Fy_{des} = Componente en y de la fuerza de desequilibrio;

Fx_{coj} = Componente en x de la fuerza del cojinete;

Fy_{coj} = Componente en y de la fuerza del cojinete;

Este modelo es el principio para entender lo referente al movimiento de ejes. Como se puede ver en estas ecuaciones 2.6 la influencia del cojinete de apoyo del eje y las fuerzas de excitación correspondientes a la masa en desequilibrio de la rueda son de gran relevancia en el estudio del movimiento del eje.

Las fuerzas de la película de lubricación del cojinete pueden ser linealizadas mediante unos coeficientes, pero esta aproximación se la puede hacer solo alrededor de un punto de equilibrio (punto en el que las fuerzas de excitación se desprecian y la fuerza resultante de la película de lubricación es igual en magnitud y dirección pero de sentido contrario al peso del eje). Ya que al tratarse de un sistema no-lineal, al alejarnos de este punto de equilibrio en el que se ha linealizado el sistema el error crece de forma importante. Las fuerzas de la película de lubricación también pueden ser representadas de una manera *no-lineal* mediante la solución iterativa de la ecuación de Reynolds para encontrar las fuerzas sobre el eje, esta ecuación estará en función de algunas variables como la posición y velocidad angular del eje, la variación de la posición del eje y la viscosidad del lubricante.

Debido a la relevancia que tienen los apoyos del eje mediante cojinetes y la película de lubricación hidrodinámica en el movimiento del eje. Se presenta a continuación una revisión de los tipos de cojinetes en turbocompresores, después la teoría de la lubricación hidrodinámica y las maneras en la que los investigadores han solucionado la ecuación de Reynolds, después se analiza detenidamente el comportamiento lineal y no-lineal de la película de lubricación, también se analiza el efecto de la película de lubricación sobre el movimiento del eje y al final de esta sección se revisan las maneras experimentales y teóricas de identificar las características de funcionamiento de la película de lubricación.

2.3. Apoyos de ejes en turbocompresores

El eje de un turbocompresor tiene tres movimientos fundamentales: el axial (en dirección longitudinal al eje), el rotacional (alrededor del propio eje de rotación) y el traslacional (que describe una órbita o whirl motion). El movimiento axial viene dado por las presiones pulsantes que generan los gases de escape

sobre la rueda de la turbina y la presión del aire sobre la rueda del compresor. El movimiento radial viene dado por las fuerzas que se describieron en la ecuación 2.6 más las fuerzas pulsantes de los gases de escape y admisión. Para evitar que estas fuerzas provoquen el contacto entre el rotor y las partes fijas es necesario instalar dos tipos de cojinetes unos axiales y unos radiales en la carcasa central o housing denominado “CHRA” por sus siglas en inglés (Center housing and rotating assembly) ver figura 2.7.

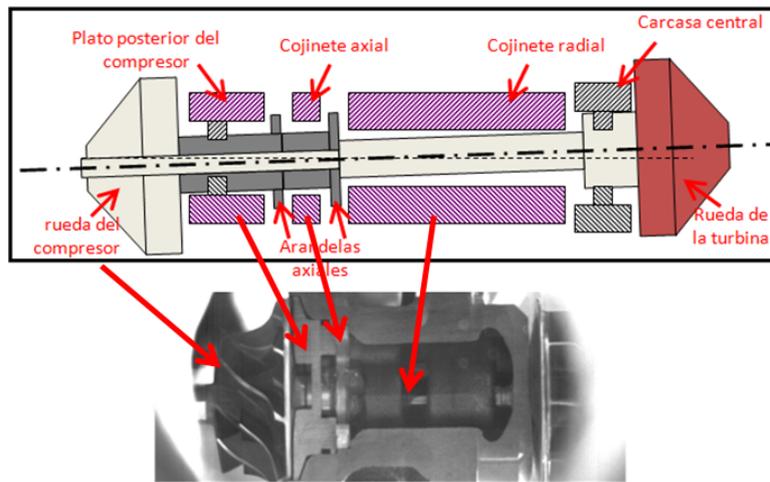


Figura 2.7. Housing central (Esquema y fotografía de housing cortado).

Los cojinetes que utilizan una película de lubricación pueden ser clasificados de la siguiente manera Hori 2006 [5]:

Por el principio de operación

- Cojinetes hidrodinámicos, producen la presión de lubricación para soportar las cargas gracias a la velocidad de rotación del eje dentro del cojinete.
- Cojinetes hidroestáticos, la presión es producida por una fuente externa.

Por la dirección de la carga

- Cojinetes radiales, estos soportan las cargas normales al eje de rotación.
- Cojinetes axiales, soportan las cargas paralelas al eje.

Por la forma del cojinete

- Circulares, esta es la forma mas usual de cojinetes radiales.
- Cojinetes parciales, son utilizados para soportar grandes cargas.
- Cojinetes de dos y tres arcos, estos son utilizados para dar una mejor estabilidad y por lo general se denominan multi-arc bearings.
- Cojinetes basculantes, consisten en varios segmentos de cojinetes que pueden bascular libremente.
- Cojinetes flotantes, son utilizados principalmente para eliminar las vibraciones de los ejes y se aplican en ejes de pequeña magnitud.

Por el lubricante

- Hay varios tipos de cojinetes que utilizan diferentes lubricantes: cojinetes con aceite, cojinetes con gas, cojinetes con grasa e incluso cojinetes electromagnéticos, cojinetes con aire y laminas metálicas, Dellacorte (2000) [6].

Desde hace mucho tiempo varios investigadores se han dedicado a estudiar los cojinetes y tipos de apoyos en ejes y se han realizado aproximaciones de su funcionamiento, esto se ha realizado para varios de tipos de apoyos y cojinetes: **apoyos de rodamientos** Palm (1959) [7], Ragulskis (1979) [8], Gargiulo (1980) [9], Gupta (1984) [10], Changsen (1991) [11], Stacke (2001) [12], Harris (2007) [13]; **cojinetes magnéticos** Child (1993) [14], Schweitzer (1994) [15], Schweitzer (2009) [16] y **cojinetes con película de lubricación** Pinkus (1961) [17], Smith (1969) [18], Burrows (1980) [19], Lund (1990) [20], Hamrock (1994) [21]. Esto refleja el interés por parte de la comunidad científica y la importancia que tienen los cojinetes en el tema del movimiento del rotor en las diferentes maquinarias.

En la presente tesis se estudiará exclusivamente los cojinetes y apoyos radiales, tratando de dar mayor énfasis a los que llevan película de lubricación hidrodinámica ya que son los que se utilizan generalmente en turbocompresores de MCIA.

Los cojinetes que generalmente son utilizados en turbocompresores de MCIA son los flotantes (los cojinetes flotantes pueden ser completamente flotantes “FRB” o semiflotantes “SFRB”). En la clasificación anterior no se menciona los apoyos de rodamientos (debido a que su principio no se basa en lubricación hidrodinámica), sin embargo, los apoyos con rodamientos también son

utilizados en turbocompresores de MCIA. Los apoyos de rodamientos tienen la ventaja de contar con un menor tiempo de respuesta (turbolag o low-end torque) en la aceleración del TC: cuando un eje con apoyos de rodamientos gira a bajas revoluciones el coeficiente de fricción es menor que uno con cojinetes flotantes. Cuando el eje de un TC con cojinetes flotantes está girando a bajas revoluciones la viscosidad del aceite es mayor y su fricción con el eje es mayor. A altas revoluciones y debido al incremento de temperatura y disminución de la viscosidad la diferencia de fricción entre apoyos con rodamientos y cojinetes no es significativa. Desde otro punto de vista los rodamientos tienen varias desventajas comparados con los cojinetes flotantes, su desgaste es mayor, los costos de fabricación son mayores y también generan más ruido. Sin embargo, se han realizado estudios sobre la influencia del movimiento del eje con turbocompresores de apoyos con cojinetes flotantes y de rodamientos, demostrando que las amplitudes de movimiento pueden ser menores en los ejes apoyados en rodamientos debido a su mayor rigidez, Kelly (2010) [4].

2.3.0.1. Fundamentos de lubricación en cojinetes radiales

Los primeros experimentos con lubricación hidrodinámica se dieron en 1883 por un ingeniero inglés Beauchamp Towel. Después, estos experimentos fueron estudiados teóricamente por Osborne Reynolds para sentar las bases de la teoría de lubricación hidrodinámica.

La ecuación de Reynolds considera una película de lubricación entre dos superficies que tienen movimiento relativo y esta ecuación es utilizada para calcular la presión que se genera en la película de lubricación.

La ecuación de Reynolds es una solución de la ecuación de la continuidad y de la ecuación de Navier Stokes con algunas suposiciones: flujo laminar, fuerzas de inercia y gravedad del fluido despreciables, fluido Newtoniano incompresible, la presión no cambia a través del espesor de la película de lubricación, no hay deslizamiento entre el fluido y las paredes del sólido. Entonces con estas suposiciones se obtiene la ecuación de Reynolds 2.7 (Reynolds (1886) [22]).

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu \left[(U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 2V_2 \right] \quad (2.7)$$

Donde

p presión

x dirección x (figura 2.8)

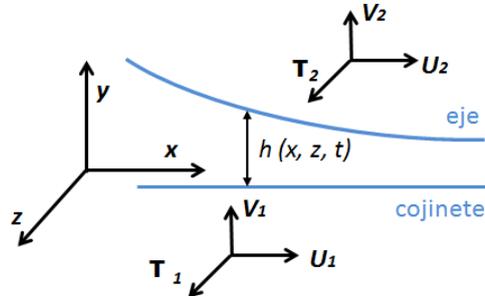


Figura 2.8. Película de lubricación entre eje y cojinete.

z dirección z (figura 2.8)

h holgura de la película de lubricación

μ viscosidad del lubricante

U_1 velocidad cojinete dirección x

U_2 velocidad eje dirección x

V_2 velocidad eje dirección y

Los términos de la izquierda en la ecuación de Reynolds 2.7 indican la distribución de presión sobre la superficie del eje en las direcciones de x y z (figura 2.8). Los dos primeros términos de la derecha de la ecuación de Reynolds nos indican que la presión se genera por el paso del aceite en esta geometría en forma de cuña, produciendo un efecto denominado el “efecto cuña” ó en inglés “wedge effect” y el tercer término nos indica que la presión se genera por la altura de la película de lubricación y este efecto se denomina “efecto de apriete” por su traducción y denominación original del inglés “squeeze effect”.

En la actualidad existen diferentes teorías de lubricación como la lubricación elasto-hidrodinámica, la lubricación termohidrodinámica, la lubricación hidrodinámica con turbulencia y otras más, sin embargo, todas estas teorías están fundamentadas en el planteamiento de Reynolds (1886) [22].

2.3.0.2. Solución para la ecuación de Reynolds

Para encontrar las fuerzas que actúan sobre el eje del turbocompresor se debe resolver la ecuación de Reynolds, sin embargo, no se puede hacer una

solución analítica directa de esta ecuación por lo tanto se deben tener en cuenta algunas condiciones frontera y se deben hacer algunas aproximaciones (como cojinete infinitamente largo, cojinete corto o solución numérica de cojinete finito). A continuación se explica de forma resumida las condiciones frontera y las aproximaciones:

Condiciones frontera de la ecuación de Reynolds En la solución de la ecuación de Reynolds teóricamente existen tres condiciones de frontera para el cálculo.

Sommerfeld que no considera la cavitación y da valores de presión positivos desde $\phi = 0$ hasta $\phi = \pi$ y valores negativos de presión de $\phi = \pi$ hasta $\phi = 2\pi$ figura 2.9a.

Gümbel considera que después de la posición de mínima holgura de lubricación h_{min} donde $\phi = \pi$ la presión es cero hasta $\phi = 2\pi$ figura 2.9b.

Reynolds que continúa con presión ciertos grados después de $\phi = \pi$ en un rango δ figura 2.9c.

En la actualidad se ha resuelto la ecuación de Reynolds considerando las suposiciones de cavitación en la misma zona que Gümbel. Sin embargo, se ha estudiado más a fondo para no dar un valor de cero a la presión en toda esta zona, si no al contrario, se supone una cavitación del lubricante de un 0% o 100% según Hung (2013) [23] y resuelve la ecuación de Reynolds bajo estas consideraciones.

2.3.0.3. Aproximaciones para la solución de la ecuación de Reynolds

Cojinete infinitamente largo ($L/D > 1$) Se calcula la presión con la suposición de un cojinete con largo infinito en la dirección axial (es decir no existe variación de la presión en la dirección axial) y se calcula la presión de forma analítica. Al resolver la ecuación de Reynolds con la condición de Sommerfeld y la aproximación de cojinete infinitamente largo la ecuación de la presión es 2.8 (resolución en Hori 2006 [5]). En la figura 2.11 se puede la forma de esta distribución de presión calculado con distintas excentricidades “ k ” (ecuación 2.9 y figura 2.10), para un cojinete semiflotante de un turbocompresor Honeywell girando a 150krpm.

$$p(\phi) = \frac{6\mu UR_j}{c^2} \frac{(k(2 + k \cos \phi) \sin \phi)}{(2 + k^2)(1 + k \cos \phi)^2} \quad (2.8)$$

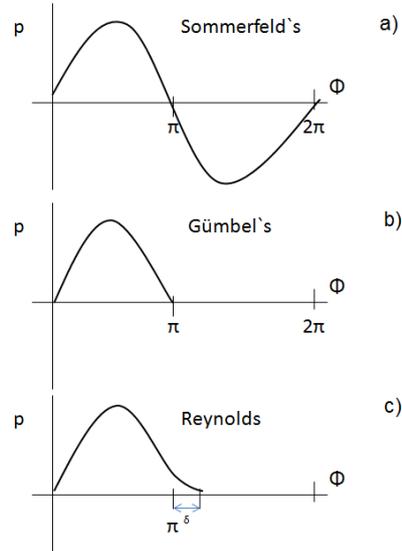


Figura 2.9. Condiciones frontera en la película de lubricación.

$$k = \frac{e}{c} \quad (2.9)$$

Donde,

e = desplazamiento del eje, figura 2.10

c = holgura de lubricación ($R_{coj} - R_j$)

R_j = radio eje

R_{coj} = radio cojinete

U = velocidad lineal eje

μ = viscosidad

ϕ = posición angular sobre el contorno del eje

Cojinete corto ($L/D \leq 1$) Se asume que el cojinete es corto en dirección axial y se calcula la presión de forma analítica. En este caso se considera que el

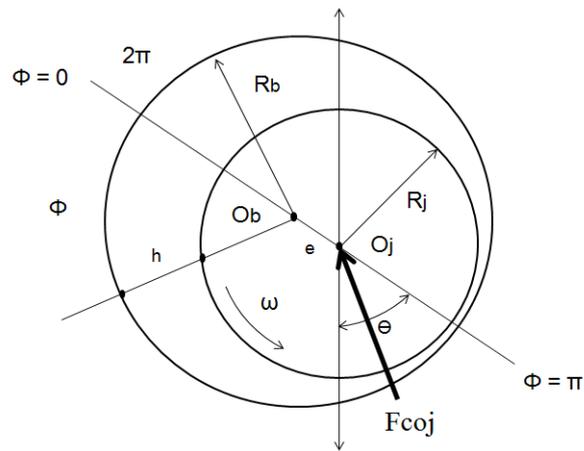


Figura 2.10. Sección de cojinete geometría película de lubricación.

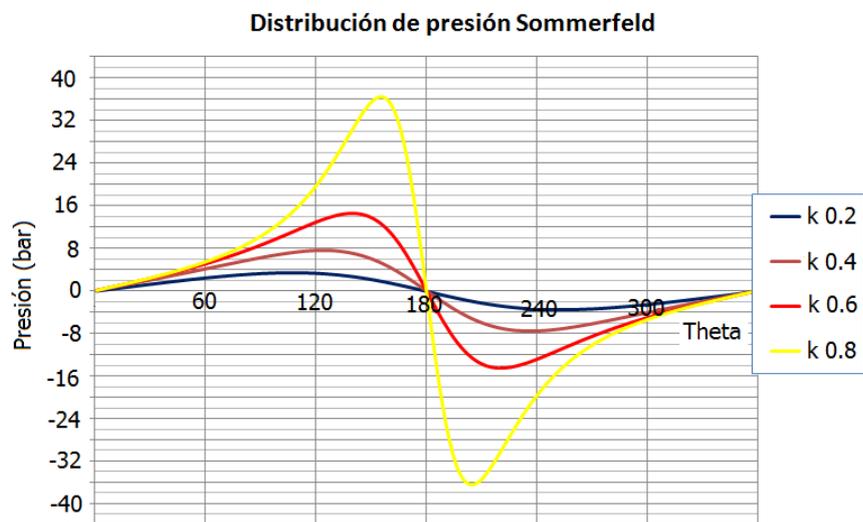


Figura 2.11. Distribución de presión Sommerfeld.

gradiente de presión es mucho mayor en la dirección axial que en la dirección radial, por lo tanto esta última es despreciada

Para el cojinete corto la presión esta en función de x y de z . En este caso la solución matemática da como resultado la ecuación 2.10.

$$p(\phi, z) = \frac{3uU}{c^2 R_j} \frac{k \text{sen} \phi}{(1 + k \cos \phi)^3} \left(\frac{L^2}{4} - z^2 \right) \quad (2.10)$$

Donde,

L = longitud del eje

Cojinete finito En este caso se resuelve la siguiente ecuación de dos dimensiones de Reynolds 2.11.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (2.11)$$

Esta ecuación no puede ser resuelta analíticamente, por lo tanto se debe resolver mediante un método numérico. Las soluciones numéricas pueden ser: por el método de los elementos finitos o el método de las diferencias finitas.

Wada y Hayashi (1971) [24] [25] presentaron una solución de la ecuación de Reynolds para un cojinete de largo infinito y de largo finito mediante el método de elementos finitos y compararon sus resultados con una solución numérica con el método de diferencias finitas, también compararon sus resultados con una solución exacta para un cojinete de largo infinito. Reportaron obtener resultados más exactos con el método de elementos finitos, sin embargo admiten que para ese método el tiempo de cálculo computacional es mayor.

Di Paolo y otros (1995) [26] realizan el cálculo analítico de la distribución de presiones dentro de las condiciones de Sommerfeld y el cálculo numérico con formulación integral y con formulación diferencial, llegando a la conclusión de que pese a que la formulación integral demanda de mayor tiempo de cálculo es más estable y más parecida a la solución analítica.

Pascual (2005) [27] presentó una comparación de los resultados del cálculo de una distribución de presiones en un cojinete $L/D = 1$ y sin considerar la cavitación (condiciones de Sommerfeld), se calculó para cojinete corto, cojinete largo y con un método numérico con el programa "ADINA". El autor hace tres comparaciones con distintos valores de excentricidad, con excentricidad de

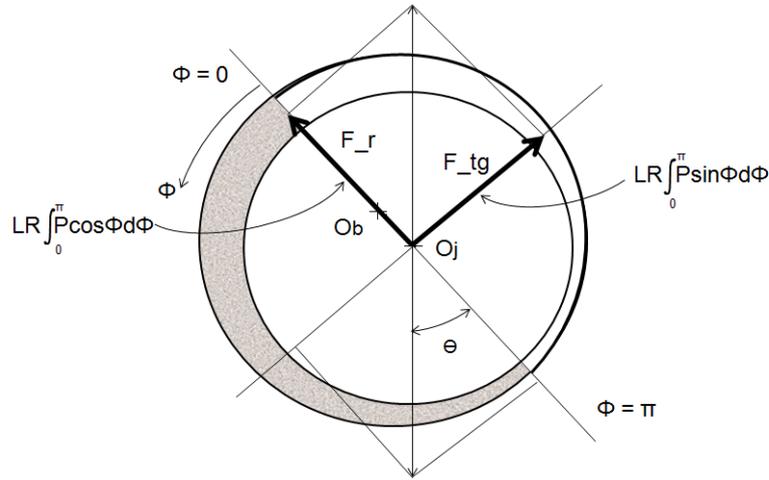


Figura 2.12. Fuerzas resultantes con condiciones de Gümbel (cavitación).

0.45 se ve que la distribución de presión en la solución con cojinete corto tiene poca diferencia con la numérica y el cojinete largo tiene mayor diferencia en forma y amplitud, con excentricidad de 0.57 la diferencia entre cojinete corto y el método numérico es mayor y entre el cojinete largo y numérico es menor, y en el último caso con excentricidad de 0.70 el cojinete corto tiene mucha diferencia con los otros dos.

Con las aproximaciones y condiciones antes explicadas se puede obtener la distribución de presión en la superficie del eje (L, R) y al integrar esta distribución de presión se obtienen dos fuerzas resultantes una fuerza F_{tg} que es perpendicular al desplazamiento de precesión del eje y una fuerza F_r que es paralela a dicho desplazamiento. En la figura 2.12 se pueden ver las fuerzas resultantes y la distribución de presión bajo las condiciones de Gümbel (con cavitación).

2.3.1. Respuesta lineal y no-lineal de la película de lubricación

Las fuerzas (figura 2.12) que actúan sobre el eje están en un sistema de referencia en coordenadas cilíndricas no inerciales (r, t) , estas fuerzas deben ser pasadas a un sistema de coordenadas inerciales (X, Y) , ecuación 2.12 para que puedan ser utilizadas en cálculos de dinámica rotacional del eje.

$$\vec{F}_{coj} = \begin{pmatrix} Fx_{coj} \\ Fy_{coj} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \text{sen}\theta & \text{cos}\theta \\ -\text{cos}\theta & \text{sen}\theta \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_r \\ F_{tg} \end{pmatrix} \quad (2.12)$$

Estas fuerzas Fx_{coj} y Fy_{coj} cambian con el tiempo y dependen de la excentricidad k , la velocidad de variación de dicha excentricidad \dot{k} , la posición angular del eje θ y la velocidad de la trayectoria de precesión que describe el eje $\dot{\theta}$ denominada “whirl velocity” y la velocidad rotacional del eje ω . Quedando la ecuación 2.13:

$$\begin{cases} Fx_{coj} = +F_r \text{sen}\theta + F_{tg} \text{cos}\theta \equiv f_1(k, \dot{k}, \theta, \dot{\theta}, \omega) \\ Fy_{coj} = -F_r \text{cos}\theta + F_{tg} \text{sen}\theta \equiv f_2(k, \dot{k}, \theta, \dot{\theta}, \omega) \end{cases} \quad (2.13)$$

Como se mencionó en los párrafos anteriores la distribución de presión para encontrar estas fuerzas puede ser calculada con distintas condiciones y aproximaciones; sin embargo, los cojinetes de turbocompresores están en el límite entre la definición de cojinetes de largo finito y cojinetes cortos, además presentan cavitación, por lo tanto para una mayor aproximación las fuerzas deben ser calculadas mediante un método numérico como lo realiza Hung (2013) [23], el resultado de esto es un sistema de ecuaciones no-lineales.

Estas ecuaciones pueden ser linealizadas con las series de Taylor, pero solo alrededor de un punto estático de equilibrio del eje, este punto es donde el peso del eje W es igual en magnitud y dirección a la fuerza producida por la película de lubricación pero en sentido contrario. Entonces las ecuaciones linealizadas en coordenadas inerciales serán 2.14, según Chen (2007) [1]:

$$\begin{aligned} Fx_{coj} &\approx \left(\frac{\partial f_1}{\partial x_1} x_1 + \frac{\partial f_1}{\partial x_2} x_2 + \frac{\partial f_1}{\partial \dot{x}_1} \dot{x}_1 + \frac{\partial f_1}{\partial \dot{x}_2} \dot{x}_2 \right) \\ Fy_{coj} &\approx \left(\frac{\partial f_2}{\partial x_1} x_1 + \frac{\partial f_2}{\partial x_2} x_2 + \frac{\partial f_2}{\partial \dot{x}_1} \dot{x}_1 + \frac{\partial f_2}{\partial \dot{x}_2} \dot{x}_2 \right) \end{aligned} \quad (2.14)$$

Donde

$\frac{\partial f_i}{\partial x_k}$ es la variación de la fuerza con respecto a la posición. A este ratio se lo denomina coeficientes de rigidez $i, k = 1, 2$

$\frac{\partial f_i}{\partial \dot{x}_k}$ es la variación de la fuerza con respecto a la velocidad. A este ratio se lo denomina coeficientes de amortiguación $i, k = 1, 2$

Así los ocho coeficientes lineales obtenidos en la ecuación anterior 2.14 son generalmente denominados coeficientes de rigidez y amortiguación y son

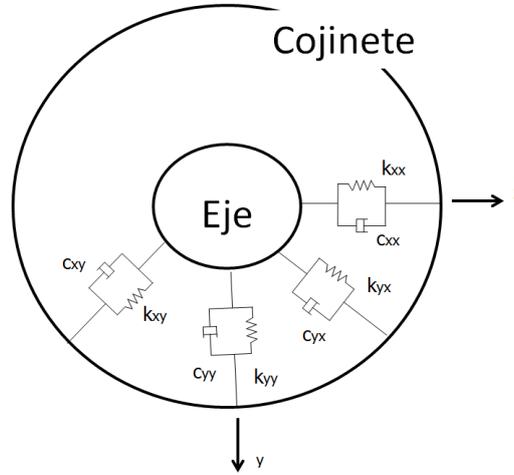


Figura 2.13. Coeficientes rigidez y amortiguación.

obtenidos alrededor del punto estático de equilibrio y pueden ser expresados en forma mas general como en la ecuación 2.15.

$$k_{ij} = \left(\frac{\partial f_i}{\partial x_j} \right)_0 \quad c_{ij} = \left(\frac{\partial f_i}{\partial \dot{x}_j} \right)_0 \quad (2.15)$$

Donde, trabajando en coordenadas cartesianas, $i = x, y$ & $j = x, y$, siendo i la dirección de la fuerza y j la dirección del desplazamiento o velocidad. El subíndice 0 denota que es alrededor del punto estático de equilibrio. Generalmente estos coeficientes se representan como un muelle para los coeficientes de rigidez y un amortiguador para los coeficientes de amortiguación, en la figura 2.13 se pueden ver como estos coeficientes representan la función de la película de lubricación entre en el eje y el cojinete.

Así estos coeficientes lineales pueden ser utilizados en los modelos de dinámica rotacional. Si el eje está moviéndose en otro punto de funcionamiento diferente al utilizado para la linealización los coeficientes tienen un comportamiento no-lineal y deben ser calculados de manera iterativa para cada posición k y θ , y velocidad \dot{k} y $\dot{\theta}$ obteniendo los coeficientes de rigidez y amortiguación correspondientemente.

Se ha demostrado mediante modelos que para amplitudes de excitación pequeñas las fuerzas de la película de lubricación pueden ser asumidas como lineales y para amplitudes grandes las fuerzas de la película de lubricación son

muy no lineales. Zhao (2005) [28] realizó 3 modelos no-lineales con 12, 14 y 18 coeficientes de rigidez y amortiguación respectivamente (es decir un total de 24, 28 y 36 coeficientes) y demostró que los coeficientes de los modelos no-lineales son consistentes hasta un valor de excentricidad de 0.06 y el modelo lineal es consistente para valores de excentricidad inferiores o iguales a 0.025. Sin embargo, de estos tres modelos los coeficientes de mayor confianza son los obtenidos con el modelo de 24 coeficientes.

En la ecuación 2.14 para la aproximación lineal de las fuerzas de la película de lubricación, no se consideran coeficientes para la masa de la película de lubricación. Con las suposiciones para resolver las Ecuaciones de Navier-Stokes en la ecuación de Reynolds, la teoría de película-fina de lubricación desprecia las fuerzas de inercia en la película de lubricación (Pinkus (1961) [17] y Schlichting (1960) [29]). Esto es teóricamente justificado para valores muy pequeños de Reynolds (en el orden de 1), por otro lado la suposición de un fluido laminar dejará de ser válida cuando hay transición a la corriente de Taylor o de flujo turbulento, el cual para flujos en ejes cilíndricos ocurre aproximadamente con números de Reynolds de 1000-1500. Así hay valores intermedios de número de Reynolds en los cuales el efecto de la masa puede ser notable, sin embargo, en la mayoría de los casos esta masa es despreciada, mas aún para películas de lubricación en TC de MCIA donde las holguras son muy pequeñas.

A continuación se presentan dos partes referentes a la identificación de los coeficientes de la película de lubricación en cojinetes radiales, en la primera parte se presentan estudios experimentales y metodologías utilizadas para encontrar los coeficientes de la película de lubricación, en la segunda parte se presentan estudios teóricos y estudios con CFD realizados para caracterizar la película de lubricación en cojinetes radiales e identificar los coeficientes.

2.3.1.1. Estudios experimentales para identificar los coeficientes de la película de lubricación

En esta sección se describen algunos de los métodos experimentales utilizados para identificar los coeficientes de rigidez y amortiguación de la película de lubricación en cojinetes radiales de apoyo de ejes. *Todos los estudios experimentales presentados en esta sección han sido realizados en ejes de magnitudes superiores a la de ejes de turbocompresores de MCIA, la determinación de los coeficientes para cojinetes de turbocompresores pequeños solo se ha hecho mediante métodos analíticos o aproximaciones numéricas debido al problema que supone medir con precisión en ejes de reducido tamaño.*

a *Método del incremento de carga estática.*

Este método fue aplicado por Mitchell (1966) [30] y consistía en variar la carga sobre el cojinete y ver el desplazamiento del eje, de esta manera encontrar unos coeficientes que pueden ser relacionados con los coeficientes buscados. Varios investigadores han utilizado este método con ciertas modificaciones para aproximar sus coeficientes: Benckert y Wachter (1980) [31], Parkins y Horner (1993) [32] y Nikolakopoulos con Papadopoulos (1998) [33], todos estos utilizaron esta metodología y realizaron los cálculos solamente de los coeficientes de rigidez, mientras Hamrock (1994) [21] con la aproximación de cojinete corto realizó los cálculos para obtener además los coeficientes de amortiguación. Este método ha sido muy utilizado debido a su simplicidad matemática y su aplicación en cualquier forma de cojinete, sin embargo sus resultados tienen errores implícitos y actualmente está un poco obsoleto.

b *Método con carga dinámica sobre el eje.*

En este método se plantea dar una fuerza de excitación (fuerza externa de magnitud variable) sobre el eje y medir las vibraciones resultantes. Tiwari (2002) [34] utiliza este método y propone un algoritmo para identificar los ocho coeficientes para cada apoyo del eje según la ecuación 2.14. Para ello mide la respuesta del eje en la frecuencia síncrona con dos acelerómetros en la carcasa de los cojinetes, mientras aplica una fuerza de excitación conocida, así al conocer la respuesta del eje y la fuerza aplicada solo queda por determinar los coeficientes que relacionan las fuerzas con los desplazamientos. Los resultados obtenidos son coherentes con los experimentos realizados.

c *Método de excitación sobre la carcasa.*

Las fuerzas de excitación son difíciles de controlar y producir directamente sobre el eje y en principio se realizaron experimentos para determinar los coeficientes pero solo con fuerzas de excitación sobre la carcasa, así, Someya (1976) [35], Hisa (1980) [36] y Sakakida (1992) [37] identificaron los coeficientes de la película de lubricación del apoyo de un eje de gran tamaño a partir de excitaciones sinusoidales en el apoyo del cojinete y la medida de la respuesta del desplazamiento del eje a estas excitaciones en el cojinete.

Diana y otros (1980) [38] realizaron experimentos con fuerzas de excitación mediante variaciones en la presión del sistema hidráulico, lo novedoso de este trabajo fue que las fuerzas de excitación tenían frecuencias independientes de la frecuencia de giro del eje. Ellos usaron la medida de

la presión del sistema hidráulico para obtener las fuerzas transmitidas por la película de lubricación y también midieron los desplazamientos del eje, así quedaba solo por determinar los coeficientes de la película de lubricación en relación al desplazamiento.

Flack y otros (1993) [39] desarrollaron un banco de pruebas para cojinetes con películas de lubricación hidrodinámica con la capacidad de realizar medidas como la excentricidad de operación del eje, la presión y condiciones de temperatura de contorno del cojinete radial, también la presión y el espesor de la película de lubricación axial. En el banco de pruebas se generan excitaciones armónicas en la carcasa de apoyo del cojinete mediante un sistema de dos ejes vibratorios. Se resuelve la ecuación 2.14 para calcular los coeficientes y se reporta una incertidumbre máxima dentro de tres ensayos realizados de un 13 % en el peor de los casos y generalmente una incertidumbre de un 3 %, también reporta incertidumbres típicas menores de un 10 % para los coeficientes de rigidez y menos de 30 % para coeficientes de amortiguación. Kostrzewsky (1990,1994,1996,1998) [40] [41] [42] [43], Taylor (1995) [44], Wygant (1999) [45] y Pettinato con Flack (2001) [46] realizaron experimentos similares a Flack (1993) para varios tipos de cojinetes y obtuvieron resultados similares.

Kurtin (1993) [47], Childs y Hale (1994) [48], Franchek y Childs (1994) [49], Marquette (1997) [50], Laurant y Childs (1999) [51] estimaron los coeficientes a partir de la Función de Respuesta de Frecuencia “FRFs”. Esta metodología fue desarrollada por Rouvas y Childs (1993) [52] y consiste en identificar las frecuencias de excitación mediante varias repeticiones de los ensayos y con excitaciones conocidas, así se pueden filtrar las frecuencias de excitación provocadas por el lubricante (suponen que las excitaciones se deben a la cavitación y turbulencia del lubricante) de las frecuencias conocidas excitadas en el ensayo por los investigadores. Para esta identificación se han utilizado gráficas de espectros de densidad de potencia (power spectral densities), una vez filtradas las frecuencias se quedan con las fuerzas excitadas y los desplazamientos del eje y mediante un ajuste por mínimos cuadrados obtienen los coeficientes de la película de lubricación.

d *Método con masa de desequilibrio sobre el eje.*

Este método es relativamente fácil de implementar debido a que no es necesario un equipo muy sofisticado para realizar el montaje de excitación del eje, sin embargo, la información de este método esta limitada a la frecuencia síncrona del eje. Por lo expuesto, este método ha sido

utilizado por varios investigadores. Hagg y Sankey (1958) [53] solo identificaron los coeficientes directos (k_{xx} , k_{yy} , c_{xx} , c_{yy}), después Duffin y Johnson (1967) [54] con la misma metodología llegaron a estimar los ocho coeficientes (cuatro directos y cuatro indirectos), en estas estimaciones utilizaron un método de identificación de parámetros propuesto por Mitchell (1966) [30], Yanabe (1990) [55] también utilizó esta metodología pero además utilizó transductores de fuerza entre el eje y el cojinete.

Estimación de incertidumbres en el cálculo de los coeficientes.

Kostrzewsk y Flack (1990a) [56] analizaron las incertidumbres debidas a las medidas del desplazamiento, fuerzas, fase y velocidad. Ellos encontraron que las incertidumbres en los coeficientes de rigidez y amortiguación eran menores al 7 % y al 10 % respectivamente.

Muller-Karger y otros (1997) [57] obtuvieron las incertidumbres en la identificación de los coeficientes mediante una simulación de la ecuación de Reynolds para un cojinete de tres lóbulos. Ellos demostraron que hay una incertidumbre de hasta el 20 % entre los coeficientes identificados experimentalmente y los coeficientes lineales generalmente estimados con la solución de la ecuación de Reynolds con pequeñas amplitudes.

2.3.1.2. Estudios teóricos y CFD de las características de la película de lubricación en cojinetes radiales

En esta segunda parte sobre caracterización de la película de lubricación se presentan varios estudios teóricos y de CFD realizados por investigadores para comprender mejor los fenómenos físicos en la película de lubricación y también poder identificar los coeficientes de rigidez y amortiguación de esta película de lubricación.

Gomiciaga (1999) [58] utilizó un código de CFD para evaluar la asimetría de la generación de calor alrededor del eje con dos órbitas impuestas, una con giro hacia adelante “forward whirl” y otra hacia atrás “backward whirl”, se ve que la máxima temperatura en la superficie del eje está aguas arriba de la holgura mínima entre eje y cojinete para las órbitas de giro hacia adelante “forward whirl” y aguas abajo de la holgura mínima entre eje y cojinete en las órbitas de giro hacia atrás.

Omidreza y otros (2004) [59] realizaron un cálculo para obtener los coeficientes de rigidez y amortiguación de la película de lubricación con un método

de diferencias finitas, realizan dos tipos de suposiciones para el cálculo, la primera es con el eje sin inclinación y la segunda con el eje inclinado (es decir con una posición angular con respecto a la horizontal).

Pascual y otros (2005) [27] realizaron un modelo numérico CFD y un modelo numérico de interacción fluido-estructura FSI tridimensional con un código comercial entre la película de lubricación y el eje. Con este modelo se calcularon los coeficientes de amortiguación y rigidez de la película de lubricación: para ello consideraron que las propiedades del fluido eran constantes, no deslizamiento en las paredes y flujo laminar e incompresible, tampoco se considera la cavitación y para comparar los resultados obtenidos con el CFD se toma como referencia los resultados del cálculo de coeficientes con dos aproximaciones, aproximación de cojinete corto y aproximación de cojinete infinitamente largo para la solución de la ecuación de Reynolds y condición de Sommerfeld (no cavitación). Los coeficientes de rigidez y amortiguación determinados numéricamente, mostraron ser concordantes con los coeficientes obtenidos analíticamente en el rango de excentricidades pequeñas, para desplazamientos mayores los coeficientes difieren significativamente.

Gertzos (2008) [60], presenta un modelo de la película de lubricación con fluidos electroreológicos y magnetoreológicos los cuales tienen un comportamiento como el fluido de Bingham (fluido no-newtoniano). El modelo es en 3D con CFD y utiliza una malla dinámica (esto lo hace con un software comercial) en el que se calcula el balance hidrodinámico entre las fuerzas de la película de lubricación y la carga estática del eje. Se hacen varias simulaciones con diferentes relaciones de longitud/diámetro (L/D) y con distintas excentricidades y se analiza el comportamiento de distintas características como: la excentricidad relativa, la posición angular del eje, la distribución de presiones, el coeficiente de fricción, el caudal del lubricante y el ángulo en el que se da la máxima presión. El estudio se realiza considerando fluido isotérmico y laminar, el algoritmo de cálculo utilizado en el modelo es "SIMPLE". Como resultado presentan las variables descritas anteriormente con una buena concordancia con resultados experimentales de estudios de otros investigadores. Una de las conclusiones es que se pueden utilizar estos tipos de lubricantes denominados como "fluidos inteligentes", como una alternativa que soporta mayores cargas en cojinetes.

Maneshian (2009) [61] desarrolla un modelo CFD para calcular las características de la película de lubricación pero bajo condiciones de turbulencia, en el artículo se menciona que la turbulencia en cojinetes se da bajo condiciones especiales, como en muy baja viscosidad o una holgura muy grande entre la pared del eje y el cojinete. Estas condiciones de turbulencia no se

cumplen especialmente para el caso de películas de lubricación en cojinetes de turbocompresores de automoción, sin embargo, en este artículo se presentan algunos casos interesantes sobre el cálculo CFD en películas de lubricación hidrodinámica y comparaciones con datos experimentales. Se menciona que en casos de flujo laminar la película de lubricación es resuelta con el algoritmo de SIMPLE y el modelo de low-Reynolds-number $k - \epsilon$ y para el caso de flujo turbulento se utiliza el algoritmo de SIMPLE y el modelo es AKN Low-Re $k - \epsilon$. Como resultado se presenta que la zona de mayor temperatura del eje es en la zona de menor holgura de la película de lubricación. Maneshian explica que la distribución de presión alrededor del eje es validada con resultados experimentales obtenidos por Pan y otros (1976) y los resultados de temperatura son validados con resultados experimentales obtenidos por Ferron y otros (1986), ambas comparaciones tienen una buena concordancia.

Deligan (2010) [62] realiza un modelo en 3D CFD de la película de lubricación, este estudio está enfocado a calcular las pérdidas por fricción del eje de un turbocompresor. En este estudio no se determinan los coeficientes de la película de lubricación, sin embargo, se menciona que la excentricidad en la que se realizan los cálculos es entre $0.1 \mu m$ ($k = 0.01$) y $1.5 \mu m$ ($k=0.1$). Se justifica que el cálculo se realiza entre estos valores porque la malla mantiene una calidad de alrededor de 0.7 y para valores de mayor excentricidad la calidad disminuye.

Huiping (2010) [63] utilizó un modelo CFD y un modelo de interacción del fluido (película de lubricación) con la estructura (eje y cojinete) denominado “FSI” por sus siglas en inglés (fluid-structure interaction) para estudiar el comportamiento de movimiento y posición de un eje bajo distintas condiciones de carga sobre el eje y distintos materiales para el cojinete. En su estudio realizan tres modelos, primero un modelo de la película de lubricación hidrodinámica con el CFD, después realizan un modelo de interacción de la película de lubricación con el eje y el cojinete pero sin considerar deformaciones y por último realizan un modelo de interacción de la película de lubricación con el eje y con el cojinete pero en el que se consideran las deformaciones de estos elementos. Para configurar el modelo de CFD se utilizó la ecuación de Reynolds y cavitación según las condiciones de “Gümbel” (figura 2.9b) en donde las presiones negativas de la película de lubricación son cero, sin embargo aquí Huiping establece que en la fase de presión negativa existe una relación lineal entre la fase líquida y de vapor del aceite. Con el modelo se determina el efecto de la deformación elástica del eje y el cojinete con diferentes materiales y también se establece la trayectoria de movimiento del eje con estos materiales. Se llegaron a las siguientes conclusiones: La deformación elástica del cojinete tiene una influencia significativa en el movimiento del eje, particularmente para ma-

teriales con base de polímeros. La carga de desequilibrio sobre el rotor mayor al 10% de la carga estática, tiene un efecto significativo en el movimiento del conjunto rotor-cojinete. La posición del eje fue comparada con los distintos modelos realizados y también con una medida experimental, todos los modelos tienen resultados similares sin embargo la posición experimental es diferente de los modelos.

2.3.2. Efectos de la película de lubricación (Oil Whirl y Oil Whip)

Uno de los fenómenos que más influencia tiene en el comportamiento no-lineal del eje es el giro del aceite denominado “oil whirl”, la energía cinética rotacional del aceite en la holgura entre el eje y el cojinete produce este tipo de excitación con una frecuencia subsíncrona (entre $0.1X - 0.5X$) es decir menor a la frecuencia armónica ($1X$) del eje. Cuando esta frecuencia “oil whirl” es igual a la primera frecuencia crítica del rotor se da un fenómeno denominado “oil whip” y esta excitación es peligrosa debido a que el eje se puede deformar sin límite y puede llegar a tocar los cojinetes. Newkirk y Taylor (1925) [64] describieron en su artículo que el apoyo con película de lubricación del eje puede inducir fuerzas que amplifiquen el movimiento del eje y a este fenómeno lo denominaron “oil whip”.

El orden de frecuencia de la película de lubricación interna para alto régimen del giro del rotor es de 0.25 a 0.30 y de 0.70 para bajo régimen de giro del rotor. Para cojinetes flotantes, la película exterior de lubricación tiene una frecuencia que depende solo de la velocidad del cojinete y el promedio de la velocidad de la película de lubricación externa. El orden de frecuencia típica de la película exterior es de 0.10 a 0.15 de la velocidad del eje, Hung (2012) [65].

2.4. Formas de analizar las vibraciones lineales y no-lineales en turbocompresores

2.4.0.1. Diagrama de Campbell (análisis lineal)

Con el análisis lineal las velocidades críticas pueden ser identificadas. Por lo tanto, el diseño de los ejes pueden conducirse a buscar unas condiciones de funcionamiento en las cuales el eje no tenga que girar a estas velocidades críticas. Sin embargo, en el caso de turbocompresores de MCIA el rango de

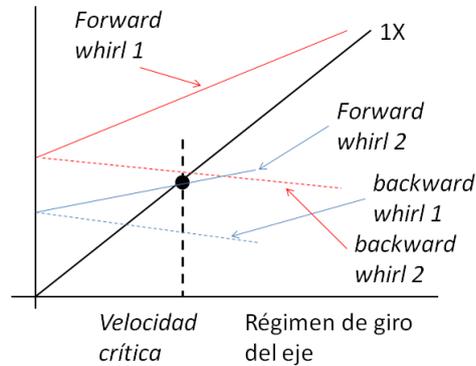


Figura 2.14. Esquema diagrama de Campbell.

velocidades de funcionamiento es muy amplio por lo tanto siempre pasa por alguna de las velocidades críticas; en este caso se debe tratar de modificar el valor de los coeficientes de amortiguación para evitar amplitudes que puedan dañar a los elementos del TC.

La amplitud de las vibraciones puede aumentar en el caso de llegar a las frecuencias propias o también llamadas frecuencias naturales del rotor, sin embargo es complicado realizar el cálculo analítico de estas frecuencias para determinar su magnitud, si se consideran dentro del cálculo variables como la masa, momentos de inercia, velocidades del rotor y coeficientes de rigidez y amortiguación, por lo tanto se utiliza el método gráfico con el diagrama de Campbell o también llamado diagrama de velocidades de giro. Las frecuencias críticas son identificadas en la intersección de las líneas de frecuencias propias y la línea de excitación sincrónica 1X.

Las fuerzas de desequilibrio normalmente excitan solo el movimiento FW por la resonancia. Sin embargo, estas mismas fuerzas de desequilibrio pueden excitar un movimiento BW en caso de ejes no axisimétricos o con velocidades oscilantes del eje. Es por esto que las frecuencias BW son representadas normalmente con línea entrecortada en las gráficas del diagrama de Campbell, en la figura 2.14 se observa un esquema del diagrama de Campbell.

Vistamehr (2009) [66] presenta un análisis lineal con auto-valores (para un turbocompresor de MCIA con cojinetes flotantes) y predice dos frecuencias inestables, con un modo cónico y un modo cilíndrico. Los dos modos tienen frecuencias muy cercanas y están alrededor de los 80.000 rpm.

Schweizer (2009) (2010) [67] [68] también presentó un modelo lineal (para un TC de MCIA con cojinetes flotantes) y realizó el análisis con diferentes coeficientes de amortiguación y en dos velocidades de giro del eje. A diferencia de los anteriores, Schweizer considera que el eje tiene todos los modos de movimiento e incluye los modos cónicos, traslacionales, torsionales y de flexión en los sentidos de FW y BW. Además del modelo realiza algunas medidas experimentales y los resultados los compara con el diagrama de Campbell para identificar el modo de vibración del eje.

Tian (2011) [69] utiliza un modelo de elementos finitos para analizar la influencia de las vibraciones del motor en el comportamiento del TC. Tian utiliza el diagrama de Campbell para identificar los modos de vibración del eje y con el diagrama establece que el eje tiene excitación armónica a una velocidad aproximada de 150000 rpm.

2.4.0.2. Análisis de frecuencias con diagramas de cascada o diagramas de espectros de frecuencias (análisis no-lineal)

Para realizar el análisis de la dinámica rotacional no-lineal es necesario el uso de “diagramas de cascada” o “diagramas de espectros de frecuencias”, con este tipo de diagramas se pueden identificar no solo las frecuencias sincronas relacionadas al desequilibrio del eje sino además las frecuencias relacionadas a otro tipo de fenómenos como pueden ser las auto-excitaciones producidas por la película de lubricación, el contacto entre el rotor y un elemento fijo y defectos en el funcionamiento por falta de alineación del rotor.

En la figura 2.15 se puede ver un ejemplo de este tipo de diagrama, es un diagrama tridimensional en el que se representa la amplitud de movimiento del rotor y la frecuencia de las vibraciones.

Los diagramas de cascada son la representación de la Transformada Rápida de Fourier “FFT” de las vibraciones del rotor, y también se lo puede representar como un diagrama de espectros de frecuencias, en los que la amplitud del rotor se puede identificar con distintas tonalidades de colores, por ejemplo la figura 2.16.

Este tipo de diagramas son muy utilizados en la dinámica rotacional de turbocompresores de MCIA para identificar las frecuencias excitadas por la película de lubricación y también son utilizados para determinar los modos de vibración del eje, dependiendo de la superposición de los modos de vibración de auto-valores (Diagrama de Campbell) y las frecuencias excitadas por distintas razones como por ejemplo “oil whip”. Schweizer (2009) (2010) [67] [68], Tian (2011) [69], Vistamehr (2009) [66], Wenhui (2008) [71] y Sterling

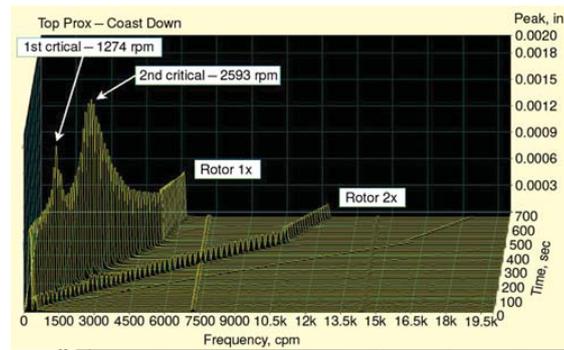


Figura 2.15. Diagrama de cascada, imagen de Swason (2005) [70].

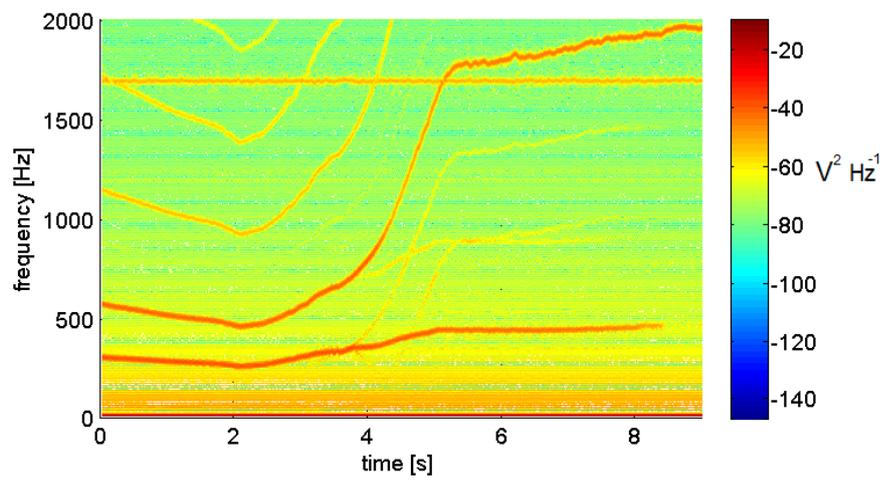


Figura 2.16. Densidad espectral de potencia.

(2009) [72], todos estos investigadores han realizado estudios y medidas de vibraciones en TC de MCIA basándose en espectros de frecuencias y diagramas de cascada, cada uno de los análisis realizados tienen sus particularidades dependiendo del enfoque de la investigación, sin embargo, todos coinciden con el comportamiento general del TC y la forma de interpretar los resultados mediante los diagramas mencionados.

Según las investigaciones citadas en el párrafo anterior, se puede resumir de manera general que el comportamiento típico de un turbocompresor con cojinetes flotantes de MCIA es el siguiente (en la figura 2.17 se puede ver un esquema con el comportamiento general de las vibraciones de un TC):

- A bajo régimen de giro no hay frecuencias de excitación subsíncronas.
- Conforme se incrementa las revoluciones se presenta una frecuencia subsíncrona (Sub 1) correspondiente a la película de lubricación interna.
- Después se da la bifurcación de este subsíncrono en dos subsíncronos (Sub 2 y Sub 3), que corresponden a las frecuencias de la película de lubricación interna y externa (cojinetes flotantes), cada una con un modo de vibración.
- Si el régimen de giro del TC sigue subiendo y dependiendo de las condiciones de funcionamiento, se puede llegar a un cuarto subsíncrono. En caso de llegar a este subsíncrono se presenta mayor inestabilidad y se pueden presentar daños en el turbocompresor.

El estudio de las inestabilidades del eje tiene que ver principalmente con las excitaciones que pueden generar contacto entre el eje y el cojinete. Otro motivo del estudio de las inestabilidades tienen que ver con el ruido que estas generan y el ruido del TC puede ser inducido por dos frecuencias, la armónica (velocidad del eje) y la subsíncrona (velocidad de giro del aceite). El “oil whirl” puede no producir la destrucción del TC pero puede generar un ruido denominado “*tono constante*” Hung (2013) [23].

Calvo (2005) [73] explica que los turbocompresores producen un ruido que puede ser percibido por los pasajeros del vehículo causando inconformidad. Identifica que este ruido es en el rango de frecuencia entre 800Hz hasta 3000Hz del armónico. El sugirió un procedimiento para controlar el ruido del turbocompresor con la variación de las fuerzas en desequilibrio.

Sterling (2009) [72] presenta el análisis de las vibraciones en un TC de MCIA de cojinetes flotantes basándose en diagramas de espectros de frecuencias y hace un estudio de la influencia del desequilibrio en la amplitud de

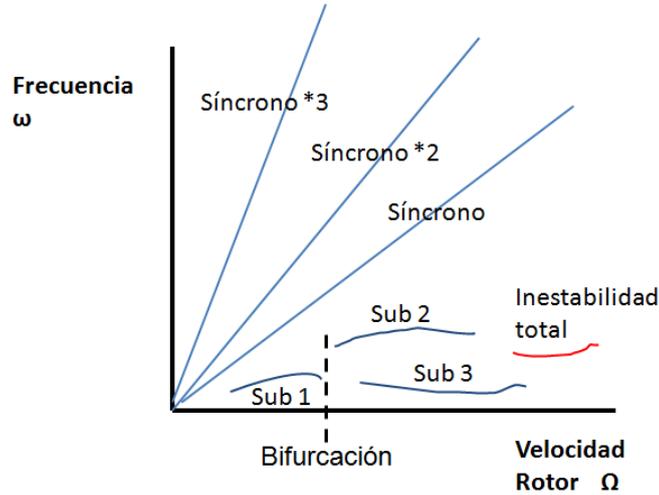


Figura 2.17. Esquema generalizado vibraciones no-lineales TC.

la frecuencia armónica y subsíncrona, determinando que el desequilibrio solo afecta a la frecuencia armónica.

2.5. Análisis de la estabilidad en dinámica rotacional lineal y no-lineal

2.5.0.3. Análisis de la estabilidad en dinámica rotacional lineal

La ecuación 2.16 es la que define, en un análisis lineal, como son las vibraciones en el rotor. En esta ecuación se puede considerar una solución homogénea del movimiento, para esto se desprecian las fuerzas de excitación por desequilibrios y el peso del eje $Fx_{des} = 0$, $Fy_{des} = 0$ y $W = 0$. Las fuerzas de los cojinetes son linealizadas (según se explicó en los apartados anteriores) con los coeficientes de los cojinetes $Fx_{coj} = c_x\dot{x} + k_x x$, $Fy_{coj} = c_y\dot{y} + k_y y$ y la ecuación homogénea es 2.17.

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= Fx_{des} - Fx_{coj} \\ m\ddot{y} &= Fy_{des} + Fy_{coj} - W \end{aligned} \quad (2.16)$$

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + c_x\dot{x} + k_x x &= 0 \\ m\ddot{y} - c_y\dot{y} - k_y y &= 0 \end{aligned} \quad (2.17)$$

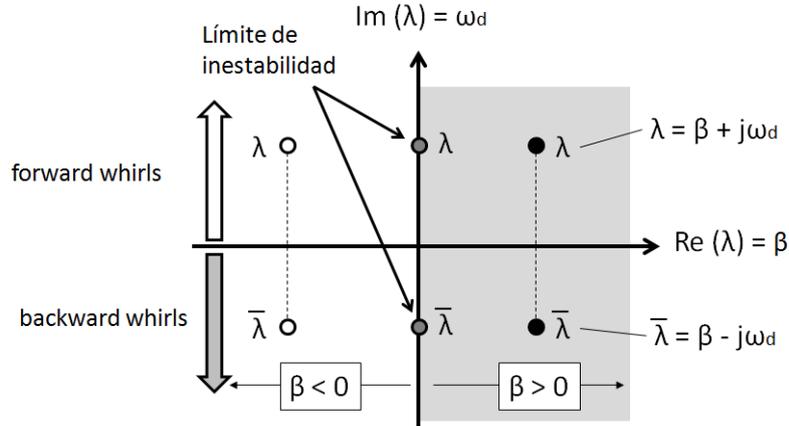


Figura 2.18. Estabilidad de vibraciones lineal.

La solución para la ecuación homogénea es 2.18:

$$\begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_x e^{\lambda t} \\ A_y e^{\lambda t} \end{bmatrix} \quad (2.18)$$

Donde

A_x & A_y son las amplitudes en x & y , respectivamente

λ es el autovalor complejo, $\lambda = \beta \pm j\omega_d$

La amplitud de la vibración depende de la variable λ que es el autovalor de la ecuación. Este autovalor λ tiene una parte real β y una parte imaginaria ω_d .

La estabilidad del movimiento del eje dependerá del valor de la parte real y la parte imaginaria influirá en si es un movimiento con sentido de giro Forward Whirl o Backward Whirl, en la figura 2.18 se puede ver la relación de estabilidad y sentido de giro para un comportamiento lineal.

El-Marhomy (1997) (2004) [74] [75] realizó un modelo para calcular la estabilidad con el criterio de Routh-Hurwitz. Los parámetros adimensionales estudiados han sido: masas en desequilibrio, 4 coeficientes directos y 4 coeficientes indirectos de rigidez y amortiguación. Estos parámetros han sido estudiados como posibles fuentes de inestabilidad en el movimiento del eje, también el análisis se realiza para movimientos traslacionales y rotacionales del eje. Las conclusiones de la investigación son las siguientes:

- Los coeficientes directos de rigidez k_{xx} y k_{yy} y amortiguación c_{xx} y c_{yy} son considerados como factores esenciales para mantener la estabilidad del movimiento del eje.
- Los coeficientes indirectos de rigidez k_{xy} y k_{yx} y amortiguación c_{xy} y c_{yx} son considerados fuentes para la inestabilidad del movimiento en el eje.
- La anisotropía de los coeficientes de rigidez puede mejorar la estabilidad del movimiento.
- La anisotropía de los coeficientes de amortiguación es una fuente de inestabilidad del sistema rotor-cojinete, la zona de mayor estabilidad ocurre cuando los coeficientes de amortiguación son isotrópicos ($c_{xx} = c_{yy}$).
- El incremento de la relación I_{p^*} / I_p (momento polar de inercia del eje / momento polar de inercia de los elementos anejos al eje) puede ser negativo para la estabilidad del movimiento del eje.
- El incremento del momento transversal del eje I_{tr} y sus anejos ayudan con la mejora de la estabilidad.
- La masa y las dimensiones de los elementos anejos pueden afectar a la estabilidad del sistema si la relación de momentos polares de inercia es mayor a 1 $I_{p^*} / I_p > 1$. Pero si la relación de momentos polares de inercia es menor a 1 $I_{p^*} / I_p < 1$ no afecta a la estabilidad.

Por lo general en turbocompresores de MCIA, el momento transversal de inercia I_{tr} es mucho mayor que el momento polar de inercia I_p .

2.5.0.4. Análisis de la estabilidad en dinámica rotacional no-lineal

El análisis en la dinámica rotacional no-lineal es mediante la teoría de la bifurcación. Los efectos no-lineales son principalmente causados por la película de lubricación de los cojinetes y sus fuerzas resultantes sobre el rotor.

Las fuerzas de amortiguación de los cojinetes son no-lineales no solo para las diferentes posiciones y velocidades de giro del rotor, sino también son no-lineales para diferentes velocidades de excentricidad y velocidades de órbita del rotor.

La bifurcación ocurre cuando las vibraciones del rotor cambian de un estado estacionario a un estado no estacionario y el parámetro de bifurcación

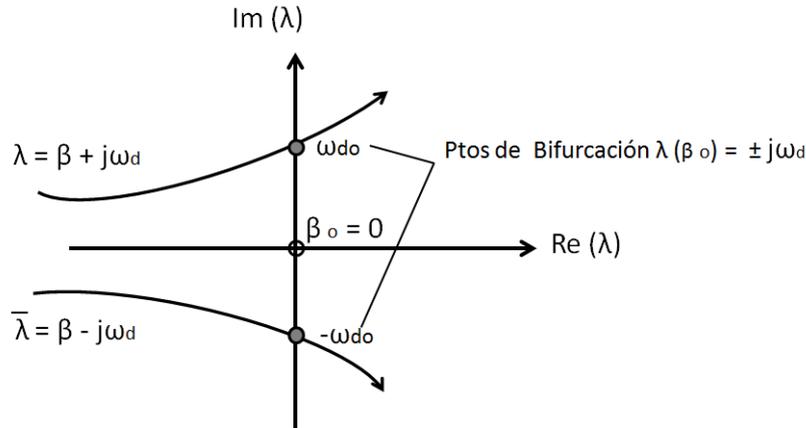


Figura 2.19. Bifurcación de Hopf.

alcanza el valor de límite crítico en el punto de bifurcación, eje vertical en la figura 2.19. En este punto el movimiento del eje puede pasar de ser estacionario a periódico o cuasi-periódico, de comportamiento dinámico estable a inestable y puede llegar a ser un movimiento caótico.

La pérdida de estabilidad según el criterio de bifurcación de Hopf se da cuando el auto-valor $\lambda_{(u)}$ de la ecuación 2.18 y su valor conjugado cruzan el eje imaginario vertical en los puntos de $\pm\omega_{d0}$ figura 2.19. En donde el parámetro de bifurcación llega al valor crítico de β_0 (cambio de negativo a positivo de la parte real del auto-valor) y este depende de las características del sistema como el **desequilibrio del rotor, la holgura del cojinete y su geometría, las condiciones de presión y temperatura del lubricante**. En el punto de bifurcación, el comportamiento dinámico cambia desde el equilibrio a oscilaciones periódicas con la frecuencia inicial ω_{d0} .

Kamesh(2011) [76] aplicó el criterio de la bifurcación de Hopf en turbo-compresores de MCIA e identificó físicamente el límite de estabilidad o valor crítico como el inicio del “oil whirl” en el sistema rotor-cojinete.

Myers (1984) [77] introdujo la teoría de bifurcación de Hopf para mostrar la existencia de una amplitud pequeña en el ciclo límite para un eje rígido y perfectamente balanceado con una carga estática apoyado en cojinetes largos y con cavitación. Gardner (1985) [78] analizó el movimiento de un sistema de rotor-cojinete cuando la posición de equilibrio estático comienza a ser inestable. Él utilizó la aproximación de cojinete-corto y cojinete-largo con el modelo de $\pi - film$ para la cavitación.

Boyaci (2009) [79] estudió los efectos de las fuerzas no-lineales del cojinete en un eje perfectamente balanceado y simétrico apoyado por dos cojinetes idénticos. La solución para el cojinete fue con la aproximación de cojinete-corto, también aplicó la teoría de bifurcación de Hopf y estudió el comportamiento del sistema en el cambio de la estabilidad del sistema, enfocando su estudio en la influencia de los parámetros de diseño del cojinete relacionado con el límite de estabilidad. Como conclusión escribe que el límite de operación es determinado por la segunda velocidad crítica del eje.

Brown (2000) [80] demostró que las condiciones para el movimiento caótico de un eje rígido apoyado en cojinetes con película de lubricación hidrodinámica son satisfechas para altas excentricidades. Él también mostró que cuando la fuerza de desequilibrio excede la carga estática el cojinete es intermitentemente descargado y puede ocurrir el movimiento caótico. Él limita su estudio en tres parámetros, el ratio de la fuerza dinámica/estática, la excentricidad y una frecuencia adimensional.

Chen y Ding (2001) [81] utilizaron un método denominado “C-L method” para estudiar un sistema dinámico no-autónomo (en función del tiempo) para obtener las curvas de bifurcación típicas en espacios de sistemas paramétricos. Este método es aplicado para el desarrollo de técnicas de control para inestabilidades subarmónicas en maquinaria rotativa grande. Los autores mostraron que el movimiento whirl no-sincronizado del desbalance del rotor puede tener dos tipos de comportamiento: el primero puede ser un movimiento cuasi-periódico el cual tiene una forma de movimiento que es regular pero no exactamente repetitivo, y el segundo puede ser de la mitad de la frecuencia del movimiento de whirl desde el período de doble bifurcación, donde el sistema cambia a un nuevo comportamiento a dos veces del período del sistema original.

2.6. Resultados experimentales y teóricos en condiciones críticas de funcionamiento

Brown (2000) [80] describe que el movimiento caótico en ejes apoyados en cojinetes puede ocurrir cuando se exceden ciertos valores de desequilibrio del eje. Para excentricidades muy elevadas, la carga vertical (provocada por la carga estática del peso y el componente vertical de la fuerza de excitación) puede ser un riesgo del movimiento caótico. También menciona que el movimiento caótico puede ser producido por débiles efectos giroscópicos.

Kirk (2008) [82] ha utilizado sensores inductivos para medir el movimiento de un eje de turbocompresor con cojinetes flotantes y ha realizado un modelo que predice estas vibraciones. Como resultado del modelo se predijo la inestabilidad para el segundo modo de vibración, las frecuencias de excitación aparecen entre $0.3X$ y $0.4X$ (X es la velocidad armónica del eje) al pasar los 80krpm de régimen de giro y las medidas realizadas corroboran este comportamiento. Como conclusiones del artículo expone que el turbocompresor presenta vibraciones subsíncronas e inestabilidades por auto-excitación. Estas excitaciones producen dos modos inestables de movimiento que han sido modelados y medidos, el primero es de forma cónica y eje rígido, el segundo es de forma cilíndrica con una pequeña flexión.

Schweizer (2009) [67] estudió el comportamiento de un turbocompresor con cojinetes flotantes y demostró que son más resistentes en condiciones de falta de lubricación y condiciones de presencia de partículas contaminantes en el lubricante, sin embargo, los turbocompresores con cojinetes flotantes pueden tener un comportamiento más inestable y corren el riesgo de romper el rotor por estas inestabilidades (oil whip).

Vistamehr (2009) [66] presenta un análisis mediante diagramas de cascada de medidas de aceleraciones del housing de turbocompresores con cojinetes flotantes y con cojinetes semiflotantes, estas medidas de aceleraciones son provistas por Honeywell Turbo Technologies (HTT). En el análisis se resalta que la bifurcación de frecuencias subsíncronas (salto de frecuencia desde sub1 que induce un modo cónico de giro hasta una frecuencia sub2 que induce un modo de giro cilíndrico) esta relacionada a la temperatura de entrada del aceite, para el mismo tipo de ensayo pero con distinta temperatura de entrada del aceite $30^{\circ}C$ en un caso y $100^{\circ}C$ se ve que la bifurcación de frecuencias cambia de 108krpm a 84 krpm respectivamente, también se ve que a $100^{\circ}C$ las frecuencias que inducen el fenómeno de “oil whip” sub1 x 2 y sub1 x 3 desaparecen. Al final de este análisis se presenta un ensayo con las mismas condiciones de temperatura y presión pero con mayor desbalance en el rotor y se demuestra que los subsíncronos desaparecen a partir de 60krpm.

Vistamehr (2009) [66] también presentó un modelo con el método de elementos finitos y compara los resultados del modelo con medidas experimentales obteniendo buena concordancia. Después para una presión de alimentación de menos el 33 %, la amplitud total de movimiento del eje es más pequeña, principalmente por la reducción de la amplitud del movimiento subsíncrono. Al incrementar la presión en el mismo porcentaje 33 % se ve un retraso del inicio de la segunda frecuencia subsíncrona y por lo tanto un retraso en la bifurcación, estos resultados son similares a los presentados experimentales por

Schweizer (2009) [67] donde la presión es incrementada desde 1.5 bar hasta 3 bar y el sub2 se retrasa desde 45krpm a 60krpm.

La variación de la temperatura afecta a la velocidad a la cual aparecen o desaparecen las bifurcaciones. Se probaron tres temperaturas, una baja, una de referencia y una alta, en la primera temperatura la bifurcación aparece a 163krpm, en la segunda a los 182krpm y en la tercera a los 150krpm. También se realizaron estudios sobre el incremento del largo interior del cojinete, al incrementar el largo en 15 % las amplitudes totales decrecieron en un 11 % y el movimiento del eje es más centrado. Otra prueba interesante que realizó Vistamehr (2009) [66] es la variación del ratio de aceleración y se probaron con tres ratios: 250 Hz/s, 500 Hz/s (ratio base para todos los estudios realizados) y 750 Hz/s, para mayores ratios de aceleración la diferencia de velocidad a la que sucede la bifurcación es mayor, las diferencias en la aparición de la bifurcación fueron: 7 krpm (para 250 Hz/s), 17 krpm (para 500 Hz/s), y 58 krpm (para 750 Hz/s).

San Andrés (2009) [83] presentó resultados experimentales en los que demuestra que excitaciones del segundo orden y cuarto orden del régimen de giro del motor inducen inestabilidades a altos regímenes de giro del turbocompresor (alrededor de 150krpm).

Schweizer (2010) [68] demostró que los turbocompresores con cojinetes flotantes mejoran su comportamiento de amortiguación sobre el eje gracias a tener doble película de lubricación y pueden funcionar bien en zonas con velocidades superiores a las inestables (zonas en las que las vibraciones pueden ser peligrosas). Sin embargo, los TC con cojinetes flotantes alcanzan las zonas de inestabilidad a menor régimen que los turbocompresores con cojinetes semiflotantes, esto es por tener dos frecuencias de excitación debidas a la película de lubricación interna y externa. Los TC con cojinetes flotantes también pueden generar varios subsíncronos y pese a que estos subsíncronos generalmente no afectan al funcionamiento del turbocompresor pueden generar mayor cantidad de ruido en su funcionamiento. En este estudio Schweizer (2010) presentó un modelo con un coeficiente de rigidez constante y con varios parámetros en estudio (temperatura/presión del aceite, holgura externa del cojinete, longitud interna y externa del cojinete), los resultados de este modelo son comparados con medidas experimentales, se utilizaron para la medida sensores Eddy Current y se midió en la punta del compresor, como conclusiones demuestran que la película interna y externa del cojinete producen auto-excitaciones “oil whirl/whip” en el movimiento del eje, sin llegar a un movimiento totalmente inestable, esto gracias a la sincronización de las frecuencias internas y externas de las películas de aceite. Se realizó también un espectro de frecuencias en el

que se pueden identificar tres subsíncronos que inducen diferentes modos de vibración:

- 1er subsíncrono, oil whirl/whip de la película de lubricación interna excita el modo giroscópico FW;
- 2do subsíncrono, oil whirl/whip de la película de lubricación interna excita el modo giroscópico traslacional FW;
- 3er subsíncrono, oil whirl/whip de la película de lubricación externa excita el modo cónico giroscópico FW.

Varias simulaciones con diferentes configuraciones muestran que: un incremento de la holgura radial de la película externa de lubricación, una reducción de la presión en el entrada del aceite, un incremento en la temperatura del aceite de entrada o un incremento del largo interno del cojinete en la película de lubricación produce un efecto similar al de disminuir el largo exterior del cojinete flotante. Todas estas modificaciones pueden generar un tercer subsíncrono a altos regímenes de giro del eje, este tercer subsíncrono genera mucha inestabilidad. Mientras más pequeño es el largo exterior del cojinete el 3er subsíncrono se genera a menor régimen de giro.

Tian (2011) [69] estudió el comportamiento dinámico del eje de un turbocompresor con cojinetes flotantes y la respuesta a la excitación de vibraciones provenientes del motor de combustión. En este artículo se ha utilizado un modelo de discretización del eje mediante el método de elementos finitos. Primero se obtienen las fuerzas no lineales del cojinete flotante mediante expresiones analíticas con el método propuesto por Capone, el modelo de Capone fue probado y demostrado por Adilette (1996) [84] y de Castro (2008) [85] los resultados de las fuerzas fueron comparados con otros estudios que han utilizado diferentes métodos pero en las mismas condiciones. Después se integra al modelo fuerzas por defectos en el equilibrado y por último se introducen las fuerzas de excitación provenientes del motor, siendo este la finalidad del modelo. Al final las ecuaciones de movimiento son resueltas con una rutina del programa MATLAB. Las conclusiones a las que llegan en el artículo son: El desequilibrio del eje afecta principalmente al comportamiento en bajas revoluciones de giro del eje, las bajas frecuencias subsíncronas tienen mayor amplitud con la excitación del motor, para altos regímenes de giro las frecuencias que predominan son las subsíncronas provenientes de las inestabilidades de la película de lubricación, cuando la velocidad del rotor supera los 45000rpm las frecuencias subsíncronas que provienen del motor se suprimen.

Hung (2012) [65] realizó un modelo de elementos finitos del eje y presentó resultados con distintos valores de aceleración: 0 rpm/s , 35550 rpm/s y 71325 rpm/s, en sus gráficas se pueden ver que para valores de mayor aceleración la amplitud disminuye, así las amplitudes resultantes son: $27 \mu m$, $24 \mu m$ y $22 \mu m$ correspondientemente y que la velocidad crítica a la cual se presenta esta máxima amplitud también cambia y para valores mayores de aceleración la velocidad crítica también es mayor: 59100 rpm, 64700 rpm y 69750 rpm correspondientemente. Chen (2007) [1] presenta resultados para diferentes aceleraciones, pero con un eje mas grande y sus resultados concuerdan en el comportamiento de los resultados de Hung (2012).

Hung (2013) [23] aplica un modelo de elementos finitos en el eje de un turbocompresor de MCIA con cojinetes flotantes y se resuelven las ecuaciones de movimiento, para esto se han utilizado las siguientes características en el modelo de cálculo:

- Simulación de aceleración hasta velocidades muy altas del rotor;
- Respuesta del rotor en comportamiento transitorio;
- Efectos giroscópicos con rotor flexible;
- Dos fases de la película de aceite en la holgura del cojinete;
- Fuerzas de desequilibrio y momentos actuando sobre el rotor;
- Efectos de amortiguación de los sellos de aceite;
- Fuerzas no lineales de los cojinetes flotantes;
- Vibraciones armónicas (desequilibrio) y no-armónicas (giro interno y externo del aceite);
- Cojinete flotante con cambio de velocidad;
- Cálculo de la velocidad del cojinete para velocidad del eje;
- Temperaturas efectivas en la holgura de lubricación;
- Calor de convección en la película de lubricación axial;
- Calor de conducción en la película de lubricación axial;
- Varios tipos de lubricantes (por ej: SAE 0W30, 5W30, 10W40, 15W40);
- Varias temperaturas y presiones de lubricantes en la entrada del aceite.

Como resultado del modelo se pueden apreciar como principales fuentes de excitación del movimiento dos subsíncronos (provenientes de la película de lubricación interior y exterior) y el armónico (proveniente del desequilibrio del eje) . Los resultados del modelo son comparados con medidas experimentales y se ven algunas diferencias. El “oil whirl” calculado comienza a más alto régimen que el medido (calculado 67500rpm y medido 62000rpm), la frecuencia del “oil whirl” calculada es del orden de 0.4X comparada con 0.55X en la medida y en de las dos formas la frecuencia del “oil whirl” termina alrededor con una frecuencia de 0.2X.

Las conclusiones mas relevantes a las que se llegan son: que el modelo que se presenta sirve como una herramienta para entender mejor la dinámica rotacional sin embargo se considera que no existe suficiente información precisa. Las condiciones ideales de fabricación no suelen existir debido a la producción masiva de TC de MCIA. No se conoce con exactitud *las condiciones límites que pueden afectar fuertemente la estabilidad* y funcionabilidad del eje. Se menciona que desafortunadamente es muy difícil o imposible tomar en cuenta todas las variables en el cálculo de la dinámica rotacional. Por lo tanto la dinámica rotacional no puede solucionar la inestabilidad y mal funcionamiento del eje o prevenir daños en condiciones inapropiadas de lubricación, como insuficiente aceite, aceite contaminado con partículas duras, aceite espumoso o aceite quemado en el interior de los cojinetes.

En el artículo de Tian(2013) [86] se realiza un estudio teórico mediante un modelo de dinámica rotacional de un eje de TC con FRB mediante elementos finitos de acuerdo a la teoría de ejes de Timoshenko. En este estudio se realizan varias simulaciones con un rango de velocidad del eje desde 0 - 3500Hz con diferentes excentricidades de una masa en desequilibrio desde $5\ \mu m$ hasta $30\ \mu m$ en el lado del compresor y en lado de la turbina. También se realizan simulaciones con desfase entre las masas en desequilibrio de π y de 0 rad, otra variable es la holgura externa de los cojinetes con dos valores en estudio de $40\ \mu m$ y $50\ \mu m$. El autor centra su análisis en los subsíncronos que los denomina sub 1, sub 2, sub 3 y un subsíncrono que es denominado por este autor como “Critical Limit Cycle Oscillations” (CLC Oscillations) y anteriormente a sido nombrado por Schweizer (2009) [67] como “Total Instability”, estos investigadores denominan así al subsíncrono que hace que la amplitud del movimiento del eje alcance elementos que no están en movimiento del turbocompresor y por lo tanto se puede producir la rotura total del turbocompresor. En las conclusiones se ve que para valores de la holgura exterior de los cojinetes flotantes de $40\ \mu m$ las inestabilidades “CLC Oscillations” pueden ser alcanzadas en rangos altos de velocidad del eje. Para un valor de $50\ \mu m$ en la holgura externa

de los cojinetes flotantes los subsíncronos de “CLC Oscillations” pueden ser alcanzados en rangos de velocidades mas bajas del eje.

2.7. Técnicas de medida del movimiento en ejes

Diferentes técnicas de medida del movimiento del eje han sido desarrolladas, sin embargo, la más empleada en ejes de turbocompresores de MCI es la técnica de medida con sensores inductivos. En el apartado 2.6 ya se han comentado algunos de los resultados obtenidos de medidas experimentales y modelos propuestos por distintos autores. Kirk (2008) [82] utilizó sensores inductivos para medir el movimiento del eje en turbocompresores con cojinetes flotantes en un ciclo transitorio (desde 10krpm hasta 150krpm con incrementos de 10krpm) y como conclusión destaca el identificar las vibraciones subsíncronas e inestabilidades por auto-excitación debidas a la película de lubricación; los resultados son analizados mediante diagramas de cascada. Sin embargo, no hay una explicación de la técnica de medida aunque se puede ver que las medidas se realizan en el lado del compresor. Schweizer (2009) (2010) [67] [68] realizó medidas del movimiento del eje al lado del compresor con sensores inductivos, tampoco detalla las particularidades de la técnica de medida utilizada y presenta los resultados mediante espectros de frecuencia. El modelo de elementos finitos de dinámica rotacional realizado por Hung (2013) [23] ha sido validado mediante medidas del movimiento del eje con sensores inductivos.

Kelly (2010) [4] realizó medidas del movimiento del eje con sensores capacitivos, en su estudio presenta resultados de las medidas en dos tipos de turbocompresores con cojinetes flotantes y con cojinetes de bolas. La frecuencia de medida es de 30kHz y se realizan transitorios desde baja velocidad hasta 175krpm durante 120 segundos. Como conclusiones presenta que las velocidades a las que aparecen los modos de vibración en los turbocompresores con cojinetes de bolas son del doble de los cojinetes flotantes.

Vistamehr (2009) [66] identificó las vibraciones de las frecuencias síncronas y subsíncronas relacionadas al movimiento del eje mediante medidas con acelerómetros instalados en la carcasa del compresor.

Existen otras técnicas que también se han aplicado para medir el movimiento pero de máquinas con ejes grandes, por ejemplo: Rothberg (2004) [87] utiliza sensores “laser Doppler vibrometers” para medir el movimiento del eje en un motor Diesel que gira hasta 3000rpm. Gunter y otros (2010) [88] desarrollaron una técnica de triangulación de la señal de tres sensores “laser

Doppler Distance Sensors” para medir el movimiento radial de una máquina con un eje de diámetro de 190mm y una velocidad angular de 12000rpm. Fulzele y otros (2012) [89] desarrollaron una técnica para medir el movimiento de un eje de diámetro de 65mm y velocidad angular de 1400rpm con un “photo sensing resistor”.

Al final del siguiente capítulo y después de la explicación de las técnicas desarrolladas en esta tesis se presenta un cuadro comparativa entre las diferentes técnicas para la medida del movimiento de ejes.

2.8. Resumen

En este capítulo se ha presentado una revisión bibliográfica sobre los principales temas relacionados a esta tesis.

Se ha presentado una introducción teórica para entrar en contexto con lo relacionado al movimiento de ejes en turbocompresores.

En la segunda sección del capítulo se ha visto que existen muchos trabajos de investigadores dedicados a la película de lubricación hidrodinámica pero como se ha podido comprobar los trabajos experimentales para la determinación de los coeficientes de la película de lubricación son pocos para turbocompresores de MCIA. Se ha visto que la estimación de los coeficientes se ha realizado con distintas aproximaciones y formas de resolver la ecuación de Reynolds. Una de las metodologías que actualmente se esta aplicando es el estudio mediante CFD. La aproximación del comportamiento de la película de lubricación mediante los coeficientes lineales puede tener buenos resultados en zonas de excentricidades limitadas. Con mayores excentricidades los coeficientes no predicen bien el comportamiento de la película de lubricación.

Después se presentó la forma en la que se realizan los análisis de vibraciones en el campo de la dinámica rotacional. Se han visto dos formas de analizar, mediante diagramas de Campbell para un comportamiento lineal y diagramas de cascada o de espectro de frecuencias para el comportamiento no-lineal. Según la bibliografía consultada los diagramas lineales son todavía utilizados para la identificación de los modos de vibración en los turbocompresores de MCIA.

Según la bibliografía consultada, se han realizado modelos y experimentos para poder identificar las inestabilidades en las vibraciones de los ejes. Con las distintas metodologías utilizadas se concuerda con las inestabilidades de los turbocompresores de MCIA. Las inestabilidades principalmente son provenientes de excitaciones debidas a la película de lubricación. En cuanto a

las excitaciones provenientes del motor todavía existen discrepancias de los resultados obtenidos por los diferentes autores.

Se presentaron los resultados experimentales de varios autores. La gran mayoría de investigaciones en turbogrupos de MCIA se han realizado sobre TC con cojinetes flotantes. Pese a que se han estudiado las vibraciones en turbocompresores, no existe una determinación muy clara sobre las condiciones críticas de funcionamiento de los turbocompresores.

También se observó que existen varias técnicas de medida de movimiento del eje, pero que la mayoría de estas técnicas han sido aplicadas para ejes de mayores dimensiones.

Bibliografía

- [1] Chen Wen Jeng. *Introduction to dynamic of Rotor-Bearing Systems*. Trafford publishing, 2007.
- [2] Vance John, Fouad Zeidan y Brian Murphy. *Machinery vibration and Rotordynamics*. JOHN WILEY & SONS, INC, 2010.
- [3] Jeffcott H.H. “The Lateral vibration of loaded shafts in the neighborhood of a whirl speed: the effect of balance.”. *Philo*, Vol. 6, pp. 37–304, 1919.
- [4] Kelly A. D. “Rotordynamic characterization and comparison of Turbocharger bearing systems”. *Borg Warner Turbo and Emissions Systems, USA*, 2010.
- [5] Yukio Hori. *Hydrodynamic Lubrication*. Springer-Verlag, 2006.
- [6] Dellacorte C. y Valco M.J. “Load Capacity Estimation of Foil Air Journal Bearings for Oil-Free Turbomachinery Applications”. *Tribology*, Vol. 43, pp. 795–801, 2000.
- [7] Palmgren Arvid. *Ball and Roller Bearing Engineering*. Burbank, 1959.
- [8] Ragulskis K. M., Jurkauskas A. Y., Atstupenas V. V., Vitkute A. Y. y Kulvec A. P. *Vibrations of bearings*. NASA, 1979.
- [9] Gargiulo E.P. “A Simple Way to Estimate Bearing Stiffness”. *Machine Design*, Vol. July 24, pp. 107–110, 1980.
- [10] Gupta P.K. *Advanced Dynamics of Rolling Elements*. Springer-Verlag, 1984.
- [11] Changsen Wan. *Analysis of Rolling Element Bearings*. Mechanical Engineering Publications, 1991.
- [12] Stacke L-E. y Fritzon D. “Dynamic behaviour of rolling bearings: Simulations and experiments”. *Journal of Engineering Tribology*, Vol. 215, pp. 499–508, 2001.
- [13] Tedric A., Harris M. y Kotzalas N. *Essential Concepts of Bearing Technology*. Taylor and Francis, 2007.
- [14] Childs Dara. *Turbomachinery Rotordynamics: Phenomena, Modeling, and Analysis*. Wiley, New York, 1993.
- [15] Schweizer G., Bleuler H. y Traxler A. “Active Magnetic Bearing: Basics, Properties and Application of Active Magnetic Bearings”. *Vdf Hochschulverlag AG an der ETH, Zürich*, 1994.

- [16] Schweizer G. “Applications and Research Topics for Active Magnetic Bearings”. *Proceedings IUTAM-Symposium on Emerging Trends in Rotor Dynamics, March 23-26. Springer-Verlag, 2009.*
- [17] Pinkus Oscar y Sternlicht Beno. *Theory of Hydrodynamic Lubrication.* McGraw-Hill, New York, 1961.
- [18] Smith D.M. *Journal Bearings in Turbomachinery.* Chapman and Hall, London, 1969.
- [19] Burrows C.R. y R. Stanway. “A Coherent Strategy for Estimating Linearized Oil-Film Coefficients”. *Proceedings of The Royal Society*, Vol. 370, pp. 89–105, 1980.
- [20] Lund J.W. “Dynamic Coefficients for Fluid Film Journal Bearings”. *Vibration and Wear in High Speed Rotating Machinery*, pp. 605–616, 1990.
- [21] Hamrock Bernard J., Steven R. Schmid y Bo O. Jacobson. *Fundamentals of Fluid Film Lubrication.* McGraw-Hill, New York, 1994.
- [22] Reynolds Osborne. “On the Theory of Lubrication and its Application to Mr. BEAUCHAMP TOWER’S Experiments, including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil.”. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London*, Vol. 177, 1886.
- [23] Hung Nguyen-Schafer. “Nonlinear rotordynamic Computations of Automotive Turbochargers Using Rotating Ring Bearings at High Rotor Speeds”. *SIRM 2013 - 10th International Conference on Vibrations in Rotating Machines, Berlin, Germany, 25 - 27. February 2013, 2013.*
- [24] Wada Sanae y Hayashi Hirotsugu. “Application of Finite-Element Method to Hydrodynamic Lubrication Problems (Part 1)”. *Bulletin of the JSME*, Vol. 14, pp. 1222–1233, 1971.
- [25] Wada Sanae y Hayashi Hirotsugu. “Application of Finite-Element Method to Hydrodynamic Lubrication Problems”. *Bulletin of the J*, Vol. 14, pp. 1234–1244, 1971.
- [26] Di Paolo José, Corvalán Carlos María y Saita Fernando A. “Solución numérica de la ecuación de Reynolds formulación diferencial vs. formulación integral”. *Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería*, Vol. 11, pp. 303–322, 1995.
- [27] Pascual Rodrigo J. y Meruane Viviana N. “Identificación numérica de parámetros en descansos hidrodinámicos por medio de CFD”. *Sociedad Chilena de Mecánica Computacional*, Vol. 3, 2005.
- [28] Zhao S.X. “An experimental study of nonlinear oil-film forces of a journal bearing”. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 287, pp. 827–843, 2005.
- [29] Schlichting H. *Boundary Layer Theory.* McGraw-Hill, New York, 1960.
- [30] Mitchell J.R., Holmes R. y Ballegooyen H.V. “Experimental Determination of a Bering Oil Film Stiffness”. *Proceedings - of the 4th Lubrication and Wear Convention, IMechE*, Vol. 180, pp. 90–96, 1966.
- [31] Benckert H. y Wachter J. “Flow Induced Spring Coefficients of Labyrinth Seals for Application in Rotor Dynamics”. In *Rotordynamic Instability Problems in High-Performance Turbomachinery, Proceedings of a Workshop Held at Texas A&M University*, 12-14 May, NASA CP 2133, 189-212.
- [32] Parkins D.W. y Horner D. “Tilting Pad Journal Bearings-Measure and Predicted Stiffness Coefficients”. *Tribology Transactions*, Vol. 36, pp. 359–366, 1993.

- [33] Nikolakopoulos P. G. y Papadopoulos C. A. “Controllable High Speed Journal Bearings, Lubricated with Electrorheological fluid - An Analytical and Experimental Approach”. *Tribology International*, Vol. 31, pp. 225–234, 1998.
- [34] Tiwari R., Lees A. W. y Friswell M. I. “Identification of Seed-Dependent Bearing Parameters”. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 254, pp. 967–986, 2002.
- [35] Someya T. “An Investigation into the Spring and Damping Coefficients of the Oil Film in Journal Bearing”. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, Vol. 42, pp. 2599–2606, 1976.
- [36] Hisa S., Matsumura T. y Someya T. “Experiments on the Dynamic Characteristics of Large Scale Journal Bearings”. *Proceedings of the 2nd International Conference on Vibration in Rotating Machinery, IMechE, Cambridge, UK*, Vol. 284, pp. 223–230, 1980.
- [37] Sakakida H., Asatsu S. y Tasaki S. “The Static and Dynamic Characteristics of 23 Inch (584.2 mm) Diameter Journal Bearing.”. In *Proceedings of the 5th International Conference on Vibration in Rotating Machinery, IMechE, Bath, UK*, 1992.
- [38] Diana G., Borgese D. y Dufour A. “Experimental and Analytical Research on a Full Scale Turbine Journal Bearing”. In *Proceedings of the 2nd International Conference on Vibration in Rotating Machinery, IMechE, Cambridge, UK*, 1980.
- [39] Ronald Flack, Kostrzewsky Gregory y Taylor David. “A Hydrodynamic Journal Bearing Test Rig with Dynamic Measurement Capabilities”. *Tribology Transactions*, Vol. 36:4, pp. 497–512, 1993.
- [40] Kostrzewsky G.J., Taylor D.V. y Flack R.D. “The Design and Application of a Bearing Test Rig for Dynamic Coefficients”. *Proceedings of the 3rd International Conference on Rotordynamics, IFToMM, Lyone, France*, pp. 73–77, 1990.
- [41] Kostrzewsky G.J., Taylor D.V. y R.D. Flack. “Experimental Determination of the Dynamic Characteristics of a Two-Axial Groove Journal Bearing”. *Tribology Transactions*, Vol. 37, pp. 534–542, 1994.
- [42] Kostrzewsky G.J. y Flack R.D. “Comparison Between Measured and Predicted Performance of a Two-Axial-Groove Journal Bearing”. *Tribology Transactions*, Vol. 39, pp. 571–578, 1996.
- [43] Kostrzewsky G.J., Flack R.D. y Barret L.E. “Theoretical and Lobe Journal Bearing”. *Tribology Transactions*, Vol. 41, pp. 392–398, 1998.
- [44] Taylor D.V., Kostrzewsky G.J., Flack R.D. y Barret L.E. “Measured Performance of a High Load Three-Lobe Journal Bearing-Part II: Dynamic Characteristics”. *Tribology Transactions*, Vol. 38, pp. 707–713, 1995.
- [45] Wygant K.D., Flack R.D. y Barret L.E. “Influence of Pad Pivot Friction on Tilting-Pad Journal Bearing Measurement. Part II: Dynamic Coefficients”. *Tribology Transactions*, Vol. 42, pp. 250–256, 1999.
- [46] Pettinato B. y Flack R.D. “Test Results for a Highly Preloaded Three-Lobe Journal Bearing-Effect of Load Orientation on Static and Dynamic Characteristics”. *Lubrication Engineering, Journal of the Society of Tribologists and Lubrication Engineers*, Vol. 57, pp. 23–30, 2001.
- [47] Kurtin K.A., Childs D.W., San Andrés L. y Hale K. “Experimental Versus Theoretical Characteristics of a High-Speed Hybrid (Combination Hydrostatic and Hydrodynamic) Bearing”. *ASME Journal of Tribology*, Vol. 115, pp. 160–169, 1993.

- [48] Childs D.W. y Hale K. "A Test Apparatus and Facility to Identify the Rotordynamic Coefficients of High-Speed Hydrostatic Bearings". *ASME Journal of Tribology*, Vol. 116, pp. 337–344, 1994.
- [49] Franchek N.M. y Childs D.W. "Experimental Test Results for Four High-Speed, High-Pressure, Orifice-Compensated Hybrid Bearings". *ASME Journal of Tribology*, Vol. 116, pp. 147–153, 1994.
- [50] Marquette O.R., Childs D.W. y Andrés L.S. "Eccentricity Effects on the Rotordynamic Coefficients of Plain Annular Seals: Theory Versus Experiment". *ASME Journal of Tribology*, Vol. 119, pp. 443–448, 1997.
- [51] Laurant F. y Childs D.W. "Rotordynamic Evaluation of a Near-Tangential-Injection Hybrid Bearing". *ASME Journal of Tribology*, Vol. 121, pp. 886–891, 1999.
- [52] Rouvas C. y Childs D.W. "A Parameter Identification Methods for the Rotordynamic Coefficients of a High Reynolds Number Hydrostatic Bearing". *ASME Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 115, pp. 264–270, 1993.
- [53] Hagg A.C. y Sankey G.O. "Elastic and Damping Properties of Oil-Film Journal Bearings for Application to Unbalance Vibration Calculations". *ASME Journal of Applied Mechanics*, Vol. 80, pp. 141–143, 1958.
- [54] Duffin S. y Johnson B.T. "Some Experimental and Theoretical Studies of Journal Bearings for Large Turbine-Generator Sets". *Proceedings of IMechE*, Vol. 181, pp. 89–97, 1967.
- [55] Yanabe S., Yamashita S. y B. Weyh. "A Method for Measuring Oil Film Coefficients of Journal Bearings". In *Proceedings of the 3rd International Conference on Rotordynamics, IFToMM, Lyone, France*, 1990.
- [56] Kostrzewsky G.J. y Flack R.D. "Accuracy Evaluation of Experimental Derived Dynamic Coefficients of Fluid-Film Bearings". *Tribology Transactions*, Vol. 33 no 1, pp. 105–114, 1990.
- [57] Muller-Karger C.M., Barret L. y Flack R.D. "Influence of Fluid Film Non-Linear on the Experimental Determination of Dynamic Stiffness and Damping Coefficients for Three-Lobe Journal Bearing". *Tribology Transactions*, Vol. 40, pp. 49–56, 1997.
- [58] Gomiciaga R. y Keogh P.S. "Orbit Induced Journal Temperature Variation in Hydrodynamic Bearings". *Journal of Tribology*, Vol. 121, pp. 77–84, 1999.
- [59] Omidreza Ebrat, Zissimos P., Mourelatos Nickolas, Vlahopoulos Kumar y Vaidyanathan. "Calculation of Journal Bearing Dynamic Characteristics Including Journal Misalignment and Bearing Structural Deformation". *Tribology Transactions*, Vol. 47, pp. 94–102, 2004.
- [60] Gertzos K.P., Nikolakopoulos P.G. y Papadopoulos C.A. "CFD analysis of journal bearing Hydrodynamic lubrication by Bingham lubricant". *Tribology International*, Vol. 41, pp. 1190–1204, 2008.
- [61] Maneshian B. y Gandjalikhan Nassab S.A. "Thermohydrodynamic Characteristics of Journal Bearings Running Under Turbulent Condition". *IJE Transactions A: Basics*, Vol. 22, pp. 181–194, 2009.
- [62] Deligant M., Podevin P. y Descombes G. "CFD model for turbocharger journal bearing performances". *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp. 811–819, 2011.
- [63] Huiping Liu, Hua Xu, Peter J. Ellison y Zhongmin Jin. "Application of Computational Fluid Dynamics and Fluid-Structure Interaction Method to the Lubrication Study of a Rotor-Bearing System". *Tribol Lett*, Vol. 38, pp. 325–336, 2010.

- [64] Newkirk B. L. y Taylor H. D. “Shaft whipping due oil action in journal bearing”. *General Electric Review*, Vol. 28, pp. 559–568, 1925.
- [65] Hung Nguyen-Schafer. *Rotordynamics of Automotive Turbochargers*. Springer, 2012.
- [66] Vistamehr Arian. “Analysis of Automotive turbocharger nonlinear vibration including bifurcations”. *Master Thesis. Texas A&M University*, 2009.
- [67] Schweizer Bernhard. “Total instability of turbocharger rotors-Physical explanation of the dynamic failure of rotors with full-floating ring bearings”. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 328, pp. 1565–190, 2009.
- [68] Schweizer Bernhard. “Dynamic and stability of turbocharger rotors”. *Archive of Applied Mechanics*, Vol. 80, pp. 1017–1043, 2010.
- [69] Tian L., Wang W.J. y Peng Z.J. “Dynamic behaviour of a full floating ring bearing supported turbocharger rotor with engine excitation”. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 330, pp. 4851–4874, 2011.
- [70] Swason Erik, Powell Chris y Weissman Sorin. “A practical Review of Rotating Machinery Critical Speeds and Modes”. *Sound and Vibrations*, May 2005.
- [71] Wenhui Xie, Yougang Tang y Yushu Chen. “Analysis of motion stability of the flexible rotor-bearing system with two unbalanced disks”. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 310, pp. 381–393, 2008.
- [72] Sterling J. “Influence of induced unbalanced on subsynchronous vibration of an automotive turbocharger”. *Master’s thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University*, 2009.
- [73] Calvo J.A., Días V. y Roman J.L. “Controlling the Turbocharger whistling noise in diesel engines”. *International Journal of Vehicle Noise and Vibration*, Vol. 2, pp. 17–28, 2005.
- [74] El-Marhomy Abd Alla. “Effect of various rotor-bearing system parameters on the whirl stability of system rotational modes of motion”. *Energy Conversion and Management*, Vol. 38, pp. 73–82, 1997.
- [75] El-Marhomy Abd Alla y Abdel-Sattar Nasar Eldin. “Stability analysis of rotor-bearing system via Routh-Hurwitz criterion”. *Applied Energy*, Vol. 77, pp. 287–308, 2004.
- [76] Kamesh Punithavathy. *Oil-Whirl Instability in Automotive Turbocharger*. Tesis Doctoral, University of Southampton, 2011.
- [77] Myers C.J. “Bifurcation Theory Applied to Oil Whirl in Plain Cylindrical Journal Bearings”. *Journal of Applied Mechanics: ASME*, Vol. 51, pp. 244–250, 1984.
- [78] Gardner M., Myers C., Savage M. y Taylor C. “Analysis of Limit-cycle Response in Fluid-Film Journal Bearings Using The Method of Multiple Scales”. *Quarterly Journal of Mechanics & Applied Mathematics*, Vol. 38, pp. 27–45, 1985.
- [79] Boyaci A., Hetzler H., Seeman W. y Proppe C. “Analytical bifurcation analysis of a rotor supported by floating ring bearing”. *Nonlinear Dynamics*, Vol. 57, pp. 497–507, 2009.
- [80] Brown R.D., Drummond G. y Addison P.S. “Chaotic response of a short journal bearing”. *Journal of Engineering Tribology*, Vol. 214, pp. 387–400, 2000.
- [81] Chen Yu-shu y Ding Qian. “C-L Method and Its Application to Engineering Nonlinear Dynamic Problems”. *Applied Mathematics and Mechanics*, Vol. 22, pp. 144–153, 2001.

- [82] Kirk R.G., Alsaeed A., Liptrap J., Lindsey C., Sutherland D., Dillon B., Saunders E., Chappell M., Nawshin S., Christian E., Ellis A., Mondschein B., Oliver J. y Sterling J. “Experimental Test Results for Vibration of a High Speed Diesel Engine Turbocharger”. *Tribology Transactions*, Vol. 51:4, pp. 422–427, 2008.
- [83] San Andrés L., Gjika K., Maruyama Ash. y Xia Sherry. “Turbocharger Nonlinear Response with Engine-Induced Excitation: Predictions and Test Data”. *ASME, Turbo Expo 2009, Power for Land, Sea and Air*, 2009.
- [84] Adiletta G., Guido A. y Rossi C. “Chaotic motions of a rigid rotor in short journal bearings”. *Nonlinear Dynamics*, Vol. 10, pp. 251–269, 1996.
- [85] de Castro H.F., Cavalca K.L. y Nordmann R. “Whirl and whip in stabilities in rotor-bearing system considering a nonlinear force model”. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 317, pp. 273–293, 2008.
- [86] Tian L., Wang W.J. y Peng Z. J. “Nonlinear effects of unbalance in the rotor-floating ring bearing system of turbochargers”. *Mechanical Systems and signal Processing*, Vol. 34, pp. 298–320, 2013.
- [87] Rothberg Steve y Bell John. “On the application for laser vibrometer to translational and rotational vibration measurements on rotating shafts.”. *Measurement*, pp. 201–210, 2004.
- [88] Gunter P., Dreier F., Pfiser T., Czarske J., Haupt T. y Hufenbach W. “Measurement of radial expansion and tumbling motion of a high-speed rotor using optical sensor system.”. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2010.
- [89] Fulzele Asmita G., Arajpure V.G., Holay P.P. y Patil N.M. “Condition monitoring of shaft of single-phase induction using optical sensor.”. *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 29, pp. 428–435, 2012.

Capítulo 3

Técnicas desarrolladas para la medida del movimiento del eje en turbocompresores

Contenido

3.1. Introducción	67
3.2. Técnica con imágenes para la medida del movimiento de ejes en turbocompresores	68
3.2.1. Montaje experimental	69
3.2.2. Metodología de medida del movimiento del eje . . .	73
3.2.2.1. Puntos de referencia y cálculo de la posición del eje	73
3.2.2.2. Máxima excentricidad	77
3.2.2.3. Movimiento del eje	78
3.2.2.4. Análisis de luminosidad	80
3.3. Técnica con sensores infrarrojos para la medida del movimiento de ejes en turbocompresores	89
3.3.1. Montaje y calibración de los sensores	89
3.3.2. Metodología de medida del movimiento del eje . . .	90
3.3.2.1. Reducción de las fuentes de error	92
3.3.2.2. Máxima Excentricidad	97
3.3.2.3. Procesado de datos para la determinación del movimiento síncrono y subsíncrono del eje	97
3.4. Comparación de las técnicas de medida desarrolladas	103

3.5. Resumen 107
Bibliografía 108

3.1. Introducción

Los turbocompresores de MCIA funcionan en condiciones de temperatura muy elevadas en especial en el lado de la turbina, por ejemplo de 820°C hasta 850°C para MEC y de 950°C hasta 1050°C para MEP, esto junto al hollín presente en los gases de escape hacen que la medida del movimiento del eje resulte una tarea complicada en el lado de la turbina. En el lado del compresor las temperaturas son menores y el flujo de aire generalmente es más limpio, siendo al lado del compresor en donde tradicionalmente se suelen realizar las medidas del movimiento del eje. Por otro lado una complicación adicional para cualquier tipo de medida que se desee realizar en TC de MCIA es debido a su tamaño, que por lo general son muy pequeños. Una medida del movimiento del eje que podría aportar con mucha información es en el centro del eje en la zona del apoyo en los cojinetes, sin embargo, debido al circuito de lubricación y conductos de refrigeración (en el caso de TC para MEP) se vuelve una tarea mas complicada.

Tradicionalmente se han realizado medidas del movimiento del eje con sensores inductivos “Eddy current sensors” Schweizer (2009) [1], Diana (1980) [2], Kirk (2008) [3] siendo esta técnica la más conocida, sin embargo, debido al rango de medida que tienen los sensores inductivos (de 0mm hasta 2mm generalmente) resulta una técnica un poco peligrosa para ensayos en condiciones críticas de funcionamiento o en casos de rotura del turbogrupo, ya que al estar muy cerca los sensores del eje pueden tener contacto entre sí.

En este capítulo se presentarán dos técnicas novedosas de medida del movimiento del eje, la primera es una técnica con una cámara fotográfica para ver el movimiento de la punta del eje en el lado del compresor, con esta técnica se pueden observar en vivo los fenómenos que ocurren cuando el turbocompresor presenta algún fallo además se puede observar el comportamiento dinámico del eje, con esta técnica se puede estimar una posición promedio del eje que depende de la velocidad de giro y del tiempo de apertura del diafragma de la cámara fotográfica para capturar la imagen de la punta del eje. La segunda técnica de medida es con sensores infrarrojos, con esta técnica también se mide el movimiento del eje en el lado del compresor y nos permite tener información de la posición del eje con una mayor frecuencia de adquisición de datos y por lo tanto la posición que se mide del eje es instantánea, sin embargo, esta técnica no da mucha información durante el ensayo y los datos medidos son procesados después del ensayo.

Con las dos técnicas de medida del movimiento del eje desarrolladas se pretende tener un conocimiento más exacto del comportamiento del eje y que

ayuden a determinar de mejor manera las causas de los fallos de los turbocompresor en condiciones críticas de funcionamiento.

3.2. Técnica con imágenes para la medida del movimiento de ejes en turbocompresores

Tradicionalmente las técnicas ópticas han sido utilizadas en MCIA para la medida de diferentes fenómenos y principalmente en los procesos de inyección de combustible Payri (2011) [4], sin embargo, el uso de técnicas ópticas en la medida del movimiento del eje permite tener información no solo de la posición sino además del estado en el que se encuentra el turbocompresor, más aún en el caso de condiciones críticas de funcionamiento ya que al ser una técnica óptica permite conocer lo que está sucediendo en el momento de un fallo y de esta manera ayuda a determinar las causas del mismo.

La técnica desarrollada es no invasiva, puesto que no se debe desmontar ningún elemento del rotor para que se la pueda llevar a cabo. El objetivo de esta técnica es desarrollar un sistema para visualizar el movimiento del eje de un turbocompresor, la cual será utilizada en ensayos en condiciones críticas de funcionamiento y los turbocompresores pueden llegar a romperse. Para lograr esto, una cámara fotográfica y una fuente de luz se instalaron en un banco de pruebas de turbocompresores con un circuito de lubricación controlado.

Se desarrolló una metodología de grabación de imágenes y un algoritmo de procesado de las imágenes, con el fin de estimar la posición del eje. Este proceso consiste en diferenciar ciertas zonas específicas de la imágenes, y así obtener sus coordenadas. Dos puntos de referencia se han configurado en el lado del compresor, que ayudan a calcular la posición relativa del eje, evitando los errores debidos a las vibraciones estructurales. La máxima excentricidad (se denomina máxima excentricidad al límite físico en el cual el eje puede tener un movimiento normal, es decir sin presentar fallos, este límite está determinado por la holgura radial entre el eje y los cojinetes) del movimiento del eje del turbocompresor se ha determinado y se ha comparado con el movimiento del eje cuando está girando en diferentes condiciones. Un estudio de la luminosidad se ha realizado, con el fin de mejorar el procesado y obtener la posición del eje en un período de tiempo de exposición de la fotografía.

La técnica se ha aplicado a diferentes pruebas de diagnóstico con condiciones críticas del sistema de lubricación y los resultados más relevantes se presentarán en el siguiente capítulo, la información obtenida en los ensayos y con el procesado es: figuras del movimiento del eje, diferentes variables termo-

Número de cilindros	6
Diámetro de pistón (mm)	150
Carrera (mm)	125
Relación de compresión	17:1
Velocidad Máxima (rpm)	1800

Cuadro 3.1. Datos técnicos del Motor de alimentación a la turbina.

dinámicas y fotos del eje mientras está girando en condiciones anormales de lubricación. Los componentes de medición utilizados en esta técnica tienen la capacidad de soportar un fallo catastrófico del turbocompresor durante este tipo de pruebas.

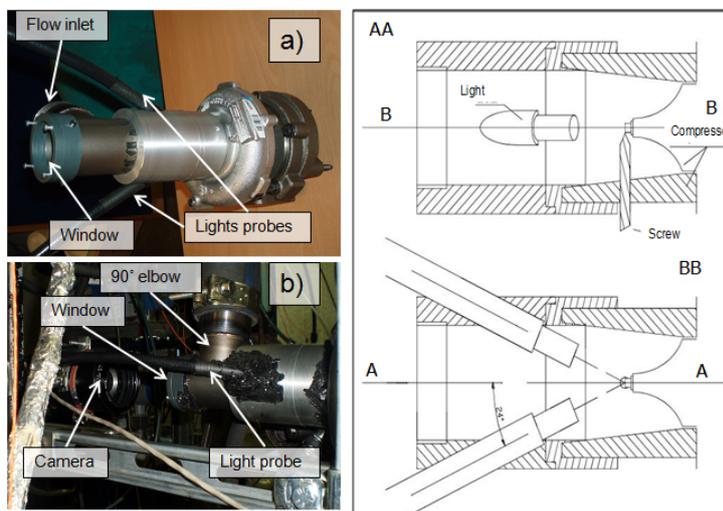
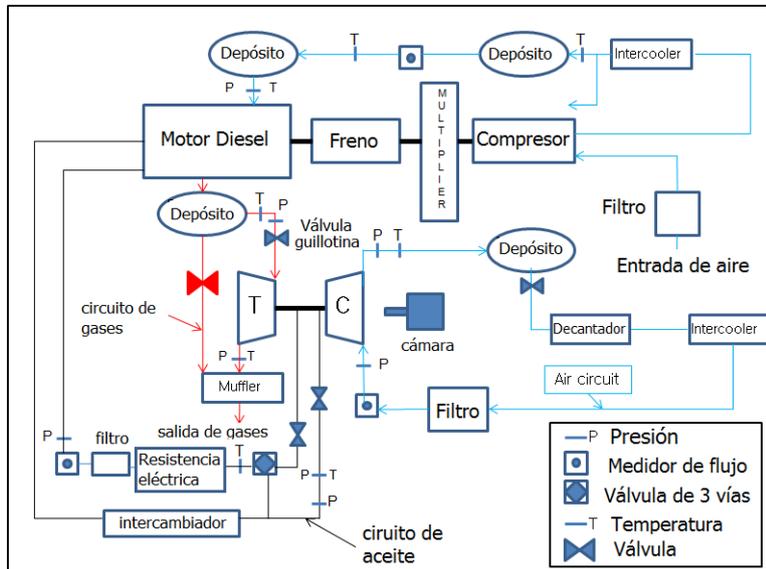
3.2.1. Montaje experimental

Se proporciona gases de escape para la alimentación de la turbina por medio de un motor Diesel de 6 cilindros de gran potencia, los detalles del motor se pueden ver en la cuadro 3.1. Más detalles acerca de los componentes del banco de ensayo y de configuración se pueden encontrar en la referencia Serrano (2011) [5]. El ingreso del flujo es controlado por medio de una válvula rápida denominada de guillotina, permitiendo aceleración, desaceleración y la fijación del punto de trabajo del turbocompresor. Una válvula de 3 vías controla el circuito de aceite de lubricación y permite lubricar o cortar el flujo de aceite al turbocompresor. Además, los transductores se emplazaron en el circuito de aceite, circuito de gases de escape de la turbina y el circuito de aire del compresor para medir variables termodinámicas, tales como la presión, la temperatura y el gasto másico ver figura 3.1.

La cámara fotográfica se coloca en frente del turbocompresor en el lado del compresor, posicionándola coaxialmente al eje del turbocompresor y enfocado a la punta del eje. Un codo de 90° está unido a la entrada de la carcasa del compresor con una ventana de vidrio para permitir la correcta visualización del eje a través de la cámara (ver figura 3.2). La luz es proporcionada por una lámpara de halógeno de 250W y es conducida a través de dos guías de fibra de vidrio líquidas, que tienen un diámetro de 8 mm. Estas sondas están dispuestas en un plano horizontal y se acoplan en el conducto, apuntando a la punta del eje del compresor, figura 3.2. La función de estas sondas es iluminar correctamente el eje para obtener fotografías con la calidad suficiente para su posterior procesamiento.

Las imágenes se tomaron con una cámara PCO Pixelfly CCD de 12 bits con una resolución espacial de 1280x1024 píxeles. La distancia entre el compresor

3. Técnicas desarrolladas para la medida del movimiento del eje en turbocompresores



y la cámara es de aproximadamente 300 mm. La resolución obtenida con esta disposición es de aproximadamente 5 micras por pixel. Esta resolución nos permite observar los movimientos del eje, que tienen una orden de magnitud similar. Un problema importante de esta técnica de medición es el movimiento relativo entre la cámara y el turbocompresor mientras se está midiendo el movimiento del eje. Las vibraciones estructurales en los motores alternativos o en los bancos de pruebas de turbocompresores son muy comunes y en este caso se presentan como desplazamientos descontrolados entre la cámara y el turbocompresor y esto puede introducir un error significativo en las mediciones. Para evitar esto, dos tornillos, cuyas puntas se encuentran a pocos milímetros de la punta del eje del compresor, se colocan en la carcasa del compresor. Estos tornillos se utilizan para facilitar el procesamiento de las imágenes, estos tornillos ofrecen dos referencias claras, fijadas con la carcasa del lado del compresor. Las fuentes de error anteriormente indicadas se pueden evitar con el uso de las referencias fijas (tornillos). Es necesario distinguir claramente los objetos en la imagen, con el fin de encontrar la posición del eje a través de las imágenes grabadas. Por lo tanto, los tornillos se han pintado de blanco y la rueda del compresor se ha pintado de negro, dejando brillante la punta del eje. Estos colores se utilizan con el fin de mejorar el procesamiento de las imágenes. Este proceso implica la identificación de la posición de los objetos importantes (los tornillos y la punta del eje) y distinguir la luminosidad en los píxeles de la imagen (la técnica de luminosidad será explicada más adelante). La figura 3.3 muestra el lado del compresor del turbocompresor con el marco de la cámara centrado y los 2 tornillos de referencia.

Las puntas de eje de los turbocompresores tienen varias formas, que dependen de la configuración de la tuerca del compresor. Hay dos tipos de turbocompresores que se han utilizado en esta metodología, el primero es un turbocompresor Borg Warner (BWTS) (con la forma de la punta de eje como un círculo) y el segundo es un turbocompresor de Honeywell (HTT) (con la forma de la punta del eje como un anillo). Un ejemplo de las imágenes capturadas por la cámara con el eje detenido y el eje girando se pueden observar en la figura 3.4 (En la parte superior de la figura 3.4 esta el TC BWTS y en la parte inferior de la figura esta el TC HTT, a la izquierda los ejes están sin movimiento y a la derecha los ejes están girando). A medida que el tiempo de exposición de la fotografía tiene el mismo orden de magnitud que el tiempo por revolución del eje del turbocompresor, la imagen obtenida del eje en rotación tiene un contorno más suave que el eje en estacionario. Esto tiene implicaciones para la exactitud del método y el procesamiento de la imagen, como se describirá más adelante.

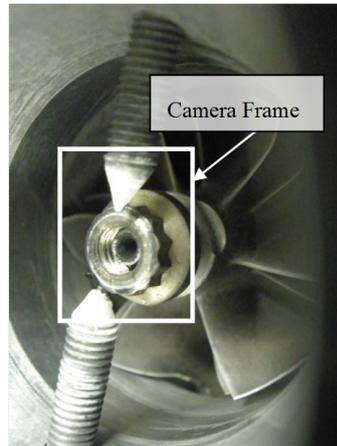


Figura 3.3. Fotografía tornillos y punta de eje.

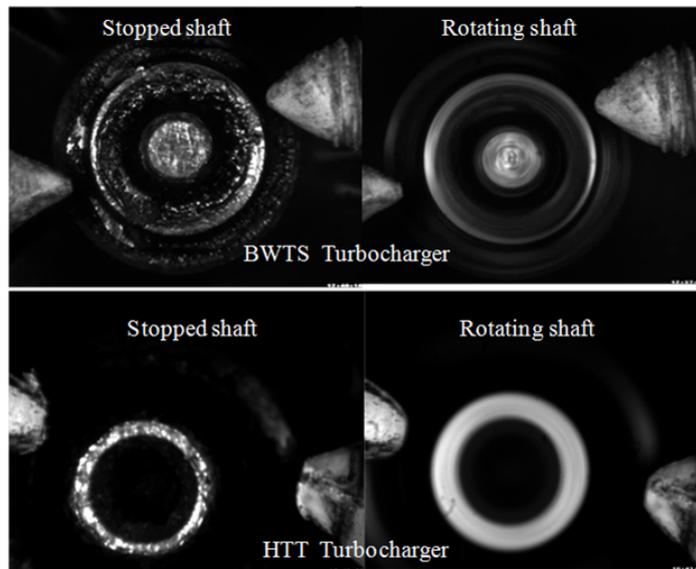


Figura 3.4. Fotografías de puntas de ejes.

3.2.2. Metodología de medida del movimiento del eje

Diferentes códigos de procesamiento de imágenes se han programado en Matlab, con el fin de obtener la posición relativa del centro del eje de las fotografías. El proceso de análisis de movimiento del eje consta de cuatro pasos que se detallan a continuación. El primer paso incluye: el posicionamiento de los puntos de referencia (tornillos referencia) y el centro del eje en la imagen, la determinación de las escalas en mm por píxel y la corrección de la falta de perpendicularidad entre la cámara y la carcasa del turbocompresor. El segundo paso es determinar la máxima excentricidad del eje en el turbocompresor antes de la prueba. El tercer paso consiste en determinar la posición del eje cuando está girando y su posición relativa a la máxima excentricidad determinada en el paso anterior. El cuarto paso es el análisis de la luminosidad del eje para determinar si hay movimientos bruscos durante la captura de la imagen y su tiempo de exposición.

3.2.2.1. Puntos de referencia y cálculo de la posición del eje

La forma de la punta del eje del compresor se considera un círculo perfecto o un anillo perfecto con el código utilizado en el programa Matlab. Para mejorar la precisión del método, se ha supuesto que la cámara no se encuentra coaxialmente al eje del turbocompresor. Por lo tanto, este círculo o anillo se convierte en una elipse en el proceso de la imagen a fin de considerar el error debido a la falta de coaxialidad entre la cámara y la punta de eje. Como se mencionó anteriormente los tornillos de referencia se utilizan para evitar errores en el procesamiento de imágenes debido a las vibraciones estructurales. Un conjunto de imágenes deben ser registradas en un experimento dado en el que se quiere conocer el movimiento del eje. Los pasos para calcular las posiciones de los puntos de referencia (tornillos) y el centro del eje en estas imágenes son los siguientes:

- a *El procesado de las fotografías*, Las imágenes obtenidas se procesan y se cambian a una imagen binaria con los píxeles en blanco y negro. Un ejemplo de una fotografía antes y después del cambio se puede ver en la figura 3.5.
- b *Obtención de los tornillos patrón*, La imagen con la mejor calidad (esta es la foto cuyo brillo y el enfoque tienen la más alta calidad del grupo de imágenes tomadas) se elige para ser utilizada como un estándar para los tornillos de referencia. Esta foto se procesa como en el paso anterior y se

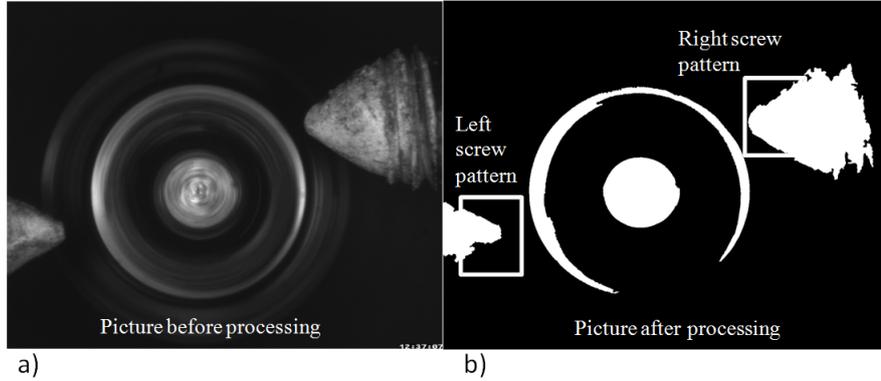


Figura 3.5. Fotografía antes (a) y después (b) del procesado.

obtiene una imagen binaria de blancos y negros. Las fotografías de los tornillos en estas imágenes binarias se cortan para utilizarlas como un patrón en el proceso de localización de los tornillos en otras fotografías. La figura 3.6 a) muestra un ejemplo de estos patrones.

- c) *Posición del punto de referencia*, El código del programa desarrollado se utiliza para determinar puntos de referencia de los tornillos de cada imagen procesada en formato binario (blanco y negro) al ser comparados con los tornillos patrones. Esta comparación se realiza en una serie de coordenadas donde el programa busca la coincidencia más cercana entre la forma de la imagen que esta siendo procesada y el tornillo patrón. Esta convolución se lleva a cabo mediante la comparación de los píxeles de las dos imágenes binarias utilizando el operador lógico o “exclusivo” (XOR), tratando de minimizar el número de píxeles diferentes entre las dos imágenes. El intervalo de comparación se representa con el rectángulo grande en la figura 3.6 b). La figura 3.6 también muestra el tornillo patrón izquierdo en color gris, en el punto donde se ha encontrado la máxima coincidencia entre el patrón y la imagen procesada. El programa establece el centro de coordenadas (0, 0) en la posición superior izquierda de la imagen, como muestra la figura 3.7. Cuando el código del programa ha encontrado la mejor coincidencia entre el tornillo y el tornillo patrón de la imagen, se define la coordenada del píxel en la punta del tornillo izquierdo (x_{iz-ref} , y_{iz-ref}) como un píxel de referencia, figura 3.7. El proceso de encontrar la posición del tornillo derecho ($x_{der-ref}$, $y_{der-ref}$) es similar al proceso descrito anteriormente para el tornillo izquierdo.

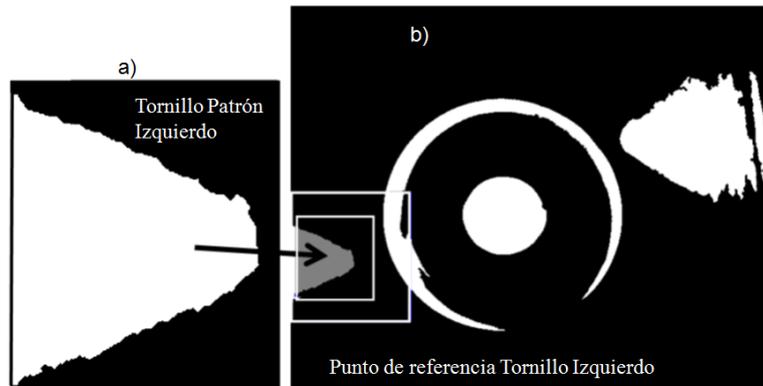


Figura 3.6. Tornillo patrón y punto de referencia.

- d) *Posición del centro de la punta del eje*, El código programado busca una forma circular en blanco en el centro de la imagen procesada. Una vez que el programa encuentra esta región, continúa alrededor del borde de esta zona con píxeles blancos, con el fin de completar la forma circular. Esta forma circular se puede ver en la figura 3.8 en el círculo con los píxeles grises. Usando estas coordenadas de píxeles grises, con el programa se aproxima a una elipse y calcula su centro, su ángulo principal y sus semiejes. El centro de esta elipse se muestra en la figura 3.8 por un pequeño punto negro. Entonces, el programa define la coordenada del píxel en el centro de la elipse (X_c, Y_c) como el centro de pixel de referencia, como muestra la figura 3.7.
- e) *Coordenadas y escala*, Una metodología de tratamiento previo, anterior al procesamiento de los resultados de los experimentos con el eje en movimiento, se lleva a cabo, con el fin de determinar las escalas de las imágenes. En esta fase de tratamiento previo, es necesario tomar imágenes de la punta del eje del turbocompresor en parado. Este pre-proceso implica un estudio de la posición de la punta del eje y la forma, para estimar las escalas utilizando estas imágenes en las que el eje está parado. Es posible obtener las distancias en píxeles Δx_{ref} y Δy_{ref} que se muestran en la figura 3.7 usando la ecuación paramétrica de la elipse, en estas imágenes. Estas distancias se pueden escalar de píxeles a milímetros, conociendo el radio de la punta del eje R, ecuación 3.1:

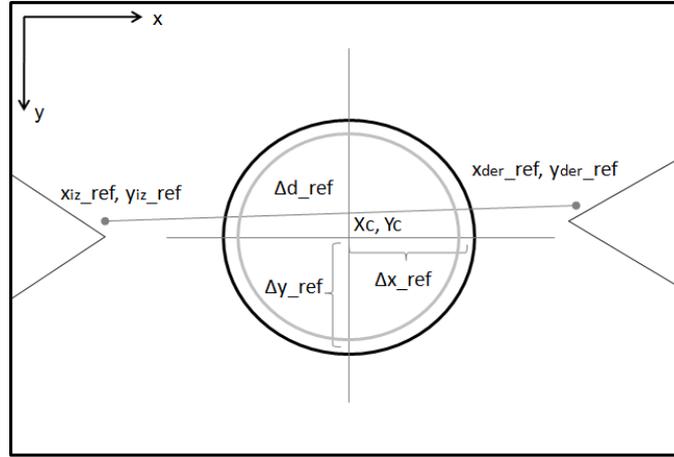


Figura 3.7. Esquema distancias tornillos y eje.

$$\begin{aligned} \text{escala}_X \left[\frac{mm}{pix} \right] &= \frac{R[mm]}{\Delta x_{ref}[pix]} \\ \text{escala}_Y \left[\frac{mm}{pix} \right] &= \frac{R[mm]}{\Delta y_{ref}[pix]} \end{aligned} \quad (3.1)$$

Esta doble escala permite corregir los posibles errores, debido a fallos en la colocación de la cámara y la falta de coaxialidad entre el eje del turbocompresor y la cámara. Conociendo estas escalas, se puede obtener la distancia en milímetros entre los tornillos ($\Delta d_{ref}[mm]$) de su distancia en píxeles ($\Delta d_{ref}[pix]$) figura 3.7. Esta distancia es la distancia entre los dos puntos fijos y por lo tanto debe ser siempre la misma, a pesar de que el eje está en movimiento o hay un movimiento relativo entre la cámara y el turbocompresor debido a las vibraciones del motor. Por último, esta distancia (Δd_{ref}) y las posiciones de los tornillos (x_{iz-ref} , y_{iz-ref} , $x_{der-ref}$ y $y_{der-ref}$) y el centro del eje (X_c, Y_c) son los parámetros que se utilizarán para el procesado de todas las fotos de los ensayos realizados con el turbocompresor en los cuales se han obtenido todos los parámetros, con el objetivo de determinar el movimiento relativo del eje.

Los puntos de referencia son determinados por la posición del tornillo de referencia. Este punto de referencia es usado para determinar la posición en coordenadas del centro del eje (X_c, Y_c). Las variaciones en la posición de este punto (X_c, Y_c) son las que determinan el movimiento del eje.



Figura 3.8. Posición centro del eje.

3.2.2.2. Máxima excentricidad

La máxima excentricidad se determina cuando el turbocompresor está parado, al presionar radialmente el eje desde el lado de la turbina en diferentes direcciones (máxima excentricidad permitida por los componentes del turbocompresor cuando se mantiene en un funcionamiento normal). Después, las imágenes obtenidas con el eje presionado en estas direcciones son procesadas, con el fin de obtener cada posición relativa del centro de eje con respecto a las posiciones de los tornillos de referencia. El procesamiento de las imágenes consiste en localizar la posición en píxeles de los dos tornillos y el centro del eje, como se describió en los párrafos anteriores. Normalmente, las posiciones de los tornillos (x_{iz-ref} , y_{iz-ref} , $x_{der-ref}$ y $y_{der-ref}$) en estas imágenes han cambiado con respecto a las posiciones de los tornillos de la imagen de referencia, esto es debido a los posibles movimientos relativos entre la cámara y el turbocompresor, sin embargo la distancia entre los tornillos es la misma, ya que están fijados a la carcasa del compresor y el movimiento importante es del centro de eje con respecto a los tornillos. Por lo tanto, la posición relativa entre los dos tornillos se utiliza para determinar la escala particular de cada imagen. Estas escalas particulares permiten relacionar la distancia en milímetros y en píxeles de cada imagen. Estas escalas se utilizan para determinar la posición de los dos tornillos y el centro del eje en milímetros con respecto al sistema de referencia fijo determinado por la distancia entre los tornillos.

Por último, las posiciones del centro del eje obtenidos en milímetros con relación a la posición de los tornillos se pueden ver en la figura 3.9 con una elipse correlacionada. Esta región de máxima excentricidad (elipse) se comparará con el movimiento del eje cuando el eje está girando.

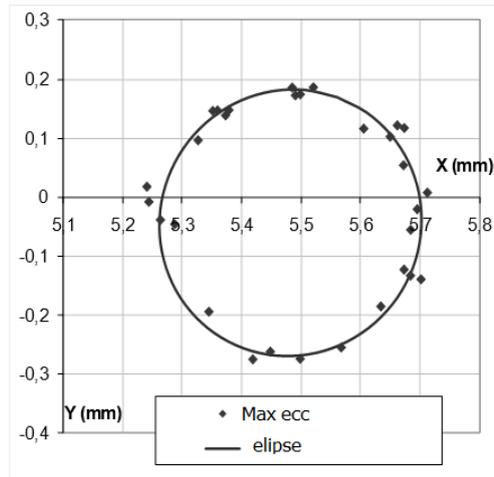


Figura 3.9. Puntos y aproximación de máxima excentricidad.

3.2.2.3. Movimiento del eje

El siguiente paso, después de la máxima excentricidad, es procesar las imágenes con el eje en movimiento. El procedimiento de procesamiento de imágenes es similar al caso anterior, de nuevo la distancia relativa entre los tornillos se utiliza como una distancia de referencia para determinar la escala y la posición del eje cuando el eje está girando. La figura 3.10 muestra un ejemplo de este movimiento del eje. Los puntos grandes determinan la máxima excentricidad y los puntos pequeños son las diferentes posiciones del eje durante una prueba a 150000 rpm y con un tiempo de exposición de la cámara de 1 ms.

Un estudio paramétrico se llevó a cabo con el fin de determinar el tiempo de exposición óptimo de la cámara, para obtener imágenes. Este estudio se realizó con el turbocompresor girando a 150000 rpm y 60000 rpm y con tiempos de exposición diferentes de la cámara (0,4, 1, 2 y 4 ms). El tiempo de exposición de la cámara fue el parámetro a optimizar. Los resultados se muestran en la figura 3.11.

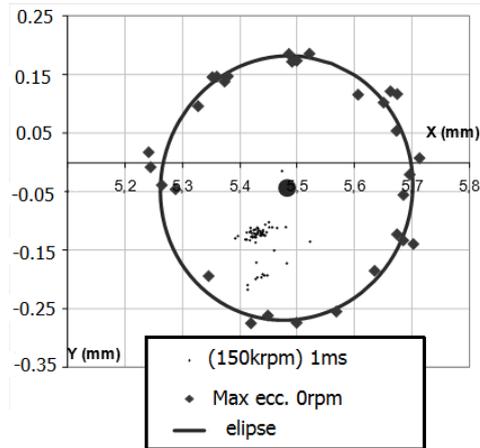


Figura 3.10. Puntos de máxima excentricidad y movimiento del eje.

Los resultados obtenidos indican que si el tiempo de exposición de la cámara se incrementa, la zona en la que el eje está en movimiento se vuelve más concentrada (figura 3.11). Esto sucede porque los giros del eje y la órbita descrita están más veces en el misma imagen si el tiempo de exposición se incrementa. Por consiguiente, todos estos giros se capturan en la fotografía obtenida. Por lo tanto, el centro teórico del eje en la imagen obtenida es un promedio de la posición real del eje durante el tiempo de exposición que ha sido elegido.

Por otra parte, reduciendo en gran medida el tiempo de exposición podría causar que la zona en la que el eje se está moviendo no se puede procesar con suficiente precisión, debido a la mala calidad de la imagen. Esta mala calidad se debe a la escasa iluminación de la punta de eje cuando el tiempo de exposición es demasiado corto y que provoca que los resultados obtenidos, cuando se procesa la imagen, no tienen la precisión necesaria. Por lo tanto, el resultado óptimo depende también de la potencia de iluminación, en este estudio se utilizó una fuente de iluminación de 250W. Si se dispone de una fuente de mayor potencia, el tiempo de exposición se podría reducir. La figura 3.11 muestra que cuando el tiempo de exposición es demasiado corto, el resultado final puede ser ilógico (0,4 ms), es decir, el eje está en movimiento fuera de los límites lógicos establecidos por la máxima excentricidad.

Resumiendo, como se comentó anteriormente, las imágenes con tiempos de exposición cortos no captan la luz suficiente y, en consecuencia, puntos de saturación en negro impiden el procesamiento adecuado de las imágenes. Sin

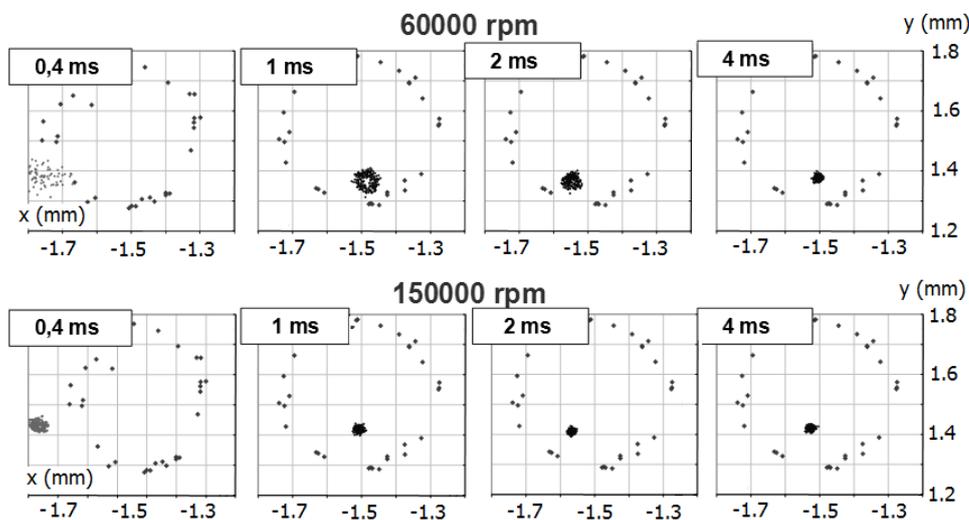


Figura 3.11. Movimiento del eje (estudio del tiempo de exposición).

embargo, tiempos de exposición largos pueden causar que el eje se ha movido en muchas posiciones y en consecuencia el procesamiento de la información del movimiento del eje no transmite la posición exacta del eje, sino una especie de promedio. Por lo tanto, el propósito principal de este estudio paramétrico era que la cámara funcione con tiempos de exposición tan pequeñas como sea posible, sin reducir la precisión en los cálculos de la posición del eje. Por lo tanto, la resolución óptima en este estudio paramétrico era trabajar con un tiempo de exposición de 1 ms. Durante este período de 1 ms, si el eje está girando a 150.000 rpm, el eje rotará 2,5 veces. El estudio para optimizar el tiempo de exposición se debe realizar antes de usar cualquier modelo nuevo de turbocompresor. Si se comparan estos resultados con tiempos de exposición de 1 ms, se puede observar que la posición en la que el eje se mueve, cambia en función de la velocidad del motor. Mientras más pequeña es la velocidad del motor, mayor es la variación de la excentricidad del eje de movimiento (la zona en la que el eje está en movimiento es más grande).

3.2.2.4. Análisis de luminosidad

Un estudio preliminar sobre la iluminación del eje se debe hacer, antes del estudio de movimiento del eje. El estudio consiste en observar la calidad de

imagen con diferentes tiempos de exposición. Como se comentó anteriormente, las imágenes con tiempos de exposición cortos no captan la luz suficiente y los puntos de saturación en negro evitan que el procesamiento de las imágenes sea el correcto. Sin embargo, tiempos de exposición largos pueden causar que el eje se mueva a través de muchas posiciones y en consecuencia el procesamiento de la información del movimiento del eje no transmite la posición real del centro, sino una especie de promedio.

Se realiza un análisis de los gradientes de luz radiales, entre una imagen procesada y una imagen de referencia, se utiliza para determinar el desplazamiento relativo durante el tiempo de exposición entre la fotografía procesada y la referencia, por ejemplo, durante las 2,5 vueltas en 150krpm como se mencionó en la sección anterior. Es necesario seguir varios pasos para llevar a cabo el análisis de la luminosidad radial en un cierto ángulo radial (γ):

- 1 *Obtener el patrón de iluminación para el ángulo del eje radial estudiado (γ).* Este patrón se obtiene a partir de una imagen de referencia en escala de grises. Esta imagen de referencia es una fotografía tomada con el eje en movimiento en su funcionamiento “normal”, que significa estable y lubricado por aceite. Se considera el movimiento de referencia. Esta imagen debe tener un “halo” muy pequeño alrededor de la punta de eje. La figura 3.12 a) muestra un bosquejo de este patrón de luminosidad radial en un ángulo radial (γ) con una punta de eje de forma de anillo (figura 3.13 referencia). Un punto a tener en cuenta es que el gradiente de luminosidad radial en la superficie metálica de la punta del eje depende del ángulo observado. Un ángulo radial de la punta de eje puede recibir más luz que otros debido a la dirección de la luz en la punta del eje del turbocompresor.
- 2 *Comparación del patrón de referencia obtenido en el paso anterior con la foto procesada para un ángulo estudiado (γ).* Si el turbocompresor se prueba con diferentes condiciones que la condición de referencia, es decir, con lubricación anormal, el eje podría estar en movimiento con un patrón diferente cuando se toma la fotografía. Cuando se procesa esta imagen tendrá un “halo” diferente alrededor de la punta del eje, debido al movimiento de giro del eje durante el tiempo de exposición de la imagen, ver figura 3.12 b).
- 3 *Determinar las diferencias en la forma del eje (halo de diferencia entre la referencia y la foto procesada).* Esta diferencia en el halo está relacionada con la distancia que el eje se ha movido durante el tiempo de exposición de la fotografía. Se debe a que el halo representa las zonas en las que el

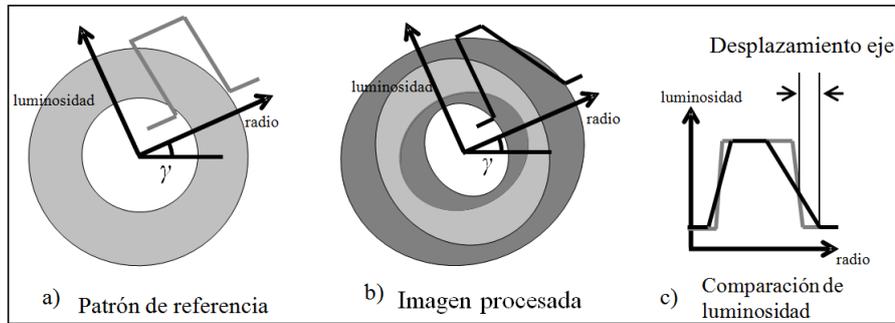


Figura 3.12. Proceso de comparación de luminosidad.

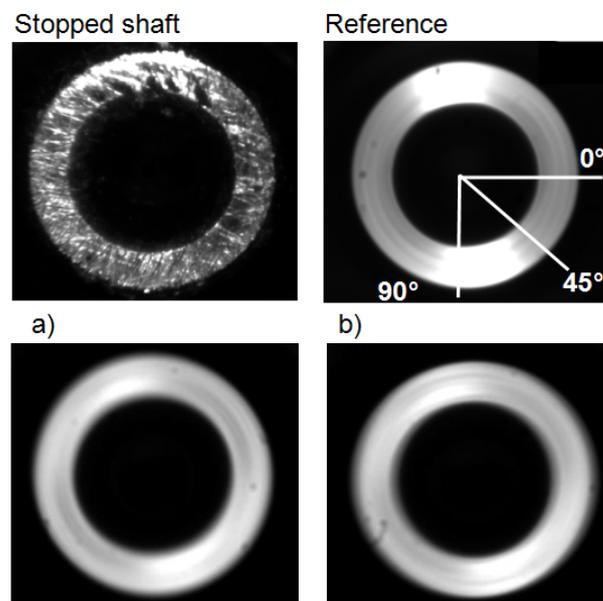


Figura 3.13. Estudio de movimiento y luminosidad en diferentes ángulos.

eje ha estado presente durante este tiempo de exposición. Entonces, un incremento en el halo representa desplazamientos mayores del eje durante el tiempo de exposición. Por lo tanto, la comparación de la diferencia entre el halo radial de la referencia y el halo radial de la procesada permite la estimación del desplazamiento del eje como se puede ver en la figura 3.12 c).

Varias imágenes obtenidas durante la prueba con condiciones anormales de lubricación (sin presión de aceite) mostraron los movimientos bruscos del eje durante su tiempo de exposición. Para ilustrar esta técnica, dos de estas fotografías se procesaron con la técnica de análisis de luminosidad descrita anteriormente. La figura 3.13 a) es una fotografía que fue tomada en el segundo 57 y la figura 3.13 b) es una fotografía que fue tomada en el segundo 274 del ensayo. La figura 3.13 muestra estas imágenes.

El movimiento del eje se estudió en diferentes direcciones radiales (0° , 45° y 90°) mediante el análisis de luminosidad ver figura (3.13 referencia), la fotografía de la referencia muestra los ángulos en la punta de eje.

Como ejemplo, la figura 3.14 muestra el análisis de luminosidad de estas imágenes estudiadas para el ángulo de 0° . El desplazamiento relativo del eje durante el tiempo de exposición de la fotografía se obtiene a partir de estas gráficas. Para analizar esta luminosidad, los colores gris de la imagen en el ángulo estudiado se han reducido usando 0 con el píxel más oscuro y 1 con la más brillante. La figura 3.14 muestra la escala de luminosidad contra la posición radial en micras. Este gráfico muestra que la zona más luminosa se encuentra entre los 1000 y los 1750 micras (el eje tiene un radio de 1750 micras). La forma de esta zona depende de la reflexión de la luz en el extremo del eje. La pendiente de los dos gradientes de luz ubicados desde 1000 a 1250 micras y desde 1500 a 1750 micras, depende del movimiento radial del eje en la dirección estudiada durante el tiempo de exposición de la fotografía. Para estimar este movimiento radial, la variación de la inclinación de la pendiente se evalúa en un punto de referencia colocado en 0,1 de luminosidad adimensional.

La figura 3.15 muestra la representación espacial de las posiciones estimadas del eje para cada una de las fotografías tomadas durante la prueba. Las dos imágenes que se muestran en la figura 3.13a y en la figura 3.13b son aquellas en las que se ha detectado un mayor movimiento del eje durante el mismo tiempo de exposición de las respectivas fotografías. La figura 3.15 muestra el movimiento relativo de estos dos puntos en las direcciones estudiadas (0° , 45° y 90°). La figura 3.15 muestra que este movimiento relativo del eje en algunos casos llega a ser aproximadamente 80 micras durante el tiempo de exposición

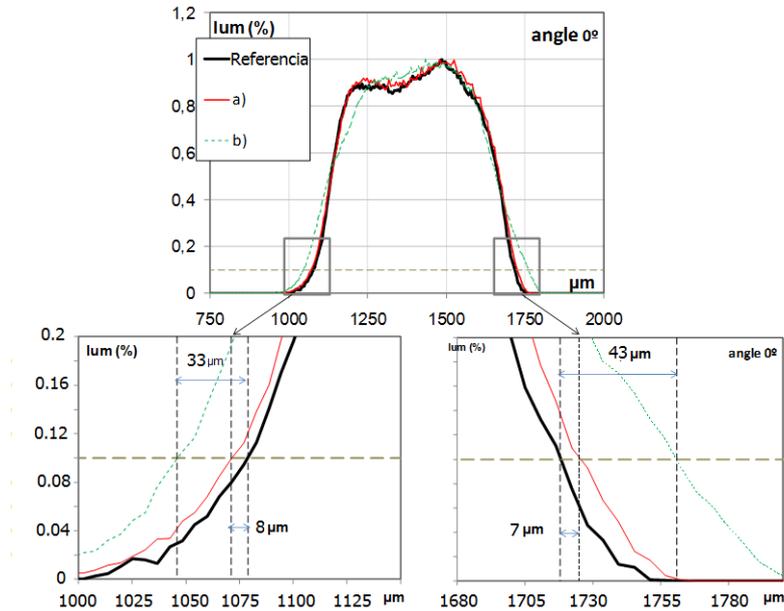


Figura 3.14. Análisis de luminosidad en 0 grados.

de la fotografía. Se trata de un movimiento brusco durante el corto período de tiempo de exposición de la fotografía como (2,5 vueltas) se puede observar en los segmentos extraídos en los dos puntos estudiados en la figura 3.15.

La metodología explicada en este capítulo fue aplicada en varios ensayos en condiciones críticas de lubricación para tener información del movimiento del eje de turbocompresores durante ensayos en condiciones críticas de lubricación. Los resultados de estos ensayos serán presentados en el capítulo siguiente.

Como un ejemplo de la aplicación de esta técnica se presenta en este capítulo un ensayo de corte de lubricación hasta la rotura del turbocompresor. Las condiciones del ensayo son estabilizar el turbocompresores con parámetros específicos (presión de entrada de aceite de 2 bar (P_OIL_IT), presión de entrada de turbina 1.85 bar (P_IT), presión salida del compresor 1.7 bar (P_OC) y régimen de giro del turbocompresor a 150000 rpm) y después realizar el corte de la lubricación. En la figura 3.16 se observa que la lubricación fue cortada en el segundo 39 (P_OIL_IT), la presión de entrada en la turbina se mantiene constante (P_IT) y la presión de salida del compresor (P_OC) decrece hasta aproximadamente 1.6bar hasta el segundo 44 aproximadamente. Desde este instante el eje del turbocompresor golpea el housing y ocurre un fallo, el eje

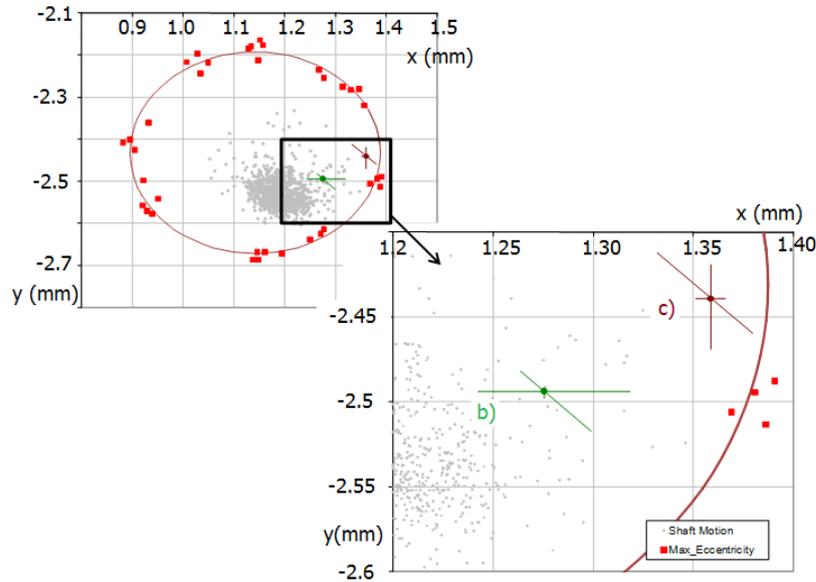


Figura 3.15. Análisis de luminosidad en movimiento del eje.

comienza a tener un movimiento errático y la rueda del compresor continúa golpeando las paredes de la carcasa. Desde aquí en el segundo 45 aproximadamente se puede ver que la presión a la salida del compresor (P_{OC}) cae a 1 bar y la temperatura a la salida de la turbina (T_{OT}) crece súbitamente indicando una pérdida de eficiencia en la turbina. (Las causas de esta pérdida de presión y subida de temperatura serán analizados en el siguiente capítulo).

En la parte superior de la figura 3.17 se observa la posición del eje durante tres períodos de tiempo del ensayo. En la parte baja de la figura 3.17 se pueden ver las fotografías típicas durante este período de funcionamiento.

- Período I, es desde el inicio del ensayo hasta el segundo 39. Durante este período el turbocompresor funciona correctamente lubricado con una presión de entrada de aceite ($P_{OIL_{IT}}$) de 1.98 bar (parte izquierda de la figura 3.16). En la parte superior de la figura 3.17 se muestra que el eje se mueve en la “zona I” durante esta fase.
- Período II, es desde el segundo 39 hasta el segundo 45. Este período comienza cuando se corta la lubricación al turbocompresor. Después la presión de salida del compresor disminuye y el movimiento del eje tiene mayor amplitud y se acerca más a máxima excentricidad. Este período

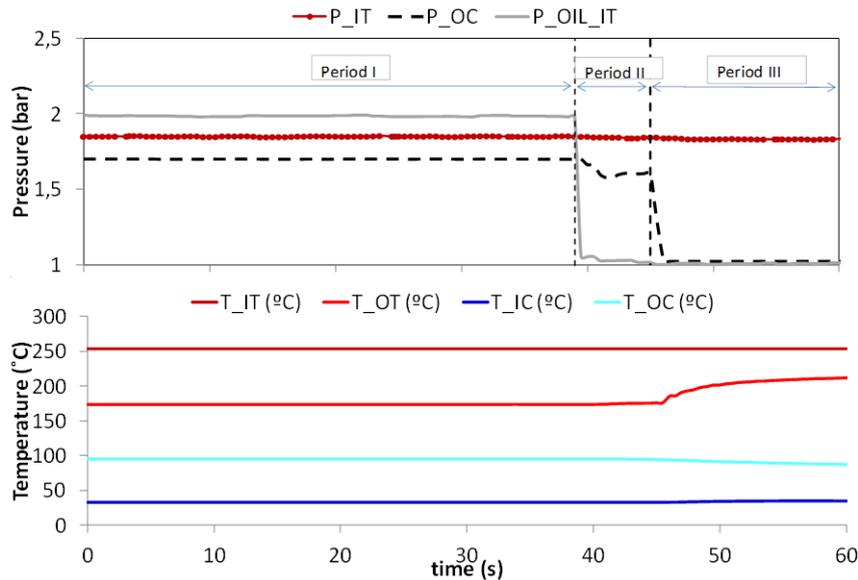


Figura 3.16. Variables termodinámicas, ensayo corte lubricación.

termina cuando el turbocompresor sufre la destrucción. Durante este período el eje se mueve en la “zona II” y las imágenes del movimiento del eje presentan un halo alrededor del eje (como un desenfoque en la imagen) son un signo de un gran movimiento del eje y la dispersión entre cada imagen.

- Período III, es la etapa desde el segundo 45 hasta el final. En este período, el movimiento del eje es totalmente errático y la eficiencia del turbocompresor es nula. En la figura 3.17 se puede ver una fotografía típica de este movimiento errático. Este movimiento errático implica que la rueda del compresor esta golpeando continuamente la carcasa del compresor. Durante este período no es posible procesar las fotografías y obtener la posición del eje, esto es debido a la distorsión de las imágenes de la punta del eje debido a los movimientos bruscos y no homogéneos.

En la figura 3.18 se muestra la secuencia del turbocompresor durante la aparición del fallo. La primera fotografía de la secuencia (“11:45:41”) es la última fotografía con el turbocompresor correctamente lubricado y se puede ver el diámetro del eje. Después cuando la lubricación es cortada y como se indicó en los párrafos anteriores el turbocompresor se destruye en pocos

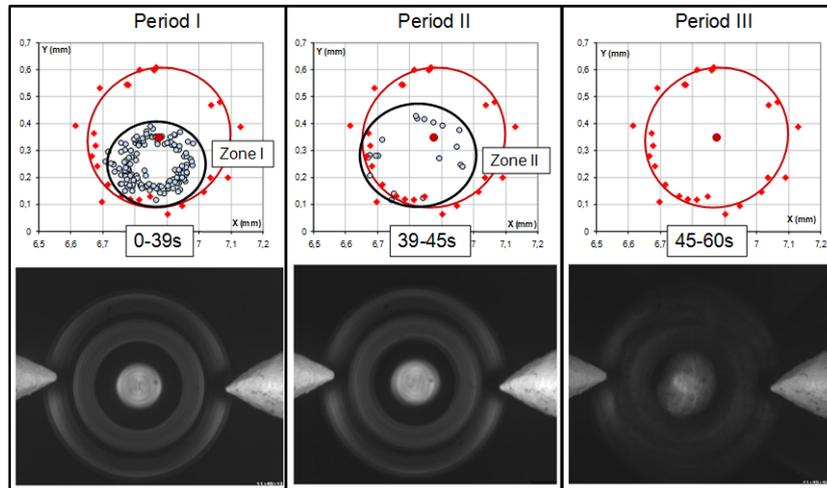


Figura 3.17. Análisis de zonas de movimiento e imágenes del eje durante ensayo de corte de lubricación.

segundos. La primera fotografía con el turbocompresor en mal estado es la “11:45:47”. Cuando el turbocompresor es destruido, el movimiento del eje se vuelve errático (las últimas tres imágenes de la secuencia). Este movimiento errático produce que el eje exceda la máxima excentricidad y consecuentemente la rueda del compresor impacte con su carcasa. La última fotografía muestra la magnitud del movimiento de la punta del eje durante este movimiento errático con golpes y rebotes con un desplazamiento de 1 mm en las direcciones radiales con un tiempo de exposición de la fotografía de 1ms.

Una aplicación de esta técnica fue presentada en el artículo de Galindo 2013 [6], en este artículo se estudió el movimiento del eje en condiciones de retraso en el tiempo de la lubricación del turbocompresor y como ejemplo se puede ver en la figura 3.19 las distintas zonas en las que se identifico el movimiento del eje. Cuando el eje se encuentra a bajas revoluciones describe una zona de gran amplitud alrededor del punto central Fase 1 color verde, después al acelerar y sin lubricación se concentra el movimiento en una zona más pequeña Fase 2: color azul y por último (ya en fase de rotura) el eje se desplaza hacia máxima excentricidad quedándose fijo en la parte externa inferior Fase 3: color rojo. (Los detalles completos sobre las condiciones críticas de lubricación y zonas de movimiento se presentan en el capítulo 4).

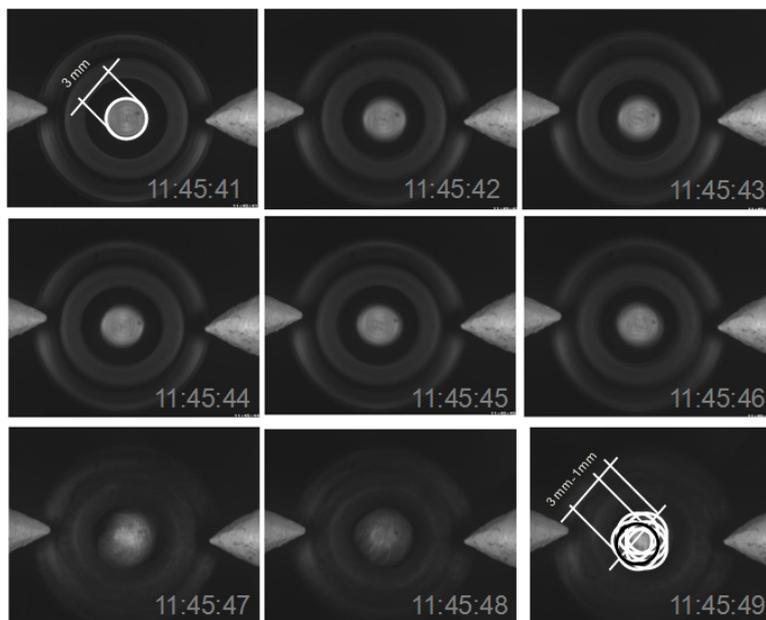


Figura 3.18. Secuencia fotografías de la punta del eje durante destrucción del turbocompresor.

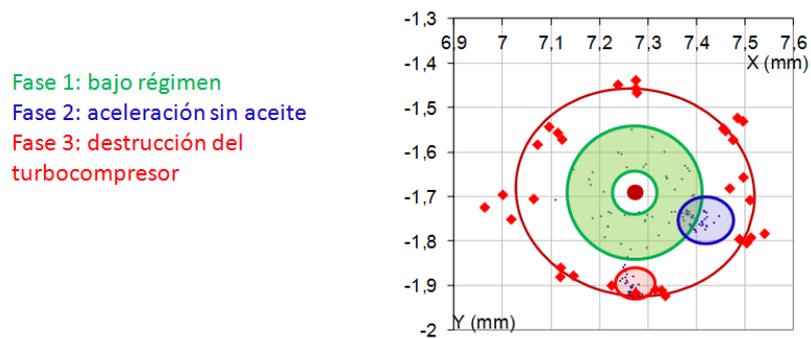


Figura 3.19. Zonas de movimiento, ensayo de retraso en la lubricación.

3.3. Técnica con sensores infrarrojos para la medida del movimiento de ejes en turbocompresores

Esta técnica está basada en sensores infrarrojos para medir el movimiento de precesión del eje de un TC de automoción. Dicha medición presenta dificultades técnicas debido al pequeño tamaño del TC y las altas velocidades alcanzadas durante su funcionamiento. Con el fin de generar la reflexión óptima y el efecto albedo necesario para la medición con sensores infrarrojos, una tuerca cilíndrica especial con un diámetro más grande que el original se monta en el extremo del eje en el lado del compresor. Después el eje es equilibrado y se realiza la calibración de los sensores sobre la superficie de la tuerca, también se ha realizado un estudio de las diferentes fuentes de errores en la medida del movimiento del eje con sensores infrarrojos. Con esta técnica se identifica las principales frecuencias síncronas y subsíncronas que componen el movimiento del eje y se reconstruye la posición instantánea del eje para la determinación de su órbita de movimiento. Debido a las características de esta técnica puede ser aplicada en diferentes tipos de TCs, en distintas condiciones y ciclos de funcionamiento.

3.3.1. Montaje y calibración de los sensores

Con el fin de medir la posición del eje, dos sensores infrarrojos se han colocado radialmente apuntando al extremo del eje en el lado del compresor y formando entre los sensores un ángulo de 90° . Para reducir al mínimo la apertura del haz de luz generado por la reflexión, una tuerca cilíndrica con un diámetro de aproximadamente 12 mm se coloca en la punta del eje del compresor. Por otra parte, la superficie de esta tuerca cilíndrica ha sido pintada con un color blanco mate, con el fin de obtener un efecto albedo que maximiza la reflexión de luz infrarroja para aumentar la sensibilidad de los sensores. La figura 3.20 muestra un esquema del sistema descrito.

Los sensores utilizados se colocan a una distancia de 3 mm, aproximadamente, entre la punta del sensor y la superficie de la tuerca cilíndrica montada en el eje. Estos sensores tienen gamas operativas entre 0,5 mm y 10 mm y son capaces de registrar los datos en frecuencias de hasta 1 MHz. Sin embargo, para evitar problemas de memoria en el registro de los datos, la frecuencia de adquisición fue ajustada a 100 kHz.

El eje modificado se equilibró en un dispositivo con dos soportes en forma de “Y” con dos medidores de vibración que estiman el desequilibrio del eje. Una correa y un motor eléctrico producen el movimiento de rotación del eje para

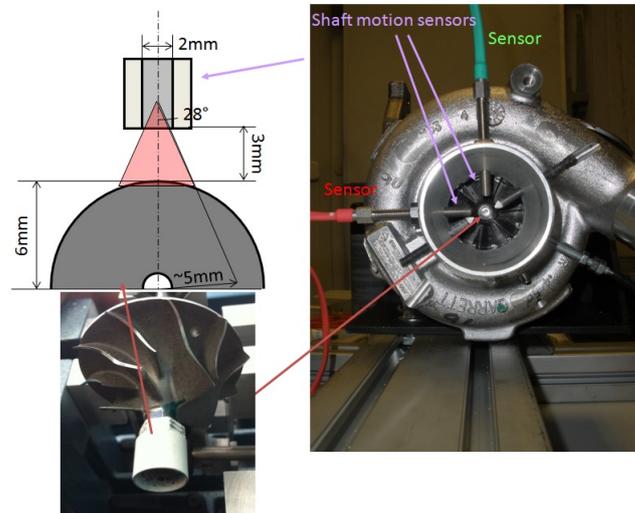


Figura 3.20. Instalación turca cilíndrica y sensores infrarrojos en carcasa del compresor.

determinar el desequilibrio de este. Por otra parte, en esta mesa de trabajo, también se ha montado el equipo para calibrar los sensores. La figura 3.21 muestra el equipo para equilibrar el eje con la tuerca cilíndrica y el dispositivo para calibrar los sensores. El equipo de calibración consiste en una mesa de posicionamiento que permite que el sensor tenga un movimiento radial hacia el eje del turbocompresor modificado. Por lo tanto, el sensor se puede colocar a diferentes distancias de la tuerca o del objetivo, con el fin de determinar la relación entre la tensión obtenida por el dispositivo electrónico del sensor y la distancia desde la punta del sensor a la superficie de la tuerca cilíndrica.

La figura 3.22 muestra el resultado de sensibilidad para distancias próximas a 3 mm (de 2,5 mm a 3,5 mm), que es la distancia a la que se colocan los sensores para llevar a cabo las mediciones. Las dos curvas muestran una buena repetibilidad entre la tensión medida por los sensores y la distancia a la superficie del cilindro.

3.3.2. Metodología de medida del movimiento del eje

Para estimar el movimiento del eje, una metodología con tres tareas se ha definido: la reducción de las fuentes de error, la estimación de la máxima excentricidad, y finalmente, la identificación de las frecuencias sincrónicas y sub-sincrónicas para reconstruir el movimiento del eje.

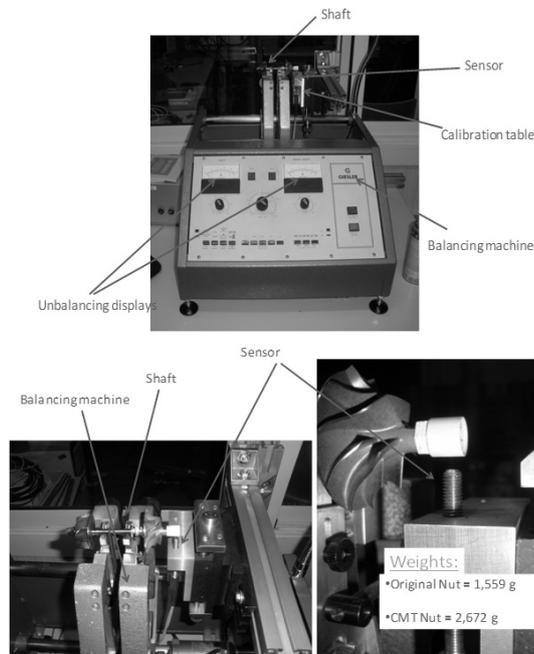


Figura 3.21. Equipo de equilibrado de ejes.

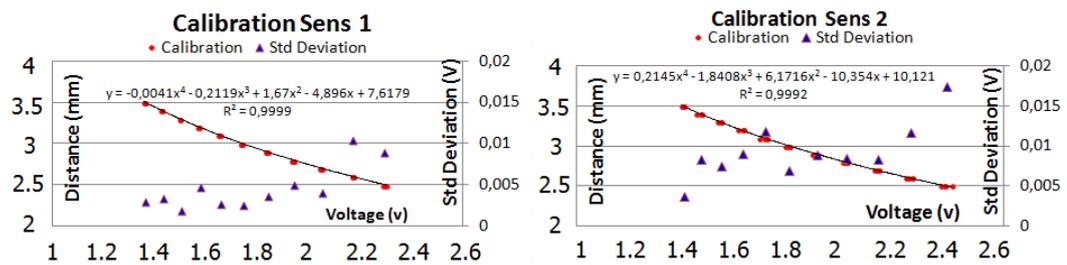


Figura 3.22. Curvas de calibración de sensores.

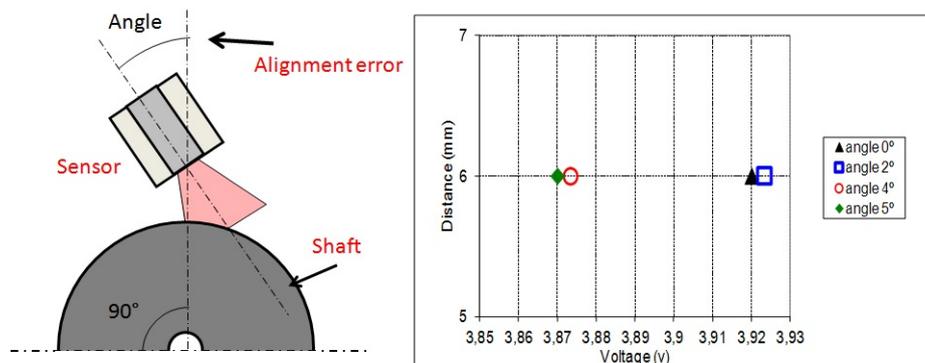


Figura 3.23. Error por alineación del sensor.

3.3.2.1. Reducción de las fuentes de error

Varias pruebas se han realizado para detectar y analizar las diferentes fuentes de error con esta técnica:

▪ Errores por los instrumentos de medida

- Error por alineamiento**, Los sensores deben estar perfectamente perpendiculares al eje del TC, con el fin de optimizar las mediciones obtenidas. Los dos sensores deben ser posicionados a 90° y se debe colocar en un plano perpendicular al eje. Las variaciones de posición de los sensores con respecto a dichas especificaciones pueden introducir errores en los resultados obtenidos para estimar la posición del eje. Con el fin de minimizar estos errores, la calibración de los sensores se ha repetido con los sensores instalados en el turbocompresor. La figura 3.23 muestra un esquema con diferentes alineaciones (posiciones angulares) del sensor. El gráfico de la derecha de la figura 3.23 muestra la tensión de un sensor para una distancia dada (6 mm). En estos sensores, el voltaje depende de la distancia, pero la tensión también puede cambiar debido a la alineación. Si la posición angular incrementa la tensión disminuye. Se puede ver que no hay una dispersión relevante para ángulos de 0° y 2° (cuadrado y triángulo de la figura 3.23), pero con ángulos de 4° y 5° (círculo y diamantes en la figura 3.23), la relación es de $\frac{0,01V}{1^\circ}$.
- Error por desgaste del sensor**, La fibra óptica es muy sensible a los esfuerzos de manipulación y de torsión y estos esfuerzos pueden

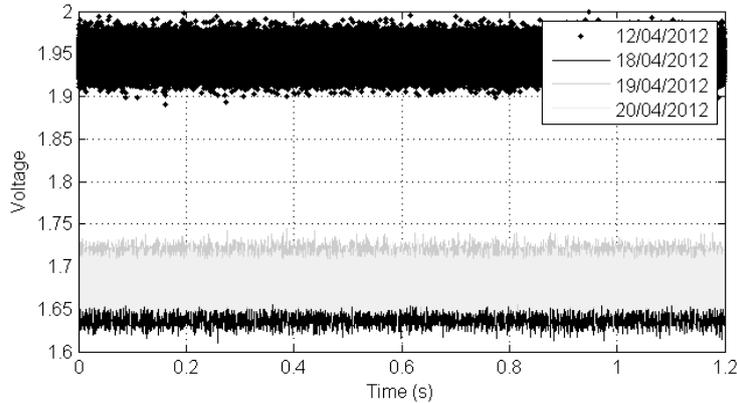


Figura 3.24. Error por desgaste de fibra.

causar una pérdida del área efectiva de la fibra. Con el fin de reducir al mínimo este error, la calibración del sensor se ha hecho con el sensor montado en el turbocompresor y antes de cada medición debe ser registrada la señal de prueba a una distancia conocida para verificar la desviación de la señal de desplazamiento. La figura 3.24 muestra un ejemplo de este error, esta figura muestra las mediciones de un sensor en diferentes días, pero en la misma posición relativa entre el eje y el sensor. En el primer día “12/04/2012”, el promedio de la señal del sensor se encuentra cerca de 1.95V. En los días siguientes, el comportamiento del sensor cambia debido al desgaste de la fibra óptica y la media de la señal es de 1.675V aproximadamente.

- **Error por color de la superficie de reflexión**, El color de la superficie de la tuerca cilíndrica podría cambiar la reflexión de la luz infrarroja (albedo de la superficie) y en consecuencia, los resultados de las mediciones. Un estudio del color de la superficie se realizó para analizar este error en la señal obtenida. La figura 3.25 muestra las diferencias de voltaje del sensor entre una superficie de color blanco y una superficie de metal pulido cuando la punta del sensor se desplaza desde la superficie de la tuerca a una distancia de 4 mm. Como se puede observar en la figura 3.25, la superficie pintada de blanco tiene menos dispersión en las mediciones y se eligió este color para medir con los sensores, con el fin de minimizar esta fuente de error.

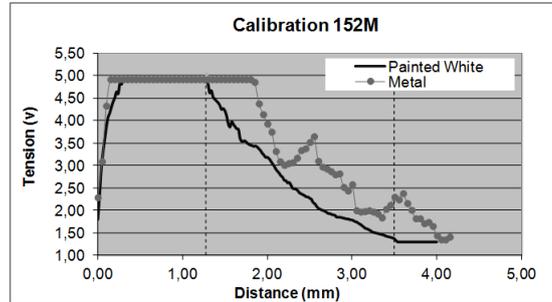


Figura 3.25. Error por color de la superficie de reflexión.

■ **Errores por el ambiente**

- **Error por fuentes de luz externas**, Hay dos tipos de fuentes de luz no deseadas que pueden ser capturadas por el sensor: la luz ambiental de infrarrojos que no viene del sensor y los reflejos de la luz del sensor de otras superficies diferentes a la tuerca cilíndrica. Para evitar estos efectos, las fuentes de luz externas se han reducido al mínimo. Además, no se detectó un efecto significativo para el error de reflexiones de superficies diferentes a la superficie de la tuerca.
- **Error por campos electromagnéticos**, Los campos electromagnéticos en la sala del banco de pruebas pueden introducir errores en la señal de los dispositivos electrónicos del sensor. Antes de los ensayos, se registra la señal de los sensores con el eje parado para determinar el ruido y restar de las señales medidas. La figura 3.26 muestra la señal de los sensores en espectro de frecuencias con el turbocompresor detenido y en consecuencia no hay movimientos relativos entre los sensores y el eje, y la señal del sensor 1 tiene una inducción electromagnética a 1750Hz y el sensor 2 tiene una inducción electromagnética alrededor de 600 Hz.
- **Error por variaciones de la temperatura**, Las temperaturas extremas pueden afectar al nivel de la señal del sensor, por lo que en la calibración se debe considerar la corrección dependiendo de la temperatura ambiente cuando se realiza el ensayo. Se realizó un estudio en una cámara climática a bajas temperaturas, con el fin de estimar el error de bajas temperaturas. Durante esta prueba, los sensores apuntaban a una superficie fija, mientras que la temperatura de la cámara se incrementó de $-10^{\circ}C$ a $15^{\circ}C$. La figura

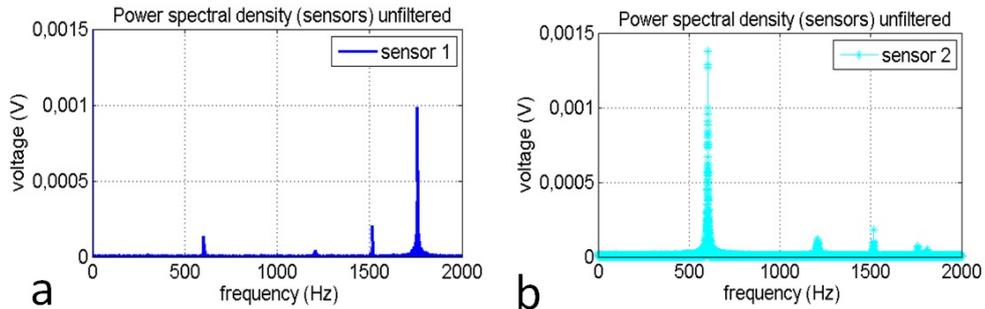


Figura 3.26. Error por campos electromagnéticos.

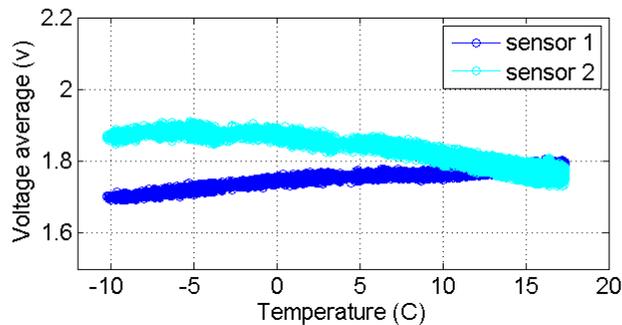


Figura 3.27. Error por variación en la temperatura.

3.27 muestra el resultado de esta prueba con dos sensores diferentes. Como se puede observar en esta figura 3.27, las tendencias de las señales de los sensores no son lineales y cada sensor tiene un comportamiento diferente. La calibración a 15°C se tomó como la referencia y se corrigen con las variaciones de temperatura medidos.

■ **Errores por la tolerancia geométrica**

- **Error por deformación**, La deformación de la tuerca cilíndrica debido a las fuerzas centrífugas puede introducir un error de deformación en la señal de los sensores infrarrojos. Sin embargo, no se han detectado errores significativos debido a estas deformaciones de la superficie de la tuerca y los cálculos de deformación muestran resultados insignificantes.

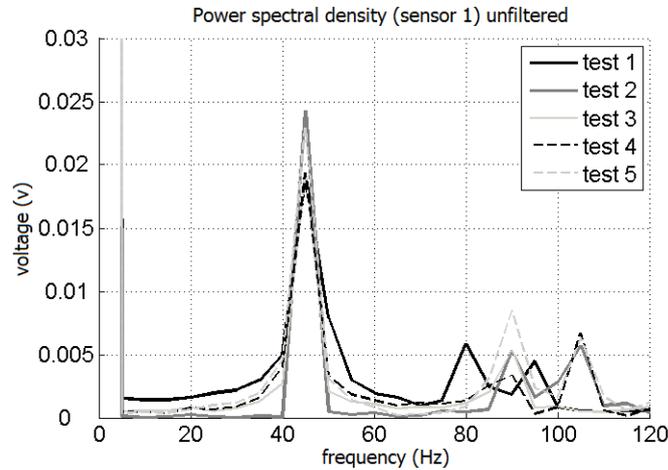


Figura 3.28. Error por deformaciones del objetivo.

- **Error por forma,** La forma de la superficie de la tuerca montada en el eje no es perfectamente cilíndrica, por lo que tiene influencia en la señal medida. La figura 3.28 muestra los resultados del espectro de frecuencia de la señal captada por el sensor infrarrojo en cinco mediciones diferentes con el eje equilibrado y con la tuerca cilíndrica.

Estas mediciones muestran la repetibilidad de las mediciones utilizando el sensor. El pico a 45 Hz corresponde a la velocidad de rotación del eje colocado en la máquina de balanceo (2700rpm). Teniendo en cuenta que el movimiento de precesión del eje es insignificante en la máquina de balanceo cuando el eje es equilibrado, es posible concluir que este pico y sus múltiplos se deben a imperfecciones en la superficie de la tuerca cilíndrica montada en el eje. Este resultado es importante porque representa un error en la medición de la posición del eje cuando el eje está girando y que se debe restar de la señal en bruto obtenida de los sensores durante el ensayo. Como se puede observar en la figura 3.28 el pico síncrono es aproximadamente de 0.02V. Esta es la tensión que se resta de la señal en bruto capturada por los sensores en la frecuencia síncrona de giro del eje, con el fin de corregir este error de forma.

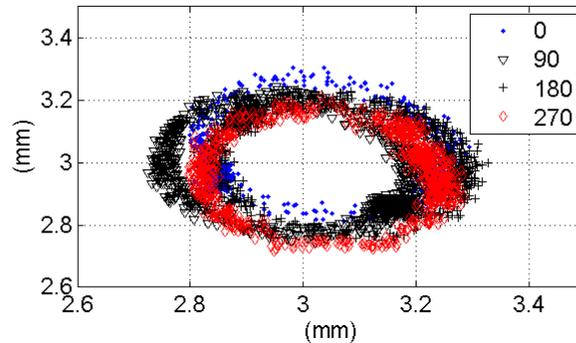


Figura 3.29. Máxima excentricidad.

3.3.2.2. Máxima Excentricidad

Al igual que en el caso de la metodología aplicada en la técnica con la cámara fotográfica, la máxima excentricidad del eje es medida, con el fin de compararla con las mediciones del movimiento del eje. Para estimar la máxima excentricidad utilizando sensores infrarrojos, el eje se mueve a mano en direcciones radiales. A continuación, el eje se presiona para moverse en un movimiento de precesión máximo sin ningún movimiento de rotación, mientras que los sensores registran la posición del eje. A medida que el eje no tiene movimiento de rotación, el sensor siempre apunta más o menos a la misma superficie del cilindro. Por lo tanto, diferentes posiciones angulares del eje implican resultados diferentes, debido a las pequeñas imperfecciones en la superficie del cilindro. Todas estas imprecisiones se tienen en cuenta en el procesamiento de señales en bruto. La figura 3.29 muestra los resultados de esta prueba máxima excentricidad para diferentes ángulos del eje.

3.3.2.3. Procesado de datos para la determinación del movimiento síncrono y subsíncrono del eje

Los datos son procesados en forma de espectros de frecuencia para identificar el movimiento sincrónico y sub-síncrono del eje. La identificación de los fenómenos físicos con estudios de tiempo-frecuencia ha sido aplicados con éxito en varias ocasiones como por ejemplo: estudio de la variación de la presión en el riel común basado en la Transformada de Fourier de Tiempo Corto STFT (por sus siglas en inglés) en el artículo de Payri (2006) [7], estudio del suministro de combustible basado en la Transformada Rápida de Fourier en el

artículo de Macian (2006 FFT) [8] y estudio de la frecuencia de velocidad instantánea del turbocompresor basado en la Transformada Discreta de Fourier DFT en el artículo de Macian (2006 DFT) [9].

En esta técnica se ha utilizado un STFT como herramienta de procesamiento de datos. También se ha realizado un estudio de ventaneo (denominado así al procedimiento de seleccionar una función para evitar el fenómeno denominado como “Fugas Laterales”, que introduce una diferencia en la amplitud de la señal al realizar análisis con espectros de frecuencias) en la figura 3.30 se pueden ver distintos espectros de frecuencias para una misma señal, cada espectro de frecuencia corresponde a un tipo de ventaneo, como ejemplo en esta figura 3.30 la diferencia en la amplitud entre el espectro que no tiene ventaneo (línea negra sensor 1 10000) y las que sí lo tienen, es de alrededor del 0.015 voltios, de estos tipos de ventaneo se seleccionó la ventana de Hamming y se utilizó una longitud de datos de $W = 2^{13}$, además la señal es rellenada con ceros para realizar la STFT con 2^{16} muestras (esto se hace para que la densidad de datos en el análisis den unos picos más definidos en las frecuencias y sea más fácil identificar el fenómeno en estudio). Dado que la frecuencia de muestreo (fs) se fijó a 100 kHz y la cantidad de datos utilizados es de 2^{16} esto proporciona una resolución de frecuencia de $\Delta f = 1,53Hz$ según la ecuación 3.2. Por otro lado, la ventana de datos en el análisis se desplaza en el tiempo con un solapamiento $OV = 0,9091 * W$, con una resolución de tiempo (dt) asociado de $5ms$ según la ecuación 3.3. Estos parámetros se definieron después de varios estudios paramétricos utilizando datos experimentales; la definición final se hizo de acuerdo a una compensación teniendo en cuenta el tiempo de resolución, la resolución de frecuencia, la segmentación de corta duración (que permite detectar cambios bruscos ya que la señal no se promedia), y la carga computacional.

$$\Delta f = \frac{fs}{Nfft} \tag{3.2}$$

$$dt = \frac{(W - OV)}{fs} \tag{3.3}$$

Una vez que se ha calculado con la STFT de la señal de los sensores, un post-procesamiento se utiliza para la identificación de las principales frecuencias del movimiento del eje. En este análisis, se consideran sólo tres frecuencias para determinar el movimiento del eje, que son las frecuencias más significativas de los modos de movimiento. Estas tres frecuencias son la frecuencia síncrona (frecuencia de la velocidad del eje) y de dos frecuencias sub-síncronas

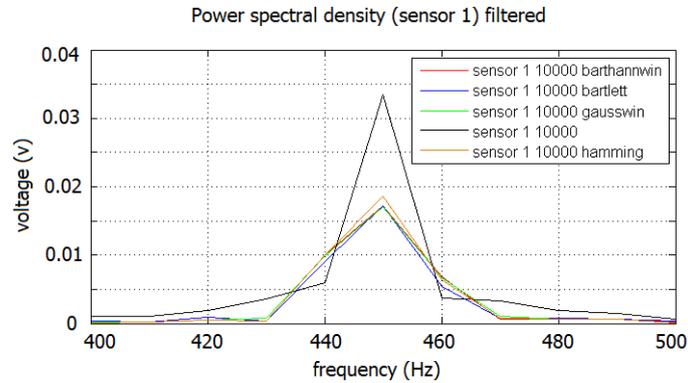


Figura 3.30. Diferentes funciones de ventana para análisis de espectros de frecuencias.

(dos frecuencias principales entre la frecuencia continua y la frecuencia de la velocidad del eje). Para esto la señal es filtrada utilizando como referencia la velocidad instantánea del turbocompresor.

Para medir la velocidad instantánea de giro del eje se instaló un sensor inductivo en la voluta del compresor. Sobre la base de esta medición, la subrutina de filtrado busca un pico máximo de amplitud de la señal de STFT cerca de la frecuencia que corresponde a la velocidad medida del eje. Como se ha comentado en el párrafo de error por forma, el voltaje de error de forma (0,02 V) se resta de este pico sincrónico, con el fin de minimizar los efectos de esta forma de error. Por último, la subrutina de filtrado identifica las dos frecuencias sub-síncronas, buscando los dos picos más altos entre la frecuencia continua y la frecuencia sincrónica.

La figura 3.31 muestra una prueba con una velocidad del eje del turbocompresor cerca de 110.000 rpm en condiciones cuasi-estacionarias durante 0.1 seg. La figura 3.31a) muestra el período de tiempo utilizado para procesar los datos y obtener la señal STFT de este período. La figura 3.31b) muestra la señal STFT de estos datos. Este gráfico muestra los dos picos principales, el primero corresponde a la frecuencia sub-síncrona (450Hz aprox.) y el segundo corresponde a la frecuencia sincrónica (1850 Hz, que corresponde a 111.000 rpm).

Por último, estos picos de la gráfica de frecuencia que tienen las amplitudes más altas se consideran para estimar las posiciones X e Y, utilizando las curvas de calibración de los dos sensores descritos anteriormente. Sobre la base de las

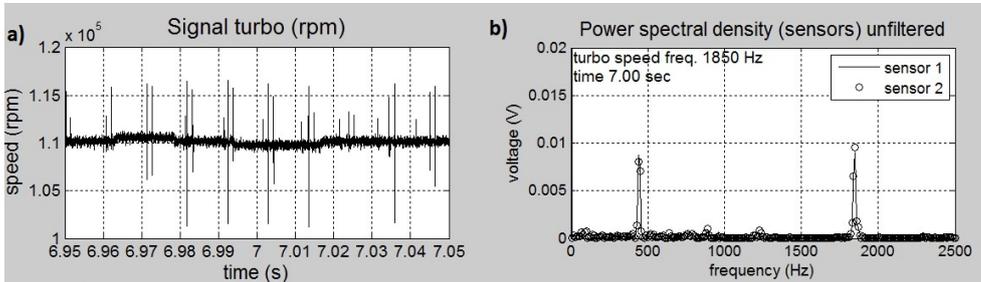


Figura 3.31. Identificación síncrono y subsíncrono.

señales STFT filtradas se reconstruye la señal del movimiento del eje en el dominio del tiempo, mediante la inversa de STFT.

En el siguiente capítulo se presentará la aplicación de esta técnica en varios ensayos, sin embargo, a continuación se presenta un ejemplo de aplicación de esta técnica en un instante de un ensayo transitorio. La figura 3.32 muestra el régimen de giro de un turbocompresor desde 30000 hasta 120000 rpm aproximadamente (con línea de color cian), en el segundo 5.85 se puede ver una línea negra sobre la señal del régimen, esta línea representa el instante y la ventana de datos que se está analizando. En la figura 3.33 se presenta el espectro de frecuencias sin filtrar de la señal de los sensores en el mismo instante de tiempo, se ven dos frecuencias principales, una frecuencia a 1780 Hz que es la frecuencia síncrona con el régimen del turbocompresor y una segunda frecuencia a 450 Hz aproximadamente correspondiente a la frecuencia subsíncrona 1, también se pueden identificar otras frecuencias subsíncronas que no tienen tanta amplitud como la síncrona y subsíncrona 1. En este espectro de señal de la figura 3.33 que se denomina sin filtrar, están eliminados los principales errores explicados en el apartado 3.3.2.1, y en esta señal queda solo el error proveniente de la falta de cilindricidad de la tuerca, para obtener la señal filtrada (la señal definitiva del movimiento) se eliminará este error y se seleccionará dos picos subsíncronos.

En la figura 3.34 se observa la señal filtrada, se han identificado solo dos frecuencias subsíncronas, la frecuencia subsíncrona 1 a 450Hz aprox. y otra frecuencia subsíncrona 2 a 800Hz aprox., la frecuencia síncrona ha sido eliminada por la disminución de errores por falta de cilindricidad de la tuerca (disminución de 0,02V). Después de obtener la señal filtrada se realiza una inversa en la STFT y se obtiene nuevamente la señal en voltios que servirá para graficar el movimiento del eje según la calibración que se obtuvo en voltios-milímetros de cada sensor.

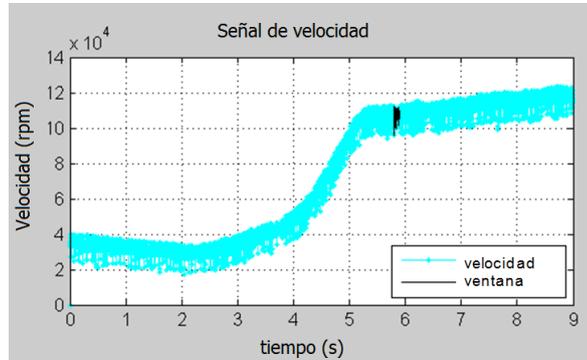


Figura 3.32. Régimen de giro y ventana de datos.

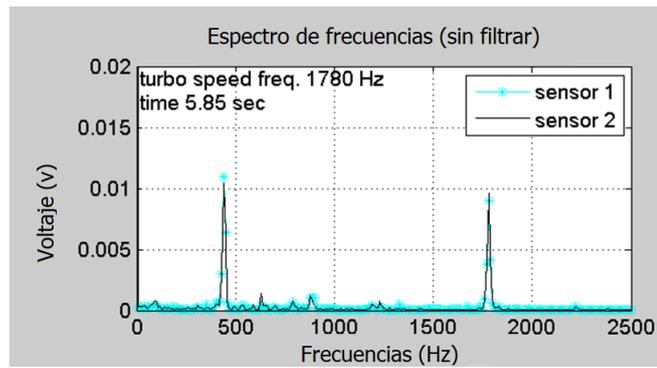


Figura 3.33. Espectro de frecuencias sin filtrar.

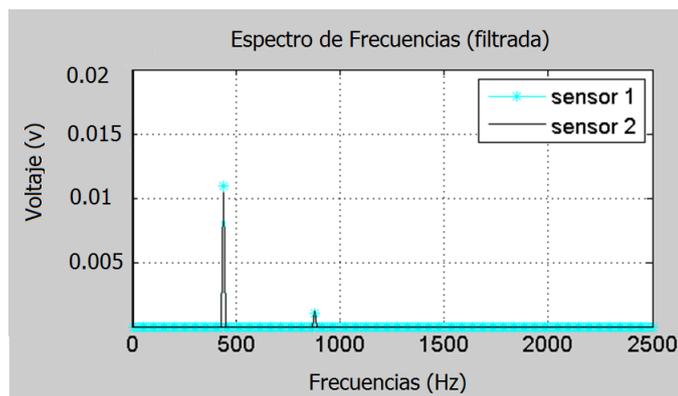


Figura 3.34. Espectro de frecuencias filtrado.

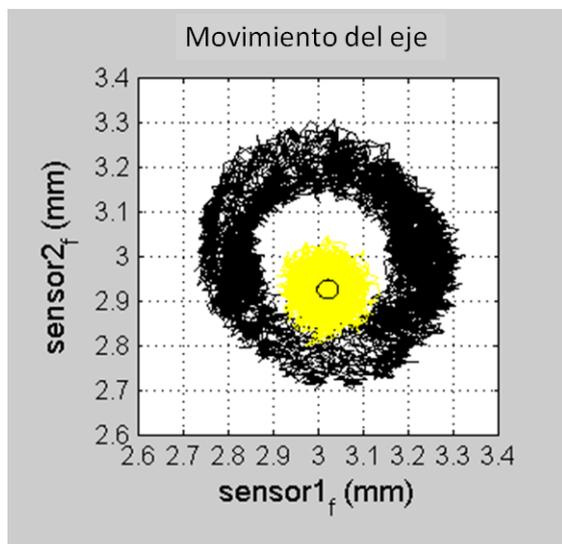


Figura 3.35. Ejemplo movimiento del eje, sensores infrarrojos.

En la figura 3.35 se ve la representación en milímetros de las señales de los sensores. En la zona exterior de la figura con línea negra esta la máxima excentricidad con un diámetro aproximado de 0.55mm, en la zona interior con línea en color amarillo esta la representación del espectro de frecuencias sin filtrar (señal correspondiente a la inversa de la figura 3.33), es decir la señal en bruto de los sensores con un diámetro aproximado de 0.2mm y en la parte interior se puede ver una elipse en color negro que es el movimiento del eje proveniente del espectro de frecuencias filtrado (señal correspondiente a la inversa de la figura 3.34) con un diámetro aproximado de 0.05mm.

Es interesante poder identificar la amplitud del movimiento del eje durante los ciclos transitorios de los ensayos, por lo tanto, la señal de la figura 3.35 puede ser representada en función del tiempo y para esto los diferentes diámetros de las señales han sido adimensionalizados con el mayor diámetro de máxima excentricidad. Este mayor diámetro de máxima excentricidad ha sido calculado como dos veces la distancia entre el centro de gravedad de los puntos de máxima excentricidad y el punto más distante de la máxima excentricidad a este centro de gravedad. Así, en la figura 3.36 se puede ver la evolución temporal del movimiento del eje durante este ensayo seleccionado como ejemplo. Este tipo de gráficas serán las que se utilicen en el siguiente capítulo para determinar el comportamiento del movimiento del eje del turbocompresor durante ensayos en condiciones críticas de lubricación.

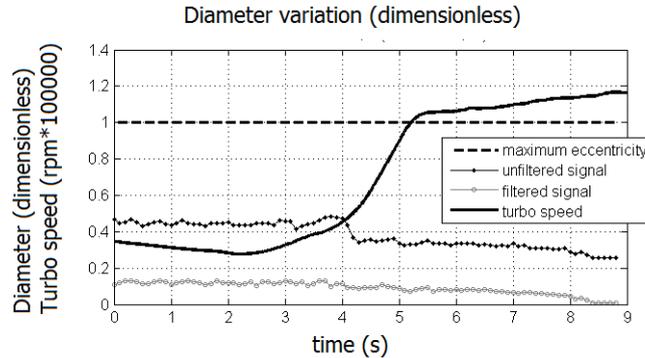


Figura 3.36. Variación del diámetro adimensional.

3.4. Comparación de las técnicas de medida desarrolladas

Se han realizado medidas con las dos técnicas al mismo régimen de giro, en el mismo punto de funcionamiento (relación de compresión y relación de expansión similares) y con el mismo tipo de turbocompresor, sin embargo, existe un inconveniente a la hora de medir con las dos técnicas de una manera simultánea. Como se ha explicado anteriormente la técnica mediante imágenes (con la cámara fotográfica) debe tener una fuente de luz con gran potencia para que permita visualizar la punta del eje, sin embargo, la técnica de medida con sensores infrarrojos se ve afectada por la presencia de una luz tan potente para la otra técnica no permitiendo hacer la medida simultánea. En la fotografía de la figura 3.37 se observa una imagen durante el procesado para identificación del centro del eje, también se puede observar los tornillos de referencia y los sensores infrarrojos.

Para minimizar las diferencias entre las condiciones de funcionamiento del turbocompresor al comparar las dos técnicas se realizaron pruebas a régimen estacionario del turbogrupo a 50, 75 y 100krpm, el aceite de entrada el turbocompresor se mantuvo a una temperatura constante $90^{\circ}C$. Los resultados de las medidas se pueden ver en la figura 3.38 en la parte superior izquierda los resultados con la cámara fotográfica y en la parte superior derecha los resultados de las medidas con los sensores infrarrojos y en la parte inferior los resultados unificados con una ampliación de la zona de movimiento.

En la figura 3.39 se observan las distancias desde los centros de gravedad del movimiento al centro de máxima excentricidad adimensionalizado con el radio

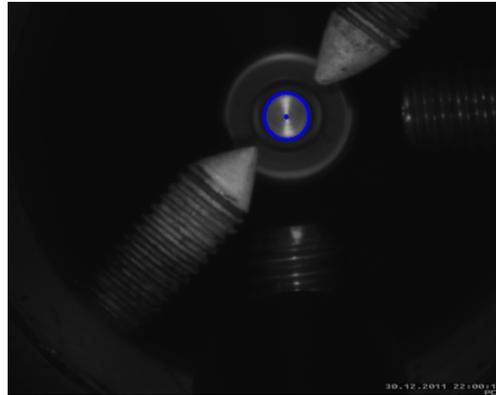


Figura 3.37. Fotografía durante el procesado de imágenes. Instalación de tornillos y sensores infrarrojos en turbocompresor.

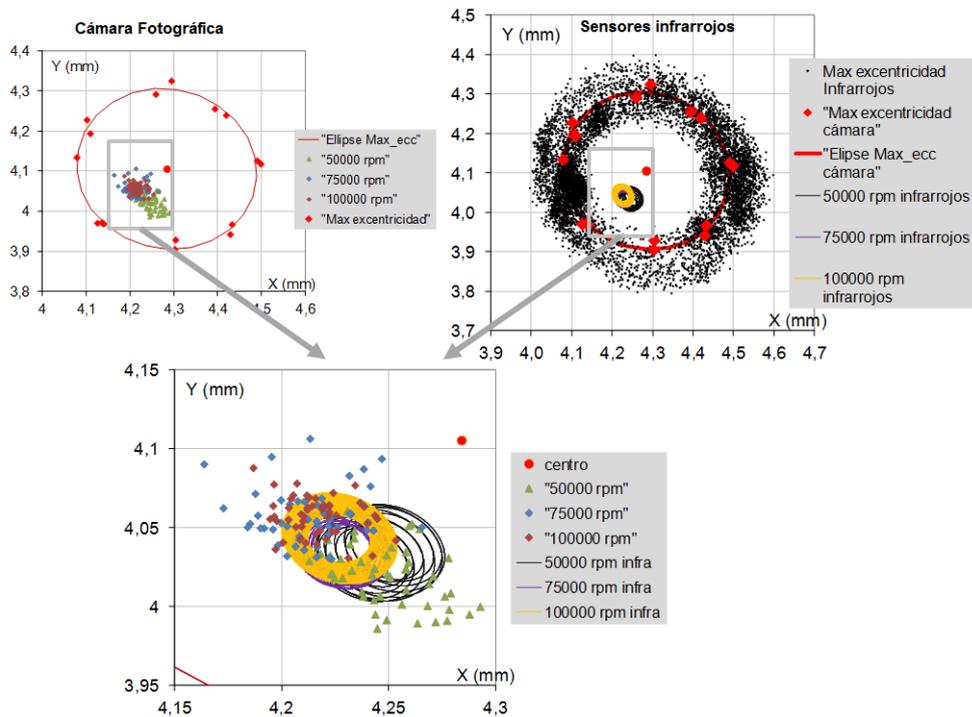


Figura 3.38. Comparación de las zonas de movimiento de las técnicas de medida.

de la máxima excentricidad con color negro y con color rojo las amplitudes del movimiento adimensionalizado con el diámetro de máxima excentricidad. También se ven las diferencias entre las amplitudes del movimiento del eje y su distancia en color verde. La distancia del centro de gravedad del movimiento tiene poca diferencia entre las dos técnicas. La amplitud de las zonas de movimiento es similar para 50 y 100krpm, pero para 75krpm hay una diferencia de amplitud entre las técnicas de hasta el 35 %. El turbocompresor utilizado en este ensayo tiene cojinetes flotantes y hay que tener en cuenta que a estos regímenes de giro, cercanos a 75krpm, es probable que exista un punto crítico de velocidad y esto afecte al movimiento del eje haciendo que los resultados sean muy sensibles alrededor de este punto de funcionamiento. Zhang (2012) [10] identificó un punto crítico alrededor de 76krpm para un turbocompresor con cojinetes flotantes.

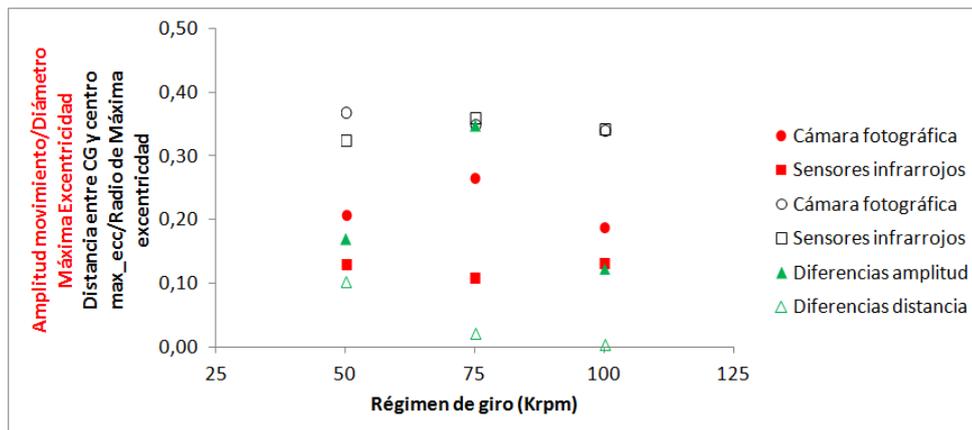


Figura 3.39. Comparación de resultados de movimiento de las técnicas de medida del movimiento del eje.

Al final del capítulo 2 y al principio de este capítulo se presentó una revisión con distintas técnicas de medida del movimiento de ejes utilizadas por otros investigadores. En la cuadro 3.2 se observa una comparación de las técnicas de medida.

Autor	Técnica de medida	Dificultad Instrumentación para uso en TC	Rango de medida	Dificultad procesamiento de señal	Análisis de datos
Kirk (2008), Schweitzer(2009), Hung (2013)	Sensores inductivos	Medio (intrusiva con rotor)	Pequeño (depende de tamaño de objetivo). En caso de avería del TC los sensores pueden dañarse. Objetivo debe ser metálico.	Medio (filtrado de ruidos: magnético, deformación objetivo. Identificación movimientos).	
Kelly (2010)	Sensores capacitivos	Medio (intrusiva con rotor)	Pequeño (depende de tamaño de objetivo). En caso de avería del TC los sensores pueden dañarse. Objetivo puede ser no metálico	Medio (filtrado de ruidos: magnético, deformación objetivo. Identificación movimientos).	
Vistamaehr (2009)	Acelerómetros	Bajo (no intrusiva con rotor)	Amplio. En caso de avería del TC los sensores no sufren daños	Alto (filtrado de ruidos: magnético, vibraciones de la carcasa). Medida indirecta del movimiento.	Información con procesamiento posterior al ensayo. Movimiento instantáneo, buenos resultados para transitorios.
Rothberg (2004), Gunter (2010)	Laser Doppler Vibrometer / Laser Doppler Distance sensor	Alto (mucho espacio, no intrusiva con rotor)	Amplio. En caso de avería del TC los sensores no sufren daños	Alto (filtrado de ruidos: magnético, deformación objetivo, vibraciones de la carcasa).	
Fulzele (2012)	Photo sensing resistor	Alto (Doble acceso visual, no intrusiva con rotor).	Pequeño (En caso de avería del TC los sensores no sufren daños)	Medio (filtrado de ruidos: magnético, deformación objetivo. Identificación movimientos).	
Tesis López	Cámara fotográfica	Alto (mucho espacio, no intrusiva con rotor)	Amplio. En caso de avería del TC la cámara no sufre daños	Alto (Procesado de imágenes)	Información visual durante ensayo. Movimiento promediado, mejores resultados en estacionarios
Tesis López	Sensores infrarrojos	Medio (intrusiva con rotor)	Amplio. En caso de avería del TC los sensores no sufren daños	Medio (filtrado de ruidos: magnético, deformación objetivo. Identificación movimientos).	Información con procesamiento posterior al ensayo. Movimiento instantáneo, buenos resultados para transitorios.

Cuadro 3.2. Comparación técnicas de medida.

3.5. Resumen

En este capítulo se ha presentado el desarrollo de dos técnicas novedosas para la medida del movimiento de ejes de turbocompresores.

En la primera técnica se identifica la posición de la punta del compresor mediante el procesado de imágenes adquiridas con una cámara fotográfica. En esta técnica se desarrollo un algoritmo para el procesado de estas imágenes en el que se identifica la posición relativa de la punta del eje en el lado del compresor. Para evitar el error por vibraciones se han instalado dos tornillos que sirven de referencia en las imágenes captadas. El resultado es la posición relativa del eje a los tornillos de referencia y que dependiendo de algunas variables como el tiempo de exposición de la cámara, la potencia de la fuente de luz y las condiciones de funcionamiento del turbocompresor la posición obtenida resulta ser un promedio de la zona en la cual se encuentra en movimiento. Los estudios relacionados a estas variables han sido presentados en este capítulo.

La segunda técnica es mediante la medida instantánea de la posición del eje con sensores infrarrojos. Al igual que la primera técnica esta mide el movimiento del eje en el lado del compresor pero con una mayor frecuencia de adquisición de datos. Para mejorar la precisión de los resultados se realizó el estudio de los errores que puede presentar esta técnica: errores de los instrumentos de medida, errores por el ambiente del ensayo y errores por tolerancias geométricas. Después se presentó el desarrollo de un algoritmo para eliminación de estos errores e identificación de las principales frecuencias que componen la órbita de movimiento del eje. Por último se presentó una aplicación de esta técnica.

Al final del capítulo se presentó una comparación de resultados de medida con las dos técnicas desarrolladas, en las que se observa una buena concordancia de los resultados. También se observó que los resultados pueden ser sensibles a puntos de operación inestables del turbocompresor en los cuales las medidas de las dos técnicas pueden tener un mayor error.

En el artículo de Pastor (2012) [11] se presentó una comparación cualitativa de las ventajas y desventajas de las dos técnicas de medida. De las cuales se resaltan las siguientes:

1 *Técnica óptica con la cámara fotográfica*

Montaje no intrusivo, no es necesario desmontar ninguna parte del rotor, por lo tanto no es necesario el equilibrado del eje.

Permite realizar una observación directa del fenómeno en estudio (las imágenes de la punta del eje permiten entender mejor el comportamiento del TC en condiciones críticas de lubricación).

Los equipos de medida no sufren ninguna avería en el caso de una rotura del turbocompresor.

No se pueden realizar medidas muy exactas en transitorios, los resultados son un promedio de la posición del eje.

Es necesario disponer de gran espacio para el montaje de los instrumentos y equipos de medida.

2 Técnica con sensores infrarrojos

Es una técnica intrusiva por el montaje de la tuerca cilíndrica que sirve de objetivo de los sensores.

No provee una observación directa del fenómeno en estudio.

La posición del eje es instantánea y permite medir el movimiento en ciclos transitorios.

El espacio para el montaje de los sensores es reducido.

La distancia de instrumentación de los sensores permite realizar pruebas en condiciones críticas de funcionamiento sin dañar los sensores.

Bibliografía

- [1] Schweizer Bernhard. “Total instability of turbocharger rotors-Physical explanation of the dynamic failure of rotors with full-floating ring bearings”. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 328, pp. 1565–190, 2009.
- [2] Diana G., Borgese D. y Dufour A. “Experimental and Analytical Research on a Full Scale Turbine Journal Bearing”. In *Proceedings of the 2nd International Conference on Vibration in Rotating Machinery, IMechE, Cambridge, UK*, 1980.
- [3] Kirk R.G., Alsaeed A., Liptrap J., Lindsey C., Sutherland D., Dillon B., Saunders E., Chappell M., Nawshin S., Christian E., Ellis A., Mondschein B., Oliver J. y Sterling J. “Experimental Test Results for Vibration of a High Speed Diesel Engine Turbocharger”. *Tribology Transactions*, Vol. 51:4, pp. 422–427, 2008.
- [4] Payri Francisco, Pastor José Vicente, Payri Raul y Manin Julien. “Determination of the optical depth of a DI diesel spray”. *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 25, pp. 209–219, 2011.
- [5] Serrano J. R., Tormos B., Gargar K. L. y Bouffaud F. “Study of the Effects on Turbocharger Performance Generated by the Presence of Foreign Objects at the Compressor Intake.”. *Society for Experimental Mechanics*, 2011.

-
- [6] Galindo J., Serrano J.R., Dolz V. y López M.A. “Behavior of an IC Engine Turbocharger in Critical Condition of Lubrication”. *SAE International Journal Engines*, Vol. 6, 2013.
 - [7] Payri F., Lujan J.M., Guardiola C. y Rizzoni G. “Injection diagnosis through common-rail pressure measurement.”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 220, pp. 347–357, 2006.
 - [8] Macián V., Luján J.M., Guardiola C. y Perles A. “A comparison of different methods for fuel delivery unevenness detection in Diesel engines.”. *Mech*, Vol. 20, pp. 2219–2231, 2006.
 - [9] Macian V., Lujan J.M., Guardiola C. y Yuste P. “DFT-Based Controller for Fuel Injection Unevenness Correction in Turbocharged Diesel Engine.”. *IEEE Transactions on control systems technology*, Vol. 14, 2006.
 - [10] Zhang Hao. *Model Development and Stability Analysis for a Turbocharger Rotor System under Multi-Field Coupled Forces*. Tesis Doctoral, University of Huddersfield, 2012.
 - [11] Pastor J V., Serrano J, Dolz V y López M A. “A Non-invasive Optical Technique to Observe Turbocharger Shaft Whirl”. *XXI Biennial Symposium on Measuring Techniques in Turbomachinery*, 2012.

Capítulo 4

Resultados de los ensayos y aplicación de las técnicas de medida

Contenido

4.1. Introducción	113
4.2. Experimentación con turbocompresores en condiciones críticas	114
4.2.1. Características turbocompresores	116
4.2.2. Análisis de los resultados experimentales	119
4.3. Condiciones críticas en el sistema de lubricación	121
4.3.1. Baja presión en el sistema de lubricación	121
4.3.1.1. Ensayos de baja presión de aceite con ratio de aceleración bajo	121
4.3.1.2. Ensayos de baja presión de aceite con ratio de aceleración alto	127
4.3.2. Retraso en la lubricación	135
4.3.3. Interrupción de la lubricación	142
4.3.4. Arranque en frío	155
4.3.5. Cojinete axial con orificio de lubricación reducido	160
4.4. Fallos en partes mecánicas del turbocompresor	163
4.4.1. Álabes de la rueda del compresor dañados	163
4.4.2. Eje desbalanceado	168
4.4.3. Sobrerégimen	177
4.4.4. Excesivo hollín en la turbina	181
4.5. Análisis causa-efecto e identificación de mecanismos de fallo	184

4.6. Resumen	188
Bibliografía	190

4.1. Introducción

Debido a las revoluciones a las que puede girar el eje del turbocompresor (hasta 250krpm aprox) y las temperaturas que alcanzan los gases que atraviesan la voluta de la turbina (alrededor de $900^{\circ}C$), las condiciones de funcionamiento del turbocompresor son extremas, por lo tanto la lubricación debe cumplir con todos sus aspectos tribológicos, requisitos indispensables para que el funcionamiento del turbocompresor sea el adecuado. Los fallos en los turbocompresores están principalmente relacionados con el sistema de lubricación un 50 % (30 % es atribuido al retraso en la entrada del lubricante y 20 % es atribuido a la insuficiente cantidad de lubricante), excesivo calentamiento del lubricante un 12 %, partículas presentes en el lubricante un 11 %, objetos extraños en las volutas un 3 % y un 24 % debido a errores humanos por: imperfecciones en la alineación del eje, incorrecta instalación del rotor y el uso de repuestos inadecuados Dellis (2003) [1].

Lozanovic (2011) [2] realizó una revisión de los tipos de fallos en los turbocompresores llegando a clasificar los fallos en cuatro grupos: a) *Contaminación del aceite* por presencia de partículas debido a un aceite en malas condiciones o mal filtrado, b) *Falta de aceite* debido a la obstrucción en el circuito de lubricación, c) *Condiciones extremas de operación* debido a temperaturas excesivamente altas de los gases de escape por fallos en el sistema de alimentación de combustible y d) *Ingreso de objetos extraños* que dañen los álabes del compresor y turbina. Lozanovic destaca que los cuatro grupos de fallos son causados por problemas en el motor y no por el turbocompresor.

Tradicionalmente se han reportado algunos de los problemas típicos en el motor causados por el turbogruppo. Los síntomas identificados de estos problemas típicos en motores son los siguientes (Honey Well TurboTechnologies (2009) [3]):

- Problemas de rendimiento del motor por falta de compresión del turbocompresor.
- Excesivas emisiones contaminantes del motor por falta de estanqueidad en el sistema de lubricación del turbocompresor. Ingreso de aceite desde el compresor al sistema de admisión o salida de aceite por la turbina hacia el sistema de gases de escape.
- Incremento del ruido por vibraciones en el turbocompresor. Ruido proveniente del impacto del rotor con la carcasa o el silbido que produce el turbocompresor por el desbalance el eje.

Pese a tener identificada la repercusión de los fallos del turbocompresor en el motor, todavía falta generar un conocimiento claro sobre las condiciones más extremas a las que puede llegar a funcionar un turbocompresor, las causas de los fallos en el turbogrupo y falta identificar los mecanismos de fallo del turbocompresor.

Los objetivos del trabajo descrito en este capítulo son tratar de determinar la secuencia de los mecanismos de los fallos en los turbocompresores y clarificar las condiciones críticas o límites en los cuales los turbocompresores pueden seguir en funcionamiento sin sufrir daños.

Los mecanismos de fallos y condiciones límites pueden resultar interesantes para mejorar la gestión de sistemas de control electrónico del turbocompresor, optimizar el diseño de sistemas que trabajan en conjunto con el turbocompresor como por ejemplo el sistema de lubricación, también se pueden establecer criterios que ayuden a realizar peritajes y poder determinar responsabilidades sobre fallos ocurridos en el motor o en el turbogrupo.

4.2. Experimentación con turbocompresores en condiciones críticas

Como se ha observado en las referencias bibliográficas la mayoría de los fallos en turbocompresores pueden estar relacionados a dos tipos: a la lubricación del turbocompresor (posibles fallos ajenos al turbocompresor) y a defectos en partes mecánicas del turbocompresor (estos a su vez pueden ser fallos imputables al turbocompresor y fallos ajenos al turbocompresor). Los experimentos han sido clasificados en relación a estos dos tipos de fallos.

Para el primer tipo de fallo relacionados a las condiciones críticas en el sistema de lubricación se plantearon los siguientes ensayos, que tratan de reproducir condiciones extremas que se pueden dar en el funcionamiento real de un turbocompresor. Aquí se enumeran los ensayos con las posibles causas para que estos se produzcan:

- Baja presión en el sistema de lubricación, estos fallos están relacionados a pérdidas de rendimiento de la bomba de aceite del motor por incremento de holguras o por fugas en el sistema de lubricación.
- Retraso en la lubricación, fallos relacionados a estrategias de control para la disminución de consumo de combustible como stop-start, en donde el motor se apaga en ciertas condiciones de funcionamiento dejando caer

la presión en el circuito de lubricación, después cuando es nuevamente encendido el turbocompresor puede llegar a girar a alto régimen sin tener todavía la presencia de lubricante.

- Interrupción de la lubricación, estos fallos pueden estar relacionados a fugas en el sistema de lubricación y obstrucciones parciales del circuito de lubricación por presencia de partículas de aceite quemado.
- Arranque en frío, condiciones de baja temperatura del ambiente (alta viscosidad en el aceite) pueden generar otra forma de retraso de la lubricación en los cojinetes del turbocompresor.
- Cojinete axial con orificio de lubricación reducido, el exceso de temperatura en los gases de escape por fallos en el sistema de combustible del motor pueden quemar el aceite produciendo partículas de carbón que pueden obstruir el sistema de lubricación. También el apagado de un motor cuando el turbocompresor esta girando a alto régimen puede causar la disminución de flujo de aceite por el turbocompresor disminuyendo la capacidad de refrigeración y aumentar la temperatura local del aceite en el cojinete produciendo el mismo efecto de quemar el aceite Idzior (2013) [4].

Después se plantearon ensayos relacionados con fallos mecánicos en diferentes partes del turbocompresor. Estos ensayos tienen la finalidad de esclarecer las causas-efectos de problemas típicos en turbocompresores. Los ensayos realizados fueron los siguientes:

- Álabes de la rueda del compresor dañada, este ensayo tiene la finalidad de determinar la principal causa de la pérdida de compresión en el turbocompresor. En principio los álabes pueden ser dañados por dos mecanismos, ambos causados por factores externos al turbocompresor: por el ingreso de objetos extraños en la carcasa y el segundo por un excesivo movimiento del eje (por averías en el sistema de apoyo del eje) que permite el impacto de los álabes con la carcasa.
- El eje desbalanceado, ya sea por causas de fabricación (defectos propios del turbocompresor) o por causas durante su funcionamiento (por ejemplo rotura de álabes de la turbina), puede tener efectos importantes sobre el comportamiento del turbocompresor. Como se revisó en el capítulo 2 con niveles bajos de desequilibrio el desbalance puede tener incluso un efecto positivo. Según experimentos realizados por Vistamehr (2009) [5] las excitaciones subsíncronas de la película de lubricación desaparecen a

partir de los 60krpm con pequeños incrementos de desbalance en el eje. Kamesh 2011 [6] demostró que para valores pequeños de desequilibrio en el eje, la amplitud del movimiento subsíncrono disminuye y puede ser beneficioso para ciclos transitorios; sin embargo, al superar ciertos límites de desequilibrio la amplitud de la órbita puede aumentar provocando daños en el turbocompresor. Por otro lado el desbalance también está relacionado con uno de los síntomas de los problemas típicos en motores, “el ruido”. Calvo (2005) [7] explicó que los turbocompresores producen un ruido que puede ser percibido por los pasajeros del vehículo causando incomodidad e identificó este ruido con una frecuencia armónica al giro del eje, además sugirió un procedimiento para controlar el ruido del turbocompresor con la variación de las fuerzas en desequilibrio. Un desbalance de mayor magnitud puede generar grandes problemas en el turbocompresor y es por esto que en la presente tesis se realizaron ensayos con altos niveles de desbalance (3.24gr-mm) para tratar de determinar el efecto que este excesivo desbalance produce en el turbocompresor.

- Sobrerégimen, el incremento excesivo en el régimen de giro del turbocompresor puede ser causado por fallos en la gestión de la unidad electrónica de control del motor en la inyección o en el waste gate API (Assured Performance) (2011) [8] o por un acoplamiento fuera de diseño entre motor y turbogruppo Garret by Honeywell (2011) [9]. El sobrerégimen puede dar lugar al inicio de la deformación plástica en el interior de la rueda del compresor y es la causa de la posterior “explosión” de la rueda del compresor (el material de la rueda se separa por efecto de la fuerza centrífuga) Charles (1995) [10], Garret (2008) [11]. Estos fallos de explosión ó “hub burst” de la rueda del compresor están relacionados a la “Fatiga por ciclo lento” y esta fatiga es debida a cambios en el régimen de giro. La “Fatiga por ciclo lento” se caracteriza porque ocurren fenómenos de plasticidad en los materiales Charles (1995) [10], Christmann (2010) [12].
- Excesivo hollín en la turbina, cuando el motor funciona con bajas temperaturas puede generar un exceso de hollín (Dale (2006) [13]) que al depositarse sobre la rueda de la turbina puede afectar al movimiento del eje y ser perjudicial al funcionamiento del turbogruppo.

4.2.1. Características turbocompresores

Los turbocompresores utilizados en motores de combustión interna pueden tener diferentes sistemas de apoyo del eje, sin embargo, y como se mencionó en

Nomenclatura	Marca	Tipo	Sistema de apoyo
BW-GTA17-SFRB	Borg Warner	GTA1752LV	Cojinete Semiflotante
BW-KP35-FRB	Borg Warner	KP35	Cojinetes Flotantes
BW-BV39-FRB	Borg Warner	BV39	Cojinetes Flotantes
HTT-GT14-SFRBZ	Honeywell	GT14	Cojinete Z-Semiflotante
MIT-TD02-FRB	Mitsubishi	TD02	Cojinetes Flotantes

Cuadro 4.1. Denominación y marca de los turbocompresores ensayados.

el capítulo 2, el sistema de apoyo que es más utilizado en este tipo de turbocompresores son los cojinetes de lubricación hidrodinámica y en menor medida los apoyos o cojinetes de rodamientos Kelly (2010) [14].

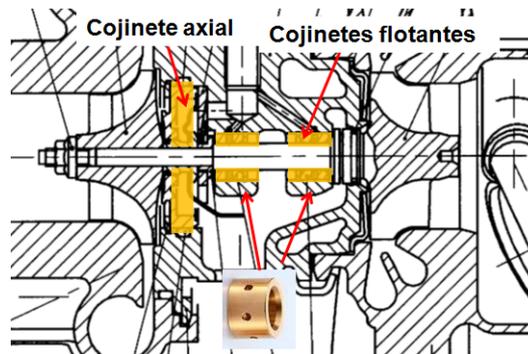


Figura 4.1. Cojinetes flotantes “FRB”.

En el cuadro 4.1 se pueden ver los turbocompresores utilizados en este trabajo. En la primera columna está la nomenclatura que se utilizará para los turbocompresores la cual indica lo siguiente: la marca, el tipo de turbocompresor y el sistema de lubricación, dentro del sistema de lubricación se identifican tres tipos de sistemas: el flotante “FRB” (figura 4.1), el semiflotante “SFRB” (figura 4.2) y un semiflotante tipo z (cojinete axial y radial en el mismo cojinete) “SFRBZ” (figura 4.3).

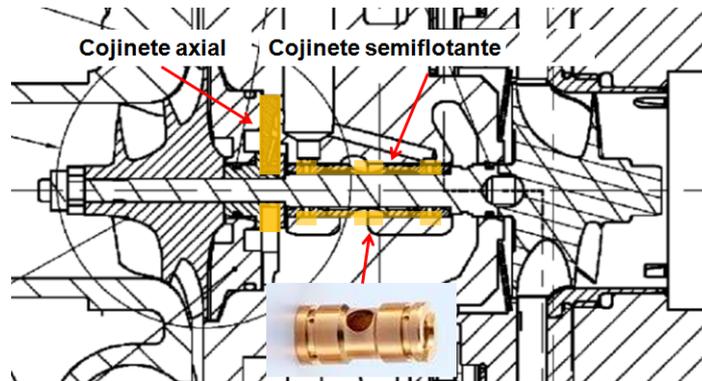


Figura 4.2. Cojinete semiflotante "SFRB".

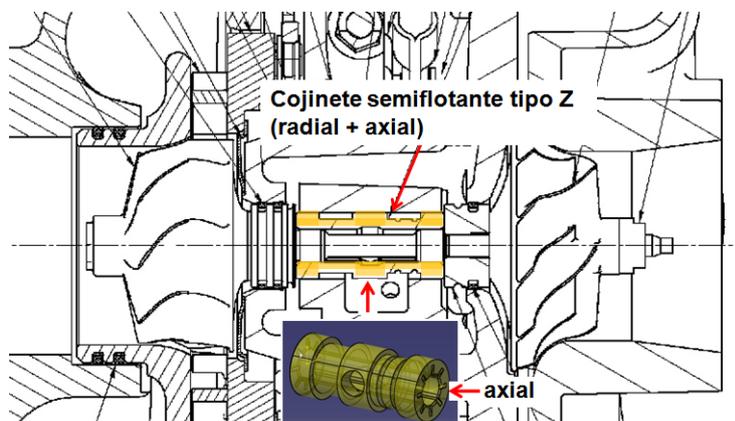


Figura 4.3. Cojinete semiflotante tipo Z "SFRBZ".

4.2.2. Análisis de los resultados experimentales

Para tratar de identificar las causas de los problemas en el turbocompresor se han medido en los ensayos variables termodinámicas como la presión y temperatura en el circuito de aire, circuito de gases y lubricación del turbocompresor. También se ha medido el movimiento del eje para identificar el comportamiento del turbocompresor en el instante del fallo.

En cada ensayo se presentan unas conclusiones parciales y un análisis de las variables medidas en el ensayo. Se han determinado algunos “parámetros principales” que sirven para identificar el momento del fallo, similitudes en los daños de los diferentes elementos, pautas de funcionamiento y las posibles razones para que se originen los fallos. Estos “parámetros principales” son los siguientes:

- 1 *Destrucción del turbocompresor.* Se trata de identificar si el turbocompresor se ha destruido, siendo el criterio para clasificarlo como destruido o no, que el turbocompresor no pueda comprimir. También se trata de identificar el tipo de destrucción que ha sufrido el turbocompresor, si no puede comprimir pero sigue girando y golpeando las paredes de la voluta se denomina movimiento errático o si el eje ha sufrido un daño mayor como una fractura o quedarse fijo sin movimiento (gripado).
- 2 *Movimiento del eje.* En esta variable se analiza el criterio de la máxima excentricidad alcanzada, ecuación 4.1. Este criterio para los ensayos en los que se aplicó la técnica de medida con imágenes. En los ensayos en los que se aplica la técnica con sensores infrarrojos se utiliza el criterio del máximo diámetro aproximado del movimiento de precesión de la punta del eje adimensionalizada con la máxima excentricidad como se explicó en el capítulo 3 en el apartado de la técnica con sensores infrarrojos.

$$\text{maxima excentricidad alcanzada} = \frac{dc_max * 100}{semieje} \quad (4.1)$$

Donde

dc_max es la máxima distancia alcanzada de la posición del eje durante el ensayo al centro de la máxima excentricidad, ver figura 4.4.

$semieje$ es la distancia desde el punto de la elipse de máxima excentricidad (con la misma dirección que dc_max) al centro de la máxima excentricidad, ver figura 4.4.

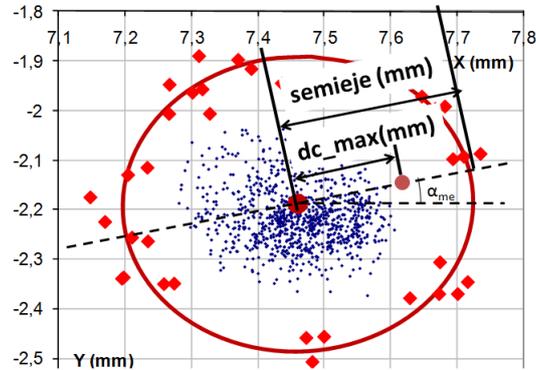


Figura 4.4. Parámetros de movimiento del eje.

- 3 *Nivel de daños observados.* Al reducir el espesor de la película de lubricación dentro del límite de lubricación por falta de aceite se puede producir contacto entre eje y cojinete. La evidencia de este contacto en los ensayos fue que se observaron colores de temple (por aumento de temperatura), ralladuras (por desgaste abrasivo) o adición de material (por desgaste adhesivo) en el eje en la revisión posterior a los ensayos.

El material para ejes de turbocompresores por lo general es el acero o de diferentes tipos de aleaciones como el Inconel. Cuando el acero es calentado lentamente y alcanza una cierta temperatura, una capa de óxido se forma sobre su superficie y el espesor de la capa de óxido produce varios colores (*colores de temple*) debido a un efecto de interferencia de los rayos de luz que rebota en la parte inferior y en la parte superior de la capa de óxido. Los principales colores de temple observados han sido morado y azul, las temperaturas alcanzadas para esta coloración son $280^{\circ}C$ y $290^{\circ}C$ correspondientemente según Verhoeven (2005) [15]. Es importante destacar que el rango de temperatura en la que el aceite puede quemarse y presentar partículas es de $280^{\circ}C$ a $300^{\circ}C$ Dellis (2003) [1].

Como se mencionó, también se han observado ralladuras en el eje y en los cojinetes (desgaste abrasivo), pero sin la presencia de colores de temple. Esto es un indicador de fricción pero en instantes de tiempo muy reducidos Verhoeven (2005) [15].

También se han observado ralladuras y deformación de los álabes de las ruedas del compresor y turbina; y ralladuras en las carcasas por contacto entre estos elementos.

4 *Indicadores termodinámicos.* Se analizan distintas variables medidas durante los ensayos que permitan identificar variaciones en el rendimiento del turbocompresor como: temperaturas y presiones de entrada y salida del compresor y turbina; temperaturas y presiones de entrada y salida del aceite del turbocompresor; flujos de aire en el compresor y gases de escape en la turbina.

Con la identificación de los parámetros principales se realizaron las conclusiones finales y se realizó un análisis de las causas-efectos de los fallos aquí estudiados.

4.3. Condiciones críticas en el sistema de lubricación

4.3.1. Baja presión en el sistema de lubricación

Estos ensayos tratan de simular los efectos en el eje en situaciones en las que la presión de alimentación de aceite es inadecuada. Se presentan dos tipos de ensayos. En el primero de estos ensayos denominado “Ensayos de baja presión de aceite con ratio de aceleración bajo” se han realizado repeticiones de ciclos transitorios de régimen de giro del turbocompresor, con un ratio de aceleración bajo y con disminución progresiva de la presión en la entrada del aceite al turbocompresor, hasta llegar a ser alimentado por una columna de aceite de 0.3m de altura aproximadamente. En el segundo de los ensayos denominado “Ensayos de baja presión de aceite con ratio de aceleración alto” se han realizado ciclos transitorios de régimen de giro del turbocompresor pero en este caso con ratio de aceleración elevado y se ha disminuido la presión de entrada de aceite al turbocompresor hasta que se han evidenciado distintos tipos de fallos.

A continuación se presentan los resultados de los dos ensayos relacionados con la presión en el sistema de lubricación.

4.3.1.1. Ensayos de baja presión de aceite con ratio de aceleración bajo

En estos ensayos el turbocompresor es acelerado y desacelerado desde 30000rpm hasta 150000rpm con un ratio de aceleración de 60krpm/s aproximadamente. Estos ciclos son repetidos 5 veces. Estos ensayos tratan de simular los efectos en el eje tras varios procesos de aceleración y deceleración del

turbogrupo, en situaciones en las que la presión de alimentación de aceite es inadecuada. En cada una de estas repeticiones de ciclos la presión se mantiene constante y se va disminuyendo como se puede ver en la figura 4.5 desde 1.5, 1.25, 1.1, 1.05 bar (abs) y hasta llegar a una presión de aceite provista por una columna de 0.3m de altura aproximadamente, es decir a una presión de 1.025 bar aproximadamente (el aceite utilizado es un SAE 10W30 con densidad $883 \frac{kg}{m^3}$). Para este tipo de ensayo se utilizaron 5 turbocompresores Borg Warner: tres BW-GTA17-SFRB con cojinetes semiflotantes y dos BW-KP35-FRB con cojinetes flotantes.

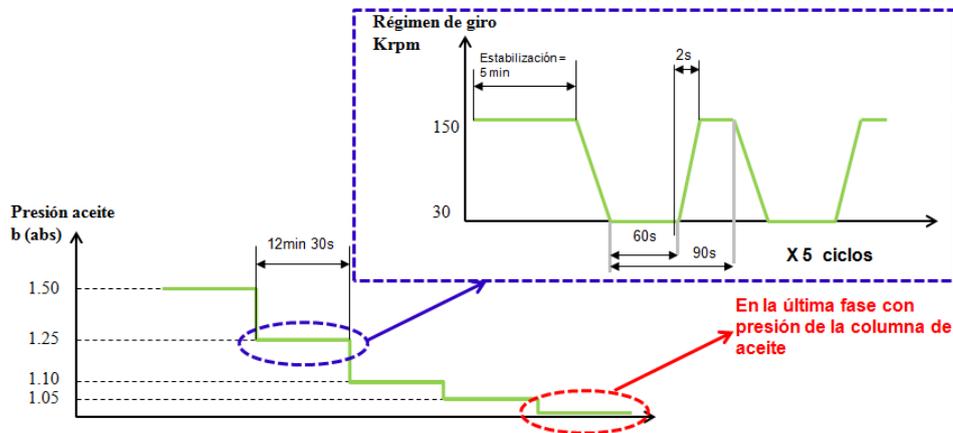


Figura 4.5. Ensayos de baja presión de aceite con ratio de aceleración bajo.

BW-GTA17-SFRB. Con estos turbocompresores no se vio ningún comportamiento anormal inclusive con presión de alimentación de la columna de aceite. El movimiento del eje fue similar en todos los ensayos y como ejemplo se presenta en la figura 4.6 el movimiento del primer ensayo realizado, en la zona de color verde se puede ver el movimiento del eje cuando se encuentra a bajas revoluciones y en la zona en rojo se puede ver el movimiento del eje cuando se encuentra a 150krpms.

Las temperaturas registradas durante el ensayo se pueden ver en la figura 4.7. Las variables en la leyenda, se leen por sus siglas en inglés que corresponden a: OIL = aceite, I = entrada, O = salida, C = compresor, T = temperatura si esta solo esta letra, T = turbina si le antecede otra letra, por ejemplo T_OT = temperatura de aceite a la salida de la turbina. En el color rojo oscuro se puede ver la temperatura de los gases de escape a la entrada en el turbina (T_IT) , cuando se dan las aceleraciones del turbocompresor esta temperatura sube, se puede ver que la temperatura a la salida del aceite también sube

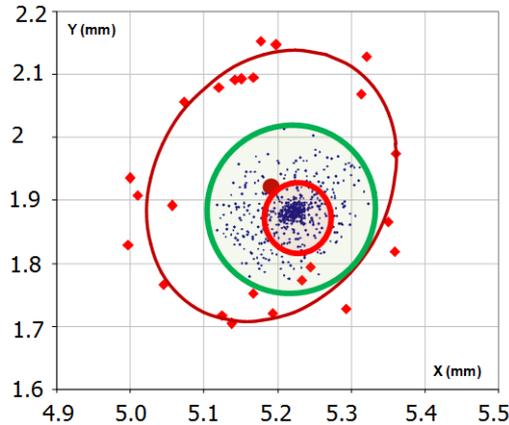


Figura 4.6. Movimiento del eje en fase de columna de aceite, ensayo con el primer turbocompresor BW-GTA17-SFRB.

cuando el turbocompresor es acelerado (línea de color verde claro T_OIL_OT), sin embargo, no se ve ningún comportamiento que indique una pérdida de rendimiento según las temperaturas registradas ya que la temperatura de salida de turbina (T_OT) presenta valores relativamente bajos respecto a la temperatura de entrada de turbina (T_IT).

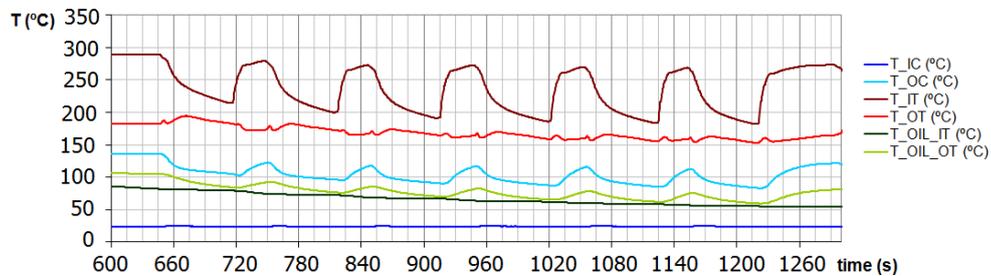


Figura 4.7. Temperaturas en la fase con columna de aceite BW-GTA17-SFRB.

BW-KP35-FRB. Este tipo de turbocompresores presentaron problemas en la última fase de presión de aceite con la columna de aceite. En la figura 4.8 se pueden ver las variables termodinámicas registradas durante el ensayo del primer turbocompresor de este tipo. En el último ciclo de aceleración se puede ver un fallo en el compresor, la presión a la salida del compresor cae en el último ciclo de aceleración (línea color negro entrecortada P OC) y se puede

ver una pérdida de eficiencia en la turbina por el incremento de temperatura a la salida de la turbina (línea color rojo T OT). Este comportamiento anómalo dura desde el segundo 785 al segundo 805 del ensayo y después el turbogrupo recupera su comportamiento normal. Además, se puede observar que el gasto másico que trasiega el compresor es nulo durante este período de tiempo con comportamiento anómalo.

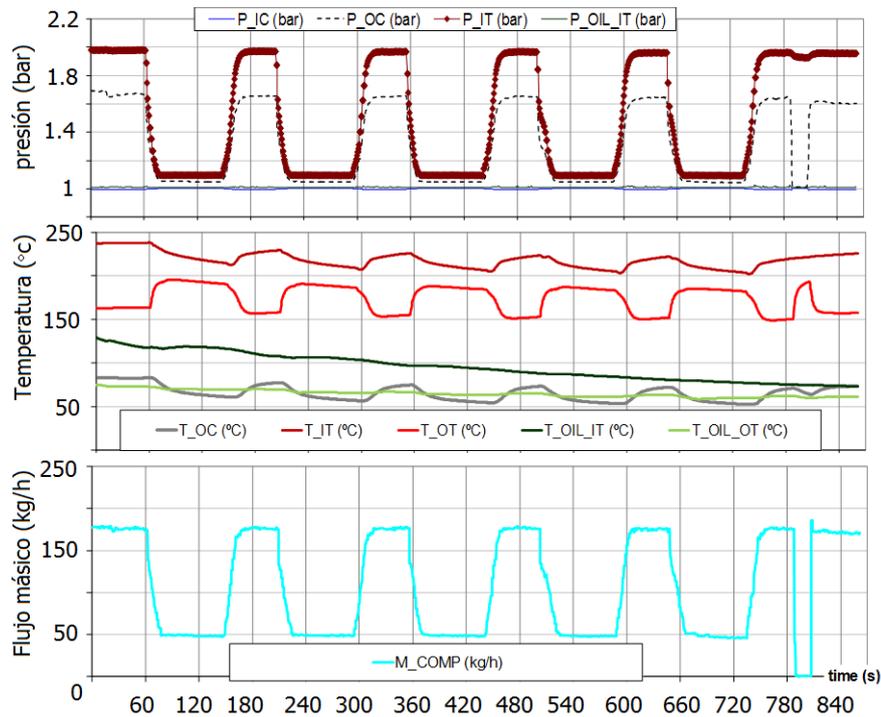


Figura 4.8. Variables termodinámicas registradas durante la fase de columna de aceite del primer turbocompresor BW-KP35-FRB.

Con el segundo turbocompresor BW-KP35-FRB el fallo se presentó al inicio de la fase de la columna de aceite, en la parte superior de la figura 4.9 se puede observar que el turbocompresor no puede realizar el primer ciclo, se observa que en el segundo 55 la presión a la salida del compresor (línea negra entrecortada P_OC) se mantiene en 1 bar abs y el gasto se hace cero (línea azul claro M.COMP parte inferior de la figura). También sube la temperatura de salida de la turbina (línea color rojo T_OT) como en el caso anterior, indicando que hay una disminución de eficiencia de la turbina. Después aunque se incrementa la presión en la entrada de la turbina (línea color marrón

P_IT) para hacer un ciclo, el compresor sigue sin responder a los cambios en la turbina.

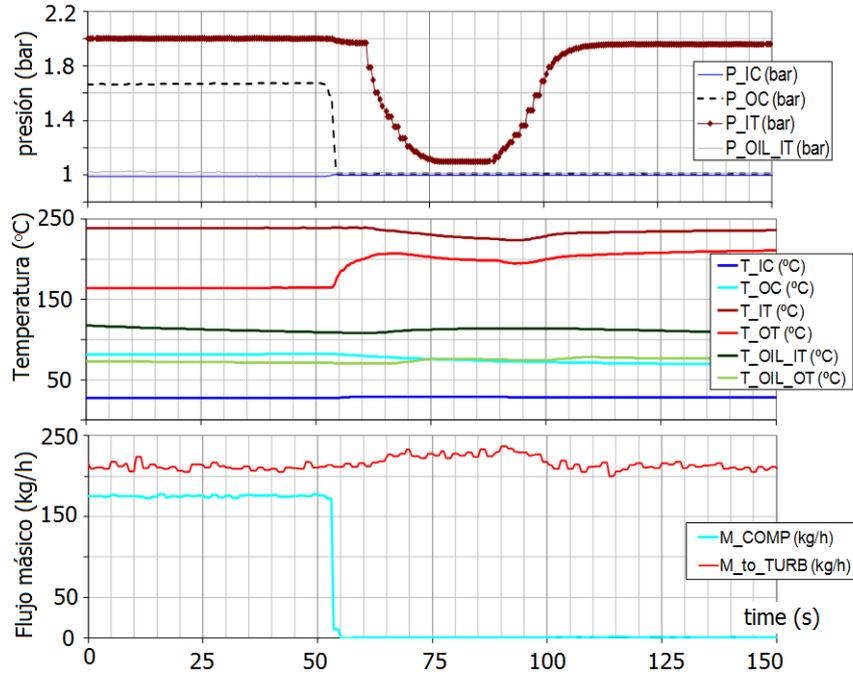


Figura 4.9. Variables termodinámicas registradas durante la fase de columna de aceite segundo turbocompresor BW-KP35-FRB (2).

Conclusiones parciales:

Dstrucción del turbocompresor. Los dos turbocompresores (BW-KP35-FRB) con cojinetes flotantes se destruyeron en la fase de alimentación de aceite con la columna de 0.3m de altura y el tipo de destrucción fue de movimiento errático. Los turbocompresores (BW-GTA17-SFRB) con cojinetes semiflotantes no se destruyeron.

En el caso de baja presión de aceite los TC con cojinetes semi-flotantes parecen ser más resistentes, esto puede ser debido a que el flujo del aceite en el interior del housing de los TC con cojinetes semi-flotantes puede ser menor cuando el eje esta en movimiento y alto régimen de giro comparado con el flujo del aceite en los TC con cojinetes flotantes. En la figura 4.10 se presenta un esquema con el perfil de velocidades de la película de lubricación en la zona de los cojinetes. Esta diferencia en el flujo en condiciones de baja presión de alimentación de aceite permite que el tiempo de residencia del aceite en los

TC con cojinetes semi-flotantes pueda ser mayor al tiempo de residencia del aceite en los cojinetes de TC con cojinetes flotantes (esto para igualdad de baja presión en la entrada del aceite al housing).

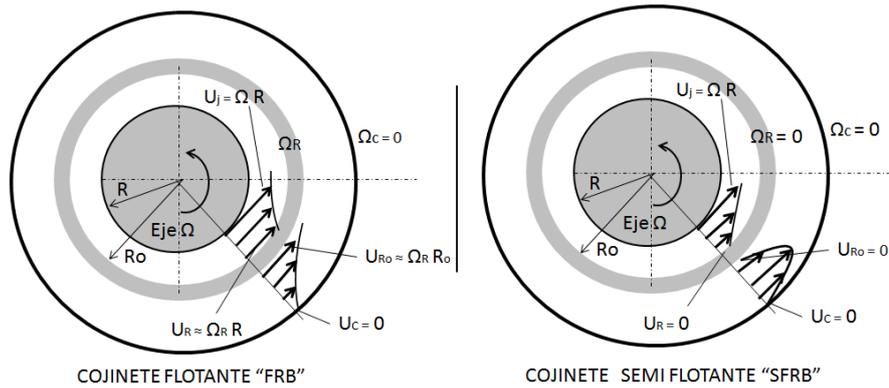


Figura 4.10. Esquema velocidades película de lubricación cojinetes flotantes y semi-flotantes.

Movimiento del eje. En los turbocompresores con cojinetes flotantes se observó que la zona de movimiento del eje se sale del límite de máxima excentricidad.

Nivel de daños observados. Pese a que los turbocompresores con cojinetes semiflotantes no sufrieron daños en sus elementos, se pudo apreciar la presencia de colores de temple en la zona del cambio de sección del eje (ver fotografía figura 4.11), los turbocompresores con cojinetes flotantes sufrieron daños en todos sus componentes.



Figura 4.11. Fotografía eje con colores de temple turbocompresor BW-GTA17-SFRB (1), ensayo baja presión de aceite con ratio de aceleración bajo.

Indicadores termodinámicos. En ninguno de estos ensayos se observaron variaciones anómalas en las temperaturas de entrada o salida del aceite al turbocompresor, es decir, el sello de estanqueidad del sistema de lubricación se mantuvo en buenas condiciones. Se observó un incremento brusco de temperatura en la salida de la turbina (T_OT) de 50°C y 45°C en los dos turbocompresores que fallaron, denotando una pérdida considerable en el rendimiento de la turbina.

4.3.1.2. Ensayos de baja presión de aceite con ratio de aceleración alto

Este ensayo consistía en realizar dos aceleraciones con un ratio comprendido entre 100krpm/s y 500krpm/s , con dos diferentes temperaturas de aceite a 90°C y 130°C y tres diferentes presiones de entrada del aceite al turbocompresor de 1.5, 1.3 y 1.1 bar (abs), en la figura 4.12 se puede ver un esquema de los ciclos. En estos ensayos se utilizaron 2 turbocompresores Borg Warner BW-BV39-FRB con cojinetes flotantes y un turbocompresor Honeywell HTT-GT14-SFRBZ con cojinete semiflotante.

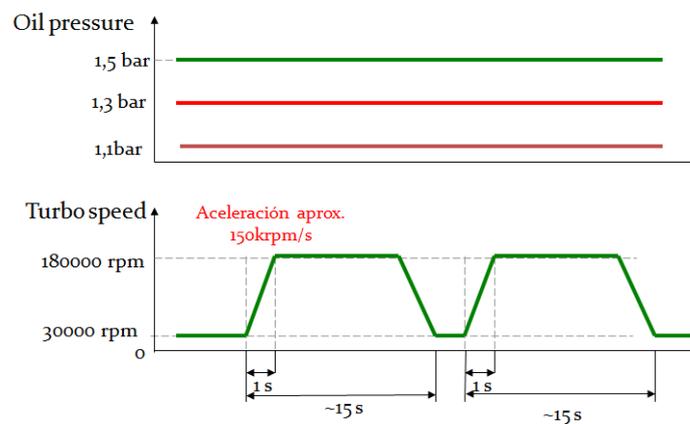


Figura 4.12. Ciclos en ensayos a baja presión y ratio de aceleración alto.

En los cuadros 4.2 y 4.3 se presenta el resumen de los ensayos realizados con los turbos BW-BV39-FRB y con los turbos HTT-GT14-SFRBZ.

BW-BV39-FRB. Con el primer turbocompresor de este tipo se realizaron las repeticiones de aceleración y se fue disminuyendo la presión hasta obtener un fallo en el turbocompresor, en la figura 4.13 se pueden ver las velocidades de giro del eje en la línea color rojo (speed turbo) y en la línea color

No. Turbo	Presión en la aceleración (bar abs)	Temperatura del aceite (°C)	Pico de aceleración (krpm/s)	de	Max. Régimen de giro (krpm)
1	1,30	90	200		180
	1,28	88	150		180
	1,25	90	350		180
	1,23	88	280		180
	1,10	77	220		180
	1,08	68	220		180
	1,04	78	380		180
	1,02	63	320		180
2	1,50	130	450		180
	1,55	130	200		180
	1,28	90	500		180
	1,25	100	500		180
	1,35	130	500		180
	1,35	135	200		180

Cuadro 4.2. Resumen ensayos baja presión de aceite alto ratio de aceleración con los turbocompresores BW-BV39-FRB.

Presión en la aceleración (bar abs)	Temperatura del aceite (°C)	Pico de aceleración (krpm/s)	Max. Régimen de giro (krpm)
2	90	135	170
2	90	139	165
1,5	90	133	165
1,5	90	130	165
1,3	90	138	174
1,3	90	146	176
1,1	90	141	167
1,1	90	146	173
2	130	144	171
2	130	149	172
1,5	130	150	175
1,5	130	145	174
1,3	130	146	173
1,3	130	142	173
1,1	130	146	176
1,1	130	146	175
1,1	90	184	204
1,1	90	184	205
1,5	130	189	205
1,5	130	180	205
1,3	130	183	203
1,3	130	180	203
1,1	130	182	205
1,1	130	178	202

Cuadro 4.3. Resumen ensayos baja presión de aceite alto ratio de aceleración con el turbocompresor HTT-GT14-SFRBZ.

gris (P_OIL_IT) la presión del aceite en la entrada del housing del turbogrupo, en esta figura se pueden ver las 8 aceleraciones que se le han realizado a este turbocompresor (el ratio de aceleración es de 300krpm/s aprox). La figura muestra desde las aceleraciones con mayor presión de aceite (figura 4.13a) hasta la última aceleración con la presión mínima de aceite en la cual rompió (figura 4.13d). En el cuadro 4.2 se pueden ver las principales variables de estas aceleraciones. En las dos aceleraciones del último de estos ensayos (figura 4.13d se bajó la presión en la entrada del aceite hasta 1.02 bar (abs) en el momento de la aceleración, se puede ver que el turbocompresor tiene una velocidad más inestable y en el segundo 60 deja de girar.

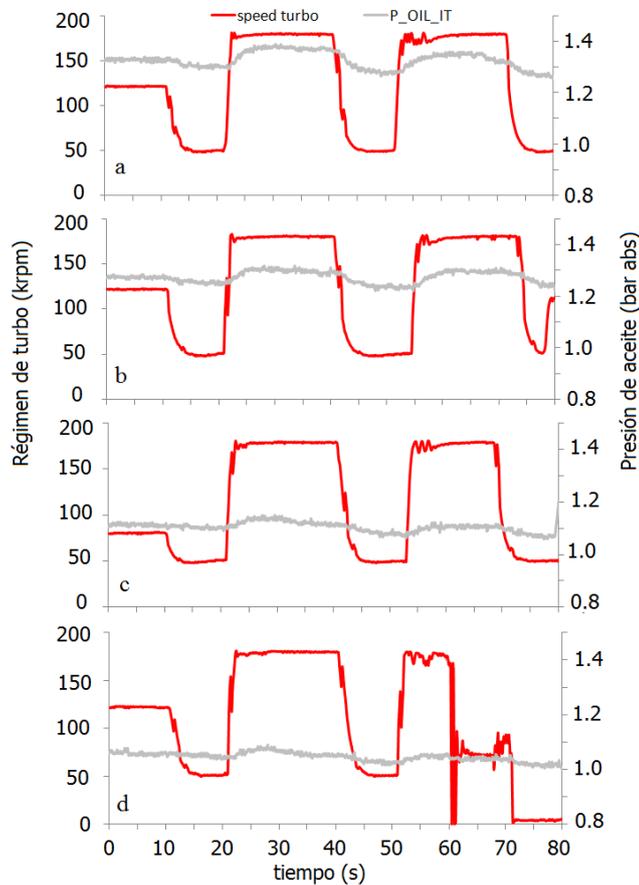


Figura 4.13. Ensayos de baja presión de aceite, turbocompresor BW-BV39-FRB.

También se registraron variables de temperatura y presión. En la parte superior de la figura 4.14 se pueden ver las temperaturas y en la parte inferior

las presiones medias, en la figura de las temperaturas se ve el incremento súbito en la temperatura de la salida del aceite del housing (línea color verde T_OIL_OT) en el momento del fallo (este incremento de temperatura puede ser debido al paso de gases de escape al sistema de lubricación del turbocompresor, incremento de blow-by debido a pérdidas de estanqueidad), en el segundo 60, también es posible ver la caída en la presión a la salida del compresor (línea color negro entrecortada P_OC). En la figura 4.15 se pueden ver las partes averiadas del turbocompresor, las arandelas del cojinete axial se encontraban soldadas entre sí.

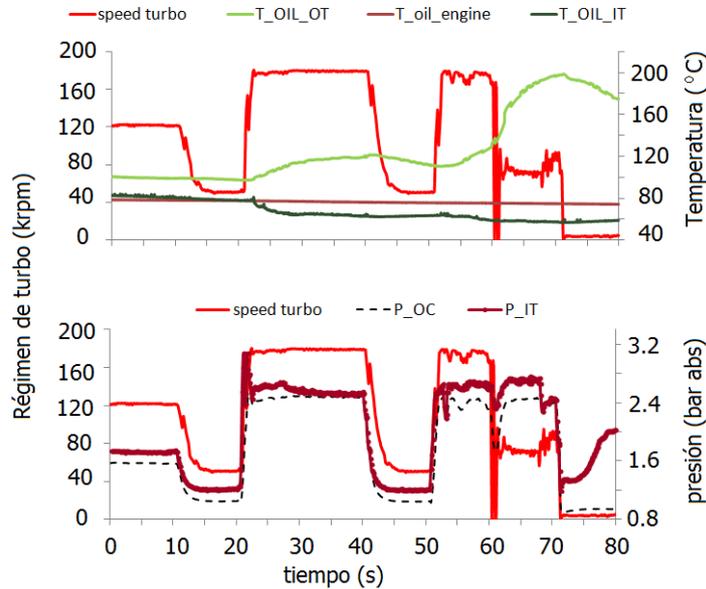


Figura 4.14. Variables termodinámicas ensayos a baja presión, turbocompresor BW-BV39-FRB.

Con el segundo turbocompresor de este tipo no se bajó la presión al mismo nivel, la mínima presión ensayada fue de 1.25 pero con un ratio de aceleración de 500krpm/s, sin embargo, el turbocompresor no presentó averías.

HTT-GT14-SFRBZ. Con este tipo de turbocompresor se realizaron ensayos con dos niveles de aceleración. El primer grupo de ensayos con una aceleración aproximada de 140krpm/s y el segundo grupo de ensayos con una aceleración más alta alrededor de los 180krpm/s (como se puede ver en el cuadro 4.3), sin embargo el turbocompresor no presentó fallos en los ensayos.



Figura 4.15. Fotos turbocompresor BW-BV39-FRB (1), ensayos a baja presión alto ratio de aceleración.

A continuación se presenta un análisis de los ensayos con el nivel más alto de aceleración.

En la figura 4.16 se pueden ver los diámetros aproximados del movimiento de precesión de la punta del eje en el lado del compresor obtenidos de las señales filtradas de los sensores durante cada uno de los ensayos (según la técnica de medida con sensores infrarrojos explicada en el capítulo 3), esta señal ha sido adimensionalizada con el diámetro de la máxima excentricidad del turbocompresor. En la leyenda de la figura se puede ver la temperatura del aceite (90°C ó 130°C), la presión de entrada del aceite (1.5 ó 1.1 bar abs) y el número de ensayo (t1 o t2), cada ensayo se realizó dos veces para observar su repetibilidad. Aquí se puede observar que la máxima amplitud de movimiento se alcanza con menor presión de aceite y mayor temperatura (1.1 bar abs y 130°C) como era de esperar en línea de color negro y violeta.

En la figura 4.17 se presenta un resumen de los picos de máxima amplitud del movimiento de la señal filtrada relacionados con la velocidad a la que estos picos son observados durante los ensayos, por ejemplo en el caso del ensayo a 130°C , 1.1bar t2 representado con el punto de color violeta se observa el pico de mayor amplitud a un régimen de giro alrededor de 161krpm (en el segundo 4 de la figura 4.16).

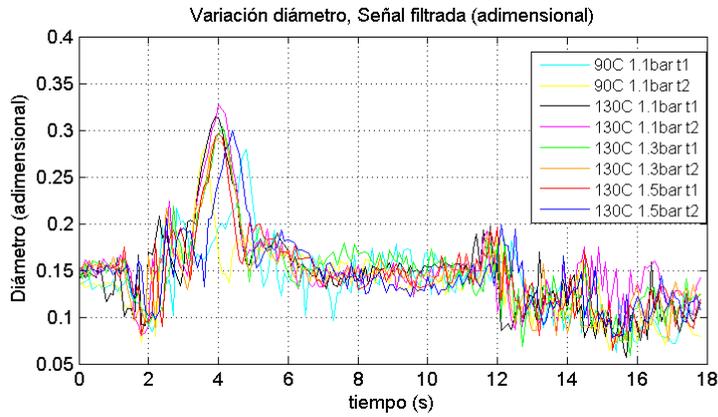


Figura 4.16. Señal filtrada de los sensores infrarrojos turbocompresor HTT-GT14-SFRBZ, ensayos baja presión alto ratio de aceleración.

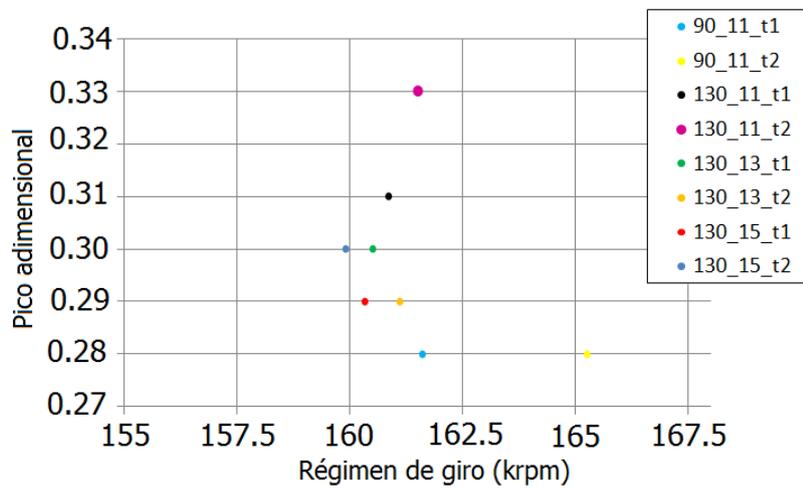


Figura 4.17. Velocidad vs máxima amplitud de movimiento turbocompresor HTT-GT14-SFRBZ, ensayos baja presión alto ratio de aceleración.

Como estos ciclos son transitorios se trató de determinar si la mayor amplitud del movimiento en estos ensayos estaba relacionada con la velocidad de giro, con el ratio de aceleración o con otras excitaciones. En la figura 4.18 se presenta el régimen de giro y la aceleración de cada ensayo.

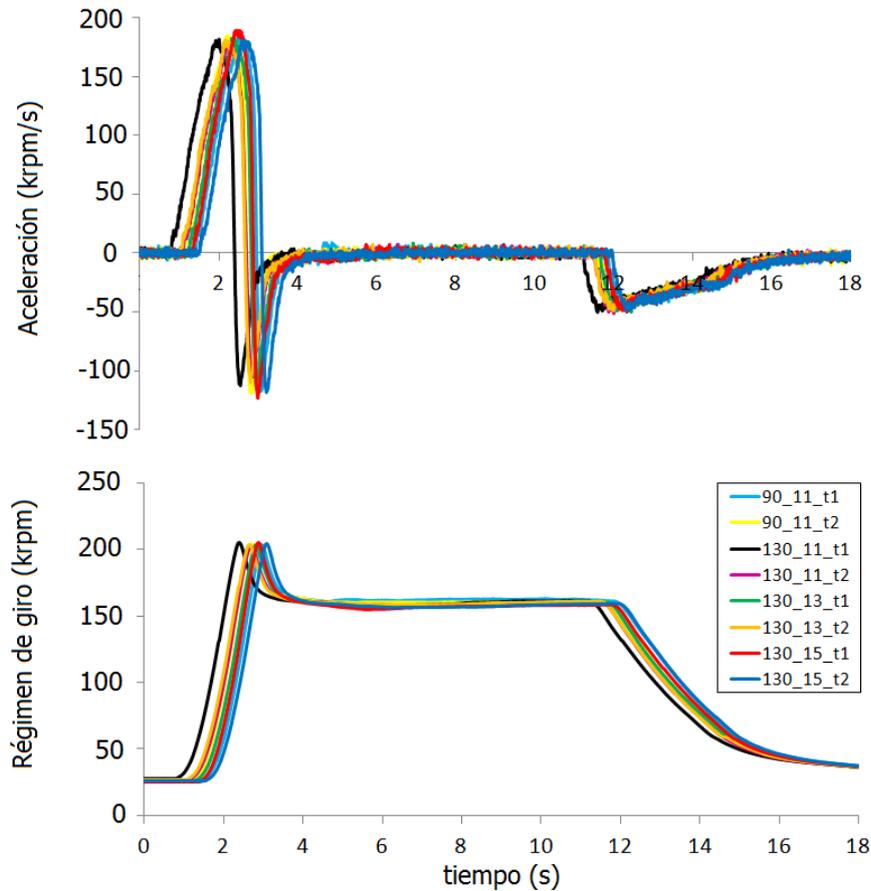


Figura 4.18. Régimen de giro y aceleración turbocompresor *HTT-GT14-SFRBZ*, ensayos baja presión.

Al analizar las velocidades en las que se dan los picos de amplitud en el movimiento, las velocidades máximas y aceleraciones máximas no se ve una relación clara, por ejemplo, en el caso 130 11 t2 el pico de mayor amplitud de movimiento se da en el segundo 4.0 de la figura 4.16, la máxima velocidad alcanzada en este ensayo es en 2.67 segundos y la máxima aceleración alcanzada es en 2.2 segundos (esto se puede ver en la figura 4.18). Así una conclusión

preliminar es que las máximas amplitudes de movimiento pueden estar relacionadas a fuentes de excitación provenientes de la película de lubricación y no relacionadas a incrementos en ratios de aceleración. Chen (2007) [16] demostró que la amplitud del movimiento disminuye con incrementos de ratio de aceleración como se presentó con detalles de sus medidas en el capítulo 2.

En la figura 4.19 se observa un diagrama de densidad espectral de potencia de la señal de uno de los sensores infrarrojos durante el ensayo de 130_11_t2, en el diagrama se pueden ver las excitaciones alrededor del segundo 4 del ensayo (instante de mayor amplitud del movimiento). Estas excitaciones tienen un orden de frecuencia de $0.05X$ (160 Hz), $0.12X$ (320 Hz) y $0.15X$ (402 Hz) del giro del rotor representado con X .

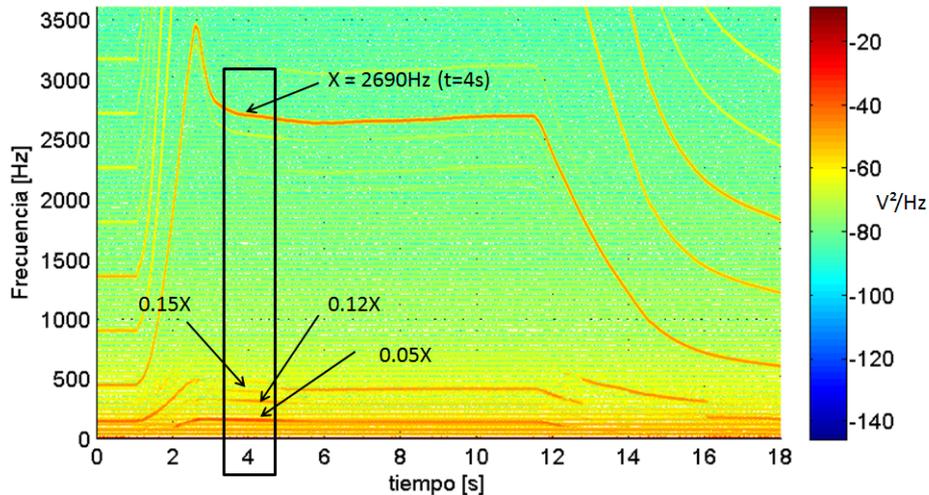


Figura 4.19. Diagrama de densidad espectral de potencia turbocompresor HTT-GT14-SFRBZ, ensayos baja presión.

La tercera frecuencia $0.15X$ (402 Hz) ha sido identificada anteriormente como frecuencia correspondiente a la película de lubricación “oil whirl” por Vistamehr (2009) [5]. Como se mencionó en el capítulo 2, Kamesh(2011) [6] aplicó el criterio de la bifurcación de Hopf en turbocompresores de MCI A e identificó el límite de estabilidad como el inicio del “oil whirl” en el sistema rotor-cojinete. La primera frecuencia 160 Hz y la segunda frecuencia 320 Hz corresponden a excitaciones provenientes del motor. San Andrés (2009) [17] identificó experimentalmente excitaciones del segundo orden y cuarto orden del régimen de giro del motor que inducen inestabilidades en el turbocompresor,

las frecuencias alrededor de 300Hz las identificó como frecuencias propias del colector de admisión.

En los ensayos realizados en este apartado el promedio del régimen de giro del motor (motor de cuatro tiempos y cuatro cilindros) en el momento de las mayores amplitudes de movimiento fue de 4809rpm \pm 9 (80Hz) siendo las frecuencias de excitación del segundo y cuarto orden como lo identificó San Andrés (2009). Este es un análisis particular que se realiza en este ensayo debido a que el montaje del turbocompresor fue directamente sobre un motor, otros ensayos se han realizado en bancos de turbocompresores y no se puede realizar este análisis.

Conclusiones parciales:

Destrucción del turbocompresor. Solo se destruye el primer turbocompresor (BW-BV39-FRB) con cojinetes flotantes, esto debido a la mínima presión de entrada de aceite alcanzada en el ensayo (1.02 bar abs).

Movimiento del eje. En el turbocompresor (HTT-GT14-SFRBZ) con cojinete semiflotante tipo z pese a tener una presión en el sistema de aceite de solo 1.1 bar y ratios de aceleración de 180krpm/s solo se alcanzó un máximo de amplitud de movimiento de 0,33. Se han identificado las excitaciones de esta máxima amplitud relacionadas al fenómeno de “oil whirl” y frecuencias superarmónicas del motor del 2° y 4° orden.

Nivel de daños observados. En el turbocompresor (BW-BV39-FRB) el lado del compresor es el que presenta más daños, el eje no presenta colores de temple muy perceptibles, las arandelas del cojinete axial están soldadas entre sí y estas si tienen colores de temple, los cojinetes radiales tienen ralladuras muy profundas, la turbina no presenta daños muy graves (fotografías figura 4.15).

Indicadores termodinámicos. Se ve un aumento en la temperatura de salida del aceite de 80°C, es un indicador de pérdida de estanqueidad en el lado de la turbina (incremento blow by de los gases de escape al sistema de lubricación del TC), el compresor sigue comprimiendo pero con pérdidas de presión y la turbina disminuye su rendimiento (se observó un incremento súbito de temperatura salida de turbina de 26°C).

4.3.2. Retraso en la lubricación

Estos ensayos consisten en realizar aceleraciones desde 30krpm hasta 50krpm, 100krpm, 150krpm o 200krpm (ratios de aceleración bajos de 10 krpm/s, 35

No. Turbo	Tiempo de retraso en la lubricación (s)	Velocidad alcanzada (krpm)	Fallo en turbocompresor
1	8	50	no
2	12	50	no
3	16	50	no
4	20	50	no
5	20	200	si
6	12	200	si
7	20	200	si
8	20	100 and 150	(con averías)
9	8,12,16,20	150	no

Cuadro 4.4. Ensayos retraso en la lubricación turbocompresor BW-KP35-FRB.

krpm/s, 60 krpm/s y 85 krpm/s aprox.). Estos ciclos de aceleración son repetidos 30 veces para poder observar el efecto que pueden tener muchos retrasos en la lubricación sobre el turbocompresor. Cuando el turbocompresor esta girando a bajo régimen no tiene lubricación y cuando es acelerado se da paso a la lubricación pero con distintos retrasos de 8, 12, 16 o 20 segundos.

En este ensayo se utilizaron dos tipos de turbocompresores Borg Warner: 9 turbocompresores BW-KP35-FRB con cojinetes flotantes y 3 turbocompresores BW-GTA17-SFRB con cojinetes semiflotantes.

BW-KP35-FRB. En el cuadro 4.4 se presenta un resumen de los ensayos con los turbocompresor BW-KP35-FRB, se puede ver que con aceleraciones de hasta 200krpm los turbocompresores pueden presentar problemas en su funcionamiento.

En todos los ensayos se realizaron medidas del movimiento del eje con la técnica de la cámara fotográfica y para ejemplificar el comportamiento de este tipo de fallos se ha tomado el ensayo del turbocompresor No. 7 según el cuadro 4.4, con este turbocompresor se dió un retraso en la lubricación de 20s y un incremento de la velocidad de hasta los 200krpm, pero el turbocompresor presentó fallos antes de ser lubricado. En la figura 4.20 se puede identificar tres fases de movimiento del eje, la primera fase de color verde es cuando el eje gira a bajo régimen, en la segunda fase de color azul es cuando se realiza la aceleración y el movimiento se concentra en un punto y la tercera fase de color rojo es cuando el eje se ha fijado en un punto y deja de girar. Esto se ve desde el segundo 235 que es cuando el turbocompresor ya no puede comprimir. En esta gráfica la presión de entrada a la turbina denominada P_IT_Guill, es la presión medida antes de una válvula rápida antes de la entrada de la turbina.

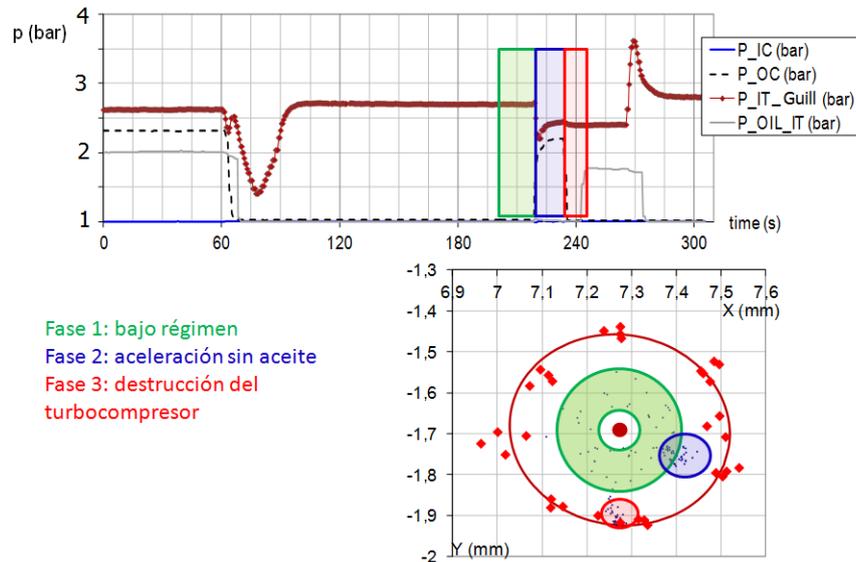


Figura 4.20. Movimiento del eje durante ensayo de retraso de lubricación de 20s y 200krpm. Turbocompresor BW-KP35-FRB.

Turbo	Tiempo de retraso en la lubricación (s)	Velocidad alcanzada (krpm)	Vibraciones (m/s ²)	Fallo en turbocompresor
1	8,12,16,20	50	0.5	no
2	8,12,16,20	100	2.5	no
3	8	150	8	si

Cuadro 4.5. Ensayos retraso en la lubricación BW-GTA17-SFRB.

BW-GTA17-SFRB. Con este tipo de turbocompresor se realizaron los ensayos que se ven en el cuadro 4.5, en este cuadro además de los turbocompresores ensayados y el tiempo de retraso, también está la medida de vibraciones realizadas con vibrómetro instalado en la carcasa del compresor.

Con el último turbocompresor se realizaron retrasos de 8 segundos en la lubricación y aceleraciones de 150krpm, el turbocompresor presentó fallos en el quinto ciclo de aceleración, en la figura 4.21 se puede ver que alrededor del segundo 1000 el turbocompresor no es capaz de generar presión a la salida del compresor (línea color negro entrecortado P_OC) indicando un fallo en su funcionamiento.

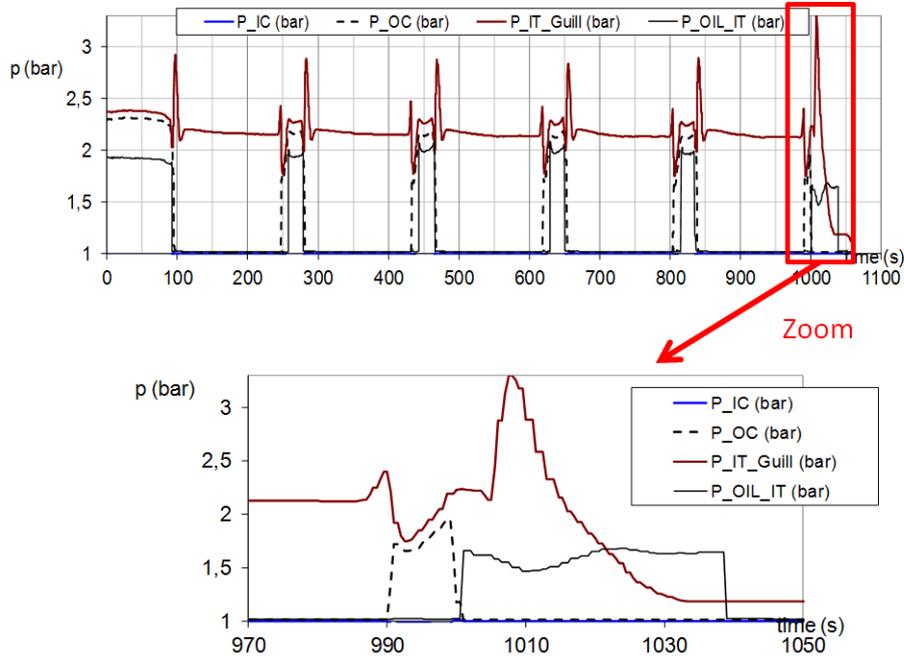


Figura 4.21. Cinco ciclos de aceleración con retraso en la lubricación de 8 segundos y 150krpm BW-GTA17-SFRB (3).

En la figura 4.22 se presentan las medidas realizadas con un acelerómetro instrumentado sobre la carcasa del compresor para medir las vibraciones durante los cinco ciclos de aceleración. En la figura 4.22a) se ven las vibraciones registradas durante el ensayo y se observa que en el último ciclo en donde se da el fallo las vibraciones cambian de frecuencia y la amplitud de las vibraciones satura en el momento del fallo en la escala máxima de esta gráfica que es de $8m/s^2$ alrededor del segundo 1000. En la figura 4.22b) se puede ver un acercamiento de las vibraciones desde el segundo 780 aprox. hasta el final del ensayo en el segundo 1050. En esta figura 4.22b) se cambió la escala a un mayor rango de vibración hasta $20m/s^2$ para poder observar de mejor manera las frecuencias excitadas durante los golpes de la rueda del compresor con la carcasa. Se observa el régimen del turbocompresor (2500Hz aprox.) en el 4to ciclo después del segundo 820. Después del segundo 1000 las vibraciones están relacionadas con los múltiplos de la frecuencia subsíncrona (órbita de precesión del eje 768 Hz aprox.) esto indica la presencia de excitaciones provenientes de los golpes del rotor con la carcasa, también se puede ver que estas vibraciones, debido a los golpes, tienen mayor amplitud que las vibraciones registradas en

los ciclos anteriores. Al revisar el turbocompresor después del ensayo se pudo observar la presencia de ralladuras en la carcasa del compresor y los álabes del compresor doblados, ver fotografías figura 4.24.

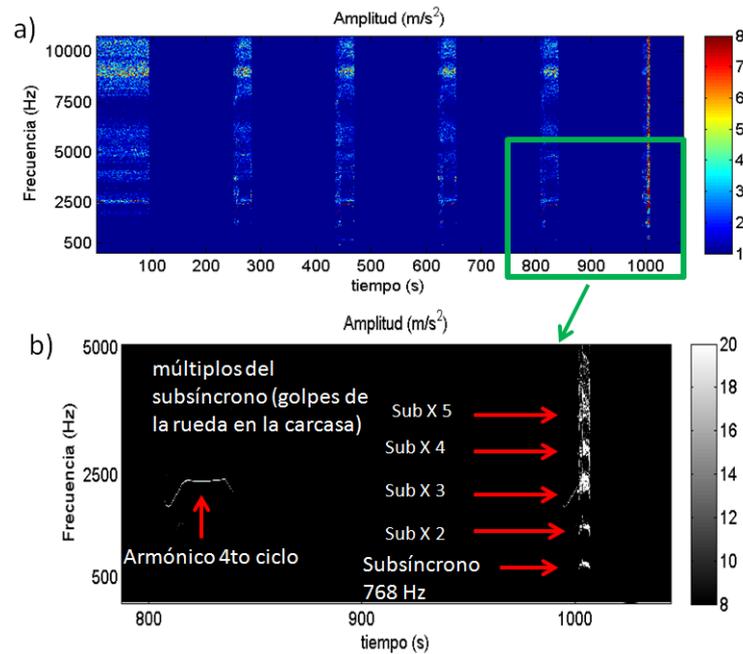


Figura 4.22. Vibraciones ensayo retraso en la lubricación BW-GTA17-SFRB (3).

En estos ensayos se realizaron las medidas del movimiento del eje con la cámara fotográfica y se puede ver que coinciden con la tendencia de que cuando el turbocompresor presenta algún fallo el movimiento del eje se acerca a su máxima excentricidad. En la figura 4.23 se puede observar el movimiento durante el quinto ciclo del ensayo en el que el turbocompresor falló. En la zona de color verde de la figura es el movimiento del eje a bajo régimen de giro desde el segundo 967 hasta el segundo 989, en la zona azul el instante de la aceleración desde el segundo 990 hasta el segundo 992 y por último la zona roja desde el segundo 993 hasta el segundo 1000 en el que se puede ver que el movimiento del eje tiene mayor amplitud, acercándose a la máxima excentricidad, este instante es previo a la rotura completa del turbocompresor.

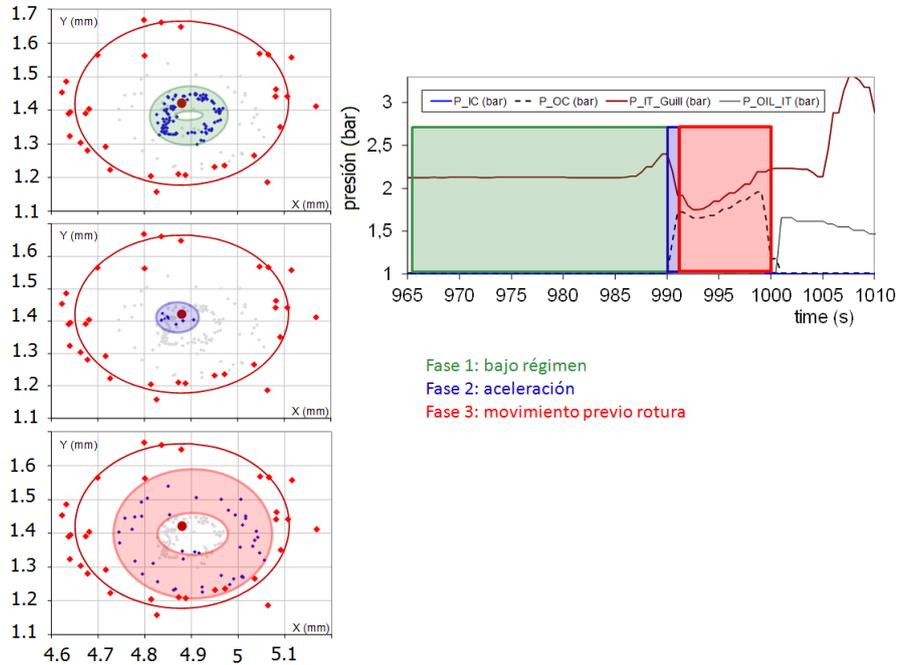


Figura 4.23. Movimiento del eje durante retraso en la lubricación, BW-GTA17-SFRB (3).

En la figura 4.24 se pueden ver las fotografías de la rueda del compresor y la carcasa del compresor en la inspección posterior al ensayo, los álabes están completamente averiados y la carcasa muestra ralladuras en todo su contorno por el impacto con los álabes. Sin embargo, se puede ver en la figura 4.25 las fotografías de los álabes de la turbina que no presentan mayores averías, en la carcasa de la turbina si se pueden ver ralladuras por contacto.

Conclusiones parciales:

Destrucción del turbocompresor. Los tres turbocompresores BW-KP35-FRB (5, 6 y 7) con cojinetes flotantes que rompieron fueron acelerados hasta 200krpm (85krpm/s), con 20, 12 y 20 segundos de retraso en la lubricación respectivamente, el TC no. 8 fue acelerado hasta 150krpm con un retraso de 20 segundos presentó averías pero siguió comprimiendo. El turbocompresor BW-GTA17-SFRB (3) con cojinete semi-flotante rompió con aceleración hasta 150krpm (60krpm/s) y retraso en la lubricación de 8s.

Movimiento del eje. En todos los ensayos se ve una elevada proximidad a máxima excentricidad, el porcentaje mínimo alcanzado de máxima excentrici-



Figura 4.24. Fotografías rueda del compresor y carcasa del compresor BW-GTA17-SFRB(3), ensayo retraso en la lubricación.

dad es de 68 %. Uno de los turbocompresores con cojinetes semi-flotantes que alcanzó el 88 % de proximidad a la máxima excentricidad se destruyó completamente. El turbocompresor BW-KP35-FRB (8) de cojinetes flotantes presentó averías considerables pero no se destruyó por completo, el % de máxima excentricidad fue de 82 %.

Daños observados. En los turbocompresores de cojinetes flotantes y semi-flotantes que no se destruyeron pero presentaron daños menores, se pudo observar que el cojinete axial tiene ralladuras en el lado del compresor (tracción hacia la turbina).

Bajo las condiciones de este ensayo, *sin presencia de aceite y contacto entre eje y cojinete* los TC con cojinetes flotantes parecen ser más resistentes en tiempo (12s) y aceleración (85krpm/s) que los TC con cojinetes semi-flotantes. Esto puede ser debido a que los TC con cojinetes flotantes tienen menor par de fricción (menor velocidad relativa entre eje y cojinete en TC con cojinetes flotantes) y por lo tanto sufren un menor esfuerzo de torsión que los TC con cojinetes semi-flotantes en estas condiciones de ensayo sin película de lubricación.

Indicadores termodinámicos. En uno de los turbocompresores destruidos se observó un pico de temperatura en la entrada del aceite de $20^{\circ}C$, y en los tres turbocompresores destruidos se observó un incremento brusco de la temperatura a la salida de la turbina por lo tanto una disminución del rendimiento de la turbina.



Figura 4.25. Fotografías rueda de la turbina y carcasa de la turbina BW-GTA17-SFRB(3), ensayo retraso en la lubricación.

4.3.3. Interrupción de la lubricación

En este ensayo se han provocado cortes en la entrada de aceite del sistema de lubricación en el turbocompresor, cada corte de lubricación ha sido de 15 segundos y después otra vez se da paso al aceite durante 15 segundos, estos ciclos se han repetido 60 veces para observar los efectos de la acumulación de ciclos en pequeños cortes de lubricación, en condiciones de turbo estacionarias. La velocidad del turbocompresor se ha mantenido constante a 150krpm durante estos cortes de lubricación. En este ensayo se utilizaron dos tipos de turbocompresores Borg Warner: 3 turbocompresores BW-KP35-FRB con cojinetes flotantes y 2 turbocompresores BW-GTA17-SFRB con cojinetes semiflotantes.

BW-KP35-FRB. Con dos de los tres turbocompresores de este tipo se observó un comportamiento anómalo durante los ensayos. Con el primer turbocompresor se observó este comportamiento anómalo entre el segundo 250 y 500 aproximadamente, en la figura 4.26 se presentan las variables de presión y temperatura y se puede observar que este comportamiento anómalo tiene los siguientes efectos:

- Variación en la permeabilidad del circuito de aceite, la media de los picos de la presión de entrada de aceite (P_OIL_IT) al turbocompresor son inferiores.
- Una disminución en la relación de compresión del compresor (fluctuaciones y disminución de la presión a la salida compresor (P_OC))

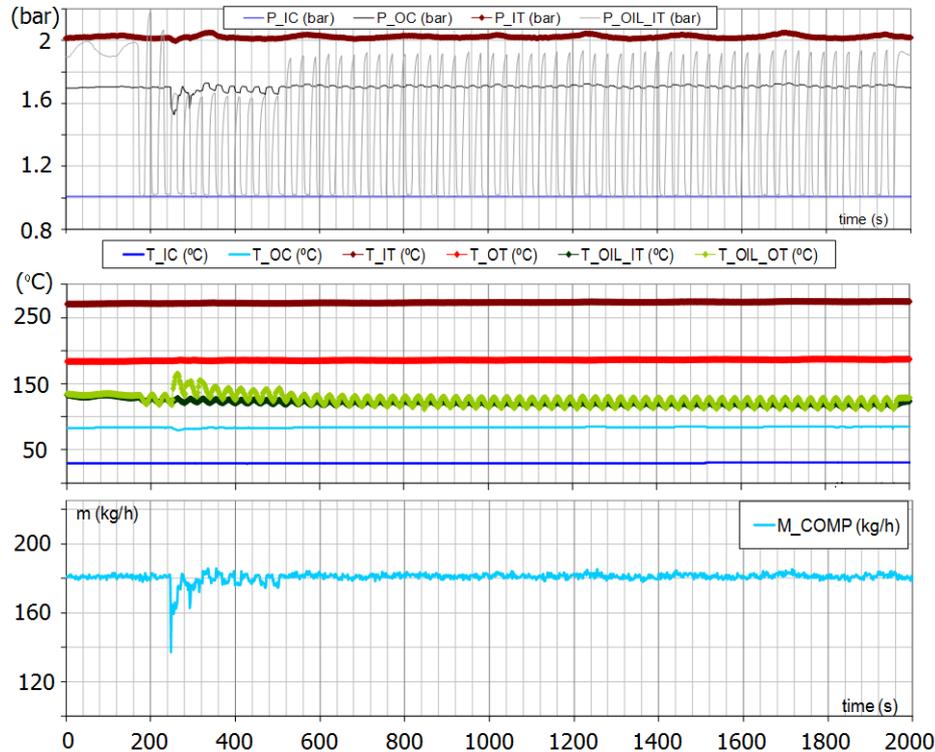


Figura 4.26. Variables termodinámicas durante el ensayo del primer turbocompresor BW-KP35-FRB.

- Disminución del flujo másico en el compresor (M_COMP).
- Un incremento en la temperatura del aceite de salida (T_OIL_T)

Una causa de estos efectos es la disminución de la estanqueidad en el lado de la turbina (blow-by en la turbina) permitiendo que los gases de escape puedan pasar al sistema de lubricación del turbocompresor y se observe este incremento en la temperatura a la salida del aceite.

En la figura 4.27 se han analizado las zonas de movimiento del eje desde el segundo 220 hasta el segundo 340. Los puntos de color gris corresponden al movimiento durante todo este intervalo de tiempo, se ha separado el análisis en lapsos de 15 segundos correspondientes al tiempo que el turbocompresor se encuentra con aceite o sin aceite. En la parte superior de la figura 4.27 están las zonas de movimiento con aceite y en la parte de abajo de la figura están las zonas de movimiento sin aceite. De manera cualitativa se puede ver un

comportamiento repetitivo. Cuando está con aceite el movimiento describe una elipse grande y cuando está sin aceite el movimiento es más centrado en una zona, los puntos de color verde muestran una concentración del movimiento en una zona más pequeña. A continuación se dan más detalles del movimiento del eje que se pueden ver en la figura 4.27:

a y c con aceite. Se puede ver un movimiento en forma de elipse.

e y g con aceite. Se repite el movimiento en forma de elipse (puntos azules) pero antes de terminar la fase se concentra el movimiento en una zona con los puntos de color verde.

b, d y h sin aceite. Se puede ver una zona de movimiento con los puntos más concentrados en una zona más pequeña que con aceite.

f sin aceite. El movimiento describe una elipse (puntos color azul) y después se centra en una zona más pequeña (puntos color verde).

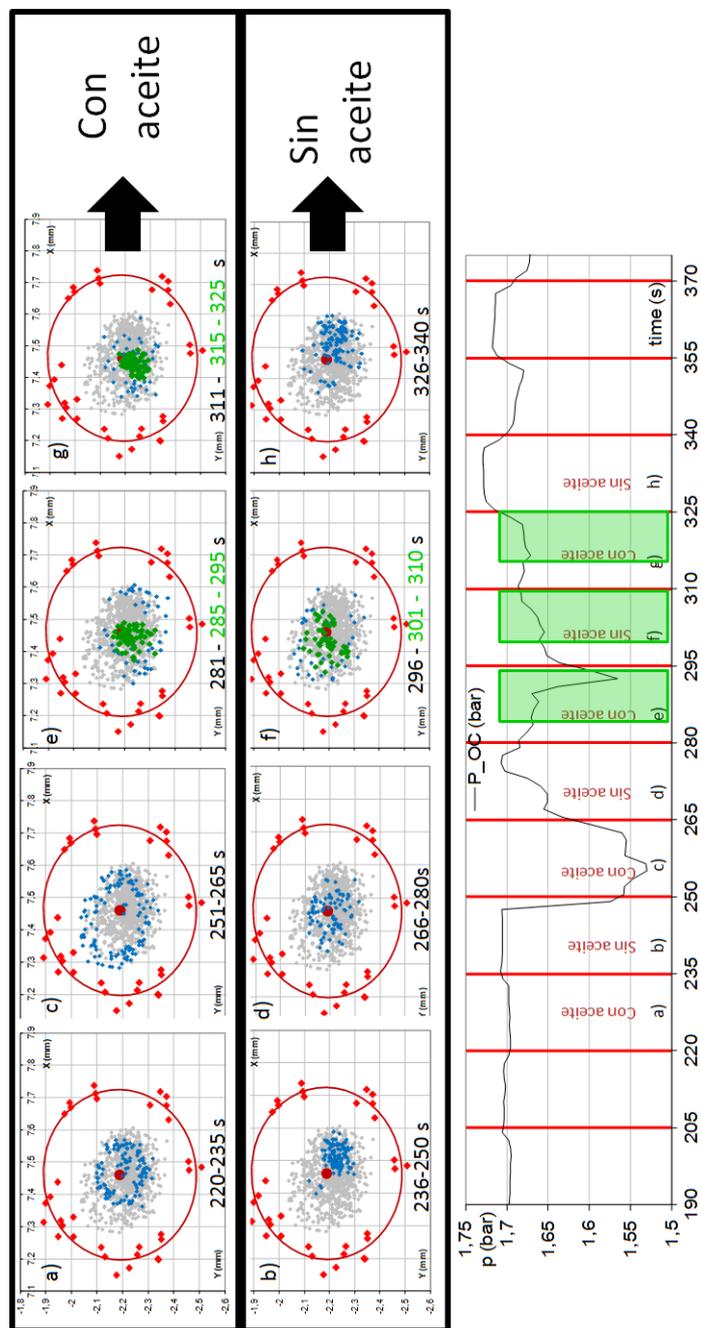


Figura 4.27. Zonas de movimiento durante el ensayo de interrupción en la lubricación del primer turbocompresor BW-KP35-FRB.

Solo durante este comportamiento anómalo se pudo identificar estos cambios en el movimiento, después el movimiento no describe ningún patrón extraño y se mantiene en toda la zona de movimiento como se puede ver en la figura 4.28.

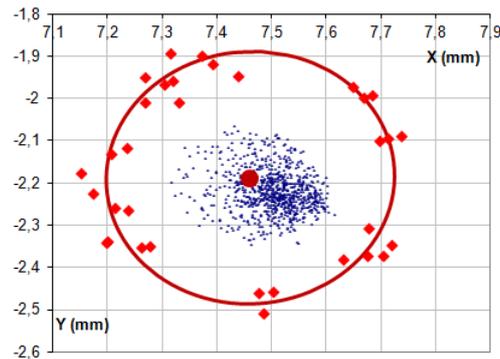


Figura 4.28. Movimiento después de comportamiento anómalo turbocompresor BW-KP35-FRB.

En la figura 4.29 se pueden ver las fotografías de las distintas partes del turbocompresor que presentan anomalías después del ensayo. En la parte superior se observa la adición de material del cojinete axial en la parte posterior de la rueda del compresor y en la arandela del lado del compresor, en la parte central de la figura se pueden ver las ralladuras en el cojinete axial, siendo las más notables las del lado del compresor y en la parte inferior de la figura 4.29 se pueden observar los colores de temple en el eje del turbocompresor en la zona de apoyo del eje en el cojinete, esto en lado de la turbina.

Con el segundo turbocompresor BW-KP35-FRB se observó este comportamiento anómalo similar al primer turbocompresor, pero en este caso durante todo el ensayo (3600 segundos). En la figura 4.30 se pueden observar las variables termodinámicas del ensayo del segundo turbocompresor BW-KP35-FRB y presenta las mismas características del comportamiento anómalo del primer turbocompresor (fluctuaciones en la presión a la salida del compresor (P_OC), incremento de la temperatura a la salida del aceite (T_OIL_OT) y fluctuaciones en el flujo másico del compresor (M_COMP)).

En la figura 4.31 se observa el movimiento que describe el eje y antes del primer corte de lubricación (segundo 50) el eje describe una elipse similar a lo que hacía con el primer turbocompresor de este tipo cuando estaba en buenas condiciones 4.31a. Después del corte de lubricación se puede ver que

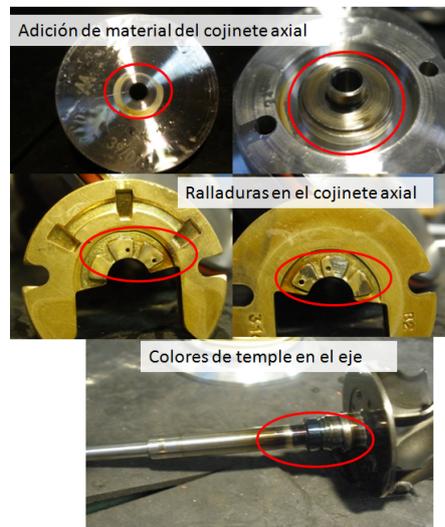


Figura 4.29. Fotografías de las partes del primer turbocompresor BW-KP35-FRB, ensayo interrupción de lubricación.

el movimiento del eje (puntos color azul) alcanza la máxima excentricidad (puntos rojos y elipse de línea roja) en la figura 4.31b.

En las fotografías que se muestran en la figura 4.32 se pueden observar las ralladuras en la parte posterior de la rueda del compresor y en los álabes y las ralladuras en el cojinete axial siendo más notables al lado del compresor. En la figura 4.33 se pueden observar las ralladuras en los cojinetes radiales y ralladuras y colores de temple en el eje.

Con el tercer turbocompresor ensayado de este tipo no se observó ningún comportamiento anómalo en las variables termodinámicas, sin embargo, en el momento de la inspección posterior al ensayo, el cojinete axial al lado del compresor presentó ralladuras como se observa en la figura 4.34 en el resto de elementos no presentan problemas.

En la figura 4.35 se pueden ver el resto de elementos del turbocompresor sin averías perceptibles.

BW-GTA17-SFRB. Se utilizaron dos turbocompresores de este tipo, los dos turbocompresores tuvieron fallos en el primer corte de lubricación.

En la figura 4.36 se observa el primer ciclo de corte de lubricación del primer turbocompresor, desde el segundo 18 cuando se corta la lubricación (línea gris P OIL IT) se puede ver una caída súbita en la presión a la salida

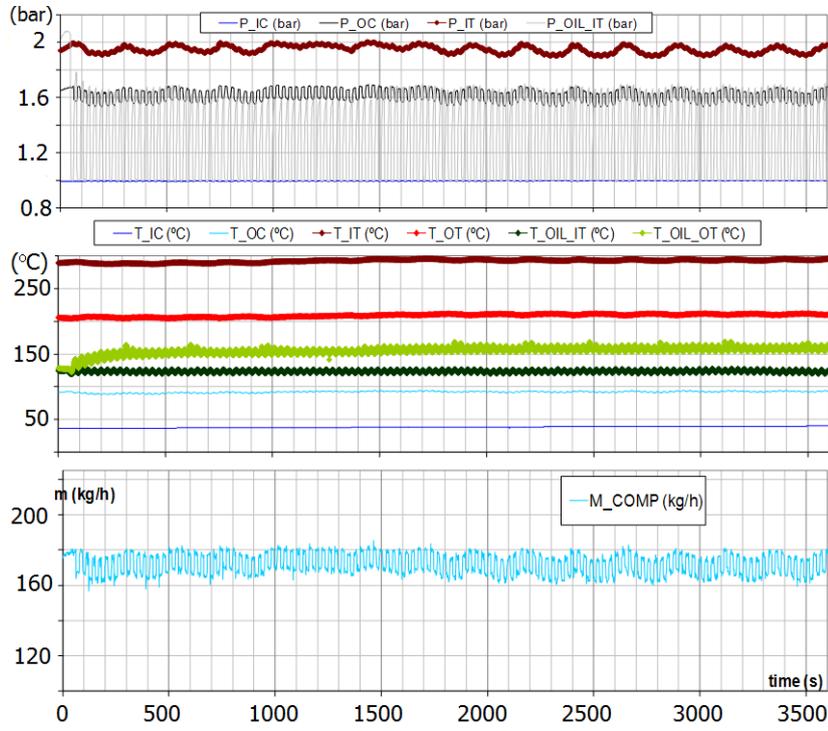


Figura 4.30. Variables termodinámicas durante el ensayo interrupción de lubricación del primer turbocompresor BW-KP35-FRB.

del compresor (línea negra entrecortada P OC) también se identifican tres zonas de movimiento en la figura 4.36:

- **Zona A.** Movimiento centrado, fase con aceite.
- **Zona B.** Movimiento más disperso, fase sin aceite.
- **Zona C.** Movimiento alcanza máxima excentricidad, rotura del turbocompresor.

El segundo turbocompresor BW-GTA17-SFRB también falló en el primer corte de lubricación presentando un comportamiento similar al primero. El movimiento del eje fue repetitivo en ambos turbocompresores, en la figura 4.37 se presenta un esquema de las zonas de movimiento con aceite (a la izquierda de la figura) y sin aceite (a la derecha de la figura), la zona de movimiento que

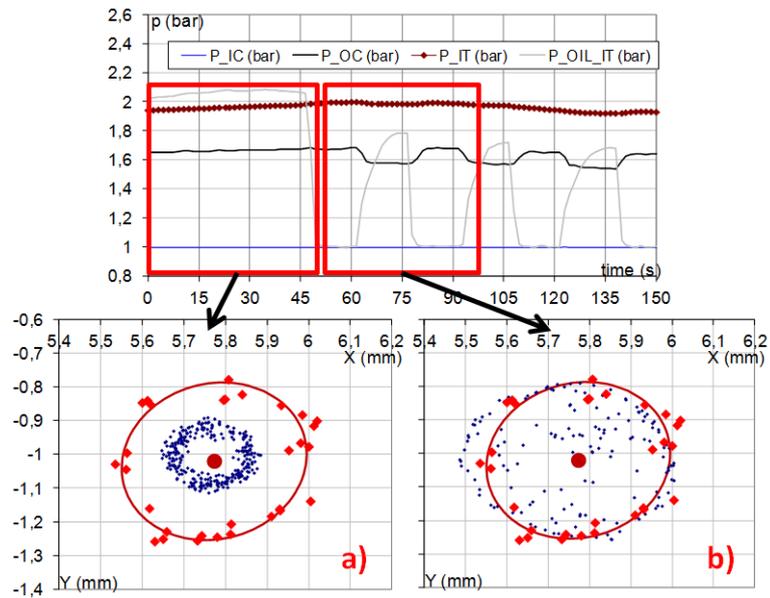


Figura 4.31. Movimiento eje durante el ensayo interrupción de lubricación del segundo turbocompresor BW-KP35-FRB.



Figura 4.32. Fotografías de la rueda del compresor y cojinete axial segundo turbo-compresor BW-KP35-FRB, ensayo interrupción de lubricación.

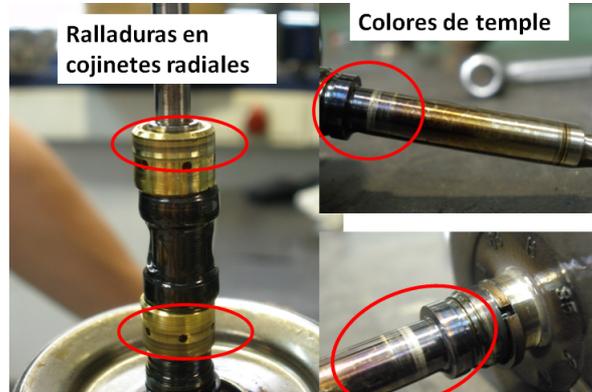


Figura 4.33. Fotografías del eje del segundo turbocompresor BW-KP35-FRB, ensayo interrupción de lubricación.

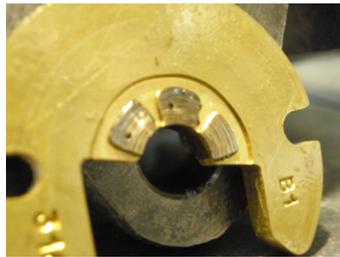


Figura 4.34. Fotografía del eje cojiente axial del tercer turbocompresor BW-KP35-FRB, ensayo interrupción de lubricación.

se describe sin lubricación es antes de que se produzca el fallo catastrófico del turbocompresor. Los dos turbocompresores rompieron el eje durante el ensayo.

En la figura 4.38 se ven las fotografías del primer turbocompresor, se pueden apreciar los álabes de las ruedas del compresor como de la turbina averiados por golpear con las carcasas, el eje roto por tracción y con material fundido de los cojinetes, también se verificó que la tuerca de la rueda del compresor se encontraba desenroscada (esto debido a que cuando la rueda del compresor golpea con la carcasa trata de girar en sentido contrario al giro del eje y consigo la tuerca, lo cual provoca que se desenrosque la tuerca del eje) este efecto sobre la tuerca es interesante para labores de peritaje en caso de fallos del turbocompresor. En la figura 4.39 se observan las partes averiadas del segundo turbocompresor, se puede ver el eje roto, la rueda de la turbina fija en



Figura 4.35. Fotografías de partes del tercer turbocompresor BW-KP35-FRB, ensayo interrupción de lubricación.

la carcasa y el anillo de estanqueidad roto (lo cual produce el incremento de blow-by en los gases de escape al circuito de lubricación del turbocompresor).

Conclusiones parciales:

Destrucción del turbocompresor. Los dos turbocompresores de cojinetes semiflotantes BW-GTA17-SFRB rompieron con movimiento errático. Dos de los tres turbocompresores BW-KP35-FRB con cojinetes flotantes presentaron un comportamiento anómalo sin llegar a romper.

Movimiento del eje. Uno de los turbocompresores con cojinetes semiflotantes alcanzó el 100 % de máxima excentricidad, con el otro se obtuvieron datos hasta el inicio del movimiento errático con medidas de 64 % de máxima excentricidad. Al revisar las imágenes del movimiento errático que ya no pueden ser procesadas con precisión debido a los bruscos movimientos del eje, se observa que esta amplitud de movimiento aumentó. El turbocompresor de cojinetes flotantes que presentó anomalías en su funcionamiento alcanzó valores de 71 % de máxima excentricidad.

Daños observados. En los turbocompresores que no rompieron pero presentaron comportamientos anómalos se ven colores de temple en los ejes (debido

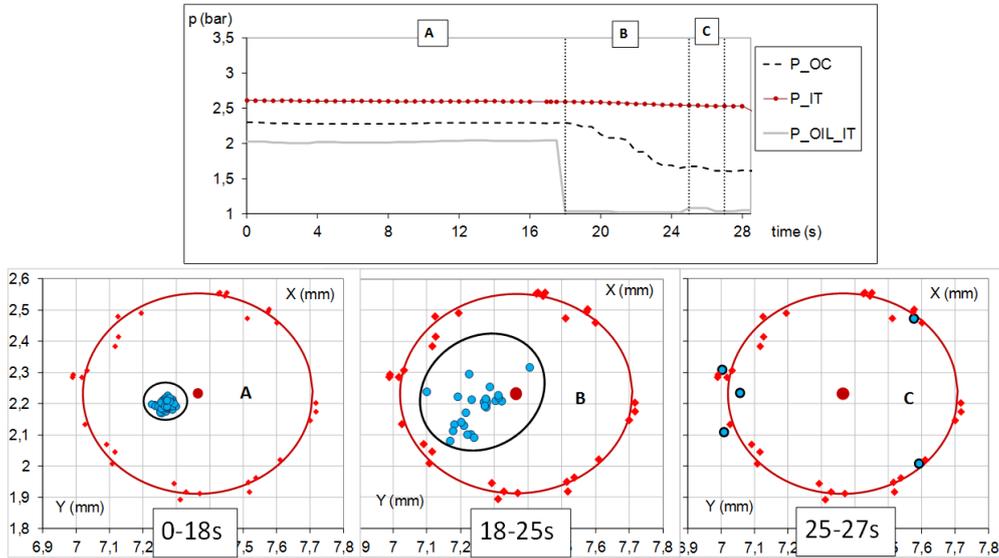


Figura 4.36. Presiones y movimiento eje del primer turbocompresor BW-GTA17-SFRB.

al largo período de tiempo con cortes de lubricación) en la figura 4.33 se ven estos colores de temple del eje. Las ralladuras en los cojinetes axiales son al lado del compresor (es decir tracción desde la turbina).

Se observó que los ejes de los turbocompresores BW-GTA17-SFRB se fracturaron por aumento de los esfuerzos de torsión (ver figura 4.40 Mora (2008) [18]). En caso de contacto del eje con el cojinete por la falta de lubricación, los TC con cojinetes semi-flotantes sufren un mayor esfuerzo torsional por el aumento del par por fricción (la torsión esta en función directamente proporcional al par aplicado al eje Wachel (1993) [19]) debido a que entre eje y cojinete la diferencia de velocidades relativas será mayor en TC con cojinetes semi-flotantes comparada con la velocidad relativa del eje-cojinete en TC con cojinetes flotantes.

Indicadores termodinámicos. En los cuatro turbocompresores con problemas se observó un incremento brusco en la temperatura de aceite (T_{OIL_OT}) a la salida del turbocompresor pero solo en los destruidos se observó el incremento de temperatura a la salida del turbina (T_{OT}).

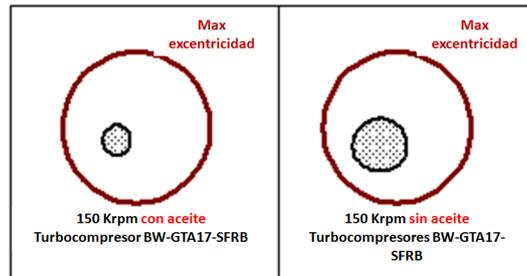


Figura 4.37. Zonas de movimiento del eje de los ensayos de interrupción de lubricación.



Figura 4.38. Fotografías de las piezas averiadas del primer turbocompresor BW-GTA17-SFRB, ensayo interrupción de lubricación.



Figura 4.39. Fotografías de las piezas averiadas del segundo turbocompresor BW-GTA17-SFRB, ensayo interrupción en la lubricación.

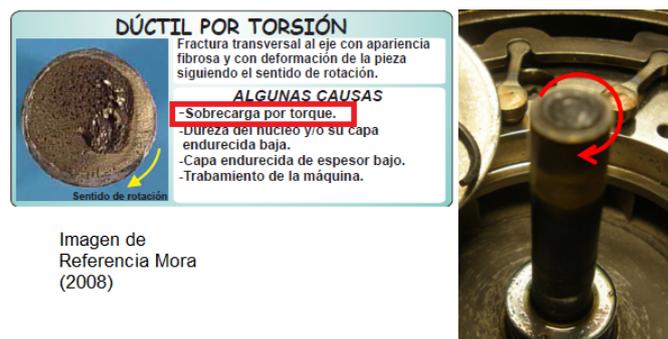


Figura 4.40. Fotografía de Mora (2008) [18] y eje del segundo turbocompresor BW-GTA17-SFRB, ensayo interrupción en la lubricación.

4.3.4. Arranque en frío

Se realizaron dos tipos de ensayos en condiciones de baja temperatura, el primer ensayo se realizó en estático para determinar el tiempo que tarda en recorrer el aceite desde la entrada del turbocompresor hasta los cojinetes, este primer ensayo se realizó con temperaturas de -25°C , -20°C , -10°C y 0°C . El segundo ensayo de condiciones de baja temperatura consistía en medir el movimiento del eje en condiciones de temperatura de -10°C y 0°C , para estos ensayos se utilizó una sala de baja temperatura que permitía reducir las temperaturas ambiente. Tras bajar las temperaturas y enfriar el motor hasta la temperatura del ensayo, se procedía a arrancar el motor y después de 5 segundos se aceleraba el turbocompresor hasta 50, 100 y 150 krpm y se observaba el comportamiento del turbocompresor.

En estos ensayos se utilizaron tres tipos de turbocompresores: un Borg Warner BW-BV39-FRB de cojinetes flotantes, un Honeywell HTT-GT14-SFRBZ con cojinete semiflotante tipo z y un Mitsubishi MIT-TD02-FRB de cojinetes flotantes.

A continuación se presentan los detalles y resultados más relevantes de los dos ensayos realizados:

Ensayo de medida del tiempo de retraso en la lubricación en bajas temperaturas: como se mencionó este ensayo se realizó con tres tipos de turbocompresores a los cuales se les colocó en una cámara climática a las temperaturas indicadas, también fue necesario cortar la parte baja del housing del turbocompresor (figura 4.41) para visualizar el instante de la salida del aceite por los cojinetes, esta visualización fue mediante una cámara fotográfica que se encuentra en el exterior de la cámara climática para evitar problemas con su electrónica (ver el esquema la instalación en la figura 4.42).

Para los ensayos además de la temperatura se estableció dos condiciones del housing del turbocompresor: húmedo (W) y seco (D). La condición de húmedo implica que por el conducto de lubricación del housing previamente haya circulado aceite y la condición de seco implica que el conducto de lubricación esté totalmente libre de aceite antes del ensayo y haya sido limpiado con aire a presión, en los experimentos en seco el aceite tardó más en llegar cojinetes, como era de esperar. En la figura 4.43 Dry se pueden ver los resultados de tiempo y temperatura para cada turbocompresor en los ensayos en seco y en la figura 4.43 Wet se pueden ver los resultados de tiempo y temperatura para cada turbocompresor en los ensayos en húmedo.

Ensayo de movimiento del eje en condiciones de baja temperatura: este ensayo se realizó con los tres tipos de turbocompresores (un Borg War-

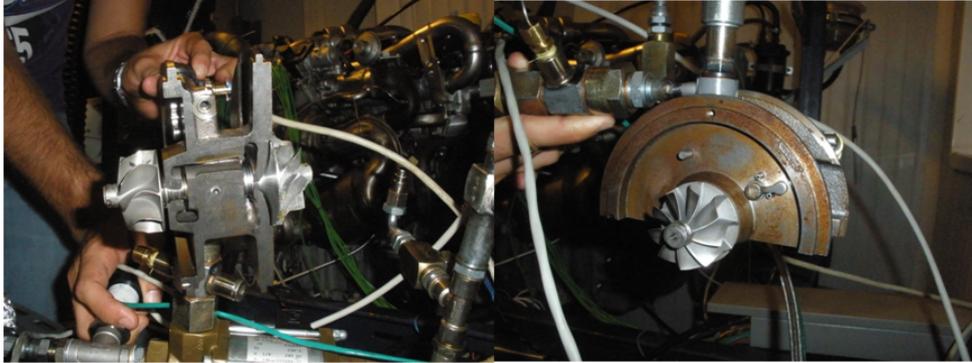


Figura 4.41. Fotografía del corte del housing del turbocompresor HTT-GT14-SFRBZ de cojinete semiflotante tipo z.

Turbocompresor	Oil Temperature ($^{\circ}\text{C}$)	Velocidad (krpm)	No. De ciclos
BW-BV39-FRB	-10	150	5
		100	5
		150	10
HTT-GT14-SFRBZ	0	100	5
		50	10
		150	5
MIT-TD02-FRB	0	100	5
		50	5
		50	5

Cuadro 4.6. Ensayos arranque en frío.

ner BW-BV39-FRB de cojinetes flotantes, un Honeywell HTT-GT14-SFRBZ con cojinete semiflotante tipo z y un Mitsubishi MIT-TD02-FRB de cojinetes flotantes) y en dos distintas temperaturas a -10°C y 0°C . En el ensayo anterior se verificó que el tiempo que tarda el aceite en recorrer desde la entrada del turbocompresor hasta los cojinetes a -10°C es menor a 2 segundos, sin embargo, este lapso de tiempo esta computado desde que hay presencia de aceite en la entrada del turbocompresor, por otro lado la alta viscosidad del aceite por la baja temperatura tiene influencia sobre el movimiento del eje Hori (2006) [20], por lo tanto se pretende medir el movimiento del eje durante el transitorio de régimen con la aceleración del turbocompresor 5 segundos después de arrancado el motor y con las temperaturas especificadas anteriormente. En el cuadro 4.6 se ve el resumen de los ensayos realizados.

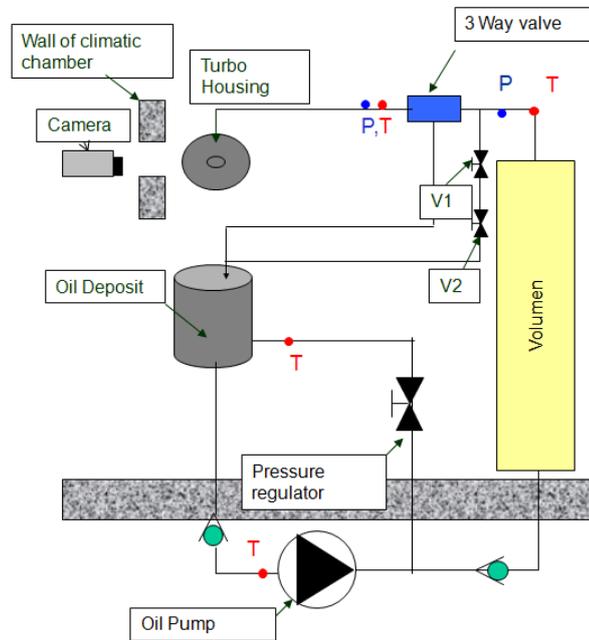


Figura 4.42. Esquema de la instalación para medida del tiempo de retraso en la lubricación.

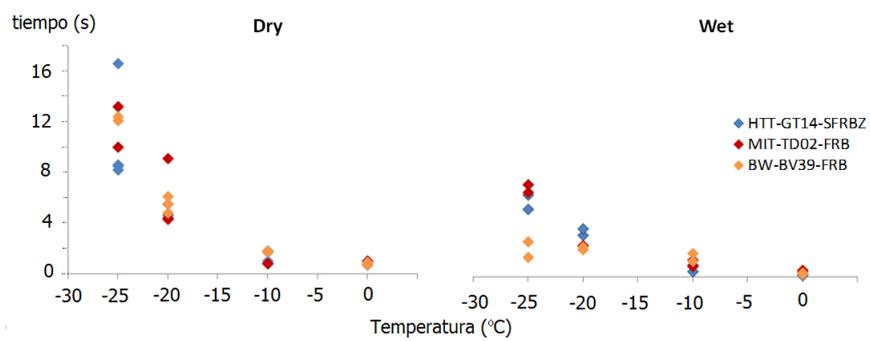


Figura 4.43. Tiempos de retraso para la salida del aceite.

BW-BV39-FRB. Como un ejemplo del resultado obtenido de los ensayos con este tipo de turbocompresor se presenta la figura 4.44, en la que se puede ver en la parte superior el diámetro adimensional del movimiento del eje (la señal es adimensionalizada con la medida del diámetro de la máxima excentricidad de este turbocompresor), obtenido de la señal sin filtrar (línea roja) y señal filtrada (línea azul) (metodología explicada en el apartado 3.3.2 del capítulo 3) de la medida de los sensores infrarrojos en el primer ciclo de aceleración hasta los 150krpm y a -10°C . En la parte baja de la figura 4.44 se puede ver el régimen de giro del turbogruppo descrito durante este primer ciclo.

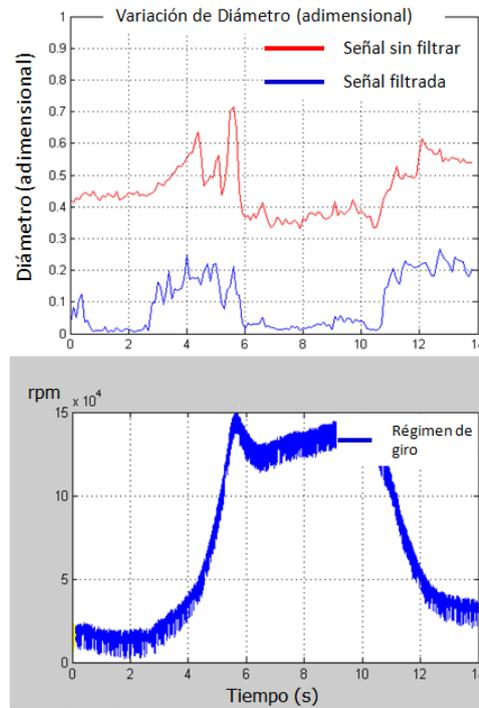


Figura 4.44. Movimiento del eje en el primer ciclo 150krpm baja temperatura, turbocompresor BW-BV39-FRB.

En el ensayo de aceleración hasta 100krpm el resultado de la amplitud del movimiento del eje es similar en comportamiento pero inferior en amplitud al de 150krpm. En ninguno de los dos regímenes de giro se presentaron problemas de funcionamiento.

HTT-GT14-SFRBZ. La temperatura de ensayo con el turbocompresor HTT-GT14-SFRBZ fue de 0°C y los turbocompresores no presentaron problemas de funcionamiento. Se analizó las señales filtradas del movimiento del eje y en los quintos ciclos de aceleración, se identificaron picos de la señal filtrada del movimiento del eje relacionado con el régimen de giro del turbogrupo en una franja de velocidad de 28800rpm hasta 32800rpm.

MIT-TD02-FRB. El turbocompresor MIT-TD02-FRB también fue ensayado a una temperatura de 0°C y no presentó anomalías a destacar en su funcionamiento durante los ensayos. En la figura 4.45 se presenta la señal filtrada del movimiento del eje, medida con los sensores infrarrojos en el quinto ciclo de aceleración. Al igual que en el turbocompresor anterior se identifica una franja en la que el movimiento del eje cambia de comportamiento. Sin embargo, en el caso de este turbocompresor la amplitud disminuye en esta franja de velocidades, la franja esta comprendida entre 60000rpm y 65000rpm. Se atribuye esta disminución en la amplitud del movimiento a la variación de la velocidad del eje centrado más su movimiento por aumento de la distribución de presión alrededor del eje.

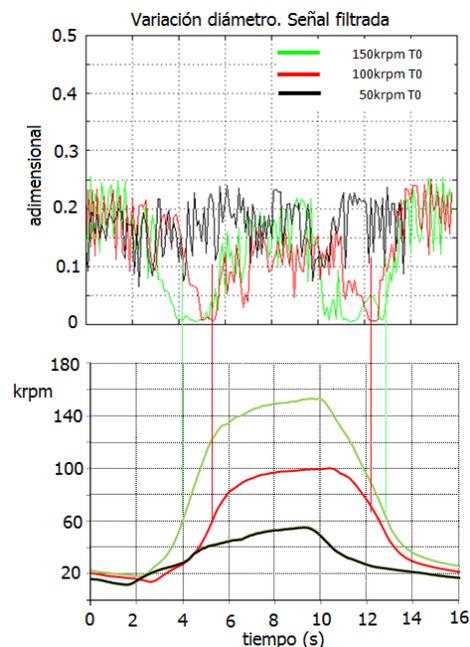


Figura 4.45. Quinto ciclo señal filtrada del movimiento del eje turbocompresor MIT-TD02-FRB.

Conclusiones parciales:

Movimiento del eje. Las máximas amplitudes de movimiento del eje de la señal filtrada llegan a 0.25 y 0.30. El movimiento del eje de los turbocompresores BW-BV39-FRB y HTT-GT14-SFRBZ es pequeño en amplitud cuando las velocidades son elevadas y en condiciones estables. El movimiento del eje del turbocompresor MIT-TD02-FRB disminuye en amplitud para una zona de régimen de giro entre 60krpm y 80 krpm.

4.3.5. Cojinete axial con orificio de lubricación reducido

En este ensayo se utilizó un cojinete axial con el orificio de lubricación reducido para poder simular el funcionamiento de la lubricación cuando los conductos de aceite se han obstruido. Para simular las condiciones más desfavorables se ha buscado realizar ensayos en los que hay tracción del eje hacia el lado del compresor. En la figura 4.46 se puede ver una fotografía del cojinete axial con el orificio de paso de aceite normal (diámetro aproximado de 0,9mm). Este orificio en el cojinete axial modificado ha sido reducido el diámetro hasta 0,3mm aproximadamente. Para evaluar la diferencia de flujo másico de aceite se realizó la medida del flujo másico de aceite con distintas presiones en los dos tipos de cojinetes. En la figura 4.47 se puede ver la diferencia de flujo másico ante diferentes saltos de presión en estos cojinetes (orificio reducido y normal). En la leyenda las letras “HR” identifican el cojinete axial de orificio reducido.

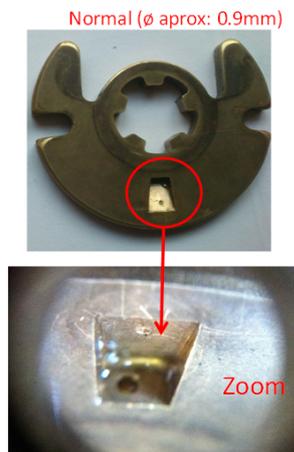


Figura 4.46. Fotografía cojinete axial (orificio normal).

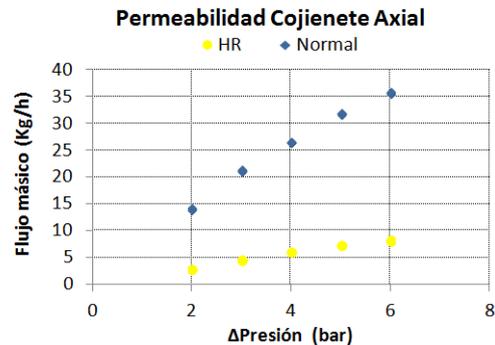


Figura 4.47. Flujo másico cojinete orificio reducido y normal.

Para generar las condiciones de tracción del eje hacia el lado del compresor se realizaron ciclos transitorios de aceleración y carga en el motor en el que se encuentra instalado el turbocompresor. En la figura 4.48 se puede ver la velocidad de giro y par del motor durante el ciclo y en la figura 4.49 se pueden ver las presiones a la entrada de la turbina (línea marrón P_IT) y la salida del compresor (línea negra entrecortada P_OC).

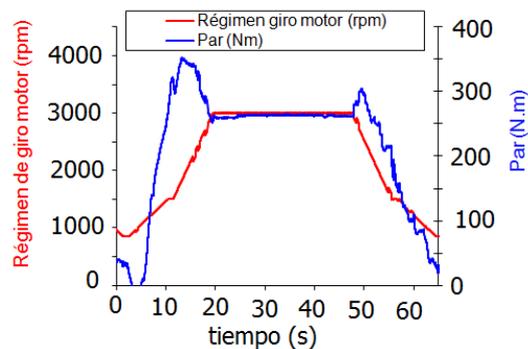


Figura 4.48. Transitorio de régimen y carga motor.

Con el turbocompresor Borg Warner BW-BV39-FRB de cojinetes flotantes se realizaron 13 horas de estabilización en estacionario entre ciclos y ensayos, y 25 horas de los ciclos transitorios en las condiciones descritas anteriormente.

Debido a los ciclos repetidos de tracción del eje a los que el turbocompresor fue sometido durante los ensayos, el anillo de estanqueidad metálico del lado de la turbina sufrió daños severos. En la figura 4.50 se puede ver el cojinete

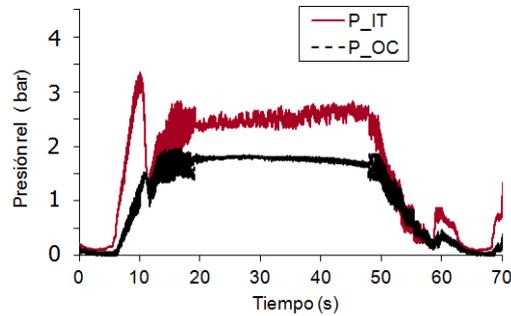


Figura 4.49. Presión entrada turbina y salida compresor ensayo reducción orificio de lubricación BW-BV39-FRB.



Figura 4.50. Cojinete y anillo de estanqueidad BW-BV39-FRB.

axial y dos anillos, el anillo ensayado y un anillo nuevo. Al fallar este anillo los gases del lado de la turbina pueden ingresar en el circuito de lubricación, en la figura 4.51 se puede ver un incremento de la temperatura (pico de color verde oscuro) en el circuito de lubricación, esto produce una ineficiente película de lubricación y se dan los fallos de lubricación el turbocompresor.

Conclusiones parciales:

Destrucción del turbocompresor. Este ensayo no se considera como una destrucción del turbocompresor porque siguió comprimiendo, sin embargo debido a la disminución de caudal en el cojinete axial se dieron daños considerables.

Daños observados. Los daños principales son los álabes del compresor con un impacto por el exceso de movimiento axial, el cojinete axial y la arandela del cojinete axial, el mayor desgaste del cojinete es al lado de la turbina

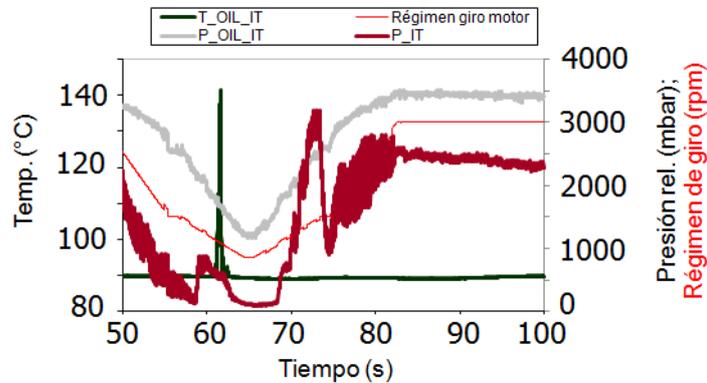


Figura 4.51. Variables termodinámicas BW-BV39-FRB, ensayo orificio reducido.

(es decir tracción desde el compresor), otro elemento que se dañó fue el anillo de estanqueidad de la turbina. Cuando este anillo se deteriora permite el incremento de paso de los gases de escape de escape al circuito de lubricación.

Indicadores termodinámicos. Se produce un pico de 50°C de temperatura en la entrada de aceite debido al ingreso de gases de escape en el sistema de lubricación.

El aumento de blow by provocó el incremento de presión en el sistema de lubricación, esto produjo no solo daños en el turbogrupo sino también daños en el motor de combustión.

4.4. Fallos en partes mecánicas del turbocompresor

4.4.1. Álabes de la rueda del compresor dañados

En los ensayos en los que el movimiento del eje se incrementa, se ha observado que uno de los elementos que sufre daños más visibles es la rueda del compresor. Es intuitivo pensar que si los álabes de la rueda del compresor están averiados se produzca una pérdida de compresión y la disminución del rendimiento del compresor será un efecto de mucha notoriedad. Sin embargo, también se ha observado que la rueda del compresor puede no presentar daños severos y aún así el turbocompresor no es capaz de comprimir. Este ensayo se realizó para comparar el funcionamiento de un turbocompresor con la rueda del compresor en mal estado (rueda con álabes dañados) y el mismo turbocompresor con la rueda del compresor en buen estado (se reemplazó la rueda

del compresor en un mismo turbocompresor nuevo para los dos ensayos). Para de esta manera identificar las pérdidas procedentes solo por averías en la rueda del compresor. El tipo de turbocompresor utilizado en este ensayo fue un Borg Warner BW-GTA17-SFRB con cojinete semiflotante. En la figura 4.52 se puede ver la rueda utilizada para la prueba.



Figura 4.52. Rueda averiada de compresor para prueba de compresión.

El turbocompresor fue probado en diferentes puntos estables del mapa del compresor. Estos puntos se fijaron en dos zonas de funcionamiento del mapa, una zona cercana a choque y otra cercana a bombeo, estos puntos probados se pueden ver en el mapa de la figura 4.53. Los cuadrados representan las medidas con la rueda nueva y los triángulos representan las medidas con la rueda dañada. Para que la prueba pueda ser comparada, las variables termodinámicas de la turbina se mantuvieron estables para los dos ensayos.

En las figuras 4.54 y 4.55 se puede apreciar las comparaciones entre distintas variables: régimen de giro, la relación de compresión, el gasto másico corregido y el rendimiento del compresor para las curvas cercanas a la zona de choque y bombeo respectivamente. En estas figuras se puede observar en el eje de las abscisas la Potencia isentrópica de turbina (Pot_{Ts}) en kW, en el eje principal de las ordenadas están variables enumeradas y en el eje secundario de las ordenadas las diferencias entre las variables del turbocompresor con rueda nueva y rueda dañada. Se puede apreciar que los rendimientos del compresor con rueda dañada son inferiores en la curva de bombeo, con una diferencia máxima de 18% a 60krpm y diferencia mínima de 6% a 150krpm para la curva de bombeo.

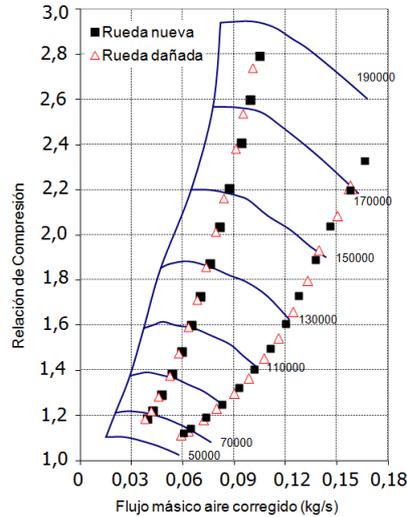


Figura 4.53. Mapa del compresor en la prueba con las dos ruedas.

Conclusiones parciales: La diferencia entre la compresión del turbocompresor con rueda dañada y el turbocompresor con rueda nueva no es significativa en referencia a la diferencia de estado entre las ruedas utilizadas, por lo tanto se considera que la causa de mayor relevancia para la pérdida de compresión y por lo tanto de rendimiento del turbogrupo esta relacionada con fallos en los cojinetes del turbocompresor.

Fallos de este tipo, donde los álabes del compresor se observan dañados, pueden estar relacionados con el ingreso de objetos extraños en el compresor.

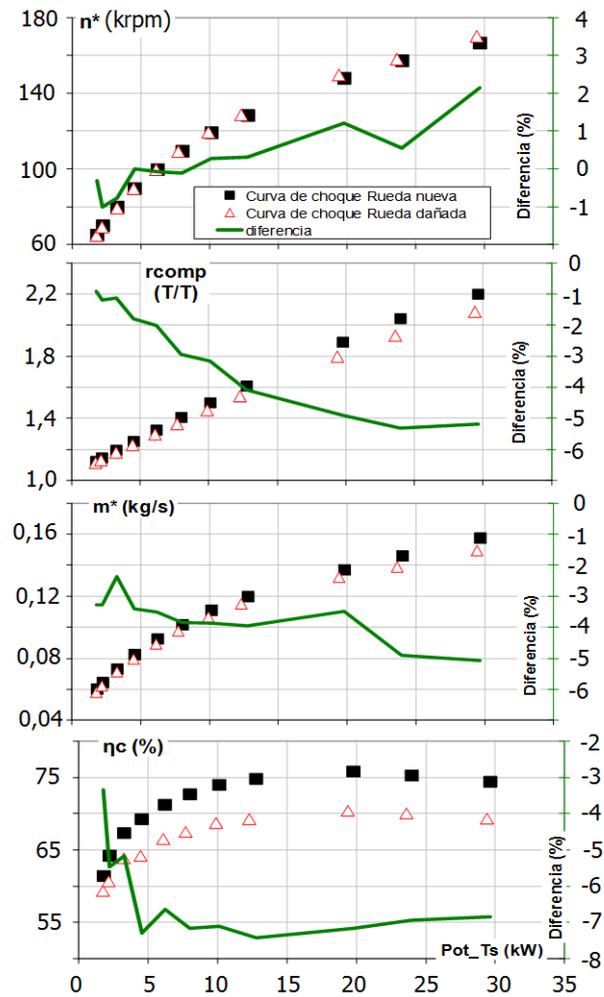


Figura 4.54. Comparación de variables ensayo rueda de compresor dañada, curva choque.

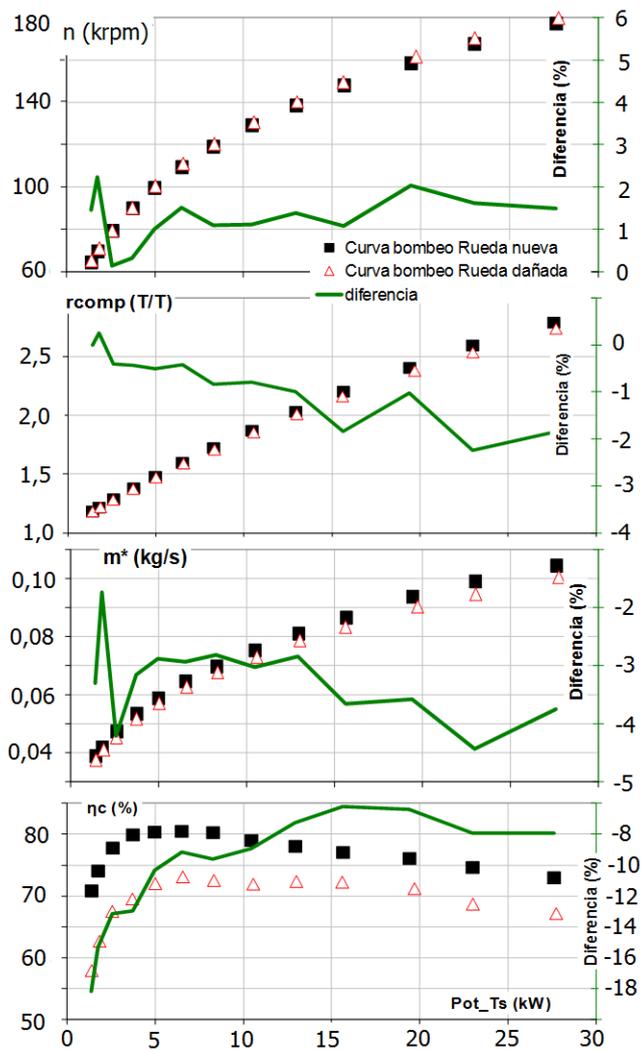


Figura 4.55. Comparación de variables ensayo rueda de compresor dañada, curva bombeo.

4.4.2. Eje desbalanceado

Como se mencionó en la introducción del capítulo el desbalance puede producir distintos efectos sobre el comportamiento del turbocompresor y los desbalances pueden ser causados por procesos en la fabricación (defectos propios del turbocompresor) o causados durante su funcionamiento (por ejemplo rotura de álabes de la turbina).

Este ensayo se realizó para determinar la influencia de desbalances importantes en el rendimiento del turbocompresor, para esto se utilizaron tres tipos de turbocompresores: un Borg Warner BW-BV39-FRB de cojinetes flotantes, un Borg Warner BW-GTA17-SFRB con cojinete semiflotante y un Mitsubishi MIT-TD02-FRB de cojinetes flotantes. A cada tipo de turbocompresor se le cortó la punta del álabe de la rueda de la turbina para generar un fallo típico de rotura de álabes en la rueda de la turbina. Las pruebas realizadas fueron distintas para cada tipo de turbocompresor.

BW-BV39-FRB. Con este tipo de turbocompresor se realizaron pruebas de comparación con un turbocompresor de referencia en buen estado. Estos ensayos fueron realizados instalando los turbogrupos en un banco de motor.

En la parte superior de la figura 4.56 se pueden ver las presiones a la salida del compresor y a la entrada de la turbina; y en la parte inferior, se pueden ver las temperaturas a la salida del compresor y entrada de la turbina. El ensayo se realizó con dos posiciones de carga del motor de 15 % y 20 %, en color rojo están los resultados del turbocompresor de referencia y en azul los resultados del turbocompresor con el álabe cortado. Se puede ver que pese a que la presión y temperatura a la entrada de la turbina son mayores para el turbocompresor sin álabe, las presiones y temperaturas a la salida del compresor son inferiores (las presiones a la salida del compresor se mantienen por abajo de 1 bar abs).

Pese a que la carga en el motor era la misma para los dos turbocompresores, las presiones a la entrada de la turbina eran diferentes para cada turbocompresor, esto se debe a que el control electrónico del motor regula la posición de la geometría variable (TGV pos sus siglas en inglés) de la turbina para tratar de compensar la falta de compresión del turbocompresor sin álabe. En la figura 4.57 se puede ver el porcentaje de cierre de la TGV para cada caso (100 % es cerrada).

En la figura 4.58 se realiza una comparación entre otras variables importantes como el gasto de aire, el consumo específico de combustible (BSFC), el par provisto por el motor, y la velocidad de giro del eje del turbocompresor. En la leyenda de la figura se identifica el turbocompresor de referencia con las letras Ref. Se puede ver que para un gasto similar de aire el consumo de

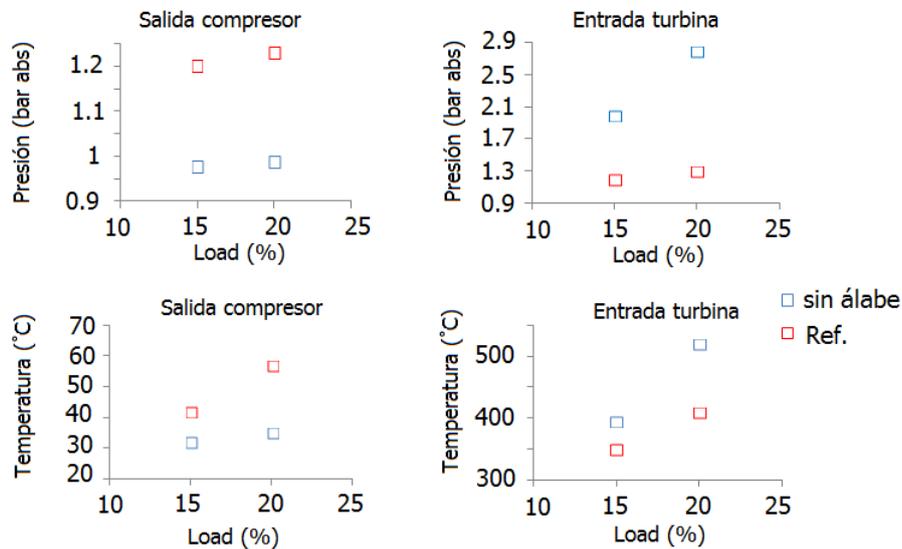


Figura 4.56. Presión y temperatura ensayos del turbocompresor BW-BV39-FRB sin álabe y de referencia.

combustible es más elevado con el turbocompresor sin álabe, el par que da el motor es mayor con el turbocompresor de referencia y la velocidad de giro es inferior para el turbocompresor sin álabe.

Al realizar la inspección del turbocompresor se pudo observar la presencia de aceite en la salida del compresor figura 4.59. La presencia de aceite se debe a la mayor presión que tiene el sistema de lubricación (3.7 bar abs a la entrada y 1.1 bar abs a la salida) en comparación a la presión a la salida del compresor, que en este caso, como se observó en la figura 4.56 es inferior a 1 bar abs.

BW-GTA17-SFRB. Este turbocompresor fue ensayado en cuatro condiciones estacionarias, con el fin de comparar el turbocompresor en distintos puntos de funcionamiento. Para el primer ensayo el control de la TGV fue el que el motor le imponía, en este caso de un 95 %. Para los siguientes ensayos se fijó de manera externa la TGV en distintas posiciones, 75 % para el segundo ensayo y 48 % para el tercer y cuarto ensayos (este valor fue fijado debido a que la mayor eficiencia de la turbina se encuentra cercana al 50 % de cierre de la TGV). De igual manera se fue variando la carga del motor, para los dos primeros ensayos fue de 18 %, para el tercer ensayo de 22 % y para el cuarto ensayo de 24 %. En el cuadro 4.7 se presentan los resultados más relevantes de los ensayos.

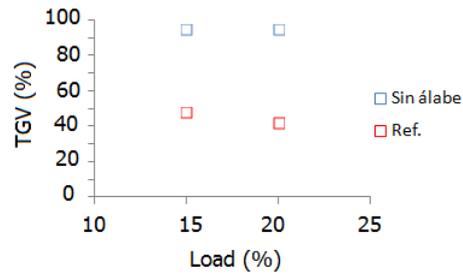


Figura 4.57. Porcentaje de cierre de la geometría variable BW-BV39-FRB.

Test number	1	2	3	4
Engine speed (rpm)	2000	2000	2000	2000
load (%)	18	18	22	24
T_OC (K)	312	313	316	318
T_IC (K)	305	305	306	307
P_IC (bar)	1,03	1,01	1,01	1,01
P_OC (bar)	1,02	1,02	0,97	0,9
T_IT (K)	444	453	560	629
T_OT (K)	279	287	424	487
P_IT (bar)	3,95	3,9	3,51	3,82
P_OT (bar)	1,04	1,03	1,05	1,07
TGV (%)	95	75	48	48
M_air_com (kg/h)	88	87	108	137
M_gases_turb (Kg/h)	91	91	113	143
turbo_speed (rpm)	44967	45192	42812	50936

Cuadro 4.7. Variables ensayo turbocompresor BW-GTA17-SFRB desbalanceado.

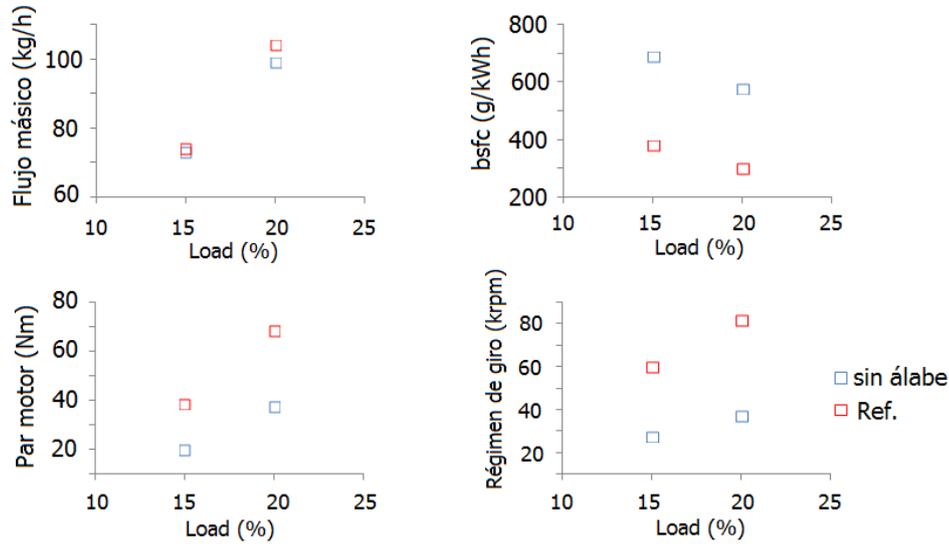


Figura 4.58. Comparación variables motor y velocidad turbocompresor BW-BV39-FRB.

MIT-TD02-FRB. Con este turbocompresor también se realizaron pruebas de comparación con un turbocompresor de referencia. En la figura 4.60 se presenta el mapa del turbocompresor original, la línea de color verde corresponde al turbocompresor sin álabe (MB) y el color azul al turbocompresor de referencia, para los dos se realizó el mismo tipo de ciclo con el motor, sin embargo, y como se pudo comprobar con los turbocompresores anteriores el turbocompresor sin álabe no es capaz de comprimir, manteniendo su relación de compresión cercana a 1.

Para entender de mejor manera el fenómeno de no compresión del turbocompresor se calculó a partir de datos experimentales la eficiencia del turbocompresor definida con la ecuación 4.2 .

$$\eta_{TG} = \frac{\dot{W}_{isent\ comp}}{\dot{W}_{isent\ turbina}} = \frac{\dot{m}_{comp} T_{10} C_{pi} \left[\left(\frac{P_{20}}{P_{10}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]}{\dot{m}_{turbina} T_{30} C_{pe} \left[1 - \left(\frac{1}{\frac{P_{30}}{P_4}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (4.2)$$

Donde

η_{TG} = la eficiencia del turbogruppo

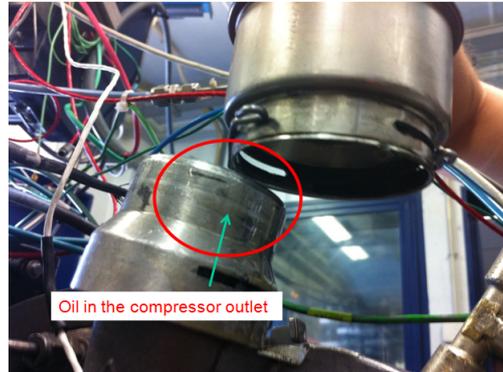


Figura 4.59. Inspección del turbocompresor BW-BV39-FRB sin álabes, presencia de aceite en la salida del compresor.

$\dot{W}_{isent\ comp}$ = potencia isentrópica del compresor

$\dot{W}_{isent\ turbina}$ = potencia isentrópica de la turbina

\dot{m}_{comp} = flujo másico compresor

$\dot{m}_{turbina}$ = flujo másico turbina

T_{10} = temperatura de parada a la entrada del compresor

T_{30} = temperatura de parada a la entrada turbina

C_{pi} = coeficiente de calor específico aire (1004,5 J/kgK)

C_{pe} = coeficiente de calor específico gases de escape (1156,69 J/kgK)

P_{20} = Presión de parada a la salida del compresor

P_{10} = Presión de parada a la entrada del compresor

P_{30} = Presión de parada a la entrada de la turbina

P_4 = Presión a la salida de la turbina

γ = coeficiente calores específicos 1,4

En la figura 4.61 se puede observar el resultado del cálculo de la eficiencia del turbocompresor sin álabes (línea roja continua MB) y del turbocompresor de referencia (línea morada continua Ref).

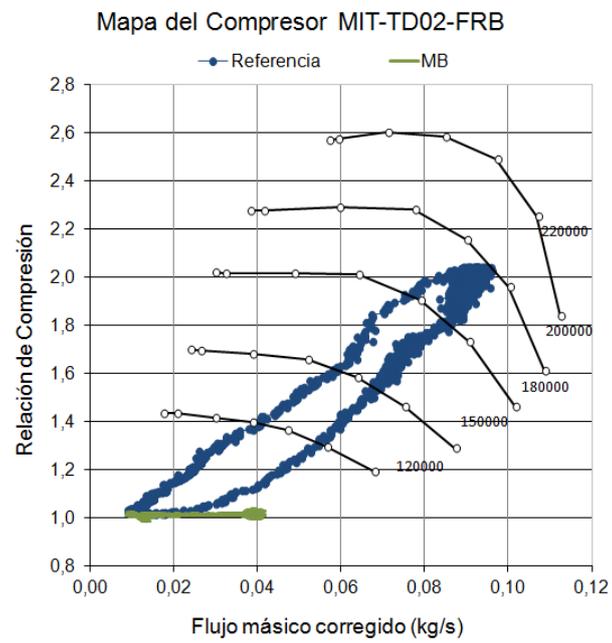


Figura 4.60. Mapa turbocompresor MIT-TD02-FRB, ensayo sin álabes.

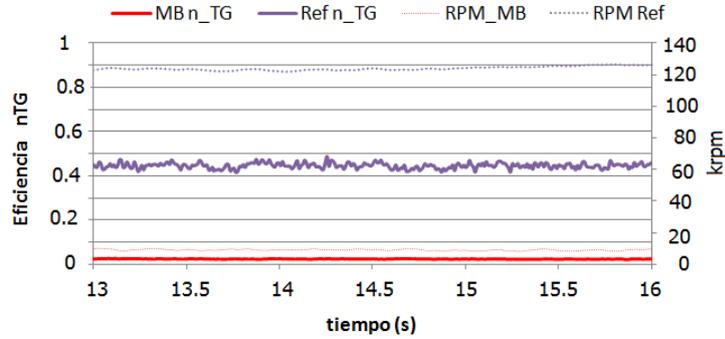


Figura 4.61. Eficiencias turbocompresores MIT-TD02-FRB.

En la figura 4.61 se observa que la eficiencia del turbocompresor sin álabe es muy inferior a la eficiencia del turbocompresor de referencia. Para determinar si ésta pérdida de eficiencia se debía a la falta del álabe en la turbina o era debida a otra causa, se revisaron los componentes del turbocompresor después del ensayo. Durante el proceso inspección se pudo observar que el eje (en la zona del anillo de estanqueidad) había tenido contacto con el housing. En la figura 4.62 se puede ver el anillo de estanqueidad fundido en el eje. Quedando establecidas dos averías en el rotor: la falta de álabe en al turbina y el eje con señales de una elevada fricción.

Para determinar si las pérdidas de eficiencia eran provenientes de la falta del álabe se calculó la eficiencia de la turbina y se observó que la diferencia entre la eficiencia de la turbina del turbocompesor de referencia y la eficiencia de la turbina del turbocompresor sin álabe no es significativa. En la figura 4.63 se puede ver el resultado del cálculo de la eficiencia en la turbina según la ecuación 4.3.

$$\eta_{turbina} = \frac{T_{30} - T_4}{T_{30} \left[1 - \left(\frac{1}{\frac{P_{30}}{P_4}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (4.3)$$

En base a las estimaciones realizadas de las eficiencias de los turbogrupos, eficiencias de las turbinas y las observaciones de perdida de compresión y elevada fricción en el turbocompresor sin álabe se plantea la suposición que *la energía provista por la turbina se pierde en la fricción evidenciada ente el eje y el housing.*

Conclusiones parciales:



Figura 4.62. Fotografía anillo fundido en eje turbocompresor MIT-TD02-FRB.

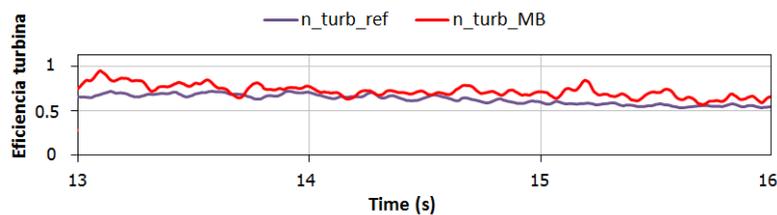


Figura 4.63. Comparación eficiencias turbinas MIT-TD02-FRB.

El exceso de desequilibrio (masa x radio del álabe cortado = $0.18\text{gr} \times 18\text{mm} = 3.24\text{gr}\cdot\text{mm}$) por la falta del álabe provoca un aumento en la amplitud de movimiento y que el eje del turbocompresor no pueda girar con normalidad debido a la elevada fricción entre el eje y la carcasa central del turbocompresor, en este caso el mayor desequilibrio está en el lado de la turbina por el álabe que fue cortado. Al realizar la inspección de las partes del primer turbocompresor MIT-TD02-FRB sin álabe se pudo verificar que los cojinetes radiales y el cojinete axial se encontraban en buen estado (figuras 4.64 y 4.65) sin embargo este turbocompresor tampoco pudo comprimir como en todos los ensayos de este tipo.

La *suposición* es que el turbocompresor al tener un rotor con gran desequilibrio (valores experimentales sobre límites de desequilibrio se darán en el siguiente capítulo) y mantener la presión de lubricación de los cojinetes en condiciones normales, (en este caso con la presión provista por la bomba de aceite del motor mínimo 2.5 bar máximo 5 bar, para este ensayo). El resul-

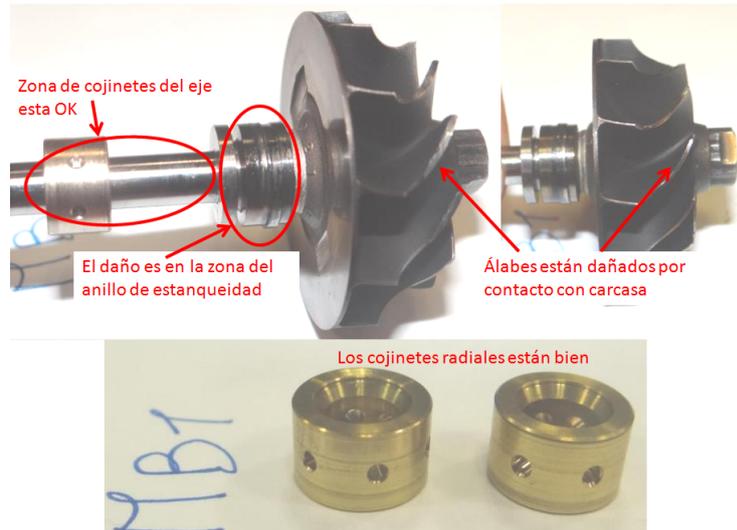


Figura 4.64. Fotografías eje y cojinetes radiales turbocompresor MIT-TD02-FRB (1) sin álabe.

tado es que las fuerzas en los cojinetes aumentan por la interacción entre el movimiento del eje y la película de lubricación hidrodinámica (tratando de centrar nuevamente al eje), pero las fuerzas centrífugas que actúan sobre el eje también aumentan, debido al incremento de régimen del eje y el desequilibrio del eje (tratando de amplificar el movimiento del eje). Por lo tanto y como se explicó en el capítulo 2, el eje se vuelve flexible y se produce el contacto entre el eje y carcasa, pero **no en la zona de los cojinetes**. Lo descrito aquí se cumple para etapas preliminares con estas condiciones de fallo. Para etapas más avanzadas o con mayor tiempo de funcionamiento dentro de estas condiciones, las averías pueden afectar a otros elementos del turbocompresor.



Figura 4.65. Fotografías cojinete axial y arandelas turbocompresor MIT-TD02-FRB (1) sin álabe.

4.4.3. Sobrerégimen

Como se mencionó en la introducción, la rueda del compresor puede sufrir daños relacionados con el régimen de giro del rotor “Fatiga por ciclo lento” y la rueda del compresor puede llegar a sufrir una explosión “hub burst” debido al incremento de régimen de giro. Se estudió por Garret (2008) [11] que al incrementar el régimen de giro también se incrementa el esfuerzo tangencial. La zona de mayor esfuerzo se encuentra en el interior de la rueda del compresor en la parte de mayor diámetro externo de la rueda, donde los esfuerzos inerciales debidos a la rotación del eje son mayores, ver figura 4.66. En este punto del diámetro interior de la rueda se da el inicio de la deformación antes del “hub burst” de la rueda.

La causa para estos problemas de sobrerégimen en un turbocompresor pueden estar relacionados con fallos externos y no con el turbocompresor. Por ejemplo: fallos en el control de la geometría variable de la turbina, fallos en el control de la válvula Wastegate o acoplamiento fuera de diseño entre motor y turbocompresor.

El ensayo de sobrerégimen se realizó en un banco de turbocompresores, es decir los turbocompresores no están instalados en un motor, sino la energía esta provista de un sistema independiente. El ensayo consistía en llevar a máximo régimen de giro (según el mapa provisto por el fabricante) y mantener en este régimen durante 5 minutos, después realizar una aceleración hasta alcanzar distintos niveles de sobrerégimen de giro dependiendo del turbocompresor,

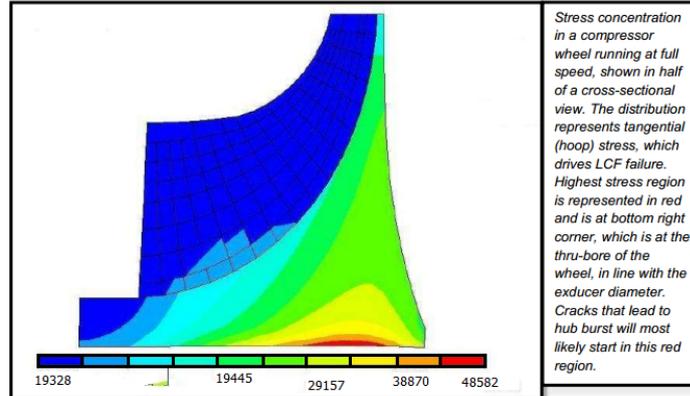


Figura 4.66. Esfuerzos de la rueda del compresor a sobrerégimen (Imagen de artículo de Garret (2008) [11]).

Turbocompresor	Diámetro de la rueda del compresor (mm)	Velocidad de la punta del álabe (m/s)	Régimen de giro (krpm)	Incremento de velocidad %
BW-BV39-FRB	46	670	278	20
BW-GTA17-SFRB	52	670	246	16
MIT-TD02-FRB	40	670	320	16

Cuadro 4.8. Parámetros de los ensayos en sobrerégimen.

en el cuadro 4.8 se pueden ver los turbocompresores utilizados en este ensayo así como el porcentaje consigna de incremento de velocidad en la quinta columna, la velocidad lineal consigne de la punta del álabe es de 670 m/s para todos lo turbocompresores. Tetsui (2002) [21] realizó pruebas destructivas de ensayos con turbocompresores de MCI a distintas velocidades de la punta del álabe de la rueda de la turbina (500 m/s y 580 m/s) con temperaturas de 1000°C , demostrando la explosión de la rueda de la turbina con distintos materiales a las velocidades correspondientes (Inconel 213c, MAR-M247).

Como referencia de la deformación de la rueda se midió el diámetro interior de las ruedas de los compresores en distintas posiciones longitudinales (las posiciones se pueden ver en la figura 4.67). Se utilizaron 3 turbogrupos en los que se midió el diámetro interior de la rueda del compresor antes y después del ensayo de sobrerégimen.

Como un ejemplo de la forma de realizar el ensayo se presenta el mapa del turbocompresor BW-BV39-FRB en la figura 4.68, los puntos de color amarillo

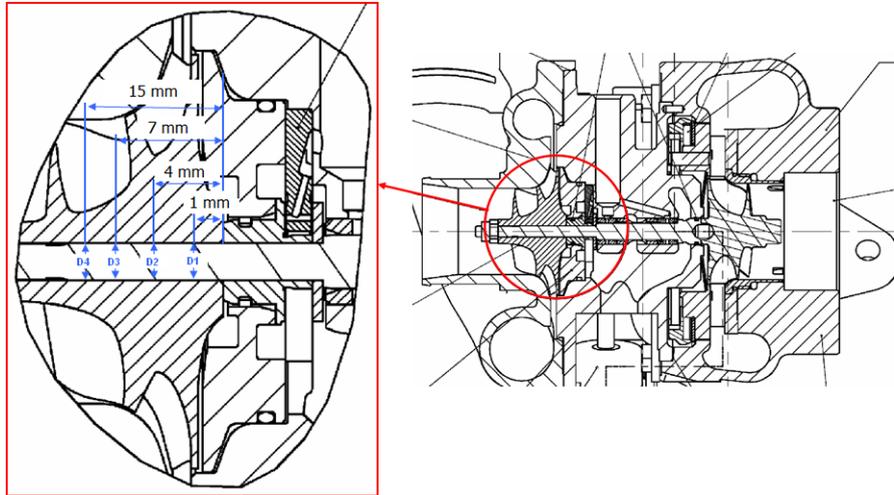


Figura 4.67. Puntos de medida de los diámetros de las ruedas de los compresores.

son en donde se estabiliza durante 5 minutos aproximadamente a 225krpm, después se ve la trayectoria en la línea color azul y por último en color verde se ve el punto de máximo régimen de giro estable aproximadamente a 276krpm.

Los resultados de las mediciones en las distintas posiciones longitudinales de los diámetros en el interior de la rueda del compresor mostraron lo siguiente: Para el MIT-TD02-FRB que fue el turbocompresor que mayor velocidad de punta del álabe alcanzó fue 682m/s se midió el mayor incremento de diámetro en la rueda, los resultados de los incrementos de diámetros se pueden ver en el cuadro 4.9. Después el BW-GTA17-SFRB alcanzó los 680 m/s, y por último el turbocompresor con menor variación en el diámetro fue el que menor velocidad alcanzó el BW-BV39-FRB con 675m/s.

Conclusiones parciales:

Se observó que el diámetro en la punta de la rueda del compresor no aumenta pese a estar en sobrerégimen. Se confirma la deformación en la zona de mayor esfuerzo tangencial según Garret (2008) [11].

En caso de peritajes se puede verificar el diámetro interior de la rueda del compresor para determinar si el turbocompresor ha sufrido sobrerégimen. La comparación de incremento de diámetro se la puede hacer con el diámetro interior de la punta de la rueda del compresor.

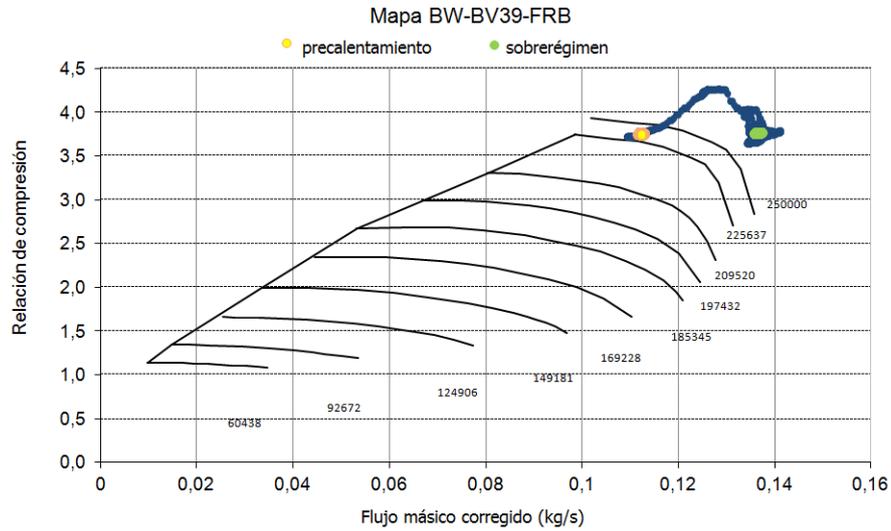


Figura 4.68. Mapa BW-BV39-FRB trayectoria sobrerégimen.

	Posición longitudinal mm	Variación diámetro Δ mm	Régimen de giro Rpm	Velocidad álabe m/s
MIT-TD02-FRB	1	0,106	325440	682
	4	0,065		
	7	0,018		
	15	0		
BW-BV39-FRB	1	0,005	280218	675
	4	0,015		
	7	0,012		
	15	0		
BW-GTA17-SFRB	1	0,01	249901	680
	4	0,022		
	7	0,024		
	15	0		

Cuadro 4.9. Resultados de medidas del interior de la rueda del compresor en las máximas velocidades.

4.4.4. Excesivo hollín en la turbina

Durante los ensayos de arranques en frío se detectó que el exceso de hollín generado por el motor se puede depositar en la turbina y puede frenarla en posteriores arranques evitando su movimiento. Por lo tanto se realizó un ensayo enfocado a este problema. Se utilizó un turbocompresor del tipo BW-BV39-FRB con exceso de hollín en la turbina ensayado en la cámara de frío.

El ensayo consistía en tratar de realizar cinco ciclos de aceleración hasta los 50krpm y en caso de que el turbocompresor no gire, debido al exceso de hollín en la turbina, dejar el motor en ralentí hasta determinar las temperaturas en las cuales comienza a girar nuevamente.

En este ensayo se han medido las temperaturas en el interior del housing del turbocompresor a los dos lados del cojinete axial (termopar 1 y 2) y a la salida del aceite después de los cojinetes (termopar 3). Una fotografía de uno de los termopares y un esquema del montaje de los tres termopares se puede ver en la figura 4.69.

Durante los cinco ciclos de aceleración el turbocompresor no pudo girar, en la figura 4.70a se ven las variables del motor, en color negro el régimen de giro del motor, en rojo la posición del pedal de aceleración. En la figura 4.70b se pueden ver las variables de presión del turbocompresor, la presión del aceite en gris (P_OIL_IT), la presión a la entrada de la turbina en rojo (P_IT) y en línea negro entrecortada la presión a la salida del compresor (P_OC). En la figura 4.70c se pueden ver las variables de temperatura en tonalidades de verde de los termopares del interior del turbocompresor, en amarillo la temperatura de la entrada del aceite al housing (T_OIL_IT), en marrón la temperatura a la salida del aceite del housing (T_OIL_OT), en cian la temperatura de la salida del compresor (T_OC) y en azul la temperatura de la entrada del compresor (T_IC). El ensayo empieza con una temperatura de entrada del aceite de $-10^{\circ}C$, en la figura 4.71 se puede ver la continuación del ensayo después de que el turbocompresor no pudo girar en los cinco primeros ciclos. En esta figura 4.71 se ve que la temperatura de la entrada del aceite esta en $-5^{\circ}C$, la temperatura en el interior del turbocompresor (en el cojinete) esta entre $7^{\circ}C$ y $10^{\circ}C$ y se ve que el turbocompresor ya esta girando desde el segundo 283 (señal de régimen de giro del eje rojo).

En la figura 4.72 se pueden ver fotografías de las partes del turbocompresor ensayo en condiciones de baja temperatura con exceso de hollín. El resto de elementos del turbocompresor no presentaban anomalías a simple vista.

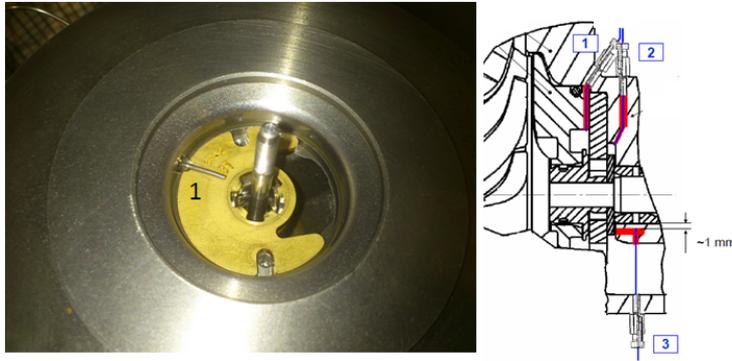


Figura 4.69. Fotografía en cojinete axial y esquema de termopares del turbocompresor BW-BV39-FRB.

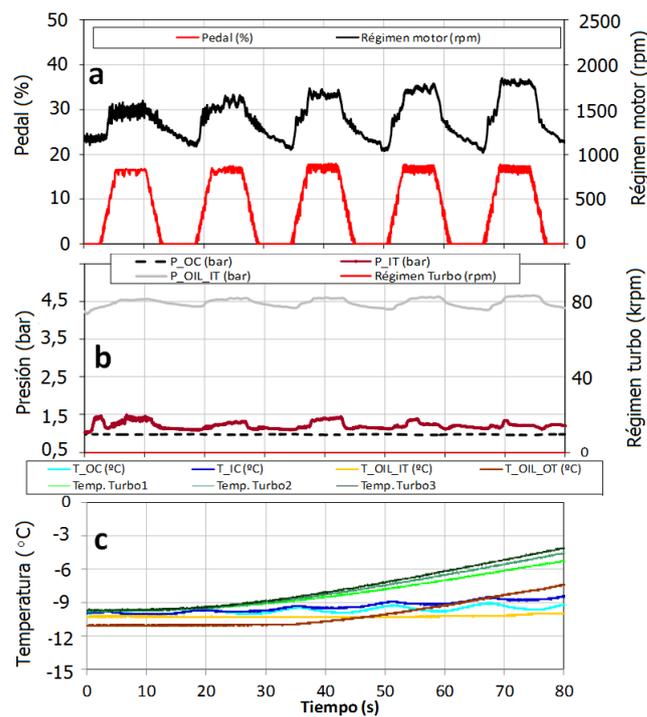


Figura 4.70. Variables del ensayo en donde no gira el eje del turbocompresor BW-BV39-FRB.

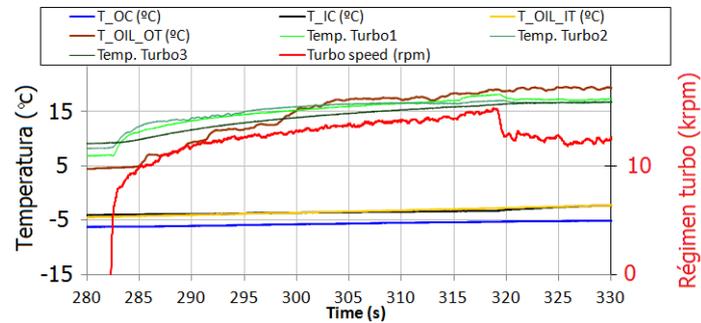


Figura 4.71. Continuación prueba de calentamiento turbocompresor BW-BV39-FRB.



Figura 4.72. Fotografías turbocompresor BW-BV39-FRB, exceso de hollín.

Conclusiones parciales:

Para arranques en bajas temperaturas se observó un problema de exceso de hollín en la rueda de la turbina del turbocompresor lo cual no permitió girar el turbocompresor. En una prueba de calentamiento se observó que 283 segundos de arrancado el motor (durante este tiempo se realizó cinco ciclos de aceleración y después se mantuvo el motor en ralentí) el eje del turbocompresor pudo girar. En este punto la temperatura de entrada de aceite al turbocompresor fue de -5°C y a la salida del turbocompresor de 5°C .

4.5. Análisis causa-efecto e identificación de mecanismos de fallo

Se realizó un análisis de causa-efecto de cada ensayo. Las causas dependen de las condiciones de cada ensayo realizado y los efectos están relacionados con los parámetros principales identificados. Se han realizado cuadros con información de los ensayos para identificar el mecanismo de fallo mediante el análisis de las causas y efectos. En cada variable dentro del cuadro se asigna una marca con flechas que indican el nivel de la variable (↑↑ Alto, ↑ medio, – normal, ↓ bajo, ↓↓ muy bajo). Los efectos han sido agrupados en dos grupos: Peritaje y Medibles.

- 1 *Peritaje*: son los daños físicos observados en los elementos del turbocompresor después del ensayo. Los niveles pueden ser:

↑↑ Alto: deformaciones en álabes, eje roto o deformado, contacto entre álabes y carcasas, desgaste por fricción en eje y cojinetes.

↑ medio: presencia de ralladuras leves, poca adhesión de material en el eje, daños mínimos en las piezas y colores de temple.

– normal: no se aprecian daños en los elementos.

- 2 *Medibles*: efectos medidos durante el ensayo y que están relacionados con el movimiento del eje y las principales variables termodinámicas detectadas en un comportamiento anormal.

Los niveles para el *Movimiento del eje* están en función de la máxima excentricidad alcanzada y pueden ser:

↑↑ Alto: alcanza máxima excentricidad.

↑ medio: no alcanza máxima excentricidad pero se observa un aumento en la amplitud del movimiento.

– normal: no se aprecian movimientos anómalos o de aumento de amplitud en el movimiento.

Las *variables termodinámicas* que se han identificado para el análisis son: Relación de compresión R_C, temperatura a la salida de la turbina T_{OT}, temperatura del aceite a la salida T_{OIL_OT} y entrada T_{OIL_IT} del turbocompresor. Los niveles alto, medio y normal son para las temperaturas y normal, bajo y muy bajo para la relación de compresión y pueden ser:

Baja presión con ratio de aceleración bajo (TC con cojinetes semiflotantes)*						
Causas	Presión entrada aceite				↓↓**	
	Ratio aceleración				-	
Peritaje	Daños Físicos	Compresor	Turbina	Eje	Cojinete Radial	Cojinete Axial
		-	-	↑***	-	-
Efectos	Mov. % máx_exc				↑	
	Medibles	R.C	T_OT		T_OIL_OT	T_OIL_IT
	Termodinámico	-	-		-	-

* Los tres TC semiflotantes con efectos similares

** Presión con columna de aceite = 1.03bar abs

*** Colores de temple por fricción temp. entre 280 °C y 290 °C

Cuadro 4.10. Causa-efecto baja presión ratio de aceleración bajo TC con cojinetes semiflotantes.

↑↑ Alto: presencia de picos súbitos en las temperaturas de T_OT, T_OIL_OT y T_OIL_IT.

↑ medio: pequeños aumentos anormales (no están relacionados a las condiciones del ensayo) en las temperaturas T_OT, T_OIL_OT y T_OIL_IT.

- normal: no se aprecian variaciones anormales de las variables.

↓ bajo: cuando hay cortes de presión a la salida del compresor.

↓↓ muy bajo: cuando deja de comprimir.

Análisis causa-efecto baja presión con ratio de aceleración bajo: En el cuadro 4.10 se observa el análisis causa-efecto de los turbocompresores con cojinetes semi-flotantes. Se analiza los TC que no tuvieron una destrucción total para determinar el mecanismo de fallo, se observa que el mecanismo de fallo debido a la baja presión de aceite es el aumento de fricción del eje (se supone disminución en el rendimiento mecánico) y después el aumento de la amplitud de movimiento del eje. Pese a tener evidencias de fricción entre materiales por los colores de temple no se observan efectos de aumento de la temperatura en la salida del aceite del TC (T_OIL_OT), es probable que el tiempo de residencia del aceite en la zona de fricción es muy corto sin tener un incremento perceptible en la temperatura del aceite.

Es interesante observar que en los efectos (cuadro 4.11) de los TC con cojinetes flotantes que se destruyeron, tampoco se registraron incrementos anormales en las temperaturas del aceite ni a la entrada ni a salida del turbocompresor pese a las claras evidencias de fricción en los elementos.

Análisis causa-efecto baja presión con ratio de aceleración alto: En el cuadro 4.12 se observa que los elementos que mayor daño presentan son la rueda

Baja presión con ratio de aceleración bajo (TC con cojinetes flotantes)*							
Causas	Presión entrada aceite	↓↓**					
	Ratio aceleración	-					
Efectos	Peritaje	Daños Físicos	Compresor	Turbina	Eje	Cojinete Radial	Cojinete Axial
	Medibles	Mov. % máx_exc	↑↑	↑↑	↑↑	↑↑	↑↑
		Termodinámico	R.C	T.OT	T.OIL.OT	T.OIL.IT	
			↓↓	↑↑	_***	_***	

* Los dos turbocompresores con efectos similares

** Presión con columna de aceite = 1.03bar abs

*** Anillo de estanqueidad en buen estado

Cuadro 4.11. Causa-efecto baja presión ratio de aceleración bajo TC con cojinetes flotantes.

Baja presión con ratio de aceleración alto*							
Causas	Presión entrada aceite	↓↓**					
	Ratio aceleración	↑↑					
Efectos	Peritaje	Daños Físicos	Compresor	Turbina	Eje	Cojinete Radial	Cojinete Axial
	Medibles	Mov. % máx_exc	↑↑	-	↑***	↑	↑↑
		Termodinámico	R.C	T.OT	T.OIL.OT	T.OIL.IT	
			↓	↑	↑	-	

* Análisis TC BW-BV39-FRB (1)

** Presión de aceite = 1.03bar abs

*** Colores de temple por fricción

Cuadro 4.12. Causa-efecto baja presión ratio de aceleración alto, TC con cojinetes flotantes.

del compresor (en las puntas de los álabes en el exducer por movimiento axial) y el cojinete axial. El ratio de aceleración elevado produce una mayor carga axial en el eje, evidenciado por los daños observados. El mecanismo de fallo podría ser: incremento de carga axial por ciclos de aceleración, fricción en cojinete axial por corte de la película de lubricación, incremento de la amplitud de movimiento, incremento de la fricción en cojinetes radiales y axiales y disminución de la presión a la salida del compresor.

Análisis causa-efecto retraso en la lubricación: En la cuadro 4.13 se puede ver que el nivel de daños de los elementos no es alto (con excepción de la turbina). Se observa desgaste por abrasión (ralladuras en los cojinetes) y en especial en el cojinete axial debido al ratio de aceleración. No se observan colores de temple (lo que indica un tiempo de rotura del TC rápido). Se deduce que los efectos de pérdidas de prestaciones se deben principalmente a la fricción (por la evidencia de abrasión).

Retraso en la lubricación*						
Causas	Presión entrada aceite					↑↑**
	Ratio aceleración					↑
Peritaje	Daños Físicos	Compresor	Turbina	Eje	Cojinete Radial	Cojinete Axial
		↑	↑↑	↑***	↑	↑****
Efectos	Mov. % máx_exc				no medido	
Medibles	Termodinámico	R.C	T.OT		T.OIL.OT	T.OIL.IT
		↓↓	↑↑		-	↑

* Análisis TC BW-KP35-FRB (6)

** Retraso de 20s

*** No colores de temple solo ralladuras y material de cojinetes

**** Ralladuras a los dos lados del cojinete axial

Cuadro 4.13. Causa-efecto retraso en la lubricación TC con cojinetes flotantes.

Interrupción en la lubricación*						
Causas	Presión entrada aceite					↓↓
	Ratio aceleración					↑↑
Peritaje	Daños Físicos	Compresor	Turbina	Eje	Cojinete Radial	Cojinete Axial
		-	-	↑**	-	↑***
Efectos	Mov. % máx_exc				↑	
Medibles	Termodinámico	R.C	T.OT		T.OIL.OT	T.OIL.IT
		↓****	-		↑*****	-

* Análisis TC BW-KP35-FRB (1), no rompe pero deja de comprimir

** Colores de temple y adición de material lado turbina

*** Ralladuras leves lado del compresor (tracción hacia turbina)

**** Caídas de presión salida del compresor en los instantes de corte de aceite

***** Sellos en buen estado, posible aumento de Temp. por fricción

Cuadro 4.14. Causa-efecto interrupción en la lubricación TC con cojinetes flotantes.

Análisis causa-efecto interrupción de la lubricación: En el cuadro 4.14 se presenta el análisis de un turbocompresor con cojinetes flotantes que no se destruyó durante el ensayo, se analiza este caso para identificar los mecanismos de fallo en este tipo de condiciones de funcionamiento. Se observa que los daños son menores y el mecanismo de fallo es mediante desgaste por adhesión y colores de temple (ensayo con un tiempo elevado de fricción por varios ciclos) en el eje y abrasión en el cojinete axial.

Análisis causa-efecto cojinete axial con orificio de lubricación reducido: En el cuadro 4.15 se observa que pese a los daños las prestaciones no disminuyen, solo se supone disminución del rendimiento mecánico por evidencias de fricción. El daño de los álabes del compresor se encuentra en el exductor al tener mayor movimiento axial por el tipo de ciclo y la falta de flujo de aceite en el cojinete axial.

Análisis causa-efecto eje desbalanceado: En el cuadro 4.16 se observa que al tener un eje con mucho desbalance produce pérdidas significativas en las

Orificio de lubricación del cojinete axial reducido								
Causas	Presión entrada aceite		↓↓					*
	Ratio aceleración		↑↑					
Efectos	Peritaje	Daños Físicos	Compresor ↑↑**	Turbina -	Eje ↑***	Cojinete Radial -	Cojinete Axial ↑↑****	
	Medibles	Mov. % máx.exc	no medido					
	Medibles	Termodinámico	R.C -	T_OT -	T_OIL_OT -	T_OIL_IT ↑↑*****		

* Flujo de aceite entre 3 y 8 kg/h (flujo normal entre 14 y 36 kg/h)

** Daño en las puntas de los álabes (exduger), movimiento axial

*** Anillo de estanqueidad aplastado tracción en el eje

**** Ralladuras lado turbina (tracción hacia compresor)

***** Entrada de gases de escapa por fallo de anillo de estanqueidad

Cuadro 4.15. Causa-efecto orificio de lubricación reducido, TC con cojinetes flotantes.

Eje desbalanceado*							
Causas	Presión entrada aceite		↑↑				
	Peritaje	Daños Físicos	Compresor -	Turbina -	Eje ↑**	Cojinete Radial -	Cojinete Axial -
Efectos	Medibles	Mov. % máx.exc	no medido				
	Medibles	Termodinámico	R.C ↓↓	T_OT -	T_OIL_OT -	T_OIL_IT -	

* Análisis MIT-TD02-FRB (1)

** Alta fricción del eje en zona de anillo. Eje en zona de cojinetes radiales bien

Cuadro 4.16. Causa-efecto Eje desbalanceado, TC con cojinetes flotantes.

prestaciones del turbocompresor. Se determina que el mecanismo de fallo es: movimiento excesivo por desbalance, contacto eje con carcasa, incremento de fricción (disminución rendimiento mecánico), disminución velocidad de giro y pérdida de compresión.

4.6. Resumen

En la introducción del capítulo se presentó una revisión bibliográfica sobre los fallos típicos en turbocompresores de MCIA y los reportados en motores que están relacionados a los fallos en turbocompresores.

Después se plantearon diferentes ensayos que reproduzcan los fallos típicos en turbocompresores. Estos fallos están relacionados principalmente con dos causas: problemas en el sistema de lubricación y fallos relacionados con las partes mecánicas de los turbocompresores.

En cada ensayo se han presentado los resultados más relevantes de las variables termodinámicas medidas y del movimiento del eje para determinar de mejor manera los mecanismos de fallo en turbocompresores y sus límites de funcionamiento y en la parte final de cada ensayo se presentan unas conclusiones parciales con el análisis de los resultados del ensayo y con los límites de funcionamiento relacionados con cada tipo de ensayo.

En este capítulo se han indentificado diferentes averías que pueden presentar los elementos del turbocompresor en caso de fallos por lubricación. Los principales evidencias de averías han sido colores de temple en el eje (por aumento de temperatura), desgaste abrasivo (ralladuras) y desgaste adhesivo (adición de material en el eje).

Para efectos de peritajes se han identificado algunas variables que pueden ser grabadas en la memoria de las unidades electrónicas en caso de presencia de averías. Como los parámetros principales utilizados en este trabajo para determinar el origen del fallo. R_C, T_OIL_OT, T_OIL_IT, T_OT. Para poder grabar estas variables es necesario instrumentación adicional en los motores.

En la parte final del capítulo se realizó un análisis de las causas y efectos para establecer los mecanismos de fallo en los turbocompresores de MCIA. Se presenta como resumen dos posibles mecanismos de fallo generales que están relacionados con problemas en la lubricación:

- 1 Uno de los mecanismos de fallo relacionado a problemas en la lubricación y ciclos transitorios de alto ratio de aceleración podría ser: 1.- Incremento de carga axial por ciclos de aceleración, 2.- Fricción en cojinete axial por corte de la película de lubricación, 3.- Incremento de la amplitud de movimiento radial, 4.- Incremento de la fricción en cojinetes radiales y axiales y 5.- Disminución de la presión a la salida del compresor.
- 2 Otro de los mecanismos de fallo relacionados a problemas en la lubricación y régimen estacionario de revoluciones podría ser: 1.- Incremento de movimiento radial por corte de la película de lubricación, 2.- Fricción entre eje y cojinetes, 3.- Disminución de la relación de compresión (provocado por perdidas debidas a la fricción); 4.- Exceso de amplitud de movimiento y 5.- Aumento de la fricción por contacto entre álabes del compresor y/o turbina con su respectiva carcasa.

En el capítulo final se presentan las conclusiones generales de toda la tesis incluidas las de este capítulo con valores de los límites de funcionamiento y límites de movimiento de los turbocompresores de MCIA en condiciones críticas de funcionamiento.

Bibliografía

- [1] Dellis Polichronis, Retzios Evaggelos, Gerialis Alcibiades, Gasparakis Elias y Pesiridis Apostolos. “Turbocharger Lubrication - Lubricant Behaviour and Factors That Cause Turbocharger Failure”. *International Journal of Automotive Engineering and Technologies*, Vol. 2, pp. 40–54, 2013.
- [2] Lozanovic Jasmina y Lozanovic Veljko. “Damage Analysis of Automotive Turbochargers”. *IMEKO TC15 -Experimental Mechanics- 10 th YSESM- Chemnitz, Germany*, 2011.
- [3] Technologies Honeywell Turbo. “Turbo Fundamentals”. *EMEA Aftermarket Press Event*, 2009.
- [4] Idzior Marek, Karpiuk Wojciech, Bielinski Maciej y Borowczyk Tomasz. “Failure identification of turbochargers of internal combustion engines by Means of Multi-functional test stand.”. *Journal of KONES Power train and Transportation*, Vol. 20 No. 3, 2013.
- [5] Vistamehr Arian. “Analysis of Automotive turbocharger nonlinear vibration including bifurcations”. *Master Tesis. Texas A&M University*, 2009.
- [6] Kamesh Punithavathy. *Oil-Whirl Instability in Automotive Turbocharger*. Tesis Doctoral, University of Southampton, 2011.
- [7] Calvo J.A., Días V. y Roman J.L. “Controlling the Turbocharger whistling noise in diesel engines”. *International Journal of Vehicle Noise and Vibration*, Vol. 2, pp. 17–28, 2005.
- [8] API Assured Performance. “Turbo Failure: Turbocharger Overspeed”, 2010.
- [9] by Honeywell Garret. “Turbo Fundamentals Troubleshooting.”, 2011.
- [10] Charles W. Bert y Tapan K. Paul. “Failure Analysis of rotating Disks”. *International Journal Solids Structures*, Vol. 32, pp. 1307–13018, 1995.
- [11] Technologies Honeywell Turbo. “Burst and Containment: Ensuring Turbocharger Safety”. *Garret by Honeywell White Paper*, 2008.
- [12] Christmann R., Langler F., Habermehl M., Fonts PM., Fontvieille L. y Moulin P. “Low-cycle fatigue of turbocharger compressor wheels - online prediction and lifetime extension”. *Imeche*, 2010.
- [13] Tree Dale R. y Svensson Kenth I. “Soot process in compression ignition engines”. *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 33, pp. 272–309, 2006.
- [14] Kelly A. D. “Rotordynamic characterization and comparison of Turbocharger bearing systems”. *Borg Warner Turbo and Emissions Systems, USA*, 2010.
- [15] Verhoeven John D. *Metallurgy of Steel for Bladesmiths & Others who Heat Treat and Forge Steel*. Iowa University, 2005.
- [16] Chen Wen Jeng. *Introduction to dynamic of Rotor-Bearing Systems*. Trafford publishing, 2007.
- [17] San Andrés L., Gjika K., Maruyama Ash. y Xia Sherry. “Turbocharger Nonlinear Response with Engine-Induced Excitation: Predictions and Test Data”. *ASME, Turbo Expo 2009, Power for Land, Sea and Air*, 2009.
- [18] Mora Edgar. y Martínez Juan. “Investigación en Mecanismos de Falla de Elementos de Máquinas”. *Colciencias y SENA*, 2008.

-
- [19] Wachel JC. y Szenasi Fred. “Analysis of torsional vibrations in rotating machinery”. *Proceedings of Twenty-Second Turbomachinery Symposium (San Antonio Texas)*, 1993.
 - [20] Yukio Hori. *Hydrodynamic Lubrication*. Springer-Verlag, 2006.
 - [21] Tetsui Toshimitsu. “Development of a TiAl turbocharger for passenger vehicles”. *Materials Science and Engineering*, pp. 329–331, 2002.

Capítulo 5

Modelo de dinámica rotacional en Turbocompresores de MCIA

Contenido

5.1. Introducción	194
5.2. Preproceso	196
5.2.1. Geometría del rotor	196
5.2.2. Mallado del rotor	199
5.3. Definición del modelo	202
5.3.1. Parámetros de entrada	202
5.3.1.1. Cálculo de los coeficientes de rigidez y amortiguación de la película de lubricación	202
5.3.1.2. Modelo de cojinete resolución analítica de Reynolds	203
5.3.1.3. Modelo CFD 2D de la película de lubricación	211
5.3.2. Determinación de las fuerzas de desequilibrio que actúan sobre el rotor	218
5.3.3. Selección del módulo de Elasticidad	218
5.3.4. Configuración modelo	219
5.3.4.1. Efecto coriolis	219
5.3.4.2. Régimen de giro del eje	220
5.3.5. Ajuste de la órbita modelada y medida experimentalmente a 150krpm	220
5.4. Identificación de puntos críticos con modelo lineal	223
5.5. Resumen	230
Bibliografía	231

5.1. Introducción

En la actualidad, la mayoría de modelos de dinámica rotacional en turbocompresores de MCIA están basados en métodos numéricos, principalmente en el método de elementos finitos Schweier (2010) [1], Tian (2011) [2], Sterling (2009) [3]. La exactitud de estos modelos depende de los parámetros de entrada y de la configuración que se de en el modelo. En este capítulo se realiza una aplicación de un software con un modelo de elementos finitos para identificar los modos de vibración del rotor y se entender de mejor manera la física que esta detrás de los fenómenos de movimiento del eje. Este software (Mechanical APDL - ANSYS 14.0) utiliza como base de sus cálculos la ecuación del movimiento de ejes 5.1.

$$M\ddot{x} + C_s\dot{x} + K_sx = f(t) \quad (5.1)$$

$$C_s = (G + C_j) \quad (5.2)$$

$$K_s = (K_j + K_c) \quad (5.3)$$

Donde

$M = (N \times N)$ matriz de masas e inercias;

$C_s = (N \times N)$ matriz de coeficientes de amortiguación del eje;

$K_s = (N \times N)$ matriz de coeficientes de rigidez del eje;

$G = (N \times N)$ matriz de amortiguación correspondiente a la energía cinética y al efecto coriolis del eje;

$C_j = (N \times N)$ matriz de amortiguación correspondiente a las características del eje como el material y geometría;

$K_j = (N \times N)$ matriz de rigidez correspondiente a la energía potencial del eje;

$K_c = (N \times N)$ matriz de rigidez correspondiente a las características del eje como el material y geometría;

$x = (N \times 1)$ vector de vibración del eje con todos los grados de libertad del eje;

$f = (N \times 1)$ vector de fuerzas de excitación (fuerzas de masas en desequilibrio, fuerzas provenientes de las películas de lubricación, fuerzas de los gases de escape por turbina, fuerzas del aire por el compresor,....)

La primera parte del capítulo aborda el *preproceso del modelo*. Para esto se realizó una geometría del rotor (elementos móviles que forman un solo cuerpo) de un Turbocompresor Honeywell Turbotecnologies de geometría variable con cojinete semiflotante tipo Z (HTT-GT14-SFRBZ). A la geometría original (rotor con álabes) se la simplificó con una aproximación de un cuerpo sólido en rotación (rotor sin álabes), con esto se eliminan los álabes de las ruedas del compresor y de la turbina pero se mantienen las mismas características físicas del rotor original (principalmente los momentos de inercia). Después, este cuerpo en rotación se simplifica de 3D a 2D (eje axisimétrico). Esta simplificación se puede hacer debido a que en este estudio del movimiento del rotor no se han considerado los efectos de las fuerzas sobre los álabes de las ruedas del compresor y turbina y de esta manera se puede disminuir la cantidad de elementos en el proceso de mallado, dando mayor rapidez al cálculo. El estudio se ha realizado con este turbocompresor debido a que se disponen los datos experimentales de medida del movimiento del eje de este turbocompresor. Este modelo de turbocompresor es típicamente utilizado en automoción en motores Renault F9Q 1.9L Diesel.

En la segunda parte del capítulo se presenta la *definición del modelo*, aquí se estudian los parámetros de entrada y configuración del modelo. En la revisión bibliográfica se pudo ver que hay varios factores que intervienen en la dinámica rotacional del eje y un factor importante para la dinámica rotacional de turbocompresores de MCIA es la película de lubricación en los cojinetes radiales, como se introdujo en ese capítulo. La película de lubricación puede ser aproximada mediante un modelo con *coeficientes de rigidez y amortiguación*, por lo tanto, en esta segunda parte del capítulo se inicia con el cálculo de los coeficientes de la película de lubricación mediante la solución analítica de la ecuación de Reynolds con la aproximación de apoyo infinitamente largo, después se realiza el cálculo de los coeficientes con un modelo de métodos numéricos mediante un software de CFD con una geometría sencilla en 2 dimensiones.

Esta segunda parte continúa con la determinación de las *fuerzas de desequilibrio* que actúan sobre el rotor. Para esto se realizaron varios experimentos de determinación de los límites de vibración relacionados con las masas en desequilibrio del rotor. Después se selecciona el *módulo de elasticidad* según los distintos materiales que pueden ser utilizados en la fabricación de ejes de

turbocompresores. Por último en este apartado se explica la *configuración del modelo* que se ha elegido para realizar el cálculo.

Al final se presenta una identificación de los puntos críticos mediante un diagrama de Campbell (en el capítulo 2 en el apartado de formas de analizar las vibraciones lineales se explicó lo referente a estos diagramas), se presentan los modos de vibración lineal del rotor y se presentan las conclusiones sobre los coeficientes de la película de lubricación estimados y las frecuencias de excitación que se dan en el rotor y que pueden hacer que el turbocompresor llegue a condiciones críticas de funcionamiento.

La metodología utilizada en este capítulo se ilustra en un diagrama de flujo en la figura 5.1. En este diagrama se pueden identificar los procesos utilizados para la realización del modelo de dinámica rotacional.

En el diagrama de flujo se destaca con la línea entrecortada de color rojo el cuadro correspondiente a los parámetros de entrada del modelo por ser los que más tiempo y recursos requieren en su determinación. A continuación, se presentará el desarrollo del modelo según la metodología expuesta en el diagrama de la figura 5.1.

5.2. Preproceso

El preproceso consta de dos partes: la geometría del rotor y el mallado. En la primera parte se explica el método seguido para convertir la geometría de 3D a 2D, en la segunda parte se realiza un estudio para determinar la malla más adecuada para el modelo.

5.2.1. Geometría del rotor

Primero se realizó la geometría en 3D con álabes y con todos los detalles del rotor como se puede ver en la figura 5.2. Para que los elementos del rotor tengan mayor exactitud con las inercias reales se ha realizado una medida de las densidades de los materiales de cada una de las partes del rotor, estas densidades han sido asignadas a cada elemento correspondientemente en el programa de CAD utilizado para realizar la geometría. Esta geometría 3D ha sido simplificada en un sólido en rotación figura 5.3, pero se han mantenido las características físicas del eje como la masa, su centro de gravedad y las principales inercias, el error entre las inercias de la geometría inicial y la geometría simplificada es despreciable. En el cuadro 5.1 se puede ver una comparación de las características del rotor con álabes a la izquierda y sin álabes a la derecha (sólido en rotación)

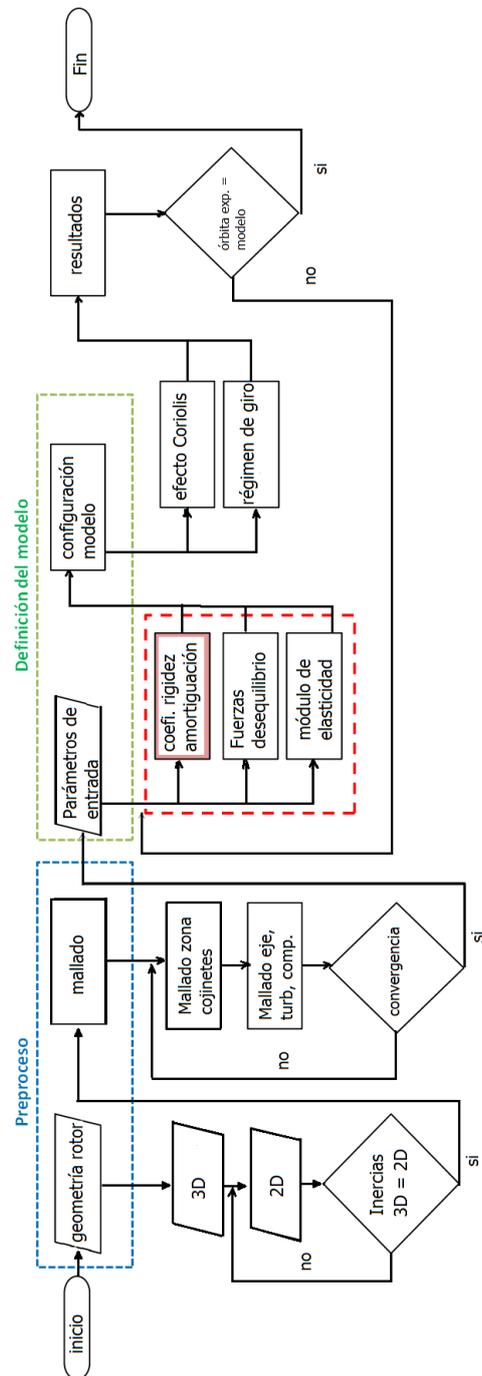


Figura 5.1. Diagrama de flujo metodología del modelo de Dinámica Rotacional.

en la cual se mantienen las inercias. Hung 2012 [4] presenta un modelo de turbocompresor de MCI con un momento polar de inercia de $I_p = 6400\text{grmm}^2$ y momento transversal de inercia de $I_{try} = I_{trz} = 107000\text{grmm}^2$ con una masa total de los elementos en rotación de 150gr., en este trabajo el rotor tiene un momento polar de inercia de $I_p = 10961\text{grmm}^2$ y un momento transversal de inercia de $I_{try} = I_{trz} = 106917\text{grmm}^2$ con una masa de los elementos en rotación de 125gr., el orden de magnitud de las inercias es el mismo y las diferencias son debidas a que se utilizan diferentes turbocompresores. Hung 2012 [4] utilizó un turbocompresor con cojinetes flotantes y no da mas detalles del tipo de turbocompresor utilizado.

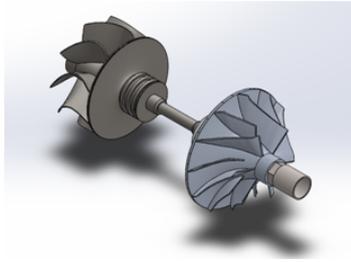


Figura 5.2. Geometría rotor 3D del turbocompresor HTT-GT14-SFRBZ.

Se puede ver la geometría simplificada en la figura 5.4 sin álabes (a la izquierda) y el corte que se realizó para que la geometría quede en 2D (a la derecha), esta geometría es axisimétrica. En la figura se pueden ver unos orificios en las ruedas, con estos orificios se mantiene la similitud entre las inercias. Al final, al ser la geometría axisimétrica se la puede dejar como muestra la figura 5.5 y de esta manera simplificar el proceso de mallado y cálculo.

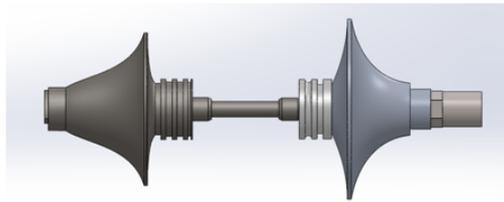


Figura 5.3. Cuerpo en rotación con características físicas similares.

	Modelo con álabes	Modelo sin álabes
Masa (gr)	125	125
Volumen (mm^3)	22513	22513
Centro de masas		
(mm)		
x	0.065	0.065
y	0	0
z	0	0
Momentos de inercia		
($gr * mm^2$)		
I_d	10961	10961
I_{try}	106917	106916
I_{trz}	106917	10697

Cuadro 5.1. Características físicas rotor con álabes y sin álabes.

5.2.2. Mallado del rotor

Para validar el mallado del rotor, se ha realizado un estudio utilizando como parámetro de ajuste el semieje mayor de la órbita que describe la punta del compresor (se utilizan los parámetros de las órbitas que describe la punta del compresor porque los experimentos de medida del movimiento del eje se realizaron sobre la punta del eje del compresor). En la figura 5.6 se pueden ver los resultados del estudio del mallado, en el eje vertical de la izquierda de la figura se ve la variación porcentual del semieje mayor tomando como referencia el resultado del semieje mayor de la primera malla (la primera malla tiene 470 elementos). A partir de 3088 elementos la variación de la órbita en el lado del compresor es muy pequeña (un 2% de diferencia en el semieje mayor entre la malla de 3088 elementos y 16436 elementos y un 1% de diferencia en el semieje mayor entre la malla de 3088 elementos y la malla de más elementos 51596), por lo tanto y debido a esta pequeña variación en los resultados se puede utilizar una malla que tenga 3088 elementos o más, (todas las mallas tienen un promedio de la calidad de sus elementos superior a 0,9).

Así, las características de la malla que se utiliza en el modelo son:

- El número de nodos es de 3371 y el número de elementos es 3088.
- La calidad de la malla tiene un promedio de 0.94 con una desviación std de 0.0705 (el mejor valor de calidad es de 1)
- La deformación de la malla es de 7.074 e-2 con una desviación std de 0.0777 (el mejor valor de deformación de la malla es de 0)

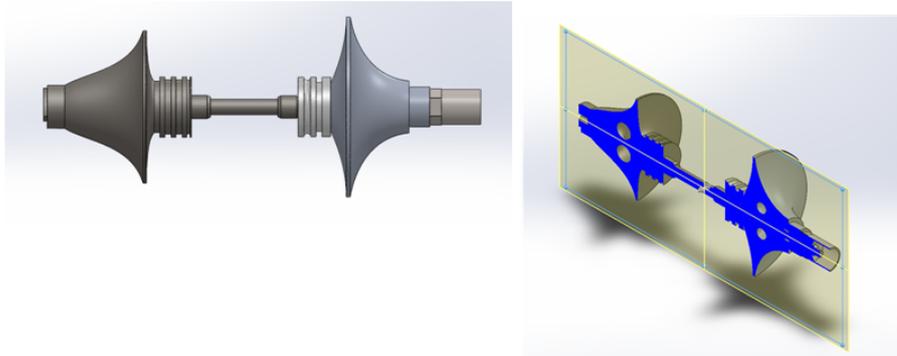


Figura 5.4. Simplificación geometría rotor de 3D a 2D.

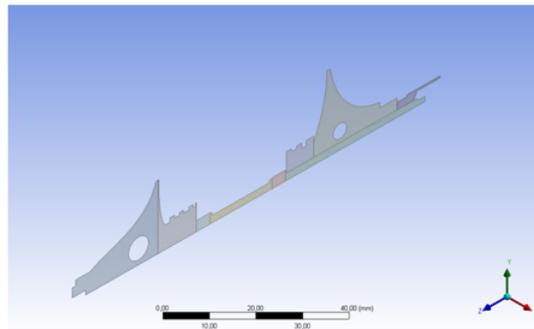


Figura 5.5. Geometría final axisimétrica.

- El mallado en el rotor es del tipo uniforme cuadriláteros/triángulos (uniform quad/tri method)

En la figura 5.5 se ve la diferencia de secciones del eje, esta diferenciación se realiza para que cada parte tenga una independencia de mallado y también se les pueda asignar características independientes para material. En la figura 5.7 se puede ver la malla en los apoyos del eje. Las otras secciones tienen una combinación de cuadriláteros y triángulos, siendo predominante los cuadriláteros.

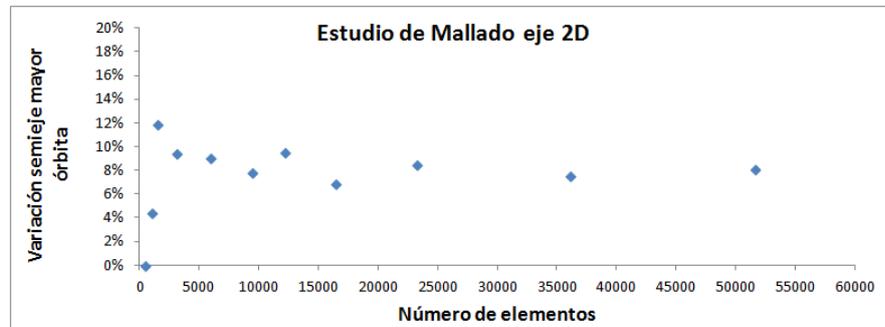


Figura 5.6. Estudio de mallado del rotor 2D.

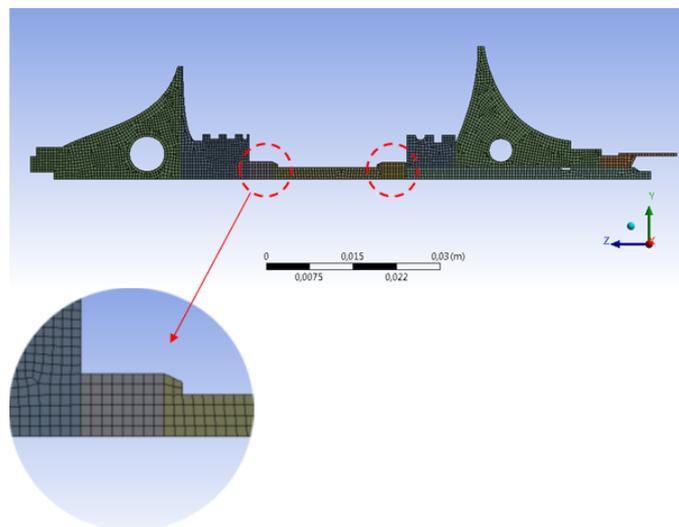


Figura 5.7. Mallado zona de apoyo eje.

5.3. Definición del modelo

La definición del modelo se ha dividido en dos partes, el estudio de los parámetros de entrada al modelo y la configuración del modelo.

5.3.1. Parámetros de entrada

Los parámetros de entrada del modelo están divididos en tres grupos: primero coeficientes de amortiguación y rigidez de la película de lubricación, segundo las fuerzas de desequilibrio que actúan sobre el eje y tercero el módulo de elasticidad del eje. Para determinar el primer parámetro de entrada (los coeficientes de rigidez y amortiguación de la película de lubricación) se realizaron varios cálculos analíticos mediante la resolución de la ecuación de Reynolds, después se ha realizado un modelo sencillo de 2D en CFD. Para el segundo parámetro de entrada se han realizado varios ensayos para determinar el orden de magnitud de las fuerzas de desequilibrio que actúan sobre el rotor de un turbocompresor. Para el tercer parámetro de entrada se han utilizado los módulos de elasticidad de los materiales que generalmente se utilizan en la fabricación de ejes, también se ha hecho una revisión de distintos materiales y sus módulos de elasticidad.

5.3.1.1. Cálculo de los coeficientes de rigidez y amortiguación de la película de lubricación

El procedimiento para determinar los valores de los coeficientes de la película de lubricación fue calcular mediante una solución analítica y después se calculó con modelo un 2D en CFD con un software comercial. La variable que se utiliza para comparar la solución analítica de la ecuación de Reynolds para un cojinete infinito bajo las condiciones de Gumbel (la presión se mantiene constante en la zona de cavitación) y el modelo 2D CFD fue la presión máxima.

Como se presentó en el capítulo 2, se pueden encontrar diferentes estudios teóricos y experimentales sobre la identificación de coeficientes de amortiguación y rigidez en cojinetes radiales, pero en su mayoría en máquinas de gran tamaño. También se han realizado comparaciones de las diferentes soluciones de la ecuación de Reynolds, llegando a la conclusión de que para valores pequeños de excentricidad todas las soluciones tienen errores que no son significativos, sin embargo, para valores de excentricidad más elevados las diferencias entre soluciones son más relevantes.

Pascual 2005 [5] muestra los resultados de un perfil de presiones de un eje de diámetro de 25.4mm y concluye, entre otras cosas, que con excentricidades inferiores a 0.45 el modelo de cojinete corto y cojinete finito dan una buena aproximación de la ubicación de las presiones máximas y mínimas. Para excentricidades mayores los resultados entre cojinete infinito y finito son más parecidas, pero las diferencias son significativas entre los tres modelos para excentricidades superiores a 0.45. La excentricidad de movimiento del eje en la zona de los cojinetes (bajo algunas suposiciones que se explicarán mas adelante) para un giro de 150krpm en este trabajo van desde 0.28 a 0.43 de excentricidad.

5.3.1.2. Modelo de cojinete resolución analítica de Reynolds

Los primeros cálculos para estimar los coeficientes de la película de lubricación se realizaron con la aproximación de cojinete infinito y cojinete corto para la solución de la ecuación de Reynolds y con una zona en la que se considera cavitación manteniendo un valor constante de la presión en esa zona, esto se basa en la aproximación de la película de lubricación según Gumbel.

Las características geométricas del eje y del cojinete semi-flotante del turbocompresor HTT-GT14-SFRBZ han sido utilizadas para el cálculo de la presión. En las figuras 5.8 y 5.9 se pueden ver las medidas del apoyo del eje y el cojinete respectivamente, estas fotografías se realizaron con una lupa microscópica, con el objetivo de aumentar la precisión y la exactitud en la medida. La holgura de lubricación con un eje totalmente centrado será de 0.042 mm, para esta geometría.

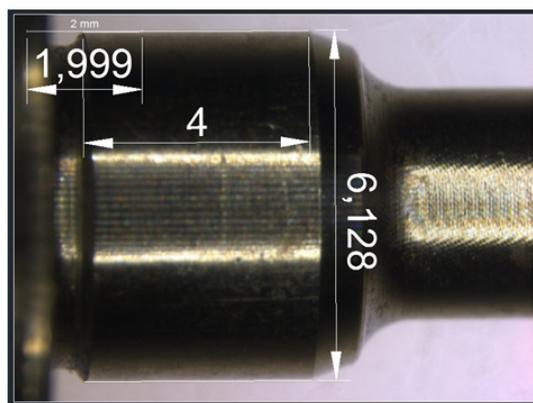


Figura 5.8. Fotografía de la zona del apoyo del eje.

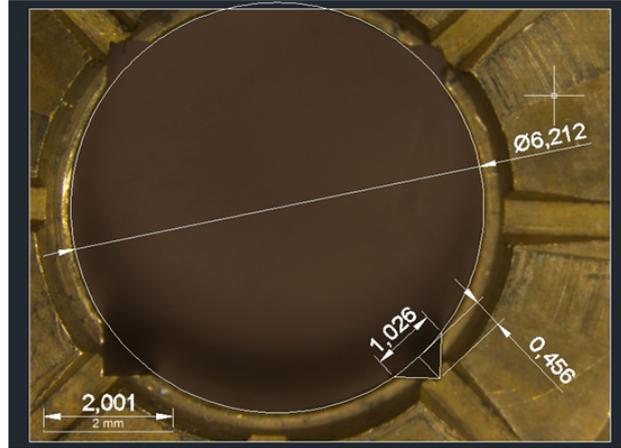


Figura 5.9. Fotografía en microscopía del cojinete.

Como se vió en el apartado 2.3.1 del capítulo 2, las fuerzas que produce la película de lubricación $F_{x_{coj}}$ y $F_{y_{coj}}$ dependen de la excentricidad k , la velocidad de variación de dicha excentricidad \dot{k} , la posición angular del eje θ y la velocidad de la órbita que describe el eje $\dot{\theta}$ denominada “whirl velocity” y la velocidad rotacional del eje “ ω ”. Quedando las ecuaciones 5.4:

$$\begin{cases} F_{x_{coj}} = +F_r \text{sen}\theta + F_{tg} \cos\theta \equiv f_1(k, \dot{k}, \theta, \dot{\theta}, \omega) \\ F_{y_{coj}} = -F_r \cos\theta + F_{tg} \text{sen}\theta \equiv f_2(k, \dot{k}, \theta, \dot{\theta}, \omega) \end{cases} \quad (5.4)$$

Donde las fuerzas F_r y F_{tg} son el resultado de la integración de la distribución de presión sobre el eje, ecuaciones 5.5 para fuerzas en cojinete infinito y ecuaciones 5.6 para fuerzas en cojinete corto.

$$\begin{aligned} F_r &= -6\mu \left(\frac{R_j}{c}\right)^2 LR_j \left[\frac{2k^2(\omega - 2\dot{\theta})}{(2+k^2)(1-k^2)} + \frac{2\dot{k}}{(1-k^2)^{\frac{3}{2}}} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{8}{\pi(2+k^2)} \right) \right] \\ F_{tg} &= 6\mu \left(\frac{R_j}{c}\right)^2 LR_j \left[\frac{\pi k(\omega - 2\dot{\theta})}{(2+k^2)(1-k^2)} + \frac{4k\dot{k}}{(2+k^2)(1-k^2)} \right] \end{aligned} \quad (5.5)$$

$$\begin{aligned}
F_r &= -\frac{1}{2}\mu \left(\frac{R_j}{c}\right)^2 \frac{L^3}{R_j} \left[\frac{2k^2(\omega - 2\dot{\theta})}{(1-k^2)^2} + \frac{\pi\dot{k}(1+2k^2)}{(1-k^2)^{\frac{5}{2}}} \right] \\
F_{tg} &= \frac{1}{2}\mu \left(\frac{R_j}{c}\right)^2 \frac{L^3}{R_j} \left[\frac{\pi k(\omega - 2\dot{\theta})}{2(1-k^2)^{\frac{3}{2}}} + \frac{4k\dot{k}}{(1-k^2)^2} \right]
\end{aligned} \tag{5.6}$$

Las ecuaciones 5.4 de las fuerzas del cojinete pueden ser linealizadas con las series de Taylor como se explicó en el apartado 2.3.1 del capítulo 2, quedando las fuerzas en función de coeficientes, posiciones y velocidades como se ve en la ecuación 5.7.

$$\begin{aligned}
F_{xcoj} &\approx \left(\frac{\partial f_1}{\partial x_1} x_1 + \frac{\partial f_1}{\partial x_2} x_2 + \frac{\partial f_1}{\partial \dot{x}_1} \dot{x}_1 + \frac{\partial f_1}{\partial \dot{x}_2} \dot{x}_2 \right) \\
F_{ycoj} &\approx \left(\frac{\partial f_2}{\partial x_1} x_1 + \frac{\partial f_2}{\partial x_2} x_2 + \frac{\partial f_2}{\partial \dot{x}_1} \dot{x}_1 + \frac{\partial f_2}{\partial \dot{x}_2} \dot{x}_2 \right)
\end{aligned} \tag{5.7}$$

Donde

$\frac{\partial f_i}{\partial x_k}$ es la variación de la fuerza con respecto a la posición. A este ratio se lo denomina coeficientes de rigidez $i, k = 1, 2$

$\frac{\partial f_i}{\partial \dot{x}_k}$ es la variación de la fuerza con respecto a la velocidad. A este ratio se lo denomina coeficientes de amortiguación $i, k = 1, 2$

Estos coeficientes pueden ser expresados en forma mas general como la ecuación 5.8.

$$k_{ij} = \left(\frac{\partial f_i}{\partial x_j} \right)_0 c_{ij} = \left(\frac{\partial f_i}{\partial \dot{x}_j} \right)_0 \tag{5.8}$$

Donde, trabajando en coordenadas cartesianas, $i = x, y$ & $j = x, y$, siendo i la dirección de la fuerza y j la dirección del desplazamiento o velocidad. Si se conocen las posiciones y las velocidades del eje (según medidas experimentales o suposiciones teóricas) se pueden estimar las fuerzas F_r , F_{tg} y F_{xcoj} , F_{ycoj} según las ecuaciones correspondientes. Entonces solo quedarán como incógnitas los coeficientes de amortiguación y rigidez de la ecuación 5.7, la misma que puede ser expresada en forma matricial como la ecuación 5.9

$$\begin{bmatrix} F_{xcoj} \\ F_{ycoj} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ Y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \end{bmatrix} \tag{5.9}$$

Es posible calcular los coeficientes de rigidez en función de la posición del eje (considerar el eje sin velocidad) 5.10.

$$\begin{bmatrix} Fx_{pos} \\ Fy_{pos} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ Y \end{bmatrix} = \begin{matrix} Fx_{coj_{pos}} \equiv f_1(k, \theta, \omega) \\ Fy_{coj_{pos}} \equiv f_2(k, \theta, \omega) \end{matrix} \quad (5.10)$$

Que para varias posiciones del eje puede ser 5.11 y 5.12 :

$$Fx_{pos} = Pos K_x \quad (5.11)$$

$$Fy_{pos} = Pos K_y \quad (5.12)$$

Donde

$$Fx_{pos} = \begin{bmatrix} Fx_{coj_{pos1}} \\ \vdots \\ Fx_{coj_{posn}} \end{bmatrix}, \quad Pos = \begin{bmatrix} X_1 & Y_1 \\ \vdots & \vdots \\ X_n & Y_n \end{bmatrix}, \quad K_x = \begin{bmatrix} k_{xx} \\ k_{xy} \end{bmatrix} \quad (5.13)$$

$$Fy_{pos} = \begin{bmatrix} Fy_{coj_{pos1}} \\ \vdots \\ Fy_{coj_{posn}} \end{bmatrix}, \quad K_y = \begin{bmatrix} k_{yx} \\ k_{yy} \end{bmatrix} \quad (5.14)$$

Con la inversión de las matrices se encuentran los coeficientes en función de las fuerzas y posiciones 5.15

$$\begin{matrix} K_x = (Pos^{-1})(Fx_{pos}) \\ K_y = (Pos^{-1})(Fy_{pos}) \end{matrix} \quad (5.15)$$

Los coeficientes de amortiguación tienen un procedimiento similar pero para el cálculo de estos se debe considerar las posiciones y los coeficientes de rigidez resultantes de la explicación anterior, las ecuaciones en forma matricial serán 5.16.

$$\begin{matrix} C_x = (\dot{Pos}^{-1})(Fx_{coj} - PosK_x) \\ C_y = (\dot{Pos}^{-1})(Fy_{coj} - PosK_y) \end{matrix} \quad (5.16)$$

En las figuras 5.10 y 5.11 se observa la distribución de presión alrededor del eje para el caso de excentricidades desde 0.01 hasta 0.21 y velocidad del eje

de 150krpm con la solución del modelo analítico de cojinete infinito y cojinete corto de Reynolds respectivamente. Esta es la zona de excentricidad (hasta $k=0.21$) en la que las fuerzas resultantes de la película de lubricación tienen un comportamiento lineal.

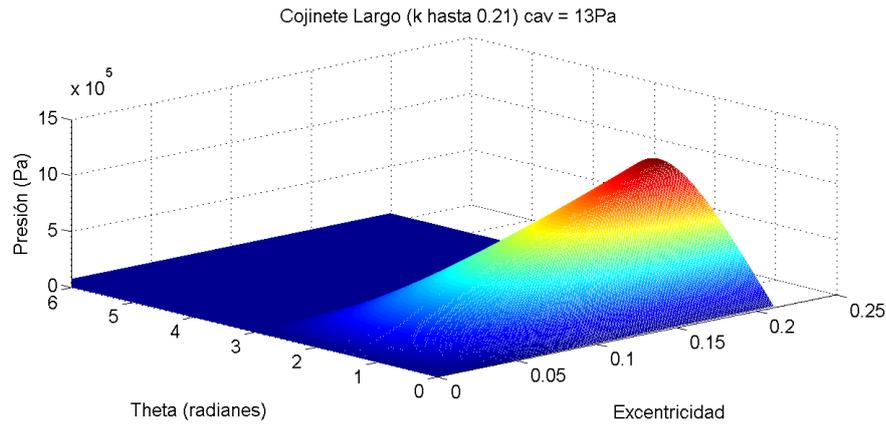


Figura 5.10. Distribución de presión alrededor del eje solución analítica cojinete infinito.

En la figura 5.12 se observa un esquema de las fuerzas F_{tg} y F_r que son las fuerzas de la película de lubricación sobre el eje (ecuación 5.5).

En la parte superior de la figura 5.13 se observa la magnitud de las fuerzas sobre el eje. Se ha realizado una correlación de lineal de las fuerzas con la excentricidad determinando un comportamiento lineal de las fuerzas hasta una excentricidad de $k=0.21$. En la parte baja de la figura 5.13 se observa el error absoluto para las correlaciones lineales entre la excentricidad y la magnitud de las fuerzas hasta una excentricidad de $k=0.60$. Kelly 2010 [6] asumió una zona lineal válida para el cálculo de coeficientes entre 0.10 y 0.40 de excentricidad.

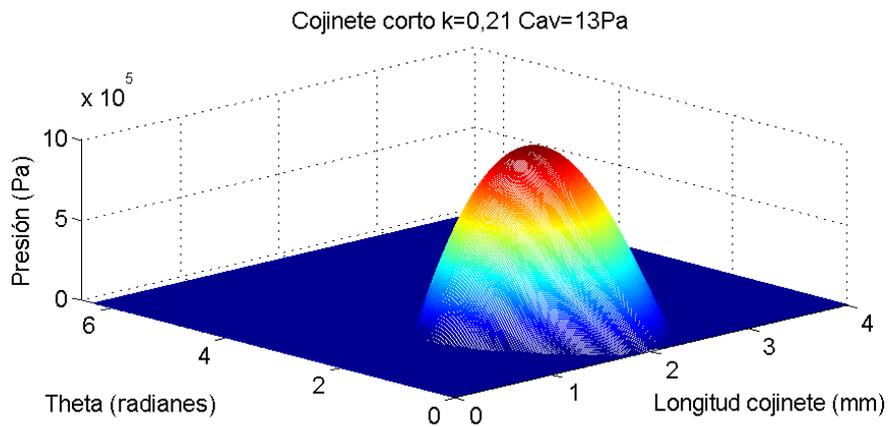


Figura 5.11. Distribución de presión alrededor del eje solución analítica cojinete corto.

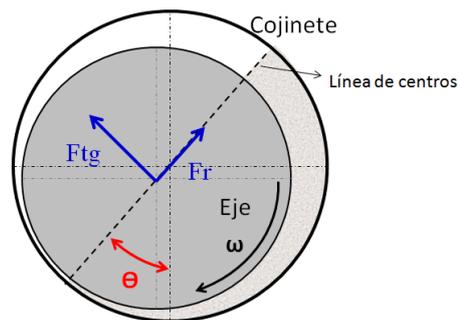


Figura 5.12. Esquema de la fuerza del cojinete en el eje.

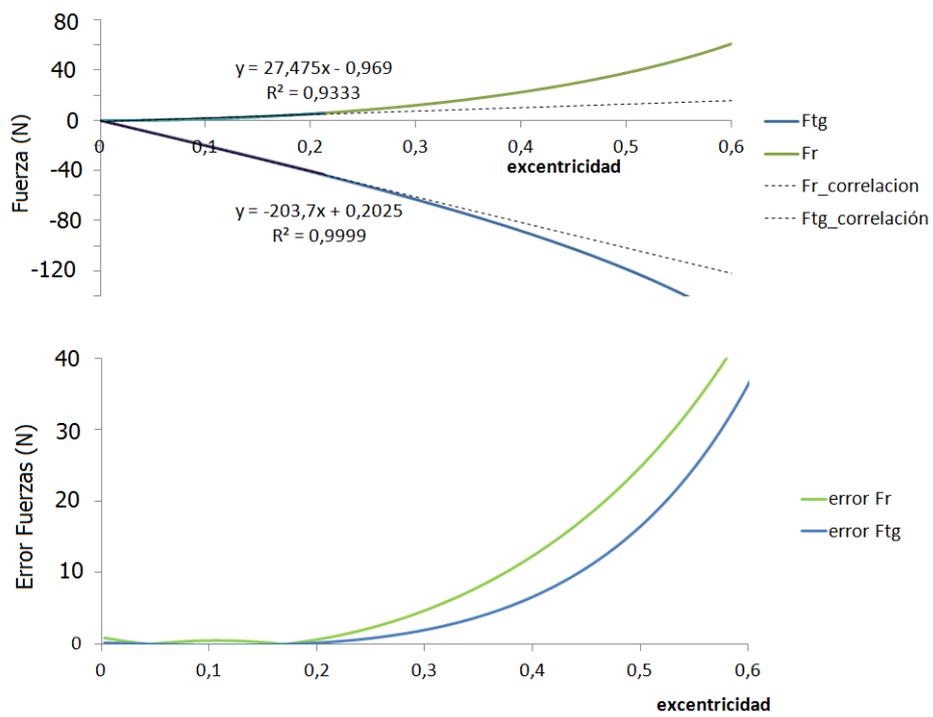


Figura 5.13. Magnitud de la fuerza del cojinete sobre el eje.

Para el cálculo de los coeficientes de amortiguación es necesario conocer además de la posición y velocidad de giro del eje, la velocidad de la trayectoria de la órbita (ecuación 5.16). Para estimar la magnitud, dirección y sentido de las velocidades de la órbita se han utilizado datos medidos experimentalmente en los cuales se identificó las frecuencias de la trayectoria de la órbita y la amplitud de la órbita.

En el cuadro 5.2 se presentan los semiejes de las órbitas medidas experimentalmente y las frecuencias a las que estas órbitas son descritas, en la figura 5.14 están graficados los datos del cuadro. A 150krpm la frecuencia de giro del subsíncrono es de 137 Hz, en la figura 5.15 se ve la órbita medida en el extremo del eje al lado del compresor (línea color naranja) y la órbita estimada que describe el eje en la zona del cojinete en el lado del compresor (línea color verde). Para estimar la órbita en el interior del cojinete se supone que el eje es rígido y tiene un modo de vibración cónico, la suposición de una zona lineal de movimiento en los cojinetes o de eje rígido para el cálculo de los coeficientes es una estrategia utilizada con anterioridad por otros autores como Kelly (2010) [6] y Kamesh (2011) [7] Estas características (posición y velocidad) de las órbitas descritas por el eje fueron utilizadas para calcular las fuerzas resultantes de la película de lubricación y los coeficientes a cada régimen de giro. En la figura 5.16 se presentan los coeficientes de rigidez y en la figura 5.17 se presentan los coeficientes de amortiguación correspondientes a cada régimen de giro correspondientes las órbitas experimentales del cuadro 5.2.

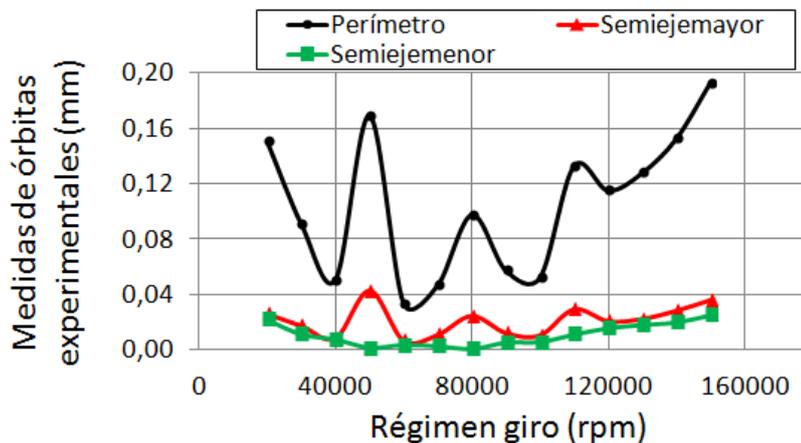


Figura 5.14. Semiejes medidos.

Régimen de giro	Semieje Mayor	Semieje menor	Frecuencia órbita
(rpm)	(mm)	(mm)	(Hz)
20000	0,0257	0,0219	158
30000	0,0172	0,0112	207
40000	0,0085	0,0074	179
50000	0,0422	0,0012	168
60000	0,0068	0,0034	89
70000	0,0109	0,0024	69
80000	0,0243	0,0004	79
90000	0,0122	0,0050	89
100000	0,0105	0,0055	97
110000	0,0290	0,0111	108
120000	0,0206	0,0157	112
130000	0,0221	0,0182	114
140000	0,0279	0,0201	128
150000	0,0355	0,0253	137

Cuadro 5.2. Semiejes medidos y frecuencias experimentales.

Los valores de los coeficientes de rigidez y amortiguación estimados por Hung 2012 [4], Schweizer 2009, 2010 [8], [1] y Kelly 2010 [6] se pueden ver en el cuadro 5.3.

Como se observa en el cuadro 5.3 los coeficientes de rigidez estimados y utilizados por diferentes investigadores tienen el mismo orden de magnitud que los estimados en este trabajo. Los coeficientes de amortiguación de este trabajo tienen el mismo orden de magnitud a los utilizados por Schweizer 2009 [8], 2010 [1] y son superiores en un orden de magnitud a los utilizados por Hung 2012 [4] y en dos a los de Kelly 2010 [6]. Las diferencias en los resultados de los coeficientes de amortiguación se deben a que los turbocompresores utilizados por Hung y Kelly son de cojinetes flotantes. En el caso Kelly utiliza el mismo coeficiente de amortiguación para los dos tipos de cojinetes flotantes y cojinetes semiflotantes. Sin embargo se evidencia discrepancias en la estimación de los coeficientes.

5.3.1.3. Modelo CFD 2D de la película de lubricación

La geometría utilizada en este estudio es la misma que se utilizó y se mostró en las figuras 5.8 y 5.9 para el cálculo analítico. Se utilizan los diámetros del eje y del cojinete para realizar el cálculo, la geometría es de dos circunferencias no concéntricas, las ranuras para paso del aceite axial han sido despreciadas (se utiliza una geometría más sencilla para que sea comparable con la utilizada en el cálculo analítico).

	Tesis López Cojinetes semiflotantes 150 krpm		Schweizer (2009 - 2010) Cojinetes Flotantes 0 - 100 krpm		Hung (2012) Cojinetes Flotantes 0 - 280 krpm		Kelly (2010)			
							50krpm	175krpm	50krpm	175krpm
k_{xx} (N/m)	-5,92E+05	1,00E+06	3,00E+06	1,50E+07	1,50E+08	2000	7,35E+05	1,38E+06	4,62E+05	4,52E+05
k_{xy} (N/m)	2,29E+06	1,00E+06	3,00E+06	1,50E+07	1,50E+08	2250	6,80E+06	2,40E+07	4,26E+06	1,44E+07
k_{yy} (N/m)	-2,33E+06	1,00E+06	3,00E+06	1,50E+07	1,50E+08		1,16E+05	5,49E+05	3,83E+05	3,84E+05
k_{yx} (N/m)	-6,11E+05						-8,74E+06	-3,04E+04	-6,93E+06	-2,41E+07
c_{xx} (Ns/m)	229		200			50				1,5
c_{xy} (Ns/m)	111									
c_{yy} (Ns/m)	-71		200			55				1,5
c_{yx} (Ns/m)	259									

Cuadro 5.3. Coeficientes de rigidez y amortiguación de varios autores.

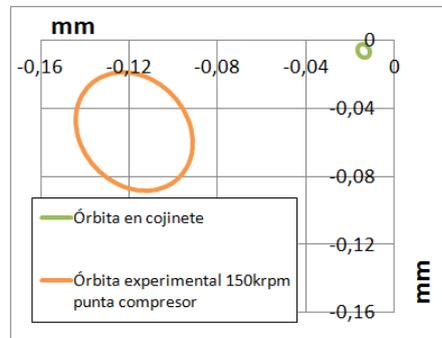


Figura 5.15. Aproximación de órbita en el interior del cojinete.

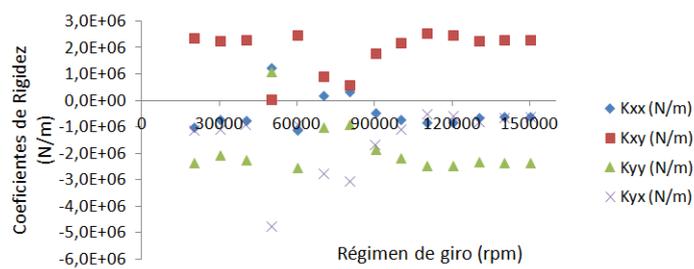


Figura 5.16. Coeficientes de Rigidez de órbitas experimentales.

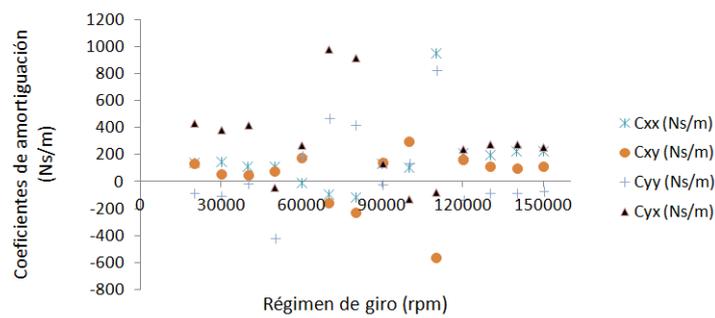


Figura 5.17. Coeficientes de Amortiguación de órbitas experimentales.

Configuración del modelado de la película de lubricación CFD 2D

- Suposiciones

- *Flujo laminar*: se ha realizado el cálculo del número de Reynolds para determinar el tipo de flujo del aceite entre el cojinete y el eje, para velocidades desde 20krpm hasta 150krpm y temperaturas desde $-30^{\circ}C$ hasta $120^{\circ}C$. Los resultados muestran que el flujo es laminar para regímenes de giro del eje de hasta 150krpm y temperatura de aceite de hasta $90^{\circ}C$. Para valores de temperatura superiores, es decir de 100, 110 y $120^{\circ}C$ con velocidades del eje superiores a 150krpm el flujo puede llegar a ser turbulento de forma local. Esta estimación del número de Reynolds en el cojinete se ha realizado considerando el eje perfectamente centrado. La densidad del aceite ha sido considerada constante y la viscosidad ha sido variada según la relación de Vogel $a.e^{\frac{b}{T-c}}$ (se utilizaron los coeficientes de Hung 2012 [4] $a=12.312e-5$, $b=6.181e+2$, $c=1.906e+2$), el aceite utilizado experimentalmente y para el cálculo es un SAE 10w30 ($883 \frac{kg}{m^3}$).
- *Condiciones de película de lubricación*: para la distribución de presiones se ha considerado una presión de cavitación de 13 Pascales, a partir de este valor si la presión disminuye en el contorno del eje el modelo mantiene constante la presión a 13 Pascales.

- Condiciones de frontera

- *Excentricidad eje*: la máxima excentricidad en la que se puede hacer la malla manteniendo una calidad de malla superior a 0.9 (donde 1 es la mejor calidad de malla) y un índice de deformación de la malla inferior a 0.1 (siendo 0 la menor deformación de malla) es de $k = 0.28$. Por lo tanto se seleccionó como el límite de excentricidad para realización de malla $k = 0.21$ por ser la zona de comportamiento lineal de la fuerzas como se demostró anteriormente. Para valores de excentricidad mayores se deberían realizar estudios adicionales. Como se mencionó en el capítulo 2, Deligan (2011) [9] realizó un modelo de la película de lubricación de un turbocompresor con una excentricidad máxima de $k=0.1$ y calidad de la malla de 0.7 a esa excentricidad.
- *Rotación del eje*: el sentido de giro del eje es alrededor del eje z y antihorario. La velocidad de rotación con la que se ha realizado los cálculos es de 150krpm.
- *Cojinete*: el cojinete al ser semi-flotante no tiene rotación y por lo tanto se considera un elemento estático.

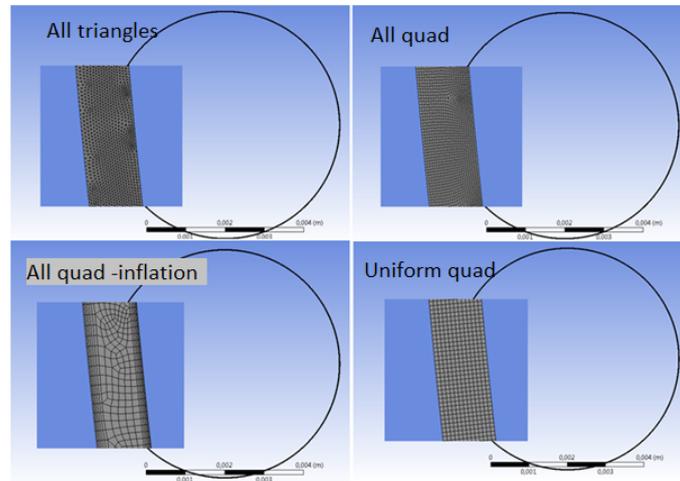


Figura 5.18. Diferentes configuraciones de mallas.

Estudio del mallado y del modelo de cálculo en el modelo de película de lubricación 2D. En este estudio se debe tener en cuenta el tiempo de realización de la malla y el tiempo de cálculo de la solución, que el cálculo converja y que la solución obtenida tenga sentido físico. El mallado debe mantener un compromiso entre el número de elementos y la calidad de la malla.

Se estimó que el orden de magnitud global del número de Reynolds del flujo es laminar. Para hacer una estimación del número de Reynolds en las diferentes zonas del cojinete se ha optado por una estrategia adicional. Esta estrategia está basada en el parámetro adimensional de la distancia a la pared denominado “ Y^+ ” (Salim (2009) [10] realizó un estudio en donde se comprueba el tipo de malla y modelo en una geometría sencilla).

Cuatro mallas diferentes han sido consideradas (figura 5.18) para identificar la mejor configuración de cálculo. Todos los resultados de Y^+ están por abajo de 0.5, es decir dentro de la subcapa laminar ($Y^+ < 5$).

En la figura 5.19 se pueden ver los resultados de la máxima presión del cálculo de la película de lubricación para cuatro tipos de mallas y cuatro modelos de cálculo, también se ve el valor objetivo del cálculo que se ha obtenido a partir del modelo analítico, comentado en el apartado 5.3.1.2. El tipo de malla con el que mejores resultados se obtiene es el “uniform quat method”, en cuanto al modelo de cálculo el Sparlat Allmaras, std k-omega y std k-epsilon EWF tienen resultados muy similares. Con este

tipo de malla la calidad siempre se mantuvo elevada (calidad > 0.99) y la falta de simetría de la malla o deformación de los elementos “skewness” se mantuvo en niveles bajos inferiores a 0.1 (skewness < 0.1).

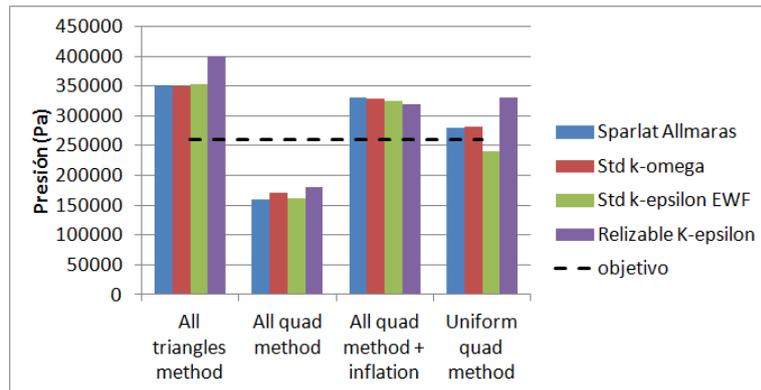


Figura 5.19. Presiones máximas obtenidas en el estudio del tipo de malla y modelo.

También se realizó un estudio del número de elementos para el mallado y se determinó que existe una convergencia de los resultados a partir de los 30000 elementos para cualquiera de los tres modelos de cálculo indicados anteriormente.

Resultados de la película de lubricación en CFD 2D. Para el estudio de las fuerzas resultantes se seleccionaron 48 puntos (6 anillos concéntricos y equidistantes con 8 puntos en cada anillo) alrededor del punto de equilibrio hasta una excentricidad de 0.21 (zona lineal).

En el cuadro 5.4 se presentan los resultados de los coeficientes de rigidez calculados bajo las consideraciones de cojinete largo, de cojinete corto y con el modelo CFD 2D. Las diferencias en los coeficientes se deben principalmente a que la distribución de presión entre CFD y cojinete largo es diferente.

Existe una diferencia del 8% en el punto de la máxima presión calculada con CFD y la máxima presión calculada de forma analítica. Sin embargo, el hecho de que la presión máxima sea diferente hace que toda la distribución de presión tenga diferencias y en los extremos la diferencia sea mayor (figura 5.20).

La distribución de presión en el cojinete corto también es distinta (como se puede observar en la figura 5.11) con respecto a los otros dos (cojinete largo y CFD).

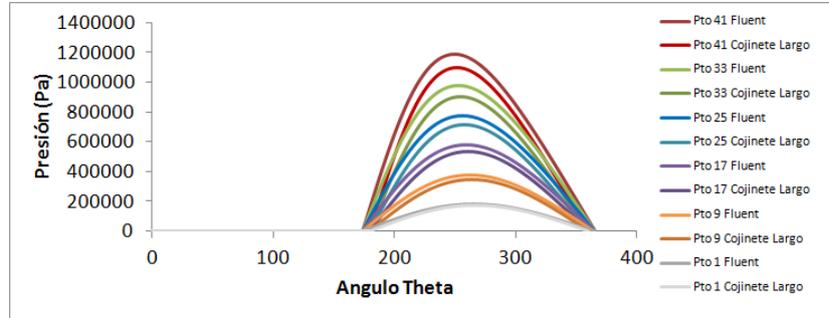


Figura 5.20. Comparación distribución de presión Analítico vs CFD 2D.

	Cojinetes semiflotantes (150krpm)						
	Cojinete Largo (Su- posición eje rígido)	CFD	error	Cojinete Largo	error	Cojinete Corto	error
k_{xx} (N/m)	-5,92E+05	-1,24E+05	0,79	-5,43E+05	0,08	-5,98E+05	0,01
k_{xy} (N/m)	2,29E+06	5,15E+06	1,25	4,84E+06	1,11	2,66E+06	0,16
k_{yy} (N/m)	-2,33E+06	-5,15E+06	1,21	-4,82E+06	1,07	-2,69E+06	0,15
k_{yx} (N/m)	-6,11E+05	-1,24E+05	0,80	-5,45E+05	0,11	-6,13E+05	0,00

Cuadro 5.4. Coeficientes de rigidez cálculo analítico y modelo CFD 2D.

En el cuadro 5.4 se pueden ver los coeficientes de rigidez calculados con las diferentes suposiciones realizadas hasta aquí. En la segunda columna del cuadro, están los coeficientes de rigidez que se calcularon con la órbita estimada en el cojinete a partir de los resultados de las medidas experimentales y suposición de eje rígido y movimiento cónico (se explicó en los apartados anteriores estas suposiciones y estos coeficientes también fueron comparados en el cuadro 5.3 con resultados de otros autores). En la tercera columna del cuadro 5.4 se observan los coeficientes de rigidez calculados con el modelo 2D CFD en la zona lineal hasta $k=0.21$, en la quinta columna se observan los coeficientes de rigidez con la solución de cojinete largo en la zona lineal hasta $k=0.21$ y en la séptima columna los coeficientes con la solución de cojinete corto en la zona lineal hasta $k=0.21$. Los coeficientes de rigidez de referencia para el cálculo de los errores son los correspondientes a la segunda columna (suposición eje rígido). Los ordenes de magnitud de los coeficientes de rigidez calculados con las diferentes suposiciones son similares y como se comparó con anterioridad están dentro de los valores consultados en la bibliografía.

5.3.2. Determinación de las fuerzas de desequilibrio que actúan sobre el rotor

Para determinar las fuerzas de desequilibrio que pueden actuar sobre el rotor se utilizó un equipo de equilibrado como se mencionó en el desarrollo de la técnica con sensores infrarrojos en el capítulo 3. La metodología utilizada es llegar al límite de vibración estable que permite el eje con distintas masas acopladas, para medir esta vibración se probó con distintas masas desde 0,02 gr hasta 0,2 gr en las posiciones indicadas en la figura 5.21. Los resultados indican que el límite de desequilibrio para un incremento súbito de las vibraciones para el caso del rotor del Turbocompresor HTT-GT14-SFRBZ puede ser igual ó mayor a 2.7 gr.mm, en la figura 5.22 se pueden ver los resultados de estas medidas. En adelante se denominará fuerza de desequilibrio al producto de la masa con su posición radial en unidades de gr.mm, debido a que la fuerza centrífuga depende además de la masa y su posición, de la velocidad de rotación, pero la velocidad es una constante del problema analizado.

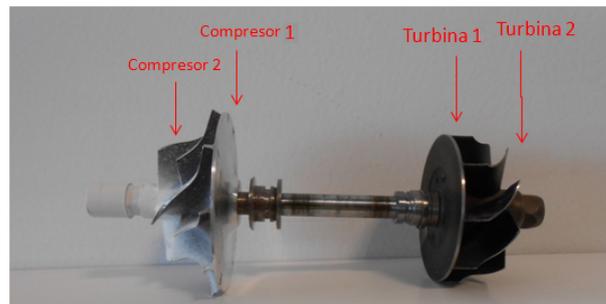


Figura 5.21. Puntos de prueba de masas en desequilibrio.

5.3.3. Selección del módulo de Elasticidad

El material del eje de turbocompresores para MCIA debe tener un módulo de elasticidad elevado y generalmente son de diferentes aleaciones de Acero o Inconel (aleación de Níquel, Cromo y Hierro), en este trabajo se utilizará para los cálculos el Inconel 713 Tetsui 2002 [11], el módulo de elasticidad para este material es de $206 \frac{kN}{mm^2}$ (el módulo de elasticidad del acero inoxidable AISI 34 es $200 \frac{kN}{mm^2}$).

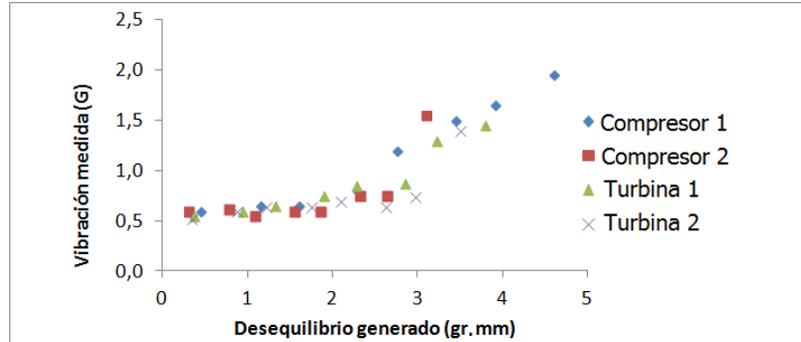


Figura 5.22. Límites de desequilibrio experimentales.

5.3.4. Configuración modelo

Para terminar de parametrizar el cálculo de la dinámica rotacional es necesario establecer unas condiciones de contorno adicionales que determinen el efecto coriolis en el eje y se establezca el régimen de giro al cual se realizará el análisis.

5.3.4.1. Efecto coriolis

Para que los efectos de la inercia del eje sean considerados dentro del cálculo del movimiento del eje es necesario incluir el efecto de ejes deformables y efecto coriolis o giroscópico (Moatti 2011 [12]).

Como se mencionó en la introducción, con el software de elementos finitos seleccionado se resuelve la ecuación de movimiento 5.17 presentada en la introducción de este capítulo. Esta ecuación puede ser resuelta con el mismo software pero sin considerar el efecto coriolis. En el modelo que se presenta aquí, se configura para que resuelva la ecuación completa. En esta ecuación los términos “ C_s ” y “ K_s ” corresponden a las matrices de amortiguación y rigidez del eje respectivamente. Estos términos se descomponen cada uno en dos subterminos (Chen 2007 [13]).

$$M\ddot{x} + C_s\dot{x} + K_sx = f(t) \quad (5.17)$$

$$C_s = (G + C_j) \quad (5.18)$$

$$K_s = (K_j + K_c) \quad (5.19)$$

La amortiguación del eje “ C_s ” de la ecuación 5.18, depende de dos términos: el término “ G ” que es una matriz de amortiguación correspondiente a la energía cinética y al efecto coriolis del eje; y del término “ C_j ” que es una matriz de amortiguación correspondiente a las características del eje como el material y la geometría.

La rigidez del eje “ K_s ” de la ecuación 5.19, depende de otros dos términos: el término “ K_j ” que es una matriz de rigidez correspondiente a la energía potencial del eje; y del término “ K_c ” que es una matriz de rigidez correspondiente a las características del eje como el material y geometría.

5.3.4.2. Régimen de giro del eje

Para calcular las órbitas con el modelo de dinámica rotacional se debe establecer el régimen de giro al cual se desean realizar los cálculos. El estudio preliminar con el modelo se realizó a un régimen de giro de 150krpm, generalmente los turbocompresores pequeños se encuentran en su zona de máximo rendimiento aproximadamente en este régimen de giro, Leufven (2010) [14]. También se pudo ver que la órbita descrita por el eje en lado del compresor según las medidas experimentales era más grande en este régimen de giro que a otros regímenes ensayados y por último se debe considerar que el efecto pulsante de los gases de escape son menores a mayor régimen de giro del motor, Payri (2011) [15]. Por lo tanto a este régimen de giro se pueden despreciar las fuerzas provenientes del flujo de gases.

5.3.5. Ajuste de la órbita modelada y medida experimentalmente a 150krpm

En los apartados anteriores se han estimado los coeficientes de rigidez y amortiguación bajo algunas suposiciones y con diferentes métodos y se ha visto que las estimaciones están dentro de lo esperado según la bibliografía consultada, también se obtuvo experimentalmente un rango de valores para las masas en desequilibrio que pueden actuar sobre el rotor en estudio. En este apartado se presenta un ajuste de la órbita modelada con la experimental partiendo como referencia de los coeficientes de rigidez y del rango de fuerzas estimados anteriormente. Se realizó un estudio de errores para ajustar la órbita del modelo con la órbita experimental tratando de minimizar los errores entre

los tres parámetros que definen a la elipse: el semieje mayor, el semieje menor y el ángulo de inclinación del semieje mayor.

El primer paso fue variar las fuerzas de desequilibrio que actúan sobre el eje en su magnitud desde un valor de 0.25 gr.mm hasta un valor de 2.25 gr.mm con incrementos de 1 gr.mm, es decir 3 valores de desequilibrio estudiados (0.25 gr.mm, 1.25 gr.mm y 2.25 gr.mm). Con estos 3 valores de desequilibrio se han realizado diferentes ensayos; se han dispuesto las tres fuerzas en cinco puntos equidistantes en la rueda del compresor y dos fuerzas (de 0.25 gr.mm y 2.25 gr.mm) en dos posiciones (en los extremos) de la rueda de la turbina, suponiendo que estas condiciones de fuerza y posición en la turbina son las más críticas para la amplitud de movimiento del eje. En la figura 5.23 se pueden ver las disposiciones que se han ido dando a las fuerzas en el estudio para la rueda del compresor y para la rueda de la turbina. En color más negro se muestra un ejemplo de selección de esos dos pares de fuerzas, después se van seleccionando otros pares de fuerzas. En este primer ajuste se mantienen constantes los coeficientes de rigidez y amortiguación (con los valores del cálculo con la suposición de eje rígido, explicada en apartados anteriores, segunda columna del cuadro 5.4).

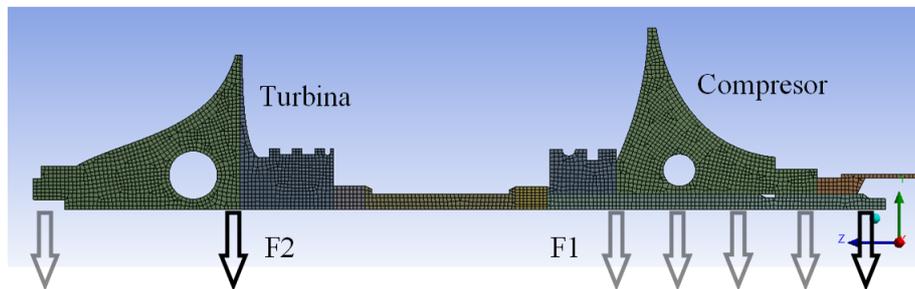


Figura 5.23. Posición de fuerzas en ruedas de compresor y turbina.

Después se modificaron los valores de los coeficientes de rigidez (los coeficientes de amortiguación se mantienen constantes), para esto se utilizó como punto de referencia los coeficientes calculados en los apartados anteriores (cuadro 5.4). En el apartado del cálculo de los coeficientes de la película de lubricación se observó que existen discrepancias en la exactitud de los coeficientes entre diferentes autores. Estas discrepancias pueden ser debidas a la forma de aproximación que se realiza para calcular los coeficientes. Generalmente se suelen hacer aproximaciones como las realizadas en este trabajo (Kelly (2010) [6] y Kamesh (2011) [7]), es decir calcular los coeficientes con la órbita en el

cojinete bajo la suposición de eje rígido y modo de vibración cónico o calcular los coeficientes en una zona lineal.

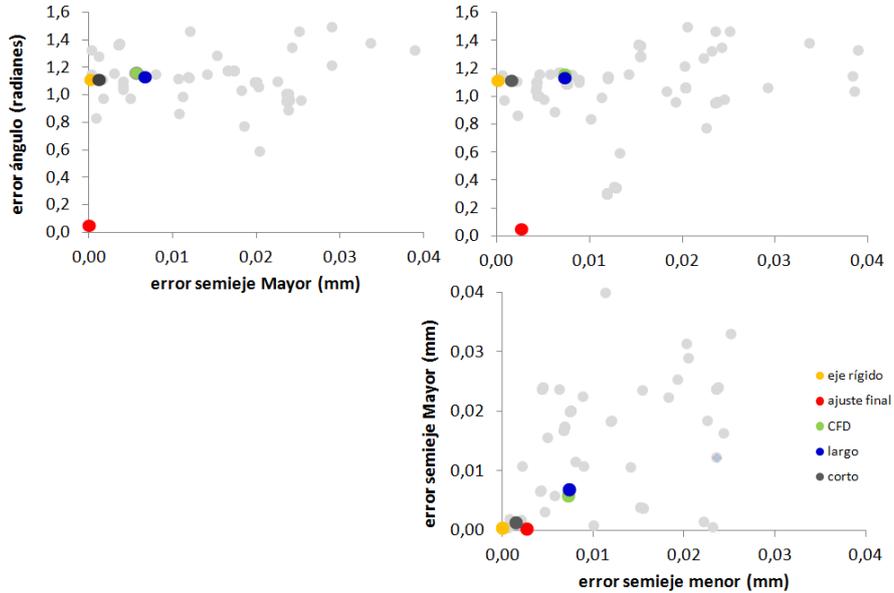


Figura 5.24. Estudio errores y ajuste óptimo de parámetros de la órbita modelada.

En la figura 5.24 se puede ver el resultado del estudio de ajuste de la órbita mediante la disminución de errores en sus parámetros. Los puntos con diferentes colores representan los resultados del cálculo de la órbita con los coeficientes que indica la leyenda: el punto naranja “eje rígido” de los coeficientes estimados con la órbita del cojinete bajo la suposición de eje rígido, el punto verde de los coeficientes estimados con el modelo CFD 2D en la zona lineal, el punto azul de los coeficientes estimados con la solución de Reynolds como cojinete largo en la zona lineal, el punto gris de los coeficientes estimados con la solución de Reynolds como cojinete corto en la zona lineal y el punto rojo es el punto de ajuste final.

Según el estudio realizado el ajuste óptimo de la órbita modelada a la experimental es mediante un desequilibrio de 0.25 gr.mm para el compresor (F1) y 0.25gr.mm para la turbina (F2), y la posición de las fuerzas son: 0.020m (D1) para la fuerza en el compresor y 0.101m (D2) para la fuerza en el lado de la turbina. Los coeficientes de rigidez para el ajuste óptimo se ven en el cuadro 5.5.

Coeficientes finales con ajuste óptimo	
k_{xx} (N/m)	-1,78E+06
k_{xy} (N/m)	-6,87E+06
k_{yy} (N/m)	7,00E+06
k_{yx} (N/m)	-1,83E+06
c_{xx} (Ns/m)	229
c_{xy} (Ns/m)	111
c_{yy} (Ns/m)	-71
c_{yx} (Ns/m)	259

Cuadro 5.5. Coeficientes finales con ajuste óptimo.

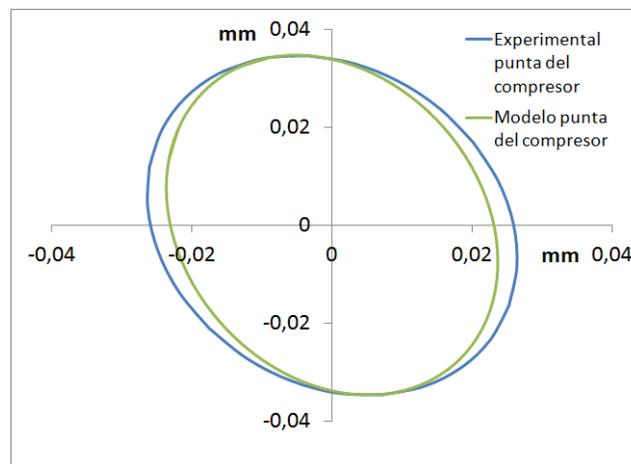


Figura 5.25. Órbita experimental y modelada a 150krpm.

En la figura 5.25 se observan las órbitas correspondientes a la órbita ajusta con el estudio de errores y la órbita medida experimentalmente, las dos son para 150krpm.

5.4. Identificación de puntos críticos con modelo lineal

Como se explicó en el capítulo de revisión bibliográfica una de las herramientas para identificar los puntos críticos de funcionamiento es el diagrama de Campbell (modelo lineal). Para la identificación de los puntos críticos me-

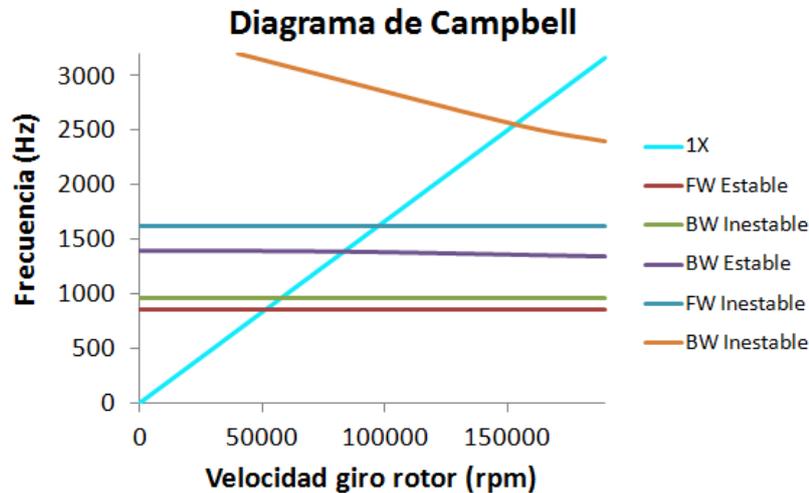


Figura 5.26. Diagrama de Campbell eje del turbocompresor HTT-GT14-SFRBZ, con coeficientes ajustados con estudio de errores.

diante el modelo lineal y el diagrama de Campbell se utilizan los coeficientes con los que se ajustó la órbita en el apartado anterior.

En el diagrama de la figura 5.26 se identifican los puntos críticos para el rotor del TC HTT-GT14-SFRBZ. A 50 krpm aprox. se observa el primer punto crítico con un movimiento de giro Forward, a 55 krpm aprox. un movimiento Backward, a 85 krpm aprox. un movimiento Backward, a 100 krpm aprox. un movimiento Forward, y el último punto crítico es un Backward a 150 krpm aprox. Estos modos de vibración son para excitaciones con frecuencias armónicas al régimen de giro del rotor.

Pese a que tres de estos puntos críticos son inestables (se observan en la leyenda de la figura 5.26 con la palabra inestable. La explicación de inestabilidad esta en el capítulo 2 en el apartado de análisis de la estabilidad) la literatura sugiere que el funcionamiento de los TC sigue siendo exitosa debido al comportamiento no lineal de la película de lubricación, Kamesh (2011) [7]. Sin embargo, si estas inestabilidades se dan en condiciones críticas de funcionamiento, como por ejemplo, en deficiencias en la lubricación, pueden llegar a causar la rotura del turbocompresor. Tian (2013) [16] determinó que con una disminución de $10\mu\text{m}$ en la holgura exterior de cojinetes flotantes se puede aumentar el régimen de giro en el cual el TC alcanza la inestabilidad. La

disminución de esta holgura significa un aumento en los coeficientes de rigidez del sistema.

En el cuadro 5.6 se observa los puntos críticos identificados con el diagrama de Campbell para los distintos valores de coeficientes de rigidez considerados en este trabajo. Se observa que la mayor diferencia entre puntos críticos con los diferentes coeficientes es del 11 % respecto del ajuste óptimo y con el ajuste óptimo existe un punto crítico adicional en un régimen de giro de 57krpm aprox.

En el cuadro 5.7 se ven los puntos críticos identificados por los siguientes autores: Hung (2012) [4], Schweizer (2009) [8], y Zhang 2012 [17] con un turbocompresores de cojinetes flotantes; y San Andrés (2009) [18] con un turbocompresor de cojinetes semiflotantes.

Puntos críticos IC con cojinetes semiflotantes con diferentes suposiciones para cálculo de coeficientes de rigidez									
	Ajuste óptimo (rpm referencial)	Cojinete Largo (Sup. eje rígido) (rpm)	error	CFD (rpm)	error	Cojinete Largo (rpm)	error	Cojinete Corto (rpm)	error
Pto 1	FW Estable 51510	FW Estable 51510	0,00	FW Estable 51510	0,00	FW Estable 51510	0,00	FW Estable 51510	0,00
Pto 2	BW Inestable 57637		—	—	—	—	—	—	—
Pto 3	BW Estable 83070	BW Inestable 83933	0,01	BW Inestable 78068	0,06	BW Inestable 79726	0,04	BW Inestable 83445	0,00
Pto 4	FW Inestable 97148	FW Inestable 86826	0,11	FW Inestable 88116	0,09	FW Inestable 86684	0,11	FW Inestable 86710	0,11
Pto 5	BW Inestable 153248	BW Inestable 146244	0,05	BW Inestable 143979	0,06	BW Inestable 144012	0,06	BW Inestable 145913	0,05

FW = Forward

BW = Backward

Cuadro 5.6. Puntos críticos del turbocompresor HTT-GT14-SFRBZ, con diferentes coeficientes de rigidez.

Cojinetes semiflotantes (krpm)		Cojinetes flotantes (krpm)		
López (Tesis)	San Andrés (2009)	Hung (2012)	Schweizer (2009)	Zhang (2012)
			10	
			20	
			40	33
50-55				48
85				76
100				
		131		
150	150			

Cuadro 5.7. Puntos críticos diferentes autores.

En la figura 5.27 se observan los modos de vibración en los diferentes puntos críticos identificados mediante el diagrama de Campbell. Los modos de vibración aquí identificados concuerdan con la teoría consultada sobre dinámica rotacional y deformación en ejes, Swason (2012) [19].

En la figura 5.28 se presentan las medidas experimentales de un ciclo transitorio entre 20krpm y 150krpm del TC HTT-GT14-SFRBZ en condiciones normales de lubricación y funcionamiento. La línea color rojo representa la señal sin filtrar de los sensores infrarrojos y la línea color azul representa la señal de los sensores filtrada (la manera de obtener estas señales se explicó en el capítulo 3 en el desarrollo de la técnica de medida), ambas medidas están adimensionalizadas con la medida de la máxima excentricidad.

En la figura 5.29 se puede ver el régimen de giro del turbocompresor durante este ensayo. Los regímenes en los cuales se ve una ampliación en el movimiento del eje son: alrededor de 150-155krpm para el rango desde 16 a 17 segundos. Al comparar las medidas con el modelo lineal del diagrama de Campbell se ve una concordancia para el último punto crítico del modelo (153krpm-2550Hz). La ampliación del movimiento en este punto crítico, es debida, a la excitación proveniente de la frecuencia armónica del rotor por el desequilibrio que puede tener este elemento (según el análisis lineal) y por las frecuencias de 2° y 4° orden del motor como se ve en la figura 5.29.

En el capítulo 4 se presentó un ensayo en el que se identificaron estas excitaciones provenientes del motor. San Andrés (2009) [18] también identificó estas excitaciones provenientes del motor. Los otros puntos críticos identificados en el diagrama de Campbell no tienen otras excitaciones externas y por lo tanto no se aprecia una ampliación en el movimiento.

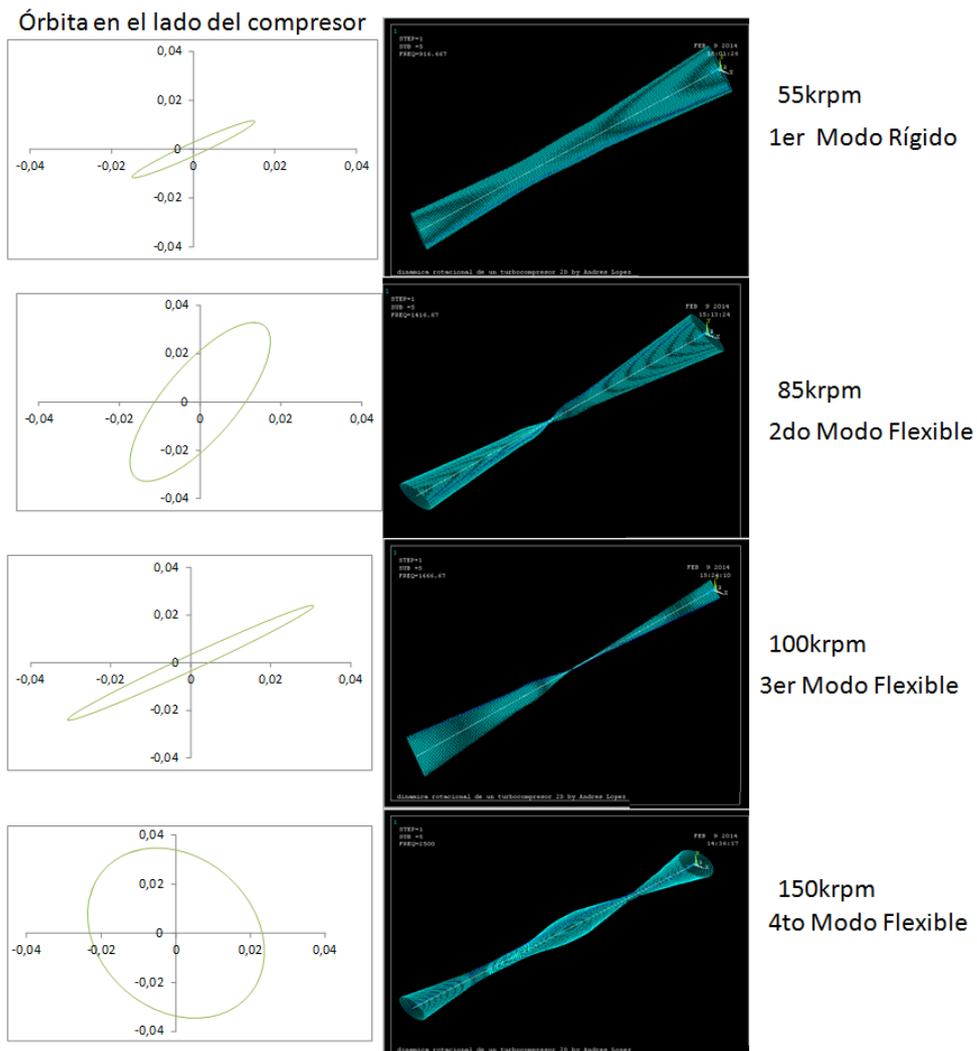


Figura 5.27. Modos de vibración del turbocompresor *HTT-GT14-SFRBZ*, con coeficientes corregidos con el ángulo de la órbita.

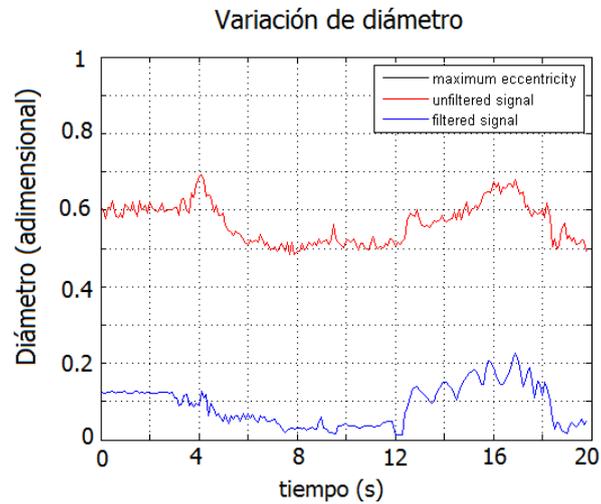


Figura 5.28. Medida experimental de las orbitas de un turbocompresor HTT-GT14-SFRBZ.

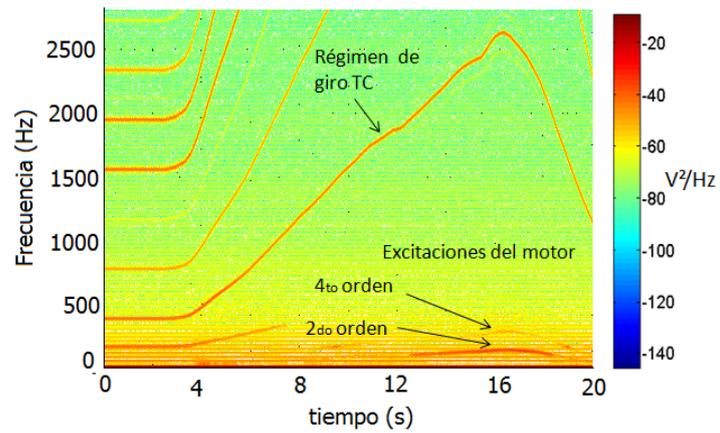


Figura 5.29. Diagrama de Densidad Espectral de Potencia turbocompresor HTT-GT14-SFRBZ.

5.5. Resumen

Se han estimado los coeficientes de rigidez y amortiguación de la película de lubricación bajo dos suposiciones: la primera suposición es que el eje, en el interior de los cojinetes, se mueve en una zona lineal alrededor cercana al centro del cojinete (resolución con CFD, resolución de la ecuación de Reynolds con cojinete largo y con cojinete corto); y la segunda suposición es el eje rígido y se puede estimar el movimiento en el interior de los cojinetes (resolución de la ecuación de Reynolds con cojinete largo). Los resultados muestran que pese a las diferencias entre los coeficientes debido a los métodos utilizados, la identificación de los puntos críticos de funcionamiento mediante el diagrama de Campbell (ver figura 5.26) tienen un error máximo del 11 % respecto del ajuste óptimo (cuadro 5.6). El método de cálculo analítico resulta ser más rápido que el método de cálculo con CFD y pueden dar resultados similares para la identificación de puntos críticos, aunque el CFD podría aportar información adicional cuando se estudian geometrías de cojinete más realistas. La magnitud de los coeficientes estimados están dentro de lo esperado según la bibliografía consultada.

Se han identificado los modos de vibración del rotor a frecuencias armónicas del giro del eje para el turbocompresor HTT-GT14-SFRBZ mediante un modelo de elementos finitos y existe una buena concordancia de estos modos de vibración con la bibliografía consultada.

Al comparar los resultados obtenidos de la identificación de puntos críticos de funcionamiento con las medidas experimentales se observa una buena predicción de los puntos críticos. Por otro lado se ha observado que las mayores amplitudes de movimiento del eje además de estar provocadas por excitaciones en la frecuencia armónica del eje pueden estar relacionadas a excitaciones externas del 2° y 4° orden del régimen de giro del motor.

Mediante el diagrama de Campbell se identificaron puntos críticos que presentan inestabilidades, sin embargo el comportamiento no-lineal de la película de lubricación permite que el turbocompresor pueda trabajar en estos puntos sin problemas.

Para hacer mejoras significativas en la predicción de excitaciones al movimiento del eje en Turbocompresores no es suficiente el uso de modelos lineales. Además se deben considerar las fuerzas pulsantes de los gases de escape y aire en la admisión así como también el comportamiento no lineal de la película de lubricación y vibraciones externas provenientes del motor.

Bibliografía

- [1] Schweizer Bernhard. “Dynamic and stability of turbocharger rotors”. *Archive of Applied Mechanics*, Vol. 80, pp. 1017–1043, 2010.
- [2] Tian L., Wang W.J. y Peng Z.J. “Dynamic behaviour of a full floating ring bearing supported turbocharger rotor with engine excitation”. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 330, pp. 4851–4874, 2011.
- [3] Sterling J. “Influence of induced unbalanced on subsynchronous vibration of an automotive turbocharger”. Master’s thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, 2009.
- [4] Hung Nguyen-Schafer. *Rotordynamics of Automotive Turbochargers*. Springer, 2012.
- [5] Pascual Rodrigo J. y Meruane Viviana N. “Identificación numérica de parámetros en descansos hidrodinámicos por medio de CFD”. *Sociedad Chilena de Mecánica Computacional*, Vol. 3, 2005.
- [6] Kelly A. D. “Rotordynamic characterization and comparison of Turbocharger bearing systems”. *Borg Warner Turbo and Emissions Systems, USA*, 2010.
- [7] Kamesh Punithavathy. *Oil-Whirl Instability in Automotive Turbocharger*. Tesis Doctoral, University of Southampton, 2011.
- [8] Schweizer Bernhard. “Total instability of turbocharger rotors-Physical explanation of the dynamic failure of rotors with full-floating ring bearings”. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 328, pp. 1565–190, 2009.
- [9] Deligant M., Podevin P. y Descombes G. “CFD model for turbocharger journal bearing performances”. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp. 811–819, 2011.
- [10] Salim M. y Cheah S.C. “Wall $y+$ Strategy for Dealing with Wall-bounded Turbulent Flows”. *Proceedings of the International MultiConference of Engineers and Computer Scientists*, Vol. 2, 2009.
- [11] Tetsui Toshimitsu. “Development of a TiAl turbocharger for passenger vehicles”. *Materials Science and Engineering*, pp. 329–331, 2002.
- [12] Moatti Alexandre. *GASPARD-GUSTAVE DE CORIOLIS (1792-1843) : UN MATHÉMATICIEN, THÉORICIEN DE LA MÉCANIQUE APPLIQUÉE*. Tesis Doctoral, Université Paris I Panthéon-Sorbonne, 2011.
- [13] Chen Wen Jeng. *Introduction to dynamic of Rotor-Bearing Systems*. Trafford publishing, 2007.
- [14] Leufvén Oskar. “Compressor Modeling for Control of Automotive Two Stage Turbochargers”. Master’s thesis, Linköpings universitet, 2010.
- [15] Payri F. y Desantes J.M. *Motores de combustión interna alternativos*. Editorial Reverté, 2011.
- [16] Tian L., Wang W.J. y Peng Z. J. “Nonlinear effects of unbalance in the rotor-floating ring bearing system of turbochargers”. *Mechanical Systems and signal Processing*, Vol. 34, pp. 298–320, 2013.
- [17] Zhang Hao. *Model Development and Stability Analysis for a Turbocharger Rotor System under Multi-Field Coupled Forces*. Tesis Doctoral, University of Huddersfield, 2012.
- [18] San Andrés L., Gjika K., Maruyama Ash. y Xia Sherry. “Turbocharger Nonlinear Response with Engine-Induced Excitation: Predictions and Test Data”. *ASME, Turbo Expo 2009, Power for Land, Sea and Air*, 2009.

- [19] Swason Erik, Powell Chris y Weissman Sorin. "A practical Review of Rotating Machinery Critical Speeds and Modes". *Sound and Vibrations*, May 2005.

Capítulo 6

Conclusiones y trabajos futuros

Contenido

6.1. Conclusiones	234
6.1.1. Conclusiones sobre las técnicas de medida	235
6.1.1.1. Conclusiones sobre la técnica con imágenes para la medida del movimiento del eje	235
6.1.1.2. Conclusiones sobre la técnica con sensores infrarrojos para la medida del movimiento del eje	235
6.1.2. Conclusiones sobre los límites de funcionamiento	236
6.1.3. Conclusiones sobre pautas para peritajes en turbo-compresores que han sufrido daños en sus elementos.	237
6.1.4. Conclusiones sobre los métodos de estimación de los coeficientes y el modelo lineal de la dinámica rotacional	239
6.2. Trabajos futuros y recomendaciones	240
Bibliografía	243

6.1. Conclusiones

En este capítulo se presenta una breve reseña del trabajo realizado en esta tesis y después se presentan las principales conclusiones agrupadas por la temática a la que corresponden.

Al principio de la tesis se presentó una revisión bibliográfica sobre las investigaciones y el estado del arte concerniente a la teoría sobre el movimiento de ejes; lubricación hidrodinámica en turbocompresores y coeficientes lineales de la película de lubricación; técnicas de análisis de las vibraciones lineales y no-lineales en turbocompresores; resultados de modelos teóricos y experimentales de otros autores sobre el movimiento del eje en condiciones críticas de funcionamiento; y una revisión de las diferentes técnicas de medida del movimiento de ejes en diferentes aplicaciones.

Después se presentó el desarrollo de dos técnicas de medida del movimiento del eje. Cada técnica presenta sus particularidades y da información relevante para el análisis del movimiento del eje. Estas técnicas fueron desarrolladas con la premisa de que su aplicación sea en condiciones críticas de funcionamiento del turbogrupo y no sufran daños sus elementos. Por lo tanto, además de las complicaciones propias de la medida del movimiento del eje en turbogrupo por sus características de tamaño se debía cumplir con el requisito de seguridad de los elementos de medida.

Las técnicas de medida del movimiento y medidas de variables termodinámicas fueron utilizadas en ensayos de fallos típicos de turbocompresores. Con estos ensayos se han identificado fuentes de excitación en el movimiento del eje, condiciones límites de funcionamiento previo a la rotura del turbogrupo y se realizó un análisis de las causas y efectos de los diferentes ensayos.

En la parte final de la tesis se presentó los resultados de un modelo lineal de dinámica rotacional de un turbocompresor de cojinetes semi-flotantes. Con este modelo lineal se estimaron los puntos críticos de funcionamiento. Para la configuración y ajuste del modelo se estimaron los coeficientes lineales de la película de lubricación hidrodinámica con diferentes metodologías. Se realizó un ajuste óptimo de la órbita modelada con la experimental con la variación de las fuerzas de desequilibrio del rotor y los coeficientes de la película de lubricación.

6.1.1. Conclusiones sobre las técnicas de medida

6.1.1.1. Conclusiones sobre la técnica con imágenes para la medida del movimiento del eje

La primera técnica desarrollada es menos invasiva, puesto que no se debe desmontar ningún elemento del rotor para que se la pueda llevar a cabo. Es una técnica que permite visualizar el movimiento del eje de un turbocompresor. Se utiliza una cámara fotográfica y una fuente de luz. En esta técnica se desarrolló una metodología de grabación de imágenes y un algoritmo de procesamiento de las imágenes, con el fin de estimar la posición del eje. Este proceso consiste en diferenciar ciertas zonas específicas de las imágenes, y así obtener sus coordenadas. Con esta técnica se puede observar lo que ocurre durante el ensayo y se obtiene información de la posición de la zona en la que se mueve el eje vista desde el lado del compresor.

Esta técnica es relativamente sencilla de aplicar en un banco de turbogrupos por no ser tan intrusiva. Permite extraer importante información visual del ensayo, como la presencia de aceite en el lado del compresor en el caso de presentarse el fallo, movimientos bruscos del eje o detectar la rotura de los elementos que se encuentran en la zona de enfoque. Otro punto importante de la técnica es que los elementos de medida como la cámara pueden resistir ensayos destructivos sin sufrir ningún daño, y los tornillos que son instalados en la carcasa del compresor son fácilmente reemplazables.

La exactitud de la técnica permite una resolución de medida de $5\mu m$ por pixel durante un tiempo de exposición de 1 ms. Esto permite medir el movimiento del eje con suficiente precisión en el lado del compresor.

6.1.1.2. Conclusiones sobre la técnica con sensores infrarrojos para la medida del movimiento del eje

La segunda técnica desarrollada está basada en sensores infrarrojos para medir el movimiento de precesión del eje en turbocompresores de automoción. Con esta técnica se ha realizado un estudio de las diferentes fuentes de errores en la medida del movimiento del eje con este tipo de sensores infrarrojos. Se identificó las principales frecuencias sincrónicas y subsincrónicas que componen el movimiento del eje y se reconstruyó la posición instantánea del eje para la determinación de su órbita de movimiento.

Debido al principio de funcionamiento de los sensores, estos pueden ser instrumentados a una distancia relativamente lejana del eje y se pueden rea-

lizar ensayos destructivos o en condiciones críticas de funcionamiento sin que los sensores sufran daños.

Esta técnica tiene fuentes de errores importantes que deben ser eliminados de la señal de los sensores para obtener la posición del eje.

Es posible identificar diferentes fuentes de excitación en el movimiento del eje y se puede estimar una posición instantánea del eje, esto permite que se puedan realizar ensayos en condiciones transitorias y se obtengan buenos resultados.

6.1.2. Conclusiones sobre los límites de funcionamiento

En retrasos en la lubricación, se observó que los TC con cojinetes semi-flotantes pueden destruirse con un 88 % de máxima excentricidad alcanzada. Para TC con cojinetes flotantes bajo las condiciones de retraso de lubricación el límite observado para el inicio de las averías es de un 82 % de máxima excentricidad alcanzada. En estos ensayos el movimiento del eje fue medido con la técnica de identificación con imágenes.

Con ratios de aceleración bajos de 60krpm/s se observó que los turbocompresores con cojinetes flotantes se destruyeron con una presión de aceite de 1.025 bar abs (columna de aceite). Los turbocompresores con cojinetes semi-flotantes no se destruyeron en bajas presiones de aceite y ratios de aceleración bajos, pero se observaron efectos de inicio de fallo (colores de temple en el eje). Con ratios de aceleración altos de 320krpm/s se observó que el turbocompresor con cojinetes flotantes se destruyó con una presión similar a la de ratios de aceleración bajos.

El tiempo de retraso de entrada del aceite para la no compresión en los TC con cojinetes flotantes fue de 12 segundos y aceleración hasta 200krpm (ratio de aceleración bajo de 85krpm/s), con un retraso de 20 segundos y aceleración de hasta 150krpm el TC con cojinetes flotantes sigue comprimiendo pero presentó averías en sus componentes. El límite de retraso para inicio de fallo en los TC con cojinetes semi-flotantes fue de 8 segundos y aceleración hasta 150krpm (ratio de aceleración bajo de 60krpm/s).

Se determinaron dos mecanismos de fallo principales que están relacionados con si el fallo se da durante ciclos transitorios o si el fallo se presenta en un estacionario.

En condiciones de *baja presión de aceite* los TC con cojinetes semi-flotantes parecen ser más resistentes que los turbocompresores de cojinetes flotantes. Esta hipótesis esta fundamentada en el mayor tiempo de residencia que puede

tener el aceite en el caso de TC con cojinetes semiflotantes a igualdad de condiciones de operación que un TC de cojinetes flotantes, Zhang (2012) [1].

En el caso de *no presencia de aceite* los TC con cojinetes flotantes parecen ser más resistentes por tener menor par de fricción (menor velocidad relativa entre eje y cojinete) y por lo tanto menor esfuerzo de torsión.

En el caso de cortes repetitivos de aceite y contacto entre eje y cojinete estas condiciones resultan más perjudiciales para los turbocompresores con cojinetes semiflotantes debido a la mayor velocidad relativa entre eje y cojinete y por lo tanto una vez que entran en contacto estos dos elementos el eje puede sufrir un mayor esfuerzo de torsión.

Principales fuentes de excitación que producen inestabilidades en el funcionamiento de los turbocompresores

Se identificó que bajo ciertas condiciones de funcionamiento, la mayor amplitud de movimiento debido a inestabilidades en el caso de turbocompresores con cojinetes semiflotantes pueden estar relacionadas con excitaciones provenientes de frecuencias superarmónicas del 2° y 4° orden de la frecuencia del motor. Esta conclusión resulta interesante ya que según la bibliografía consultada todavía existen discrepancias sobre la influencia o no de las vibraciones del motor sobre las vibraciones del turbocompresor a alto régimen de giro (San Andrés (2009) [2], Tian (2011) [3]).

6.1.3. Conclusiones sobre pautas para peritajes en turbocompresores que han sufrido daños en sus elementos.

Para realizar peritajes en caso de controversias entre fabricantes de motores y fabricantes de turbocompresores sobre responsabilidad de fallos se pueden utilizar algunos criterios observados en este trabajo:

Colores de temple en el eje del turbocompresor es un indicador de un fallo de cortes intermitentes de la lubricación (interrupción de la lubricación) durante lapsos de tiempo elevado.

Presencia de ralladuras sin colores de temple en el eje es un indicador de fallo súbito y sin presencia de aceite.

Para determinar si un turbocompresor fue sometido a sobrerégimen se pueden realizar medidas del diámetro interior de la rueda del compresor en diferentes posiciones longitudinales. En caso de que el diámetro interior de la rueda del compresor (en la zona en donde se encuentran las puntas de los álabes del exducer) sea significativamente mayor al diámetro interior de la

rueda del compresor (en la zona cercana a la punta de la rueda) se puede concluir que el turbocompresor fue sometido a sobrerégimen.

Se han identificado tres zonas (ver figura 6.1) en los álabes de la rueda del compresor que pueden ser dañados por diferentes causas:

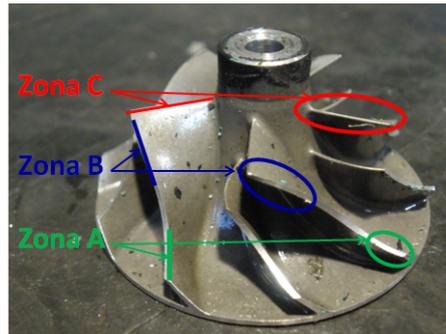


Figura 6.1. Zonas de averías en ruedas de compresor.

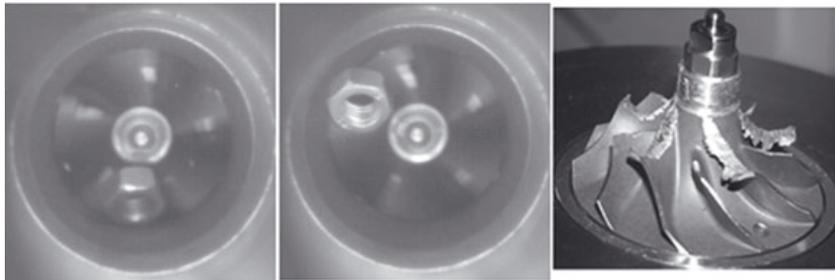


Figura 6.2. Rueda dañada en ensayo de objetos en compresor imagen de Serrano (2011) [4].

Zona A: Excesivo movimiento axial que puede ser provocado por disminución en flujo del aceite por el cojinete axial y ciclos de aceleración repetitivos.

Zona B: Excesivo movimiento radial por fallos en la lubricación de los cojinetes radiales.

Zona C: Esta zona de los álabes no puede ser afectada por fallos en el sistema de lubricación o fallos propios del turbocompresor (ningún turbocompresor en este trabajo ha presentado daños en esta zona), solo

puede verse afectada por el ingreso de objetos extraños al turbocompresor. En la figura 6.2 se puede observar una rueda con álabes dañados en la Zona C por el ingreso de un tuerca. Esta imagen es tomada del trabajo realizado por Serrano (2011) [4] en el estudio de los efectos en el turbocompresor por ingreso de objetos extraños.

Se compararon las prestaciones de un turbocompresor con una rueda de compresor nueva y una rueda de compresor con daños considerables en los álabes y se determinó que pese a tener los álabes significativamente dañados el turbocompresor no disminuye su relación de compresión como se esperaba. Se concluye que disminuciones significativas en las prestaciones de los turbocompresores con fallos están relacionados en mayor medida a la fricción que pueden tener sus elementos, por ejemplo: entre rueda-carcasa o eje-cojinete.

6.1.4. Conclusiones sobre los métodos de estimación de los coeficientes y el modelo lineal de la dinámica rotacional

Se estimaron los coeficientes de rigidez y amortiguación para la película de lubricación de un turbocompresor con cojinetes semi-flotantes. Para la estimación de estos coeficientes se utilizaron diferentes metodologías de resolución de la ecuación de Reynolds: cojinete corto, cojinete largo y el modelo 2D de CFD en una zona lineal; y cojinete largo con la suposición de eje rígido para estimar la órbita en los cojinetes y con esta órbita calcular los coeficientes. Después se realizó un estudio para hacer un ajuste óptimo de los coeficientes según la órbita medida experimentalmente. Las metodologías de resolución han sido utilizadas con anterioridad por otros investigadores (Kelly (2010) [5], Kamesh (2011) [6] y Hung 2012 [7]), sin embargo el ajuste óptimo final de los coeficientes realizado con los resultados experimentales de la medida del movimiento es novedoso.

Los resultados de los coeficientes obtenidos en este trabajo están dentro del mismo orden de magnitud según la bibliografía consultada (Schweizer (2009) [8], Schweizer (2010) [9], Hung 2012 [7], Kelly 2010 [5]). Sin embargo, estos coeficientes tienen un elevado rango de valores y estos coeficientes son utilizados como uno de los parámetros de cálculo para la identificación de los puntos críticos, generando discrepancias con los resultados de estos modelos lineales.

Con los coeficientes obtenidos de las diferentes metodologías se calcularon los puntos críticos de un turbocompresor con cojinetes flotantes mediante un

modelo lineal y se observó que el máximo error del modelo en la identificación de los puntos críticos está alrededor del 11 % respecto del ajuste óptimo (cuadro 5.6).

Al comparar los resultados experimentales con los resultados del modelo lineal se observa que la predicción de los puntos críticos dependen no solo de excitaciones lineales sino además de excitaciones no lineales como vibraciones del motor y distintos fenómenos de excitación de la película de lubricación.

Se observó una buena concordancia entre las medidas experimentales y el modelo para el régimen en el que se ajustaron los coeficientes y se realizó el estudio (150krpm). En el resto de puntos críticos identificados con el modelo no se observa una clara relación con las medidas experimentales.

Se han identificado 4 modos de vibración en la frecuencia síncrona y al régimen de giro de los puntos críticos, para un rotor de un turbocompresor de cojinetes semi-flotantes de MCI. El primer modo es de rotor rígido y los siguientes modos son identificados como de rotor flexible. Estos modos de vibración tienen concordancia con la bibliografía revisada, Swason (2012) [10].

6.2. Trabajos futuros y recomendaciones

Trabajos experimentales.

El presente trabajo estaba enfocado a la determinación de límites de funcionamiento del turbocompresor. Sin embargo en las medidas experimentales se han identificado excitaciones al turbocompresor provenientes de vibraciones superarmónicas de la frecuencia de giro del motor. Estas excitaciones pueden llegar a ser perjudiciales al funcionamiento del turbocompresor en caso de encontrarse en condiciones extremas de funcionamiento. Por lo tanto para poder atenuar los efectos de vibraciones del motor sobre el turbogrupo se deberían realizar medidas experimentales para determinar si estas excitaciones son provenientes de las pulsaciones de los gases de escape, aire del sistema de admisión o de las vibraciones estructurales del motor. Para esto se deberían aislar las diferentes fuentes de excitaciones y tratar de ver los efectos de cada una sobre el turbocompresor.

Una de las características de la técnica con imágenes desarrollada en este trabajo, es que permite tener información visual del fenómeno en estudio y además es una técnica poco intrusiva, por lo tanto al ser poco intrusiva se pueden hacer estudios con mayor precisión sobre el desequilibrio de ejes en turbocompresores. Los requerimientos de confort en la industria automotriz

cada vez son mayores y el ruido que proviene de los motores es un problema típico con el que se debe lidiar en esta industria. Según la bibliografía consultada (Calvo (2005) [11]) el ruido proveniente del turbocompresor esta relacionado con la amplitud de la vibración de frecuencia síncrona con el eje y esta amplitud depende del nivel de desequilibrio del eje. Por lo tanto se plantea un estudio de la medida del ruido y amplitud de movimiento del eje que permita establecer con mayor precisión el desequilibrio necesario para la disminución del ruido y amplitud de movimiento en el eje.

Trabajos futuros de modelado.

Modelos sencillos de dinámica rotacional. Se deberían considerar el uso de modelos sencillos que predigan la dinámica rotacional de turbocompresores de MCIA. El fenómeno del movimiento del eje en turbocompresores de MCIA tiene varios parámetros muy particulares de cada turbocompresor. Se ha visto que uno de los parámetros es el desequilibrio del eje y es uno de los factores con mayor relevancia en el movimiento del eje. Sin embargo, cada eje de turbocompresor tiene su propio desequilibrio y es por esto que la predicción con mayor exactitud del fenómeno del movimiento y vibración en el eje se vuelve un caso muy particular para cada turbocompresor, por lo que se considera que no se justifica el uso de modelos complejos por lo heterogéneo del problema a resolver y la solución muy particular a obtener.

Modelo 3D de la película de lubricación. Mediante el uso de modelos más complejos como un modelo 3D con una geometría más realista, se puede obtener información adicional y llegar a entender de mejor manera los fenómenos relacionados con la película de lubricación, como por ejemplo, el “quemado ó craqueo del aceite” por condiciones de temperaturas extremas debidas a la fricción o por presencia de gases de escape.

El uso de geometrías más complejas de la película de lubricación para el estudio del movimiento del eje por el momento se considera una tarea que puede resultar no justificada por el tiempo de cálculo necesario. Debido a que un estudio dinámico de la geometría depende no sólo de las características geométricas particulares de cada eje y sus cojinetes, sino además de las diferentes posiciones que puede llegar a ocupar el eje en el interior de los cojinetes.

Recomendaciones para la gestión del control

Al haber determinado criterios de límite de funcionamiento en los turbocompresores se pueden generar alarmas para el conductor del vehículo mediante el “Check Engine” y acciones de control comandadas por la ECU para que se tomen medidas de emergencia, como la apertura de turbina o el cambio en el punto de funcionamiento del motor en caso de superar estas condiciones

límites o críticas. Algunas de las variables que pueden servir para alarmas y estrategias de control son:

Picos de temperatura en la entrada y salida del aceite del turbocompresor (T_OIL_IT, T_OIL_OT). Se debería determinar el ratio de variación de temperatura para establecer de mejor manera el punto y estrategia de control. Sin embargo, como se ha observado en caso de una inminente avería del turbocompresor se han registrado picos bruscos y anormales (que no están relacionados con las variaciones de temperatura de las condiciones del ensayo) en la temperatura del aceite a la entrada del turbocompresor (T_OIL_IT) picos mayores a $20^{\circ}C$ y en la temperatura a la salida del turbocompresor (T_OIL_OT) picos mayores a $40^{\circ}C$.

En los turbocompresores que sufrieron averías se evidencio un incremento anormal (incremento que no está relacionado a las condiciones del ensayo) en la temperatura a la salida de la turbina (T_OT), el aumento de temperatura que se observó en turbocompresores que sufrieron averías fue desde $26^{\circ}C$.

La presión a la salida del compresor (P_OC) es otra variable que puede servir de alarma en caso de averías. En caso de que la turbina este provista por la potencia necesaria y la presión a la salida del compresor disminuya o no sea capaz de aumentar, se debería generar una alarma.

Otra señal que puede ser utilizada para la gestión de control son las vibraciones del turbocompresor. Se han observado vibraciones múltiples de las frecuencias del subsíncrono con amplitudes significativas, estas vibraciones son un indicador claro de rotura del turbocompresor. Sin embargo un inconveniente con la medida de vibraciones con el turbocompresor instalado en el motor es el filtrado de las vibraciones, ya que la amplitud de las vibraciones provenientes del motor son mayores que las provenientes del turbogruppo y esto puede dificultar su filtrado.

Recomendaciones para Mejoras de diseño

Mejorar el sistema de control electrónico para condiciones de arranque en frío no permitiendo aceleraciones del turbocompresor antes de alcanzar cierta temperatura por ejemplo $5^{\circ}C$ a la salida del aceite del turbocompresor.

Se pueden incorporar sensores de temperatura en el sistema de lubricación del turbocompresor para monitorizar cambios bruscos de temperatura.

Se pueden incorporar sensores de presión y temperatura en el sistema de gases de escape y aire de admisión para monitorizar comportamientos anómalos del turbogruppo.

Se puede diseñar un cojinete flotante con un mecanismo de bloqueo (electromagnético, mecánico, fluido no newtoniano, etc...) de giro para que funcione

como cojinete semi-flotante en condiciones extremas de baja presión de lubricación.

Bibliografía

- [1] Zhang Hao. *Model Development and Stability Analysis for a Turbocharger Rotor System under Multi-Field Coupled Forces*. Tesis Doctoral, University of Huddersfield, 2012.
- [2] San Andrés L., Gjika K., Maruyama Ash. y Xia Sherry. “Turbocharger Nonlinear Response with Engine-Induced Excitation: Predictions and Test Data”. *ASME, Turbo Expo 2009, Power for Land, Sea and Air*, 2009.
- [3] Tian L., Wang W.J. y Peng Z.J. “Dynamic behaviour of a full floating ring bearing supported turbocharger rotor with engine excitation”. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 330, pp. 4851–4874, 2011.
- [4] Serrano J. R., Tormos B., Gargar K. L. y Bouffaud F. “Study of the Effects on Turbocharger Performance Generated by the Presence of Foreign Objects at the Compressor Intake”. *Society for Experimental Mechanics*, 2011.
- [5] Kelly A. D. “Rotordynamic characterization and comparison of Turbocharger bearing systems”. *Borg Warner Turbo and Emissions Systems, USA*, 2010.
- [6] Kamesh Punithavathy. *Oil-Whirl Instability in Automotive Turbocharger*. Tesis Doctoral, University of Southampton, 2011.
- [7] Hung Nguyen-Schafer. *Rotordynamics of Automotive Turbochargers*. Springer, 2012.
- [8] Schweizer Bernhard. “Total instability of turbocharger rotors-Physical explanation of the dynamic failure of rotors with full-floating ring bearings”. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 328, pp. 1565–190, 2009.
- [9] Schweizer Bernhard. “Dynamic and stability of turbocharger rotors”. *Archive of Applied Mechanics*, Vol. 80, pp. 1017–1043, 2010.
- [10] Swason Erik, Powell Chris y Weissman Sorin. “A practical Review of Rotating Machinery Critical Speeds and Modes”. *Sound and Vibrations*, May 2005.
- [11] Calvo J.A., Días V. y Roman J.L. “Controlling the Turbocharger whistling noise in diesel engines”. *International Journal of Vehicle Noise and Vibration*, Vol. 2, pp. 17–28, 2005.

Índice Bibliográfico

Adams M. y Lükewille A.

The European Environment State and Outlook 2010: Air pollution.
European Environment Agency. Publications Office of the European Union., 2010.
(citado en p. 2)

Adiletta G., Guido A. y Rossi C.

Chaotic motions of a rigid rotor in short journal bearings.
Nonlinear Dynamics, Vol. 10, pp. 251–269, 1996. (citado en p. 54)

API Assured Performance.

Turbo Failure: Turbocharger Overspeed, 2010. (citado en p. 116)

Benckert H. y Wachter J.

Flow Induced Spring Coefficients of Labyrinth Seals for Application in Rotor Dynamics.
In *Rotordynamic Instability Problems in High-Performance Turbomachinery, Proceedings of a Workshop Held at Texas A&M University*, 12-14 May, NASA CP 2133, 189-212.
(citado en p. 37)

Boyaci A., Hetzler H., Seeman W. y Proppe C.

Analytical bifurcation analysis of a rotor supported by floating ring bearing.
Nonlinear Dynamics, Vol. 57, pp. 497–507, 2009. (citado en p. 50)

Brown R.D., Drummond G. y Addison P.S.

Chaotic response of a short journal bearing.
Journal of Engineering Tribology, Vol. 214, pp. 387–400, 2000. (citado en pp. 50, 51)

Burrows C.R. y R. Stanway.

A Coherent Strategy for Estimating Linearized Oil-Film Coefficients.
Proceedings of The Royal Society, Vol. 370, pp. 89–105, 1980. (citado en p. 26)

by Honeywell Garret.

Turbo Fundamentals Troubleshooting., 2011. (citado en p. 116)

Calvo J.A., Días V. y Roman J.L.

Controlling the Turbocharger whistling noise in diesel engines.
International Journal of Vehicle Noise and Vibration, Vol. 2, pp. 17–28, 2005.
(citado en pp. 46, 116, 241)

Changsen Wan.

Analysis of Rolling Element Bearings.
Mechanical Engineering Publications, 1991. (citado en p. 26)

Charles W. Bert y Tapan K. Paul.

Failure Analysis of rotating Disks.

International Journal Solids Structures, Vol. 32, pp. 1307–13018, 1995.

(citado en p. 116)

Chen Wen Jeng.*Introduction to dynamic of Rotor-Bearing Systems.*

Trafford publishing, 2007.

(citado en pp. 18, 34, 54, 134, 219)

Chen Yu-shu y Ding Qian.

C-L Method and Its Application to Engineering Nonlinear Dynamic Problems.

Applied Mathematics and Mechanics, Vol. 22, pp. 144–153, 2001.

(citado en p. 51)

Childs Dara.*Turbomachinery Rotordynamics: Phenomena, Modeling, and Analysis.*

Wiley, New York, 1993.

(citado en p. 26)

Childs D.W. y Hale K.

A Test Apparatus and Facility to Identify the Rotordynamic Coefficients of High-Speed Hydrostatic Bearings.

ASME Journal of Tribology, Vol. 116, pp. 337–344, 1994.

(citado en p. 38)

Christmann R., Langler F., Habermehl M., Fonts PM., Fontvieille L. y Moulin P.

Low-cycle fatigue of turbocharger compressor wheels - online prediction and lifetime extension.

Imeche, 2010.

(citado en p. 116)

de Castro H.F., Cavalca K.L. y Nordmann R.

Whirl and whip in stabilities in rotor-bearing system considering a nonlinear force model.

Journal of Sound and Vibration, Vol. 317, pp. 273–293, 2008.

(citado en p. 54)

Deligant M., Podevin P. y Descombes G.

CFD model for turbocharger journal bearing performances.

Applied Thermal Engineering, Vol. 31, pp. 811–819, 2011.

(citado en pp. 41, 214)

Dellacorte C. y Valco M.J.

Load Capacity Estimation of Foil Air Journal Bearings for Oil-Free Turbomachinery Applications.

Tribology, Vol. 43, pp. 795–801, 2000.

(citado en p. 26)

Dellis Polichronis, Retzios Evaggelos, Geralis Alcibiades, Gasparakis Elias y Pesaridis Apostolos.

Turbocharger Lubrication - Lubricant Behaviour and Factors That Cause Turbocharger Failure.

International Journal of Automotive Engineering and Technologies, Vol. 2, pp. 40–54, 2013.

(citado en pp. 113, 120)

Di Paolo José, Corvalán Carlos María y Saita Fernando A.

Solución numérica de la ecuación de Reynolds formulación diferencial vs. formulación integral.

Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería, Vol. 11, pp. 303–322, 1995.

(citado en p. 32)

Diana G., Borgese D. y Dufour A.

Experimental and Analytical Research on a Full Scale Turbine Journal Bearing.
In *Proceedings of the 2nd International Conference on Vibration in Rotating Machinery*,
IMechE, Cambridge, UK, 1980. (citado en pp.37, 67)

Duffin S. y Johnson B.T.

Some Experimental and Theoretical Studies of Journal Bearings for Large Turbine-Generator Sets.
Proceedings of IMechE, Vol. 181, pp. 89–97, 1967. (citado en p. 38)

EC.

Energy, transport and environment indicators.
Publications Office of the European Union, 2011. (citado en p. 2)

El-Marhomy Abd Alla.

Effect of various rotor-bearing system parameters on the whirl stability of system rotational modes of motion.
Energy Conversion and Management, Vol. 38, pp. 73–82, 1997. (citado en p. 48)

El-Marhomy Abd Alla y Abdel-Sattar Nasar Eldin.

Stability analysis of rotor-bearing system via Routh-Hurwitz criterion.
Applied Energy, Vol. 77, pp. 287–308, 2004. (citado en p. 48)

EPA.

Light-duty automotive technology, carbon dioxide emissions, and fuel economy trends: 1975 through 2011.
EPA-420-R-12-001a. Transportation and Climate Division. Office of Transportation and Air Quality. US Environmental Protection Agency., 2011. (citado en p. 2)

Franchek N.M. y Childs D.W.

Experimental Test Results for Four High-Speed, High-Pressure, Orifice-Compensated Hybrid Bearings.
ASME Journal of Tribology, Vol. 116, pp. 147–153, 1994. (citado en p. 38)

Frederick Nelson.

Rotordynamics without Equations.
International Journal of COMADEM, Vol. 10, pp. 2–10, 2007. (citado en p. 5)

Fulzele Asmita G., Arajpure V.G., Holay P.P. y Patil N.M.

Condition monitoring of shaft of single-phase induction using optical sensor.
Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 29, pp. 428–435, 2012. (citado en p. 57)

Galindo J., Serrano J.R., Dolz V. y López M.A.

Behavior of an IC Engine Turbocharger in Critical Condition of Lubrication.
SAE International Journal Engines, Vol. 6, 2013. (citado en p. 87)

Gardner M., Myers C., Savage M. y Taylor C.

Analysis of Limit-cycle Response in Fluid-Film Journal Bearings Using The Method of Multiple Scales.
Quarterly Journal of Mechanics & Applied Mathematics, Vol. 38, pp. 27–45, 1985. (citado en p. 50)

Gargiulo E.P.

A Simple Way to Estimate Bearing Stiffness.
Machine Design, Vol. July 24, pp. 107–110, 1980. (citado en p. 26)

Gertzos K.P., Nikolakopoulos P.G. y Papadopoulos C.A.

CFD analysis of journal bearing Hydrodynamic lubrication by Bingham lubricant.
Tribology International, Vol. 41, pp. 1190–1204, 2008. (citado en p. 40)

Gomiciaga R. y Keogh P.S.

Orbit Induced Journal Temperature Variation in Hydrodynamic Bearings.
Journal of Tribology, Vol. 121, pp. 77–84, 1999. (citado en p. 39)

Gunter P., Dreier F., Pfiser T., Czarske J., Haupt T. y Hufenbach W.

Measurement of radial expansion and tumbling motion of a high-speed rotor using optical sensor system.
Mechanical Systems and Signal Processing, 2010. (citado en p. 57)

Gupta P.K.

Advanced Dynamics of Rolling Elements.
 Springer-Verlag, 1984. (citado en p. 26)

Hagg A.C. y Sankey G.O.

Elastic and Damping Properties of Oil-Film Journal Bearings for Application to Unbalance Vibration Calculations.
ASME Journal of Applied Mechanics, Vol. 80, pp. 141–143, 1958. (citado en p. 38)

Hamrock Bernard J., Steven R. Schmid y Bo O. Jacobson.

Fundamentals of Fluid Film Lubrication.
 McGraw-Hill, New York, 1994. (citado en pp. 26, 37)

Hisa S., Matsumura T. y Someya T.

Experiments on the Dynamic Characteristics of Large Scale Journal Bearings.
Proceedings of the 2nd International Conference on Vibration in Rotating Machinery, IMechE, Cambridge, UK, Vol. 284, pp. 223–230, 1980. (citado en p. 37)

Huiping Liu, Hua Xu, Peter J. Ellison y Zhongmin Jin.

Application of Computational Fluid Dynamics and Fluid-Structure Interaction Method to the Lubrication Study of a Rotor-Bearing System.
Tribol Lett, Vol. 38, pp. 325–336, 2010. (citado en p. 41)

Hung Nguyen-Schafer.

Rotordynamics of Automotive Turbochargers.
 Springer, 2012. (citado en pp. 42, 54, 198, 211, 214, 225, 239)

Hung Nguyen-Schafer.

Nonlinear rotordynamic Computations of Automotive Turbochargers Using Rotating Ring Bearings at High Rotor Speeds.
SIRM 2013 - 10th International Conference on Vibrations in Rotating Machines, Berlin, Germany, 25 - 27. February 2013, 2013. (citado en pp. 29, 34, 46, 55, 57)

Idzior Marek, Karpiuk Wojciech, Bielinski Maciej y Borowczyk Tomasz.

Failure identification of turbochargers of internal combustion engines by Means of Multi-functional test stand.
Journal of KONES Power train and Transportation, Vol. 20 No. 3, 2013. (citado en p. 115)

IEA.

Energy Technology Perspectives.
OECD International Energy Agency, 2010. (citado en p. 2)

Jeffcott H.H.

The Lateral vibration of loaded shafts in the neighborhood of a whirl speed: the effect of balance.

Philo, Vol. 6, pp. 37–304, 1919.

(citado en p. 22)

Kamesh Punithavathy.

Oil-Whirl Instability in Automotive Turbocharger.

Tesis Doctoral, University of Southampton, 2011.

(citado en pp. 50, 116, 134, 210, 221, 224, 239)

Kelly A. D.

Rotordynamic characterization and comparison of Turbocharger bearing systems.

Borg Warner Turbo and Emissions Systems, USA, 2010.

(citado en pp. 5, 22, 27, 57, 117, 207, 210, 211, 221, 239)

Kirk R.G., Alsaeed A., Liptrap J., Lindsey C., Sutherland D., Dillon B., Saunders E., Chappell M., Nawshin S., Christian E., Ellis A., Mondschein B., Oliver J. y Sterling J.

Experimental Test Results for Vibration of a High Speed Diesel Engine Turbocharger.

Tribology Transactions, Vol. 51:4, pp. 422–427, 2008.

(citado en pp. 51, 57, 67)

Kostrzewsky G.J. y Flack R.D.

Accuracy Evaluation of Experimental Derived Dynamic Coefficients of Fluid-Film Bearings.

Tribology Transactions, Vol. 33 no 1, pp. 105–114, 1990.

(citado en p. 39)

Kostrzewsky G.J. y Flack R.D.

Comparison Between Measured and Predicted Performance of a Two-Axial-Groove Journal Bearing.

Tribology Transactions, Vol. 39, pp. 571–578, 1996.

(citado en p. 38)

Kostrzewsky G.J., Flack R.D. y Barret L.E.

Theoretical and Lobe Journal Bearing.

Tribology Transactions, Vol. 41, pp. 392–398, 1998.

(citado en p. 38)

Kostrzewsky G.J., Taylor D.V. y Flack R.D.

The Design and Application of a Bearing Test Rig for Dynamic Coefficients.

Proceedings of the 3rd International Conference on Rotordynamics, IFToMM, Lyone, France, pp. 73–77, 1990.

(citado en p. 38)

Kostrzewsky G.J., Taylor D.V. y R.D. Flack.

Experimental Determination of the Dynamic Characteristics of a Two-Axial Groove Journal Bearing.

Tribology Transactions, Vol. 37, pp. 534–542, 1994.

(citado en p. 38)

Kurtin K.A., Childs D.W., San Andrés L. y Hale K.

Experimental Versus Theoretical Characteristics of a High-Speed Hybrid (Combination Hydrostatic and Hydrodynamic) Bearing.

ASME Journal of Tribology, Vol. 115, pp. 160–169, 1993.

(citado en p. 38)

Laurant F. y Childs D.W.

Rotordynamic Evaluation of a Near-Tangential-Injection Hybrid Bearing.

ASME Journal of Tribology, Vol. 121, pp. 886–891, 1999.

(citado en p. 38)

Leufvén Oskar.

Compressor Modeling for Control of Automotive Two Stage Turbochargers.

Master's thesis, Linköpings universitet, 2010. (citado en p. 220)

Lozanovic Jasmina y Lozanovic Veljko.

Damage Analysis of Automotive Turbochargers.

IMEKO TC15 -Experimental Mechanics- 10 th YSESM- Chemnitz, Germany, 2011.

(citado en p. 113)

Lund J.W.

Dynamic Coefficients for Fluid Film Journal Bearings.

Vibration and Wear in High Speed Rotating Machinery, pp. 605–616, 1990.

(citado en p. 26)

Macian V., Lujan J.M., Guardiola C. y Yuste P.

DFT-Based Controller for Fuel Injection Unevenness Correction in Turbocharged Diesel Engine.

IEEE Transactions on control systems technology, Vol. 14, 2006.

(citado en p. 98)

Macián V., Luján J.M., Guardiola C. y Perles A.

A comparison of different methods for fuel delivery unevenness detection in Diesel engines.

Mech, Vol. 20, pp. 2219–2231, 2006.

(citado en p. 98)

Maneshian B. y Gandjalikhan Nassab S.A.

Thermohydrodynamic Characteristics of Journal Bearings Running Under Turbulent Condition.

IJE Transactions A: Basics, Vol. 22, pp. 181–194, 2009.

(citado en p. 40)

Marquette O.R., Childs D.W. y Andrés L.S.

Eccentricity Effects on the Rotordynamic Coefficients of Plain Annular Seals: Theory Versus Experiment.

ASME Journal of Tribology, Vol. 119, pp. 443–448, 1997.

(citado en p. 38)

Matti Vint.

Future IC engine Control Challenges.

Sae Electronic Systems for Vehicle Propulsion Symposium, 2011.

(citado en p. 2)

Mitchell J.R., Holmes R. y Ballegooyen H.V.

Experimental Determination of a Bering Oil Film Stiffness.

Proceedings - of the 4th Lubrication and Wear Convention, IMechE, Vol. 180, pp. 90–96,

1966.

(citado en pp. 36, 39)

Moatti Alexandre.*GASPARD-GUSTAVE DE CORIOLIS (1792-1843) : UN MATHÉMATICIEN, THÉORICIEN DE LA MÉCANIQUE APPLIQUÉE.*

Tesis Doctoral, Université Paris I Panthéon-Sorbonne, 2011.

(citado en p. 219)

Mock P.

European CO2 emission performance standards for passenger cars and light commercial vehicles.

Technical Report, The International Council on Clean Transportation., 2012.

(citado en p. 3)

Mora Edgar. y Martínez Juan.

Investigación en Mecanismos de Falla de Elementos de Máquinas.

Colciencias y SENA, 2008.

(citado en pp. 152, 154)

Muller-Karger C.M., Barret L. y Flack R.D.

Influence of Fluid Film Non-Linear on the Experimental Determination of Dynamic Stiffness and Damping Coefficients for Three-Lobe Journal Bearing.

Tribology Transactions., Vol. 40, pp. 49–56, 1997.

(citado en p. 39)

Myers C.J.

Bifurcation Theory Applied to Oil Whirl in Plain Cylindrical Journal Bearings.
Journal of Applied Mechanics: ASME, Vol. 51, pp. 244–250, 1984. (citado en p. 50)

Newkirk B. L. y Taylor H. D.

Shaft whipping due oil action in journal bearing.
General Electric Review, Vol. 28, pp. 559–568, 1925. (citado en p. 42)

Nikolakopoulos P. G. y Papadopoulos C. A.

Controllable High Speed Journal Bearings, Lubricated with Electrorheological fluid - An Analytical and Experimental Approach.
Tribology International, Vol. 31, pp. 225–234, 1998. (citado en p. 37)

Omidreza Ebrat, Zissimos P., Mourelatos Nickolas, Vlahopoulos Kumar y Vaidyanathan.

Calculation of Journal Bearing Dynamic Characteristics Including Journal Misalignment and Bearing Structural Deformation.
Tribology Transactions, Vol. 47, pp. 94–102, 2004. (citado en p. 39)

Palmgren Arvid.

Ball and Roller Bearing Engineering.
Burbank, 1959. (citado en p. 26)

Parkins D.W. y Horner D.

Tilting Pad Journal Bearings-Measure and Predicted Stiffness Coefficients.
Tribology Transactions, Vol. 36, pp. 359–366, 1993. (citado en p. 37)

Pascual Rodrigo J. y Meruane Viviana N.

Identificación numérica de parámetros en descansos hidrodinámicos por medio de CFD.
Sociedad Chilena de Mecánica Computacional, Vol. 3, 2005. (citado en pp. 32, 39, 203)

Pastor J V., Serrano J, Dolz V y López M A.

A Non-invasive Optical Technique to Observe Turbocharger Shaft Whirl.
XXI Biennial Symposium on Measuring Techniques in Turbomachinery, 2012.
(citado en p. 107)

Payri F. y Desantes J.M.

Motores de combustión interna alternativos.
Editorial Reverté, 2011. (citado en pp. 4, 220)

Payri F., Lujan J.M., Guardiola C. y Rizzoni G.

Injection diagnosis through common-rail pressure measurement.
Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 220, pp. 347–357, 2006. (citado en p. 97)

Payri Francisco, Pastor José Vicente, Payri Raul y Manin Julien.

Determination of the optical depth of a DI diesel spray.
Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 25, pp. 209–219, 2011.
(citado en p. 68)

Pettinato B. y Flack R.D.

Test Results for a Highly Preloaded Three-Lobe Journal Bearing-Effect of Load Orientation on Static and Dynamic Characteristics.
Lubrication Engineering, Journal of the Society of Tribologists and Lubrication Engineers, Vol. 57, pp. 23–30, 2001. (citado en p. 38)

Pinkus Oscar y Sternlicht Beno.*Theory of Hydrodynamic Lubrication.*

McGraw-Hill, New York, 1961.

(citado en pp. 26, 36)

Ragulskis K. M., Jurkauskas A. Y., Atstupenas V. V., Vitkute A. Y. y Kulvec A. P.*Vibrations of bearings.*

NASA, 1979.

(citado en p. 26)

Reynolds Osborne.

On the Theory of Lubrication and its Application to Mr. BEAUCHAMP TOWER'S Experiments, including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil.

Philosophical Transactions of the Royal Society of London, Vol. 177, 1886.

(citado en pp. 27, 28)

Ronald Flack, Kostrzewsky Gregory y Taylor David.

A Hydrodynamic Journal Bearing Test Rig with Dynamic Measurement Capabilities.

Tribology Transactions, Vol. 36:4, pp. 497-512, 1993.

(citado en p. 37)

Rothberg Steve y Bell John.

On the application for laser vibrometer to translational and rotational vibration measurements on rotating shafts.

Measurement, pp. 201-210, 2004.

(citado en p. 57)

Rouvas C. y Childs D.W.

A Parameter Identification Methods for the Rotordynamic Coefficients of a High Reynolds Number Hydrostatic Bearing.

ASME Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 115, pp. 264-270, 1993.

(citado en p. 38)

Sakakida H., Asatsu S. y Tasaki S.

The Static and Dynamic Characteristics of 23 Inch (584.2 mm) Diameter Journal Bearing.

In *Proceedings of the 5th International Conference on Vibration in Rotating Machinery, IMechE, Bath, UK*, 1992.

(citado en p. 37)

Salim M. y Cheah S.C.Wall y^+ Strategy for Dealing with Wall-bounded Turbulent Flows.*Proceedings of the International MultiConference of Engineers and Computer Scientists*, Vol. 2, 2009.

(citado en p. 215)

San Andrés L., Gjika K., Maruyama Ash. y Xia Sherry.

Turbocharger Nonlinear Response with Engine-Induced Excitation: Predictions and Test Data.

ASME, Turbo Expo 2009, Power for Land, Sea and Air, 2009.

(citado en pp. 53, 134, 225, 227, 237)

Schlichting H.*Boundary Layer Theory.*

McGraw-Hill, New York, 1960.

(citado en p. 36)

Schweizer Bernhard.

Total instability of turbocharger rotors-Physical explanation of the dynamic failure of rotors with full-floating ring bearings.

Journal of Sound and Vibration, Vol. 328, pp. 1565-190, 2009.

(citado en pp. 43, 45, 52, 56, 57, 67, 211, 225, 239)

Schweizer Bernhard.

Dynamic and stability of turbocharger rotors.

Archive of Applied Mechanics, Vol. 80, pp. 1017–1043, 2010.

(citado en pp. 43, 45, 53, 57, 194, 211, 239)

Schweizer G.

Applications and Research Topics for Active Magnetic Bearings.

Proceedings IUTAM-Symposium on Emerging Trends in Rotor Dynamics, March 23-26.

Springer-Verlag, 2009.

(citado en p. 26)

Schweizer G., Bleuler H. y Traxler A.

Active Magnetic Bearing: Basics, Properties and Application of Active Magnetic Bearings.

Vdf Hochschulverlag AG an der ETH, Zürich, 1994.

(citado en p. 26)

Serrano J. R., Tormos B., Gargar K. L. y Bouffaud F.

Study of the Effects on Turbocharger Performance Generated by the Presence of Foreign Objects at the Compressor Intake.

Society for Experimental Mechanics, 2011.

(citado en pp. 69, 238, 239)

Smith D.M.

Journal Bearings in Turbomachinery.

Chapman and Hall, London, 1969.

(citado en p. 26)

Someya T.

An Investigation into the Spring and Damping Coefficients of the Oil Film in Journal Bearing.

Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol. 42, pp. 2599–2606, 1976.

(citado en p. 37)

Stacke L-E. y Fritzson D.

Dynamic behaviour of rolling bearings: Simulations and experiments.

Journal of Engineering Tribology, Vol. 215, pp. 499–508, 2001.

(citado en p. 26)

Sterling J.

Influence of induced unbalanced on subsynchronous vibration of an automotive turbocharger.

Master's thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, 2009.

(citado en pp. 45, 47, 194)

Swason Erik, Powell Chris y Weissman Sorin.

A practical Review of Rotating Machinery Critical Speeds and Modes.

Sound and Vibrations, May 2005.

(citado en pp. 44, 227, 240)

Tancrez M., Galindo J., Guardiola C., Fajardo P. y Varnier O.

Turbine adapted maps for turbocharger engine matching.

Experimental Thermal and FLuid Science, Vol. 35, pp. 146–153, 2011.

(citado en p. 4)

Taylor D.V., Kostrzewsky G.J., Flack R.D. y Barret L.E.

Measured Performance of a High Load Three-Lobe Journal Bearing-Part II: Dynamic Characteristics.

Tribology Transactions, Vol. 38, pp. 707–713, 1995.

(citado en p. 38)

Technologies Honeywell Turbo.

Burst and Containment: Ensuring Turbocharger Safety.

Garret by Honeywell White Paper, 2008.

(citado en pp. 116, 177, 178, 179)

Technologies Honeywell Turbo.

Turbo Fundamentals.

EMEA Aftermarket Press Event, 2009.

(citado en p. 113)

Tedric A., Harris M. y Kotzalas N.*Essential Concepts of Bearing Technology*.

Taylor and Francis, 2007.

(citado en p. 26)

Tetsui Toshimitsu.

Development of a TiAl turbocharger for passenger vehicles.

Materials Science and Engineering, pp. 329–331, 2002.

(citado en pp. 178, 218)

Tian L., Wang W.J. y Peng Z. J.

Nonlinear effects of unbalance in the rotor-floating ring bearing system of turbochargers.

Mechanical Systems and signal Processing, Vol. 34, pp. 298–320, 2013.

(citado en pp. 56, 224)

Tian L., Wang W.J. y Peng Z.J.

Dynamic behaviour of a full floating ring bearing supported turbocharger rotor with engine excitation.

Journal of Sound and Vibration, Vol. 330, pp. 4851–4874, 2011.

(citado en pp. 44, 45, 54, 194, 237)

Tiwari R., Lees A. W. y Friswell M. I.

Identification of Seed-Dependent Bearing Parameters.

Journal of Sound and Vibration, Vol. 254, pp. 967–986, 2002.

(citado en p. 37)

Tree Dale R. y Svensson Kenth I.

Soot process in compression ignition engines.

Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 33, pp. 272–309, 2006.

(citado en p. 116)

Vance John, Fouad Zeidan y Brian Murphy.*Machinery vibration and Rotordynamics*.

JOHN WILEY & SONS, INC, 2010.

(citado en p. 19)

Verhoeven John D.*Metallurgy of Steel for Bladesmiths & Others who Heat Treat and Forge Steel*.

Iowa University, 2005.

(citado en p. 120)

Vistamehr Arian.

Analysis of Automotive turbocharger nonlinear vibration including bifurcations.

Master Thesis. Texas A&M University, 2009.

(citado en pp. 43, 45, 52, 57, 115, 134)

Wachel JC. y Szenasi Fred.

Analysis of torsional vibrations in rotating machinery.

Proceedings of Twenty-Second Turbomachinery Symposium (San Antonio Texas), 1993.

(citado en p. 152)

Wada Sanae y Hayashi Hirotsugu.

Application of Finite-Element Method to Hydrodynamic Lubrication Problems.

Bulletin of the J, Vol. 14, pp. 1234–1244, 1971.

(citado en p. 32)

Wada Sanae y Hayashi Hirotsugu.

Application of Finite-Element Method to Hydrodynamic Lubrication Problems (Part 1).

Bulletin of the JSME, Vol. 14, pp. 1222–1233, 1971.

(citado en p. 32)

Wenhui Xie, Yougang Tang y Yushu Chen.

Analysis of motion stability of the flexible rotor-bearing system with two unbalanced disks.
Journal of Sound and Vibration, Vol. 310, pp. 381–393, 2008. (citado en p. 45)

Wygant K.D., Flack R.D. y Barret L.E.

Influence of Pad Pivot Friction on Tilting-Pad Journal Bearing Measurement. Part II: Dynamic Coefficients.
Tribology Transactions, Vol. 42, pp. 250–256, 1999. (citado en p. 38)

Yanabe S., Yamashita S. y B. Weyh.

A Method for Measuring Oil Film Coefficients of Journal Bearings.
In *Proceedings of the 3rd International Conference on Rotordynamics, IFToMM, Lyone, France*, 1990. (citado en p. 39)

Yukio Hori.

Hydrodynamic Lubrication.
Springer-Verlag, 2006. (citado en pp. 25, 29, 156)

Zhang Hao.

Model Development and Stability Analysis for a Turbocharger Rotor System under Multi-Field Coupled Forces.
Tesis Doctoral, University of Huddersfield, 2012. (citado en pp. 105, 225, 237)

Zhao S.X.

An experimental study of nonlinear oil-film forces of a journal bearing.
Journal of Sound and Vibration, Vol. 287, pp. 827–843, 2005. (citado en p. 35)