DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA ENERGÉTICA
—
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS
INDUSTRIALES
—
UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID

**MÉTODO PARA OPTIMIZAR LA
PLANIFICACIÓN DE LOS LAVADOS
“OFF-LINE” EN COMPRESORES DE
TURBINAS DE GAS**

Tesis para la obtención del grado de Doctor en Ingeniería Industrial

Autor:

Javier Martín-Aragón Gutiérrez

Máster Universitario en Ingeniería Mecánica por la Universidad
Politécnica de Madrid

Director:

Manuel Valdés del Fresno

Doctor Ingeniero Industrial por la Universidad Politécnica de Madrid

Diciembre 2016

TRIBUNAL

Nombrado por el Magnífico y Excelentísimo Señor Rector de la Universidad Politécnica de Madrid

Presidente

Dr. Jesús Casanova Kindelán

Secretario

Dr. José Manuel Burón Caballero

Vocales

Dr. Antonio Rovira de Antonio

Dr. José Ignacio Noriega Goriba

Dr. Víctor Francisco de la Peña Aranguren

Suplentes

Dra. Marta Muñoz Domínguez

Dr. Pedro Acisclo Rodríguez Aumente

AGRADECIMIENTOS

A Manuel Valdés, mi director de tesis, ya que sin su ayuda y paciencia estos años no hubiese sido posible realizar esta tesis.

A Antonio, Isaac, Miguel y a la empresa con quién iniciamos este proyecto, muchas gracias por vuestro esfuerzo.

A Gema, que ha estado ahí desde el principio, por su insustituible apoyo en todo momento, levantándose el ánimo y controlando mi euforia cuando ha sido necesario.

A mis padres y mi hermano, que me han dado la impagable oportunidad de completar mis estudios desde que era un niño, educándose en el esfuerzo y la constancia.

A mis amigos, que me han visto maldecir tantas veces cuando las cosas se torcían.

A los que no he nombrado pero deberían estar en la lista.

Gracias a todos,

RESUMEN

El objetivo principal de esta tesis es el desarrollo de un procedimiento que permita determinar la conveniencia de realizar lavados *off-line* en los compresores de las turbinas de gas, con independencia del tecnólogo. La necesidad de realizar lavados *off-line* se debe al ensuciamiento de los compresores provocado por las deposiciones de partículas en los álabes, las cuales los filtros de entrada no consiguen retener.

El procedimiento desarrollado tiene una base económica que relaciona las pérdidas en prestaciones que se consideran causadas por el ensuciamiento con el sobrecoste que esas pérdidas provocan la central eléctrica en la que funcionan las turbinas de gas.

Se han realizado estudios en cuatro turbinas de gas instaladas en dos centrales térmicas de ciclo combinado 2x1, analizando la variación con el tiempo de diferentes parámetros del conjunto de la turbina. Durante este trabajo también surge la necesidad de realizar un estudio individual del compresor, aislándolo del resto de la turbina de gas. Para ello se desarrolló un método basado en análisis estadísticos que permite obtener factores de corrección ambientales.

Los resultados obtenidos demuestran que con el tiempo hay una disminución del rendimiento del compresor en torno al 1.5% tras funcionar 2000 horas a plena carga. La recuperación de rendimiento media registrada en los lavados *off-line* es del 99,7%. No obstante existen ciertas diferencias entre lavados que hacen suponer que no todos son igual de efectivos o que se realizaron pensando que había problemas de ensuciamiento cuando en realidad no los hubo. Por último, se ha comprobado que la variación con el tiempo de la relación de compresión y del caudal de aire no ha sido tan elevada como se esperaba, existiendo recuperaciones irregulares tras los lavados.

ABSTRACT

The main goal of this thesis is to develop a method which allows scheduling off-line washings on gas turbine compressors, whoever the compressor's manufacturer. The objective of off-line washings is to remove the fouling deposited on the compressor and thus, to restore the gas turbine efficiency.

The method developed in this thesis has an economic base that links the loss of performance due to fouling and the over-cost that loss implies in the electrical facility in which the gas turbines are installed.

Several studies have been done with four gas turbines installed within two 2x1 combined cycles 2x1, analysing the trend of different parameters. The study of the compressor isolate from the rest of components was necessary in order to analyse the effects of fouling without the influence of other effects that could affect the gas turbine efficiency. Thus, a method to yield correction factors was defined based on statistical analysis.

The thesis results show that the isentropic compressor efficiency drops around 1.5 % after 2000 hours running at full load. The efficiency recuperation after performing an *off-line* washing is 99.7%. There are also some differences between washings that might suggest not every washing have the same effects or maybe, they were performed when the problem wasn't fouling but other factors. Finally, it was checked that the variation of air flow and compression ratio is not as clear as some author reveal in their studies.

ÍNDICE

CAPÍTULO 1 INTRODUCCIÓN	1
1.1 MOTIVACIÓN	1
1.2 OBJETIVOS	2
1.3 ESTRUCTURA DE LA TESIS	2
1.4 INTRODUCCIÓN A LAS TURBINAS DE GAS Y A LOS CICLOS COMBINADOS	3
1.4.1 Turbinas de Gas	3
1.4.1.1 Compresor	4
1.4.1.2 Cámara de combustión	6
1.4.1.3 Turbina	7
1.4.1.4 VIGVs	7
1.4.2 Centrales Térmicas de Ciclo Combinado	10
1.5 FACTORES DE INFLUENCIA EN LAS PRESTACIONES DEL COMPRESOR Y DE LA TG	11
1.5.1 Factores de influencia en el compresor	12
1.5.1.1 Influencia de la temperatura ambiente en el compresor	12
1.5.1.2 Influencia de la presión ambiental en el compresor	13
1.5.1.3 Influencia de la humedad relativa en el compresor	15
1.5.2 Factores de influencia en la TG	16
1.5.2.1 Temperatura ambiental	16
1.5.2.2 Presión ambiental	17
1.5.2.3 Influencia de la humedad relativa	17
1.5.2.4 Influencia de la pérdida de presión en los filtros de entrada	17
1.5.2.5 Influencia del poder calorífico inferior (PCI) del combustible	18
REFERENCIAS CAPÍTULO 1	19
CAPÍTULO 2 ESTADO DEL ARTE.....	21
2.1 DETERIORO DEL COMPRESOR.....	21
2.1.1 Tipos de degradación	22
2.1.2 Mecanismos de deterioro	23
2.1.3 Factores que influyen en los mecanismos de deterioro	25
2.1.4 Consecuencias del ensuciamiento de los compresores	27
2.1.4.1 Fenomenología del ensuciamiento	27
2.1.4.2 Degradación de prestaciones	29
2.1.4.3 Impacto ambiental	31
2.1.4.4 Formas de detectar el ensuciamiento	32
2.2 TIPOS DE LAVADOS	33
2.2.1 Lavados on-line	35
2.2.2 Lavados off-line	36
2.2.3 Otros tipos de mantenimiento	36
2.2.3.1 Lavado a mano del compresor	36
2.2.3.2 Lavado abrasivo	36
2.2.3.3 Inyección on-line de agua entre etapas	37
2.3 MÉTODOS EXISTENTES PARA PROGRAMAR LAVADOS	37
2.3.1 Naga y Achutha (2008)	37

2.3.2 Gülen, Griffin, Paolucci (2002).....	40
2.3.3 Sánchez et al. (2009).....	43
2.3.4 Aretakis et al. (2012)	46
2.3.5 Hovland y Antoine (2004).....	49
REFERENCIAS CAPÍTULO 2	51

CAPÍTULO 3 DESARROLLO TEÓRICO DEL MÉTODO PARA LA OPTIMIZACIÓN DE LOS LAVADOS OFF-LINE ... 58

3.1 MODELO ECONÓMICO	58
3.1.1 Pérdida de potencia máxima.....	59
3.1.2 Pérdida de rendimiento	59
3.1.3 Definición de los costes económicos	60
3.1.3.1 Cálculo del lucro cesante	61
3.1.4 Factor de ensuciamiento	62
3.1.4.1 Comparación con el método desarrollado por Gülen et al. (2002)	67
3.2 RELACIÓN ENTRE LAS PÉRDIDAS DEL COMPRESOR Y EL INCREMENTO DE CONSUMO DE COMBUSTIBLE Y DE HEAT RATE	70
3.3 FACTORES DE CORRECCIÓN	77
3.3.1 Horas Equivalentes a Plena Carga.....	78
3.3.2 Método de obtención de las ecuaciones de regresión	80
3.3.2.1 Estudio por intervalos de carga	81
3.3.2.2 Filtrado de señales.....	82
3.3.3 Establecimiento de las prestaciones del compresor y la TG en condiciones ISO. Factores de corrección	84
3.3.4 Ejemplo de aplicación a un compresor real.....	85
3.3.4.1 Cálculo de las ecuaciones de regresión.....	85
3.3.4.2 Cálculo de los factores de corrección.....	86
3.3.4.3 Influencia de la pérdida de prestaciones del compresor en el consumo de combustible y en el heat rate	87
3.4 MÉTODO PARA ESTIMAR LA CONVENIENCIA DE REALIZAR LAVADOS OFF-LINE.	88
3.4.1 Esquema del método.....	88
3.4.1.1 Procesamiento de los datos almacenados.....	88
3.4.1.2 Cálculo en tiempo real.....	90
3.4.1.3 Predicciones a futuro	90
3.4.2 Comparación con los métodos descritos en el Capítulo 2	93
REFERENCIAS CAPÍTULO 3	95

CAPÍTULO 4 RESULTADOS 97

4.1 ANÁLISIS DE DIFERENTES PARÁMETROS REGISTRADOS EN LAS TURBINAS DE GAS ESTUDIADAS	97
4.1.1 Análisis del rendimiento isentrópico del compresor.....	99
4.1.2 Análisis del caudal de aire	108
4.1.3 Análisis de la relación de compresión.....	113
4.1.4 Análisis de la Temperatura de Salida del Compresor (T_3).....	118
4.1.5 Análisis de la Temperatura de Entrada a la Turbina (T_4).....	123

4.1.6	Análisis del caudal másico de combustible	126
4.1.7	Análisis de la potencia producida	130
4.2	RESULTADOS DE APLICAR EL MÉTODO DE PLANIFICACIÓN DE LAVADOS	133
4.2.1	Resultados obtenidos en la TG1 de la CTCC1	134
4.2.2	Resultados obtenidos en la TG2 de la CTCC1	140
4.2.3	Resultados obtenidos en la TG1 de la CTCC2	142
4.2.4	Resultados obtenidos en la TG2 de la CTCC2	145
	REFERENCIAS CAPÍTULO 4	147
CAPÍTULO 5 CONCLUSIONES		148
5.1	CONCLUSIONES PRINCIPALES	148
5.1.1	Conclusiones sobre el método de planificación de lavados off-line desarrollado en esta tesis	148
5.2	CONCLUSIONES ADICIONALES.....	152
5.2.1	Efecto de la temperatura ambiental	152
5.2.2	Efecto de la presión ambiental	153
5.3	LÍNEAS FUTURAS	153
	REFERENCIAS CAPÍTULO 5	155
ANEXOS		163

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1.1 Esquema de una TG y ciclo de Brayton	4
Ilustración 1.2 Esquema de un compresor [91].....	5
Ilustración 1.3 Mapa genérico de curvas características del compresor	6
Ilustración 1.4 VIGV, modificación de los triángulos de velocidades.....	8
Ilustración 1.5 Modificación del mapa de curvas características con la variación de VIGV	10
Ilustración 1.6 CTCC disposición 2x1.....	11
Ilustración 1.7 Efecto de la temperatura en las prestaciones del compresor (GasTurb11 [6])	12
Ilustración 1.8 Influencia de la variación de la temperatura ambiente en el punto de trabajo del compresor.....	13
Ilustración 1.9 Efecto de la presión ambiental en las prestaciones del compresor (GasTurb11 [6])	14
Ilustración 1.10 Efecto de la variación de la presión ambiental en el punto de trabajo del compresor	14
Ilustración 1.11 Efecto de la humedad relativa en el compresor (GasTurb11 [6])	15
Ilustración 1.12 Efecto de la variación de la humedad relativa en el punto de trabajo del compresor	15
Ilustración 1.13 Efecto de la temperatura ambiente en el heat rate, potencia de salida, caudal de salida y consumo (Brooks (2006))	17
Ilustración 1.14 Factores de corrección por PCI y C/H del combustible (Cloyd y Harris (1995)).....	18
Ilustración 2.1 Desplazamiento de la línea de trabajo del compresor debido al ensuciamiento (Dundas (1986)).....	28
Ilustración 2.2 Efecto del ensuciamiento en el mapa de curvas características del compresor (Meher-Homji et al. (2004))	29
Ilustración 2.3 Variación de las emisiones de NOx y del caudal de aire debido al ensuciamiento (Meher-Homji (2004))	32
Ilustración 2.4 Evolución del rendimiento y efecto de los lavados	34
Ilustración 2.5 Inyector de agua lavado on-line.....	35
Ilustración 2.6 Esquema del método de programación de lavados de Gülen et al. (2002)	40
Ilustración 2.7 Linealización de las pérdidas instantáneas de consumo y potencia	43
Ilustración 2.8 Esquema del proceso de optimización se lavados definido por Aretakis et al. (2012).....	48
Ilustración 2.9 Esquema del método para la optimización de lavados usado por Hovland et al. (2004).....	49
Ilustración 3.1 Evolución de los costes instantáneos debidos al ensuciamiento	61
Ilustración 3.2 Método para realizar el cálculo del lucro cesante.....	62
Ilustración 3.3 Gráfica estándar de la evolución del coste medio y el coste instantáneo debido al ensuciamiento.....	63
Ilustración 3.4 Interpretación gráfica del FI	65
Ilustración 3.5 Interpretación gráfica de FI = 1	65

Ilustración 3.6 Gráfica estándar de la evolución del coste medio, el coste instantáneo y FI debido al ensuciamiento si el ensuciamiento de la turbina no va a más y FI aún no ha superado uno.....	66
Ilustración 3.7 Linealización de las pérdidas instantáneas de consumo y potencia	67
Ilustración 3.8 Gráfica del tiempo óptimo de lavado si el incremento del coste instantáneo es lineal con el tiempo	70
Ilustración 3.9 Representación gráfica de los costes instantáneos realizando varios lavados off-line consecutivos.....	70
Ilustración 3.10 Variación de las curvas características del compresor debido al ensuciamiento	74
Ilustración 3.11 Efecto de la variación de las prestaciones del compresor en la Potencia y en el Heat Rate en condiciones ISO	74
Ilustración 3.12 Efecto de la variación del rendimiento del compresor en la Potencia y en el Heat Rate en condiciones ISO.....	75
Ilustración 3.13 Efecto de la variación del caudal másico de aire del compresor en la Potencia y en el Heat Rate en condiciones ISO	75
Ilustración 3.14 Efecto de la variación de la relación de compresión en la Potencia y en el Heat Rate en condiciones ISO.....	76
Ilustración 3.15 Horas de Funcionamiento de dos turbinas de gas, a diferentes cargas, durante un periodo de tiempo de 5 meses	79
Ilustración 3.16 Ejemplo de evolución de FI	82
Ilustración 3.17 Campana de Gauss	84
Ilustración 3.18 Evolución de las prestaciones del compresor con HEPC.....	86
Ilustración 3.19 Efecto de la pérdida de prestaciones del compresor en el consumo de combustible y en la potencia de la TG.....	88
Ilustración 3.20 Escenarios para predicciones futuras de ensuciamiento	92
Ilustración 4.1 Efecto de la HEPC en el rendimiento isentrópico del compresor en el análisis de regresión de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para todas las cargas	102
Ilustración 4.2 Efecto de Ta en el rendimiento isentrópico del compresor en el análisis de regresión de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para todas las cargas	102
Ilustración 4.3 Efecto de Ta en el rendimiento isentrópico del compresor en el análisis de regresión de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga elevados (VIGV>78°)	103
Ilustración 4.4 Efecto de la presión ambiental en el rendimiento isentrópico del compresor en el análisis de regresión de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga elevados (VIGV > 78°).....	104
Ilustración 4.5 Efecto de la humedad relativa en el rendimiento isentrópico del compresor en el análisis de regresión de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga elevados (VIGV > 78°).....	104
Ilustración 4.6 Efecto de las HEPC en el rendimiento isentrópico del compresor en el análisis de regresión de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo	

	de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga elevados (VIGV > 78°)	105
Ilustración 4.7	Efecto de las HEPC en el rendimiento isentrópico del compresor en el análisis de regresión de la TG1 de la CTCC2 en el primer periodo de tiempo (10/12/2008-01/02/2010) para grados de carga elevados (VIGV > 78°)	106
Ilustración 4.8	Efecto de la temperatura ambiental en caudal másico de aire del compresor en el análisis de regresión de la TG2 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga elevados (VIGV>78°).....	109
Ilustración 4.9	Efecto de la presión ambiental en caudal másico de aire del compresor en el análisis de regresión de la TG2 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga elevados (VIGV>78°).....	110
Ilustración 4.10	Efecto de la humedad relativa en caudal másico de aire del compresor en el análisis de regresión de la TG2 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga elevados (VIGV>78°)	110
Ilustración 4.11	Efecto de las HEPC en el caudal másico de aire en el análisis de regresión de la TG2 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga elevados (VIGV>78°). 111	
Ilustración 4.12	Efecto de las HEPC en el caudal másico de aire de la TG1 de la CTCC2 en el primer periodo de tiempo (10/12/2008-01/02/2010) para grados de carga elevados (VIGV = 78 - 88°)	112
Ilustración 4.13	Efecto de la temperatura ambiente en la relación de compresión del compresor de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga elevados (VIGV > 78°).....	115
Ilustración 4.14	Efecto de la humedad relativa en la relación de compresión del compresor de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga elevados (VIGV > 78°).....	115
Ilustración 4.15	Efecto de las HEPC en la relación de compresión del compresor de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga elevados (VIGV > 78°)	116
Ilustración 4.16	Efecto de las HEPC en la relación de compresión del compresor de la TG2 de la CTCC2 en el primer periodo de tiempo (10/12/2008-01/02/2010) para grados de carga elevados (VIGV > 78°)	117
Ilustración 4.17	Diagrama h-s donde se muestran los posibles efectos del ensuciamiento en la temperatura de salida del compresor	119
Ilustración 4.18	Efecto de las HEPC en la T ₃ en el análisis de regresión de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga medios (VIGV = 68 - 78°).....	121
Ilustración 4.19	Efecto de las HEPC en la T ₃ en el análisis de regresión de la TG1 de la CTCC2 en el primer periodo de tiempo (10/12/2008-01/02/2010) para grados de carga elevados (VIGV > 78°)	122

Ilustración 4.20 Efecto de las HEPC en la T_4 en el análisis de regresión de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$).....	124
Ilustración 4.21 Efecto de las HEPC en la T_4 en el análisis de regresión de la TG1 de la CTCC2 en el primer periodo de tiempo (10/12/2008-01/02/2010) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$).....	125
Ilustración 4.22 Efecto de HEPC en el caudal másico de combustible de la TG2 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga medios ($VIGV = 68-78^\circ$).....	128
Ilustración 4.23 Efecto de HEPC en el caudal másico de combustible de la TG1 de la CTCC2 en el primer periodo de tiempo para grados de carga altos ($VIGV > 78^\circ$).....	129
Ilustración 4.24 Efecto de HEPC en la potencia de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga altos ($VIGV > 78^\circ$).....	131
Ilustración 4.25 Efecto de HEPC en la potencia de la TG2 de la CTCC2 en el primer periodo de tiempo (10/12/2008-01/02/2010) para grados de carga altos ($VIGV > 78^\circ$).....	132
Ilustración 4.26 Evolución del rendimiento isentrópico del compresor de la TG1 de la CTCC1	135
Ilustración 4.27 Evolución del caudal másico de aire del compresor de la TG1 de la CTCC1	135
Ilustración 4.28 Evolución de la relación de compresión del compresor de la TG1 de la CTCC1	136
Ilustración 4.29 Curva de FI de la TG1 de la CTCC1 durante el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011 sin tener en cuenta el lucro cesante) .	136
Ilustración 4.30 Evolución del consumo extra de combustible con HEPC para la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) sin tener en cuenta el lucro cesante	137
Ilustración 4.31 Evolución del coste instantáneo con HEPC para la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) sin tener en cuenta el lucro cesante	137
Ilustración 4.32 Evolución del coste medio por ensuciamiento con las HEPC de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) sin tener en cuenta el lucro cesante	138
Ilustración 4.33 Curva de FI con lucro cesante de la TG1 de la CTCC1 durante el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) teniendo en cuenta el lucro cesante	139
Ilustración 4.34 Evolución del coste medio por ensuciamiento con las HEPC de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) teniendo en cuenta el lucro cesante	139
Ilustración 4.35 Curva de FI de la TG2 de la CTCC1 durante el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) sin tener en cuenta el lucro cesante .	140
Ilustración 4.36 Evolución del coste medio por ensuciamiento con las HEPC de la TG2 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) sin tener en cuenta el lucro cesante	141

Ilustración 4.37 Evolución del coste instantáneo con HEPC para la TG2 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) sin tener en cuenta el lucro cesante	141
Ilustración 4.38 Curva de FI de la TG2 de la CTCC1 durante el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) teniendo en cuenta el lucro cesante .	142
Ilustración 4.39 Curva de FI de la TG1 de la CTCC2 durante el primer periodo de tiempo (10/12/2008 -01/02/2010) sin tener en cuenta el lucro cesante.....	143
Ilustración 4.40 Evolución del coste medio por ensuciamiento con las HEPC de la TG1 de la CTCC2 en el primer periodo de tiempo (10/12/2008 - 01/02/2010) sin tener en cuenta el lucro cesante	144
Ilustración 4.41 Curva de FI de la TG1 de la CTCC2 durante el primer periodo de tiempo (10/12/2008 - 01/02/2010) teniendo en cuenta el lucro cesante.....	144
Ilustración 4.42 Curva de FI de la TG2 de la CTCC2 durante el primer periodo de tiempo (10/12/2008 -01/02/2010) sin tener en cuenta el lucro cesante.....	145
Ilustración 4.43 Curva de FI de la TG2 de la CTCC2 durante el primer periodo de tiempo (10/12/2008 -01/02/2010) teniendo en cuenta el lucro cesante.....	146
Ilustración 4.44 Evolución del coste medio por ensuciamiento con las HEPC de la TG2 de la CTCC2 en el primer periodo de tiempo (10/12/2008 - 01/02/2010) teniendo en cuenta el lucro cesante	146
Ilustración 5.1 Efecto de las HEPC en el caudal másico de aire en el análisis de regresión de la TG2 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga elevados (VIGV>78°)	151

Capítulo 1

INTRODUCCIÓN

En este primer capítulo de la tesis se hace una presentación del trabajo que se ha realizado, se enuncian los objetivos que se persiguen y se plantea la estructura que se ha seguido en el trabajo. Además, se efectúa una breve introducción teórica sobre ciclos combinados y turbinas de gas y los factores por los que se ven afectados.

1.1 Motivación

Hace años que se estudia el ensuciamiento de los compresores de las turbinas de gas, su efecto económico y las posibles formas de mitigar este efecto. Entre los diferentes métodos desarrollados para solucionar el problema del ensuciamiento se encuentran los lavados *off-line*, que consiguen limpiar los compresores y obtener una recuperación de rendimiento cercana al 100%.

Esta tesis surge del interés que muestra una empresa eléctrica española en tener una herramienta que le ayude en la toma de decisiones a la hora de realizar lavados *off-line* en los compresores de sus turbinas de gas.

Para llevar a cabo el trabajo, se dispuso de los datos (históricos y en tiempo real) registrados por los sensores distribuidos en dos centrales de ciclo combinado diferentes. Estas centrales son del tipo 2x1, es decir, dos turbinas de gas y una turbina de vapor y están localizadas en entornos diferentes.

La pérdida de rendimiento de las turbinas de gas debida al ensuciamiento ha sido demostrada en trabajos anteriores como los de Zwebek et al. (2003), Gülen et al. (2002), Hoeft (1993) y Mustafa (2006). Se han desarrollado diferentes métodos para programar las tareas de limpieza que permiten recuperar la pérdida de rendimiento (Naga et al. (2008) o Gülen et al. (2002)), los cuales se describen en el Capítulo 2. Estos métodos tienen algunas deficiencias que se pretenden corregir en esta tesis, entre otras, no considerar el efecto de las condiciones ambientales en el rendimiento del compresor y de la turbina, o no considerar la variación del precio de venta de la energía o del combustible.

El principal objetivo de la tesis es mitigar el coste económico que supone el ensuciamiento del compresor para las empresas energéticas, haciendo una buena planificación de las tareas de limpieza. Para hacerse una idea de la magnitud del problema, se puede hacer un cálculo rápido de este coste. Si se consideran las turbinas

de gas estudiadas, que generan una potencia de unos 270 MW en condiciones ISO (Temperatura ambiente = 15 °C, presión ambiente = 101,325 kPa y humedad relativa = 60 %), suponiendo una pérdida de potencia por ensuciamiento de 0,5% (1,35 MW) y un precio de venta de energía 30 €/MWh, diez días de funcionamiento a plena carga con el compresor sucio pueden suponer en torno a 10.000 € de energía no vendida por turbina. Por lo tanto, realizar una buena planificación de las tareas de mantenimiento puede ahorrar mucho dinero a las compañías eléctricas.

1.2 Objetivos

El objetivo principal de esta tesis ha sido el desarrollo de un procedimiento que permita determinar la conveniencia de realizar un lavado *off-line* de los compresores de las turbinas de gas. La conveniencia de proceder al lavado mencionado se determina mediante el cálculo de la mejora esperable en el rendimiento térmico del conjunto del ciclo combinado y de la potencia producida a plena carga, una vez concluida la limpieza del compresor por el método *off-line*. El cálculo de la pérdida económica debida al ensuciamiento permite evaluar el ahorro económico atribuible al proceso de limpieza y, en consecuencia, decidir con arreglo a un criterio técnico-económico el momento más adecuado para realizar las operaciones de lavado.

Para alcanzar este objetivo se plantearon los siguientes objetivos específicos:

- Análisis de la evolución de los diferentes parámetros registrados en las turbinas y determinación de la relación de esa evolución con el ensuciamiento.
- Estudio de la evolución del rendimiento isentrópico, del caudal de aire y de la relación de compresión del compresor con el tiempo. Desarrollo de un método que proporcione factores de corrección ambientales para estos parámetros. Estudio del efecto de los lavados en estos factores.
- Desarrollo de un método que relacione las pérdidas de las prestaciones del compresor con las pérdidas de rendimiento de la turbina de gas.

1.3 Estructura de la Tesis

Este documento se ha dividido en diferentes capítulos cuyo orden se asemeja al seguido durante la realización de la tesis.

En el Capítulo 2 se encuentra detallado el estudio previo sobre la literatura relacionada con el ensuciamiento, la realización de lavados *off-line*, los métodos propuestos para optimizar dichos lavados *off-line* y el efecto de las condiciones ambientales en el compresor y la turbina de gas (TG).

En el Capítulo 3 se detalla el procedimiento desarrollado para el cálculo del momento idóneo del lavado *off-line*.

En el Capítulo 4 se presentan los resultados obtenidos en los diferentes análisis realizados en las turbinas de gas antes mencionadas. Además, se muestra el resultado de la aplicación del procedimiento desarrollado en el Capítulo 3.

En el Capítulo 5 se enumeran las conclusiones obtenidas en este trabajo, las recomendaciones para el uso del procedimiento desarrollado y los trabajos futuros.

1.4 Introducción a las turbinas de gas y a los ciclos combinados

1.4.1 Turbinas de Gas

Una turbina de gas (TG) es un motor térmico rotativo de flujo continuo que produce trabajo mediante un sistema de álabes aprovechando la energía producida al quemar un combustible con aire a altas temperatura y presión. Las turbinas de gas, en su configuración más sencilla, constan de tres bloques fundamentales:

- Compresor
- Cámara de combustión
- Turbina

En el esquema presentado en la Ilustración 1.1 se distingue el esquema básico de la turbina de gas y junto a él, el ciclo de Brayton que siguen los gases que atraviesan la TG. En el punto 1 se encuentra la admisión de aire a temperatura y presión ambiente. El aire pasa por los filtros de entrada llegando al punto 2. Se alcanza el punto 3 a través del paso del aire por el compresor. El punto 3s que se distingue en el diagrama sería el punto que se alcanzaría si el proceso fuese isentrópico. Alcanzado el punto 3, el aire se introduce en la cámara de combustión y tras quemar el combustible se alcanza el punto 4. Los gases de combustión se hacen pasar a través de la turbina para alcanzar el punto 5. Este proceso es irreversible siendo el punto 5s el punto alcanzado en caso de que el proceso fuese isentrópico.

Ilustración 1.1 Esquema de una TG y ciclo de Brayton

1.4.1.1 Compresor

El compresor es el encargado de pasar del punto 2 al punto 3 en el ciclo de Brayton. El único fluido que toma parte en este proceso es el aire que es comprimido.

El aire es absorbido a una temperatura y presión ambiental que se ve ligeramente modificada tras el paso por los filtros (que tratan de evitar el paso de suciedad) y por el Inlet Bleed Heat (IBH), que es una inyección de aire caliente procedente de sangrías realizadas en el compresor y cuya finalidad es evitar aparición de hielo por el enfriamiento producido por la expansión irreversible en la aspiración del compresor. De esta forma el aire alcanza el estado 2 que se representa en la Ilustración 1.1.

En la Ilustración 1.2 se observa el esquema de un compresor, el cual está formado por varios escalonamientos y un primer conjunto de álabes, Variable Inlet Guide Vanes (VIGV), que se tratarán en el punto 1.4.1.4.

TÍPICO COMPRESOR AXIAL (ROLLS-ROYCE, 1992)

REPRESENTACIÓN ESQUEMÁTICA DE UN COMPRESOR AXIAL

Ilustración 1.2 Esquema de un compresor [91]

La energía necesaria para llevar a cabo la compresión del aire se obtiene directamente de la turbina de la TG. Las ecuaciones simplificadas que rigen este proceso son:

$$\dot{W}_i = \dot{m}_a(h_3 - h_2) \quad (1.1)$$

$$\eta_c = \frac{h_{3s} - h_2}{h_3 - h_2} \quad (1.2)$$

Donde h_i es la entalpía específica, $\dot{m}_a$ es el caudal másico de aire que circula por el compresor y η_c es el rendimiento isentrópico del compresor.

En la Ilustración 1.3 se dibuja un mapa genérico de curvas características del compresor. Los mapas de curvas características del compresor relacionan la relación de compresión, el caudal de aire y el rendimiento isentrópico del compresor entre sí. La relación de

compresión (R) se puede definir como $R = p_3/p_2$. N es el régimen de giro del compresor que en el caso de los compresores estudiados en esta tesis es constante. Por lo tanto, los diferentes puntos de trabajo del compresor se situarán a lo largo de una línea que marca $N=cte$, como se distingue en la Ilustración 1.3.

Ilustración 1.3 Mapa genérico de curvas características del compresor

1.4.1.2 Cámara de combustión

Tras su paso por el compresor, el caudal de aire se conduce a la cámara de combustión (CC).

En la CC se quema el combustible, generando un nuevo flujo de gases (gases de combustión) en el punto 4. El caudal másico en el punto 4 es ligeramente mayor al caudal másico de aire que circula por el compresor, ya que la combustión se realiza con una mezcla pobre.

Las ecuaciones simplificadas que rigen este proceso son:

$$\dot{m}_f \cdot PCI \cdot \eta_{cc} = (\dot{m}_f + \dot{m}_a) \cdot h_4 - \dot{m}_a \cdot h_3 \quad (1.3)$$

$$\dot{m}_c = \dot{m}_a + \dot{m}_f \quad (1.4)$$

Donde $\dot{m}_f$ y $\dot{m}_c$ son los caudales másicos de combustible y gases de combustión y PCI es el poder calorífico inferior.

1.4.1.3 Turbina

Los gases de salida de la CC se conducen a la turbina de la TG. En la turbina se realiza el paso del estado 4 del ciclo de Brayton al estado 5 mediante un proceso de expansión del gas.

Las ecuaciones simplificadas que rigen este proceso son:

$$\dot{W}_T = \dot{m}_c(h_4 - h_5) \quad (1.5)$$

$$\eta_T = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}} \quad (1.6)$$

De esta forma la potencia efectiva que se obtiene de la turbina de gas (ecuación (1.7)), donde η_m es el rendimiento mecánico, vale:

$$\dot{W}_{TG} = [\dot{m}_c(h_4 - h_5) - \dot{m}_a(h_3 - h_2)]\eta_m \quad (1.7)$$

Finalmente, se pueden definir los rendimientos térmicos de la TG y de la Central Térmica de Ciclo Combinado (CTCC) y también sus heat rate (HR):

$$\eta_{TG} = \frac{\dot{W}_{TG}}{\dot{m}_f \cdot PCI} \quad (1.8)$$

$$\eta_{CTCC} = \frac{\dot{W}_{TG} + \dot{W}_{TV}}{\dot{m}_f \cdot PCI} \quad (1.9)$$

$$HR_{TG} = \frac{1}{\eta_{TG}} \quad (1.10)$$

$$HR_{CTCC} = \frac{1}{\eta_{CTCC}} \quad (1.11)$$

1.4.1.4 VIGVs

Los VIGVs son álabes de geometría variable que están colocados en la entrada del compresor. Se utilizan para regular la potencia de la TG sin que esto conlleve una gran pérdida de rendimiento. Esta regulación es posible ya que al variar el ángulo de ataque de los VIGVs se controla el caudal másico de aire que entra en el compresor.

Los VIGVs, por tanto, tienen mucha importancia ya que su regulación implica la variación de la relación de compresión, de la suciedad que entra dentro del compresor, de la potencia generada, etc.

En este trabajo los VIGVs cobran una relevancia aún mayor ya que, como se explicará más adelante, su variación es equivalente a trabajar con un compresor distinto. Además, cuanto más abiertos estén los VIGVs más aire entra, más suciedad entra y consecuentemente, la pérdida de rendimiento es más rápida.

Los VIGVs afectan al trabajo específico, a la relación de compresión y al rendimiento isentrópico del compresor. Esto se debe a la modificación de los triángulos de velocidades inducida en el compresor, que se puede apreciar en la Ilustración 1.4, en la que se representa una sección, a la altura media de los álabes, del primer escalonamiento de un turbocompresor axial. La primera fila de álabes son los VIGVs. En la imagen se distinguen unos álabes en rojo, que son los VIGVs tras haberlos cerrado. Esta variación supone un cambio en la velocidad relativa del aire de entrada al rotor (w_1) y de la velocidad absoluta de entrada al rotor (c_1). Este cambio se produce en dirección y en módulo. u_1 permanece constante al ser la velocidad del rotor. Además, analizando la entrada al estator, se comprueba que los cambios anteriores también repercuten en la velocidad del aire en ese punto.

Ilustración 1.4 VIGV, modificación de los triángulos de velocidades

En la Ilustración 1.4 se aprecia con claridad $\Delta c_u' > \Delta c_u$. c_u es la proyección de la velocidad absoluta del aire (c) sobre la velocidad periférica del rotor (u). Estudiando la ecuación de Euler (ecuación (1.12)) que proporciona el trabajo específico de la etapa del compresor, se comprueba que, ya que la velocidad del rotor (u) permanece siempre

constante, el trabajo específico disminuye cuando Δc_u disminuye, lo que sucede al cerrar los VIGVs.

$$w_{ic} = u\Delta c_u \quad (1.12)$$

Haciendo un desarrollo matemático se puede llegar a la ecuación (1.13), donde se aprecia que, si disminuye el trabajo específico (w_{ic}) y el rendimiento del compresor (η_c), el calor específico (c_p), la temperatura de entrada al compresor (T_2) y $c_p/c_v = \gamma$ son constantes, la relación de compresión caerá. Esto ocurre porque al estar diseñado para funcionar óptimamente con un ángulo de ataque, si este se varía al modificar los VIGV, se pierde rendimiento. Además, modificando los VIGV también se modifica el caudal másico de aire que circula por el compresor, con lo que el compresor funciona fuera de sus condiciones óptimas de trabajo. Por lo tanto, la variación de los VIGV conlleva una variación del rendimiento isentrópico del compresor, del caudal de aire y de la relación de compresión.

$$w_{ic} = h_3 - h_2 = \frac{h_{3s} - h_2}{\eta_c} = \frac{c_p}{\eta_c} (T_{3s} - T_2) = \frac{c_p T_2}{\eta_c} \left(\frac{T_{3s}}{T_2} - 1 \right) = \frac{c_p T_2}{\eta_c} \left(\frac{p_3^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{p_2} - 1 \right) \quad (1.13)$$

Estos cambios en las prestaciones del compresor debidos a la variación del ángulo de VIGV tienen como consecuencia el cambio de curvas características del compresor. Esto es equivalente a considerar un compresor distinto para cada grado de VIGV. Realizando una simulación con un software de simulación de TG, GasTurb11 [6], se puede obtener el cambio de curvas características con la variación de VIGV, como se muestra en la Ilustración 1.5.

Ilustración 1.5 Modificación del mapa de curvas características con la variación de VIGV

En la Ilustración 1.5 el punto amarillo es el nuevo punto de trabajo del compresor tras el cierre de los VIGV. Como se puede apreciar respecto al punto negro (punto de trabajo con los VIGV más abiertos) se ha perdido rendimiento, caudal de aire y relación de compresión. Además, se han desplazado las curvas características, siendo las grises las correspondientes al mapa con los IGVs abiertos.

1.4.2 Centrales Térmicas de Ciclo Combinado

Las Centrales Térmicas de Ciclo Combinado (CTCC) son centrales dedicadas a la producción de energía eléctrica. Como su propio nombre indica, estas centrales combinan dos formas de producción eléctrica: turbinas de gas y turbinas de vapor.

Por un lado, la turbina de gas produce energía eléctrica a través de su generador. Tras el paso de los gases de combustión por la turbina de gas, estos gases, ahora denominados gases de escape, se conducen a la caldera de recuperación de calor (CRC) de forma que generen en ésta el vapor necesario para producir energía con la turbina de vapor del ciclo combinado.

Las disposiciones más comunes en CTCC son:

- Disposición 1x1. Este tipo de CTCC consta de una turbina de gas y una turbina de vapor.

-
- El diagrama ilustra un sistema de energía híbrida que combina un ciclo de gas y un ciclo de vapor. El ciclo de gas incluye un compresor de gas (TG), un quemador, un generador y un filtro. El ciclo de vapor incluye un calentador de gas, un condensador, un generador y una bomba condensadora. El sistema también incluye un intercambiador de calor (HRS) y un sistema de refrigeración. Las líneas de color rojo, azul y verde representan las presiones Alta (AP), Media (MP) y Baja (BP) respectivamente.

En este apartado se va a hacer un repaso de cómo afectan diferentes factores como las condiciones ambientales al rendimiento del compresor y de la TG. Conocer estos efectos es de gran importancia, ya que el método de optimización de lavados que se desarrolla en esta tesis está basado en comparar la diferencia de prestaciones cuando el compresor está limpio y cuando está sucio. Dichas comparaciones deberían hacerse para las mismas condiciones de contorno, sin embargo, esto no es posible directamente debido a la variación constante de las condiciones ambientales que rodean a la central. Esto implica que, para realizar estas comparaciones, haya que aplicar factores de

corrección en los parámetros adquiridos de los sensores de la central, con procedimientos como los explicados por Veer et al. (2004).

1.5.1 Factores de influencia en el compresor

En este apartado se va a repasar la influencia de los parámetros ambientales en las prestaciones del compresor: rendimiento isentrópico, caudal de aire y relación de compresión. Para ello se van a realizar una serie de simulaciones con GasTurb11 [6].

1.5.1.1 Influencia de la temperatura ambiente en el compresor

La subida de temperatura ambiental conduce a un aumento del rendimiento isentrópico, aunque como puede observarse en la Ilustración 1.7, este aumento no es lineal. La Ilustración 1.7 se ha obtenido de realizar una simulación en GasTurb11 de una de las TG que se han utilizado en esta tesis. En concreto, esta TG produce 270 MW de potencia en condiciones ISO. Su compresor es atravesado por un caudal de aire de 620 kg/s, tiene una relación de compresión de 17,4 y un rendimiento isentrópico de 0,9.

En la Ilustración 1.7 también se representan la evolución de la relación de compresión y del caudal de aire con la temperatura. Esta evolución es prácticamente lineal y por cada grado Kelvin que aumenta la temperatura ambiental, disminuye la relación de compresión en torno al 0,2 % y el caudal de aire 0,8 %.

Ilustración 1.7 Efecto de la temperatura en las prestaciones del compresor (GasTurb11 [6])

En la Ilustración 1.8 se puede observar el efecto del cambio de temperatura ambiente en el punto de trabajo del compresor. Cuanto más alta es la temperatura ambiente, más se desplaza el punto de trabajo hacia abajo y hacia la izquierda en el mapa de curvas características. Esto es lógico, ya que, al subir la temperatura ambiente cae la densidad

del aire, por lo que el caudal másico de aire que circula por el compresor es menor. Esto afecta a la relación de compresión, que cae en consecuencia. Sin embargo, el efecto en el rendimiento dependerá de las condiciones de diseño del compresor, pudiendo aumentar o disminuir con la subida de temperatura.

Ilustración 1.8 Influencia de la variación de la temperatura ambiente en el punto de trabajo del compresor

1.5.1.2 Influencia de la presión ambiental en el compresor

Para obtener la Ilustración 1.9 se usó el mismo procedimiento que para la Ilustración 1.7. En ella se puede observar que el efecto de la presión ambiental en la relación de compresión y en el rendimiento es prácticamente despreciable. Sin embargo, si tiene un efecto considerable en el caudal másico de aire, que es incrementado en torno al 1 % por cada kPa que aumente la presión.

Ilustración 1.9 Efecto de la presión ambiental en las prestaciones del compresor (GasTurb11 [6])

Como se observa en la Ilustración 1.10, el efecto de la variación de la presión ambiente en el punto de trabajo del compresor es muy pequeño en comparación con el efecto de la temperatura. Además, una característica a destacar es que el punto de trabajo se desplaza siempre a lo largo de la misma línea de trabajo $N = 1$ ya que es un parámetro adimensional que no depende de la presión ambiente.

Ilustración 1.10 Efecto de la variación de la presión ambiental en el punto de trabajo del compresor

1.5.1.3 Influencia de la humedad relativa en el compresor

En la Ilustración 1.11 se observa que el efecto que la humedad relativa tiene en las prestaciones del compresor es muy pequeño. Por lo tanto, al igual que ocurre para el conjunto de la TG, se podría despreciar la humedad relativa en los análisis.

Ilustración 1.11 Efecto de la humedad relativa en el compresor (GasTurb11 [6])

En la Ilustración 1.12 se observa que el efecto de la variación de la humedad relativa es despreciable comparado con el efecto de la temperatura ambiente. No obstante, es parecido en términos cualitativos, ya que el incremento de la humedad relativa conlleva una disminución del caudal de aire y de la relación de compresión.

Ilustración 1.12 Efecto de la variación de la humedad relativa en el punto de trabajo del compresor

1.5.2 Factores de influencia en la TG

1.5.2.1 Temperatura ambiental

La temperatura ambiental es con diferencia el factor más determinante en las prestaciones de la TG. Esto se debe a que la densidad del aire se incrementa con la caída de la temperatura y en consecuencia, el caudal másico de aire de la TG aumenta para un mismo ángulo de VIGV. Este aumento del caudal másico de aire se traduce en un aumento de la potencia. El aumento de caudal de aire también va acompañado de un aumento de la relación de compresión si se asume que la temperatura de entrada a la turbina se mantiene constante (Meher-Homji y Bromley (2004)).

Como norma general, la potencia se reduce aproximadamente entre el 0,3 y 0,5 % por cada grado Fahrenheit (0,56 °C) que suba la temperatura ambiente (Meher-Homji et al. (2004)). Otros autores estiman una caída del 2 % de potencia por cada grado centígrado que suba la temperatura (Mund (2006)). Para intentar mitigar el efecto de la temperatura ambiente en la TG, se han desarrollado diferentes técnicas como la refrigeración del aire de entrada a la TG o la técnica de “inlet fogging”, que se ha hecho popular por su bajo coste (Meher-Homji y Mee (2000)). Chaker et al. (2001) demostraron que esta técnica es válida incluso en entornos húmedos, debido a la reducción de humedad que ocurre a altas temperaturas de bulbo seco.

En la Ilustración 1.13 se aprecia el efecto de la temperatura en el heat rate, la potencia, el caudal de aire y el consumo de combustible. Como era de esperar, el efecto de la temperatura sobre el heat rate (línea roja) es de aumento, aunque no es un aumento muy pronunciado. Es más pronunciada la caída de potencia (línea verde), con una disminución aproximada del 20 % para un aumento de 30 °C. Como ya se adelantó, existe una caída en el caudal másico de aire (línea amarilla si se considera despreciable el caudal de combustible respecto del caudal de aire) debido al cambio de densidad y, en consecuencia, también se consume menos combustible (línea azul), con la consecuencia de caída de la potencia. Se podría intentar mantener la potencia incrementando el consumo de combustible, sin embargo, en la mayoría de ocasiones es imposible ya que existen limitaciones de temperatura a la salida de la cámara de combustión.

Ilustración 1.13 Efecto de la temperatura ambiente en el heat rate, potencia de salida, caudal de salida y consumo (Brooks (2006))

Por último, es interesante destacar un estudio de la variación del trabajo específico del compresor que realizaron Meher-Homji y Mee (1999). La conclusión a la que llegaron es que el trabajo específico del compresor cae con la temperatura de entrada si se compara con el trabajo específico de la turbina, el cual se rige por la Temperatura de Entrada a la Turbina (TET).

1.5.2.2 Presión ambiental

La presión ambiental es un parámetro que depende de la meteorología y de la altitud. Si la presión ambiental es alta, la densidad del aire aumenta y por lo tanto aumentará el caudal másico de aire y la potencia para la misma apertura de VIGV. Con la altitud se pierde densidad de aire; Meher-Homji et al. (2004) consideran como norma general una pérdida potencia en la TG de aproximadamente 3-4 % por cada 1000 pies (300 m) de altitud, similar a la pérdida de caudal de aire.

1.5.2.3 Influencia de la humedad relativa

En la práctica, el efecto de la humedad relativa es pequeño. Para muchas de las evaluaciones que se hacen del deterioro de la TG, el factor de la humedad relativa puede ser despreciado. Una TG, funcionando con una temperatura de entrada a la turbina fija, puede producir más potencia cuando aumenta la humedad relativa debido al incremento de c_p que produce la presencia de agua (Meher-Homji et al. (2004)).

1.5.2.4 Influencia de la pérdida de presión en los filtros de entrada

Este es otro de los parámetros que pueden tener importancia en las prestaciones del compresor debido a que una caída importante de presión en los filtros de entrada

Referencias capítulo 1

- [1] Zwebek, A. y Pilidis, P., 2003, Degradation effects on combined cycle power plant performance – Part I: gas turbine cycle component degradation effects, J Eng Gas Turbines Power 125, 651-657.
- [2] Gülen, S. C., Griffin, P. R. y S. Paolucci, 2002, Real-time on-line performance diagnostics of heavy-duty industrial gas turbines, J Eng Gas Turbines Power 124, 910-921.
- [3] Hoeft, R. F., 1993, Heavy Duty Gas Turbine Operating and Maintenance Considerations, GE I&PS
- [4] Mustafa, Z., 2006, Analysis of Droplets in Compressor Gas Turbines, PhD Thesis, Cranfield University (UK).
- [5] Naga, P. y Achutha, V. N., 2008, An Optimal Maintenance Policy for Compressor of Gas Turbine Power Plant, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 130, 021801-5
- [6] GasTurb11, disponible en: <http://www.gasturb.de/index.html>
- [7] Veer, T., Haglerod, K. K., Bolland, O., 2004, Measured Data Correction for Improved Fouling and Degradation Analysis of Offshore Gas turbines, ASME/IGTI TURBOEXPO Conference
- [8] Meher-Homji, C. B. y Bromley, A., 2004, Gas Turbines Axial Compressor Fouling and Washing, Proceeding of the Thirty-Third Turbomachinery Symposium 163-192.
- [9] Mund, F. C. and Pilidis, P., 2006, Gas turbine compressor washing: historical developments, trends and main design parameters for online systems, J. Eng. Gas Turbines Power, 128, 344–353.
- [10] Meher-Homji, C. B. and Mee, T. R. III, 2000, Inlet Fogging Gas Turbine Engines – Part A: Theory, Psychrometrics and Fog Generation and Part B: Practical Considerations of Control and O&M Aspects, ASME Turbo Expo 2000, Munich (Germany), ASME Papers 2000-GT-307 and 2000-GT-308
- [11] Chaker, M., Meher-Homji, C. B., Mee, T. R. III and Nicolson, A., 2001, Inlet Fogging of Gas Turbine Engines – Detailed Climatic Evaluation of Gas Turbine Evaporative Cooling Potential, ASME International Gas Turbine and Aeroengine Conference, New Orleans (Louisiana), ASME Papers 2001-GT-526
- [12] Brooks, F. J., 2006, GE Gas Turbine Performance Characteristics, GE Report

- [13] Meher-Homji, C. B. and Mee, T. R. III, 1999, Gas Turbine Power Augmentation by Fogging of Inlet Air, Proceedings of the Twenty-Eighth Turbomachinery Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M university, College Station, Texas, pp 93-114
- [14] Cloyd, S.T. and Harris, A. J., 1995, Gas Turbine Performance – New Application and Test Correction Curves, ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress, Houston, Texas, ASME Paper 95-GT-167

Capítulo 2

ESTADO DEL ARTE

En este capítulo se realiza un repaso sobre la literatura revisada referente al ensuciamiento de los compresores de las turbinas de gas. El primer tema que se presenta es el deterioro que se produce en los compresores con el uso, cuáles son sus influencias, los mecanismos de ensuciamiento, los efectos que genera en el conjunto de la turbina de gas... Esto es necesario a la hora de analizar los datos obtenidos de las turbinas de gas y entender por qué la caída del rendimiento no siempre es igual de rápida. Seguidamente se hace un repaso sobre la literatura referida al análisis de los lavados de compresores, qué tipos de lavados hay, los resultados que ofrecen, etc. También se presentarán las recomendaciones sobre la ejecución de los lavados y los diferentes métodos que ya se han desarrollado para la programación de los mismos, de forma que se pueda comparar estos métodos con el desarrollado en esta tesis.

2.1 Deterioro del compresor

Desde hace años se estudia la forma en que los compresores de las turbinas de gas pierden rendimiento con el tiempo y como esto afecta a las prestaciones de la TG. El incremento del uso de las turbinas de gas en generación industrial y el aumento del coste del combustible hace que en los últimos años se haya hecho un mayor esfuerzo en comprender las causas de deterioro del compresor, en desarrollar tareas de mantenimiento para mitigar el deterioro y por último, en desarrollar métodos para programar estas tareas reduciendo el coste económico que los efectos de este deterioro generan en las centrales.

En concreto, esta tesis está centrada en mitigar el efecto económico del ensuciamiento de los compresores. Hay diferentes trabajos en esta línea, algunos de los cuales han hecho predicciones del coste que supone el ensuciamiento en los compresores. Vigueras (2007) en su tesis hace una estimación de 26 millones de dólares, consecuencia de la energía que se deja de producir en 4 años debido al ensuciamiento de una TG de 240 MW cuando el ensuciamiento hace perder un 1 % de la relación de compresión. Aretakis et al. (2012) calculan que con un buen sistema de programación de lavados se pueden ahorrar en entre 9000 y 85000 \$ al año, para una TG de 42.4 MW y un consumo de combustible de 2,5 kg/s a plena carga y considerando una pérdida de potencia del 6 % al mes y un incremento del heat rate de 0,83 % al mes como consecuencia del

ensuciamiento. En este caso el precio de venta de energía es de 87 \$/MWh y el coste del combustible de 30 \$/MWh.

2.1.1 Tipos de degradación

Existen varios estudios sobre la degradación, aunque hay una limitación en la información debido al alto coste que implican los test experimentales sobre este tema (Syverud et al. (2005)).

En la literatura se puede encontrar la degradación clasificada de diferentes formas. La clasificación más general es la que realizan Meher-Homji et al. (2001):

- Degradación del rendimiento
- Degradación mecánica

Se puede profundizar en esta clasificación dividiendo las degradaciones anteriores en nuevas categorías. La degradación del rendimiento ha sido clasificada por autores como Singh (1996), Zwebek (2002), Zwebek et al. (2003), Brun y Kurz (2007) o Meher-Homji et al. (2004) en función del tipo de daño causado:

- Deterioro recuperable: se puede eliminar mediante ciertas acciones sobre la turbina de gas en operación.
- Deterioro no recuperable: solo puede ser eliminado mediante una parada y revisión general.
- Deterioro permanente: no puede eliminarse. Este tipo de deterioro se presenta cuando el motor se pone en operación y ya hay alguna parte del motor dañada (Vigueras (2007)). Un ejemplo podría ser un motor operando con bajo rendimiento, lo que puede llevar a un incremento del consumo de combustible con la finalidad de mantener la misma producción de potencia, lo que puede tener como consecuencia un incremento de temperatura que puede dañar componentes internos (Morillo de Hart (1994)).

Meher-Homji (2001) proporciona un esquema en el que se presentan algunos de los posibles deterioros que pueden aparecer en el conjunto de la turbina de gas y cuyos mecanismos de aparición se van a repasar en el siguiente apartado.

Esquema 1 Posibles deterioros en las turbinas de gas

2.1.2 Mecanismos de deterioro

Existen diferentes tipos de deterioro que han sido estudiados durante las últimas décadas y que se recogen en diferentes trabajos de investigación. A continuación se va a hacer un resumen de los mismos.

Uno de los mecanismos de deterioro que se da en las turbinas de gas es la corrosión. Según Kurz et al. (2008), la corrosión es causada tanto por los contaminantes que entran con el aire como por el combustible y los derivados de la combustión. La corrosión debida al combustible es más notoria con combustibles pesados y destilados que con el gas natural, debido a los aditivos e impurezas. La corrosión es a menudo causada por sales como sodio y potasio en combinación con sulfuros.

Otro mecanismo de deterioro es la corrosión caliente, cuyo estudio suele hacerse de forma independiente al de la corrosión, ya que se solo se da a altas temperaturas. Ha sido tratada por autores como Kurz et al. (2008 y 2011) o Meher-Homji et al. (2001). La

corrosión caliente es la pérdida o deterioro de material de la superficie de los componentes por los que fluye el caudal de aire y es causada por reacciones químicas entre ciertos componentes como sales (sodio y potasio), ácidos o gases reactivos (sulfuros de hidrógeno u óxidos). Como ejemplo de estas reacciones está el sulfato de sodio, que es a menudo resultado de la combinación del sulfuro del combustible y el clorito de sodio que se encuentra en el aire. Debido a que muchas turbinas de gas de generación eléctrica están situadas cerca del mar, este mecanismo de degradación tiene altas posibilidades de aparecer. Como sucede con la erosión y el ensuciamiento, se puede controlar con los filtros de aire a la entrada. Meher-Homji et al. (2001) explican que este es un daño que solo puede ser solucionado con la sustitución de los elementos dañados.

La erosión es otro mecanismo de degradación. Kurz y Brun (2009) lo definen como el resultado de la fricción de un elemento móvil con una superficie estática. Muchas máquinas usan superficies que son susceptibles de abrasión, donde se produce cierta cantidad de rozamiento durante el funcionamiento de la máquina. El material eliminado incrementara los espacios entre ambas piezas. Parte de esta degradación depende del tiempo de vida de la máquina. En las turbinas de gas de generación no es un factor muy importante, sin embargo para las turbinas de aviación supone el 45 % del deterioro de la máquina, como apuntan Meher-Homji et al. (2001), y es un factor de deterioro permanente.

El incremento de la holgura entre superficies móviles es otro factor a tener en cuenta, como mencionan Meher-Homji et al. (2001). Este se debe al desgaste que se produce en la turbina de gas durante la operación y puede ser causado por la aparición de problemas de calentamiento excesivo. Este factor suele aparecer en combinación con la erosión y es considerado como deterioro no recuperable.

El deterioro también puede ser causado por objetos externos que golpean los elementos por donde circula el flujo de aire de la máquina. Estos objetos suelen entrar a través del conducto de admisión de aire, aunque también pueden proceder de piezas rotas del propio motor, partes de hielo formado en la entrada del compresor o partículas de carbono provenientes de los inyectores de combustible.

Otro de los deterioros que pueden aparecer son las desviaciones de fabricación. Este tipo de deterioro es mencionado por Meher-Homji et al. (2001) y fue estudiado en profundidad por Marson (1992). Las principales causas de estos deterioros son reducidas separaciones entre las etapas de la turbina de gas, pequeñas desviaciones angulares, excesiva rugosidad en los álabes...

Finalmente se puede citar el ensuciamiento del compresor como mecanismo de deterioro. Kurz et al. (2009) lo definen como la adherencia de partículas a las superficies de los álabes y al anillo de paso entre el estator y el rotor del compresor (superficies

anulares). Los residuos de aceite y agua son los que actúan habitualmente como adhesivo. El resultado es la acumulación de material que causa un incremento de la rugosidad de la superficie de los álabes y cambios en la forma de la superficie del álabe.

Las partículas que causan el ensuciamiento son típicamente menores a 2-10 μm . Humo, residuos de aceite, carbono y sales procedentes del mar son las partículas que se depositan con más frecuencia. Naga y Achutha (2008) también incluyen en este listado insectos, polvo y polen. Se puede consultar una gran lista de las partículas que suelen provocar el ensuciamiento en los trabajos de Upton (1974) y Brooks (2006).

El ensuciamiento puede ser controlado con un buen sistema de filtros (aunque estos no son capaces de retener todas las partículas, como afirman Zaba et al. (1984)) y mediante lavados del compresor. En algunos estudios se han realizado algunas estimaciones de qué cantidad de residuos se pueden acumular en el compresor. Schneider et al. (2010) calculan que una concentración de 1ppm expone a la turbina a 12.500 kg de impurezas al año si se considera un flujo de aire 450 kg/s, lo que da una idea de la magnitud del problema. De hecho, autores como Ogbonnaya (2011) califican el problema del ensuciamiento como la principal causa de pérdida de rendimiento y de caudal de aire, muy por encima de factores como la erosión.

2.1.3 Factores que influyen en los mecanismos de deterioro

El grado de deterioro que alcanzan las turbinas de gas y en concreto los compresores se ve influenciado por diferentes factores. Estas influencias han sido estudiadas por diferentes autores como Naga y Achutha (2008) o Sánchez et al. (2009). La clasificación más general de esas influencias que se puede hacer es:

- Localización de la central eléctrica y el entorno de la central
- Sistema de admisión de aire
- Los parámetros atmosféricos
- Los planes de mantenimiento

Los dos primeros factores pertenecen al diseño de la planta y una vez construida ésta son invariables. Los parámetros atmosféricos son variables con el tiempo pero apenas se puede actuar sobre ellos. Es el último de estos factores el más interesante desde el punto de vista de optimizar el rendimiento, ya que sí se puede actuar sobre él.

Profundizando un poco más, dentro de los parámetros de diseño de la planta, los principales factores que afectan al ensuciamiento son:

- El diseño del compresor. Según autores como Diakunchak (1992) o Tarabrin (1998) la carga aerodinámica y el ángulo de ataque de los álabes tienen gran importancia en el ensuciamiento. Cuanto mayores sean sus valores, mayor es la sensibilidad del compresor al deterioro.
- Diseño del motor. Los motores multi-eje, según Stalder (2001), son más sensibles al ensuciamiento que los motores de un solo eje, especialmente en términos de capacidad de potencia.
- El aceite procedente de los cojinetes del compresor es otro de los factores que influye en la deposición de partículas en el compresor. Además, estas deposiciones generan un problema añadido cuando se desprenden, pudiendo ocasionar daños en la máquina.
- La rugosidad de la superficie hace más propicia la deposición de partículas en la misma.

Estos parámetros de diseño y algunos otros que afectan a la degradación y al ensuciamiento han sido tratados en trabajos como los de Seddigh y Saravanumuttoo (1990), Aker y Saravanumuttoo (1988), Tarabrin et al. (1996, 1998), Bird et al. (1991) o Haub et al. (1990).

Los factores de entorno que más influyen en el ensuciamiento de compresores los definen Meher-Homji y Bromley (2004):

- Centrales situadas cerca del mar, ya que eso favorece la introducción de sal en el compresor. La sal aerotransportada puede clasificarse de tres formas distintas: aerosol, spray y cristal. Los aerosoles tienen un rango de tamaño de 2-20 μm ; el spray genera grandes gotas de 150-200 μm de tamaño; la cristalización depende de la humedad relativa y los tamaños que se alcanzan tienen picos de 2 μm . Estudios como los llevados a cabo por Tatge et al. (1980) concluyen que la sal permanece como gotas sobresaturadas para humedades relativas por debajo de 45 %.
- La localización cerca de canteras, fábricas de cemento, etc., que favorecen la aparición de pequeñas partículas de polvo en el aire.
- Entornos tropicales en los que hay abundancia de insectos.
- Otros.

Félix y Struttmatter (1979) detallan los tipos de análisis que deben hacerse para elegir el entorno donde situar la central eléctrica. La importancia de las condiciones climáticas

como lluvia, humedad relativa, etc., debe ser tenida en cuenta. Existen estudios en los que se registran grandes caídas de potencia coincidentes con lluvias torrenciales (Meher-Homji y Bromley (2004)). Además, a menudo los filtros registran un crecimiento en la diferencia de presiones debido a agua acumulada por humedades relativas altas. En ocasiones, el filtro puede repentinamente descargar la suciedad retenida en el flujo de aire, produciendo ensuciamiento de forma muy rápida.

Esto lleva a que hay que prestar especial importancia a evaluar el impacto del entorno del emplazamiento porque afecta en la severidad del ensuciamiento, ya que es capital a la hora de planificar tareas de mantenimiento.

2.1.4 Consecuencias del ensuciamiento de los compresores

Las consecuencias que tiene el deterioro del compresor se pueden analizar desde tres puntos de vista: el fenomenológico, la alteración de prestaciones y el impacto ambiental.

2.1.4.1 Fenomenología del ensuciamiento

Como se mencionó anteriormente, el ensuciamiento se produce por la deposición de partículas en los álabes. Bammert et al. (1967) estudiaron la influencia de los cambios de superficie de los álabes debida al deterioro en el rendimiento de la máquina. Sus estudios revelan el cambio de los ángulos de los álabes. También Boyle (1994), Kind et al. (1996) y Bons (2010) hacen énfasis en el incremento de rugosidad debido al deterioro. Boelcs and Sari (1988) concluyeron que un álabe bien diseñado no modifica sus propiedades de flujo significativamente aunque exista suciedad en su cara de presión. Jordal et al. (2002) hacen un estudio de como el ensuciamiento afecta a la vida de los álabes.

Si los álabes operan cerca de velocidades supersónicas, los depósitos de suciedad o la rugosidad añadida reducirán el caudal de aire. Las capas límite más gruesas en los álabes y las paredes laterales reducen la capacidad de flujo, especialmente cerca de las condiciones de bombeo.

Dundas (1986) explica de forma precisa como el deterioro por ensuciamiento conduce a un cambio en la línea de operación de los compresores mono-eje. En la Ilustración 2.1 se distinguen los resultados obtenidos por Dundas para una turbina de aviación, donde el ensuciamiento acerca la línea de operación a la línea de bombeo. Se pueden distinguir tres estados de ensuciamiento en los que hay una caída de caudal de aire del 10%, 15% y 20% respectivamente respecto al caudal de diseño, y cuanto más cae el flujo, más cerca están las líneas de operación de la línea de bombeo. Además, se distingue otra línea de operación, a -21°C , cuyo cruce con las líneas de operación anteriormente definidas marca los puntos en los que la turbina de gas está operando en condiciones normales.

Ilustración 2.1 Desplazamiento de la línea de trabajo del compresor debido al ensuciamiento (Dundas (1986))

Otra de las consecuencias del ensuciamiento de los álabes es el efecto del incremento de su masa debido al ensuciamiento, que puede llevar a alterar sus frecuencias naturales. Meher-Homji et al. (2001) comentan este problema y, además, explican que ese incremento de masa debido a las partículas depositadas también puede acabar con un desequilibrio de la máquina que se traducirá en vibraciones. El ensuciamiento también puede llevar a los álabes a trabajar en una posición anormal, incrementando la tensión que sufren.

Meher-Homji et al. (2001) afirman que el compresor axial es una máquina donde la eficiencia aerodinámica de cada etapa depende de las etapas anteriores. De esta forma, si hay un ensuciamiento claro en los primeros álabes o incluso en los IGV, esto tendrá repercusiones en todo el compresor, aunque el ensuciamiento de los últimos álabes apenas se nota en las prestaciones del compresor. En la Ilustración 1.4 del apartado 1.4.2.4. se muestra el cambio de los triángulos de velocidades con la variación de los IGV. Syverud (2007) incluye en su tesis ilustraciones similares para representar el efecto del ensuciamiento en los triángulos de velocidades que provoca caídas en las prestaciones del compresor.

Meher-Homji et al. (2004) representan la modificación que sufre el mapa de curvas características del compresor. Para ello definen 6 “estados de ensuciamiento” en los cuales el rendimiento, el caudal de aire y la relación de compresión van disminuyendo según va incrementándose el ensuciamiento. El mapa de curvas características sufre modificaciones, desplazándose hacia la izquierda y hacia abajo, según se incrementa el estado de ensuciamiento, como puede observarse en la Ilustración 2.2. Según esto, podría considerarse el compresor en cada “estado de ensuciamiento” como si fuese un compresor diferente y esta idea se aplica en el método usado en esta tesis para programar las tareas de mantenimiento del compresor, como se explicará en los próximos apartados de la tesis.

Ilustración 2.2 Efecto del ensuciamiento en el mapa de curvas características del compresor (Meher-Homji et al. (2004))

El incremento de rugosidad siguiendo los estudios de Kurz y Brun (2001) se traduce en pérdidas por fricción. Además, puede provocar un cambio de capa límite laminar a turbulenta, lo que provocará pérdidas de potencia. El incremento de la rugosidad también puede producir cambios en la forma de la superficie de los álabes.

2.1.4.2 Degradación de prestaciones

El ensuciamiento de los compresores implica la reducción de sus prestaciones en cuanto a rendimiento isentrópico, caudal de aire y relación de compresión. Esta pérdida de prestaciones del compresor se traduce en una pérdida de rendimiento en la turbina de gas y de capacidad de generación de energía. Howel y Calvert (1978) y Aker y Savaranamuttoo (1988) calcularon el impacto de los mecanismos de degradación en la potencia del motor. Existen pequeñas discrepancias entre los trabajos realizados a lo largo de los últimos años. Naga y Achutha (2008) solo mencionan la reducción del caudal de aire y que esto provoca una caída de la relación de compresión y defienden, al igual que Christoph (2004) y Ogaji et al. (2002), que el ensuciamiento puede suponer entre el 70-85% de las pérdidas por deterioro. Esta afirmación se ve reflejada de nuevo en la publicación de Leusden et al. (2003).

Meher-Homji et al. (2001) vuelven a insistir en la idea de que el cambio de contorno de los álabes debido al ensuciamiento conduce a una pérdida del flujo de aire, de la relación de compresión y del rendimiento del compresor. Además, inciden en que el estudio del

cambio de las prestaciones del compresor ya mencionadas, para condiciones geométricas fijas del compresor, puede ser un sistema válido para la detección del problema del ensuciamiento. Según sus estudios, la caída más significativa se produce en el caudal de aire.

Algunos autores han propuesto ecuaciones que definen la pérdida de potencia en función del tiempo. Generalmente estas curvas de potencia tienen una tendencia exponencial como la definida por Tarabrin (1996) donde $a = 0.07$ y $b = 0,005$ (2.1).

$$\Delta Potencia = a[1 - e^{-bt}] \quad (2.1)$$

Además, Tarabrin et al. (1998) definen las caídas del rendimiento del compresor, del caudal de aire y de la relación de compresión. Estas caídas son exponenciales con una pérdida del 4% para caudal de aire y relación de compresión y un 3% de pérdida de rendimiento tras 2400 horas de funcionamiento, que es cuando se estabilizan las pérdidas. La explicación de por qué son diferentes las caídas es debida a que el rendimiento de las últimas etapas del compresor apenas se ve influenciado por el ensuciamiento (Zaba 1980).

Stalder (2001) publica una estimación de un 10% de pérdida de potencia tras 4000 horas de funcionamiento. Usando un criterio similar, como presentó Diakunchak (1991), las consecuencias del ensuciamiento sin lavar tras 8000 horas de funcionamiento ascienden a 1.150.000 \$.

Gülen et al. (2002) calculan una pérdida de potencia del 5 % debida a la caída de caudal de aire provocada por el ensuciamiento.

Zwebek et al. (2003 y 2004) llevan a cabo un completo estudio del ensuciamiento de los compresores y su efecto, tanto en las turbinas de gas como en los ciclos combinados. Este análisis pretende completar estudios sobre el deterioro del rendimiento, como los realizados por Tabakoff et al. (1986 y 1990) o Lakshminarasimha (1994), en los que no se dan valores de las pérdidas por ensuciamiento o simplemente mencionan valores estudiados en otros trabajos.

La simulación realizada por Zwebek et al. (2003) en su trabajo es para una turbina de gas más pequeña que las estudiadas en esta tesis; sin embargo, sirve como idea de los porcentajes de pérdidas obtenidos debido al ensuciamiento. En su trabajo obtienen que unas pérdidas en el rendimiento isentrópico del 2.5% y del 5% de caudal de aire del compresor conducen a una pérdida en el rendimiento térmico la TG de 3% y una pérdida de potencia del 8%. Estos resultados son similares a los ofrecidos por Diakunchak (1992).

Zwebek et al. (2003) calculan un 3% de caída de la potencia de un ciclo combinado por una pérdida de un 2.5% del rendimiento del compresor y 5% de caudal de aire. Esto se traduce en una caída del rendimiento de la central de 1.5%.

Gülen et al. (2002) calculan que para una turbina media, una caída de 2.5 % en el rendimiento del compresor y un 5% de caída en el caudal de aire, suponen una caída de un 7% de la potencia máxima de salida y un incremento de casi el 3% en el heat rate.

Hoefl (1993) y Mustafa (2006) calculan que una caída en el caudal de aire del 5% puede conducir a una reducción de la potencia del 13% y un incremento del heat rate del 5.5%.

En la Tabla 2.1 se hace un resumen del porcentaje esperado en la caída del rendimiento del compresor transcurridas mil horas de funcionamiento.

Tabla 2.1 Resumen de los estudios de las caídas de rendimiento isentrópico del compresor

Autores	Caída esperada del rendimiento del compresor [%/kh]
Tarabrin et al. (1998)	3
Zwebek et al. (2003)	2.5
Gülen et al. (2002)	2.5

2.1.4.3 Impacto ambiental

El ensuciamiento del compresor también tiene un impacto ambiental que analizan autores como Meher-Homji et al. (2004). Estos impactos ambientales tienen especial importancia con la creciente preocupación sobre la contaminación global y las tareas de mantenimiento cada vez están más influenciadas por consideraciones de emisiones. El ensuciamiento conduce a un incremento de la temperatura de entrada a la turbina para mantener un mismo nivel de potencia y esto, a un aumento de emisiones. Si la turbina tiene un límite de temperatura, entonces habrá pérdidas de potencia.

El efecto del ensuciamiento en las emisiones de NO_x para una turbina de gas de tres etapas viene representado en la siguiente gráfica obtenida por Meher-Homji et al. (2004). En ella se aprecia el incremento de NO_x a dos temperaturas ambiente diferentes (15 y 45 °C) y lo muestra para diferentes “estados de degradación” es decir, peores condiciones de ensuciamiento, como se hace en la Ilustración 2.3 de este texto y que también es una figura de Meher-Homji.

Ilustración 2.3 Variación de las emisiones de NOx y del caudal de aire debido al ensuciamiento (Meher-Homji (2004))

2.1.4.4 Formas de detectar el ensuciamiento

Algunas de las formas en las que se puede detectar el ensuciamiento han sido mencionadas en el apartado anterior “Degradación de prestaciones”, no obstante existen otros medios para detectar el ensuciamiento que merece la pena mencionar y que resume Vigueras (2007).

El primero de ellos se basa en las inspecciones visuales, mediante el uso de cámaras internas o endoscopios cuando la máquina está parada. Un ejemplo de este sistema es el usado por Wilkinson y Shark (2004). Este sistema puede detectar ensuciamiento en los VIGV, aunque el único método para conocer la causa de este ensuciamiento es realizar un análisis de los contaminantes en el laboratorio (Kolkman (1993)). Este método es caro y debido al uso que tienen las TG, no siempre se puede llevar a cabo.

Existen parámetros de las turbinas que pueden indicar el estado de ensuciamiento del compresor, aunque no son precisos ya que la alteración de estos parámetros puede deberse a otros problemas y en ocasiones son parámetros calculados debido a la imposibilidad de medirlos. Entre ellos se encuentra la Temperatura de Entrada a la Turbina (TET) que usualmente es estimada a través de la potencia producida. De acuerdo con el trabajo de Haq y Savaranamuttoo (1991), las turbinas pequeñas pueden presentar degradaciones rápidas en las que el ensuciamiento reduce el rendimiento del compresor y, por lo tanto, se nota un incremento de la TET para producir la misma potencia debido a la caída de rendimiento del compresor.

Otro de los métodos que se usa en ocasiones para predecir el ensuciamiento es la caída de la potencia, ya mencionado en apartados anteriores. La debilidad de este método es

que puede detectar problemas en la TG sin distinguir si son producidos por el ensuciamiento o por otras causas.

La caída del caudal de aire (Lakshminarasimha et al. (1994), Meher-Homji et al. (2004)) ya se mencionó en el apartado anterior que es uno de los parámetros más usados para detectar el ensuciamiento.

La relación de compresión también puede usarse como indicador de ensuciamiento (Scheper et al. (1978), Kulle (1974)), sin embargo tiene el inconveniente de que también es afectada por las pérdidas de carga a la entrada del compresor.

Por último, el rendimiento del compresor también es un indicador de que existe ensuciamiento. Autores como Zwebek (2002) o Seddigh et al. (1990) calculan que una caída del 1% del rendimiento del compresor supone un incremento del heat rate del 1.5%. No obstante, existen autores que consideran la caída de caudal de aire un parámetro más preciso que la caída rendimiento para detectar el ensuciamiento (Scott (1979) y Diakunchak (1991)).

2.2 Tipos de lavados

Con la finalidad de mitigar el efecto que el ensuciamiento ocasiona en las turbinas de gas, en las últimas décadas se han desarrollado diferentes métodos de reparación entre los que se incluyen los lavados *on-line* (lavado del compresor para el que no se necesita parar la TG) y *off-line* (lavado del compresor en el que es necesario parar la turbina) (Fabbri et al. (2011)). Antes de ver con más detalle las principales características de cada lavado, es conveniente mostrar la Ilustración 2.4 que se encuentra a menudo en la literatura (Naga et al. (2008), Aretakis et al. (2001)). En ella se puede apreciar la tendencia teórica del rendimiento y como se va corrigiendo mediante los lavados y las revisiones generales del compresor. La línea roja muestra la caída que experimenta el rendimiento si no se realizase en el compresor ningún tipo de acción correctora del ensuciamiento. La línea morada muestra la tendencia que tendría el rendimiento del compresor si solo se aplicasen lavados *on-line* (azules). Como se puede apreciar, la recuperación de rendimiento de los lavados *on-line* es menor que la recuperación de rendimiento de los lavados *off-line* (negro). La línea verde marca la tendencia que tendría el rendimiento si se aplican los dos tipos de lavado. Como era de esperar la caída del rendimiento se ve claramente atenuada aplicando una combinación de los dos tipos de lavados. Finalmente, para alcanzar una recuperación completa del rendimiento del compresor, hace falta realizar una revisión general (línea gris) con las reparaciones que sean necesarias.

Ilustración 2.4 Evolución del rendimiento y efecto de los lavados

No obstante, realizar lavados es un tema que causa controversia entre los científicos que han tratado el problema, ya que existen opiniones dispares sobre su efectividad o la frecuencia con la que hay que realizarlos. Se encuentran trabajos muy amplios sobre este asunto, como los propuestos por Bagshaw (1974), Stalder y van Oosten (1994) o Stalder (1998).

Antes de abordar en profundidad las tareas de mantenimiento y limpieza del compresor, conviene recordar los tipos de tareas de mantenimiento que se pueden realizar:

- Inspección o mantenimiento predictivo: las inspecciones programadas son actividades que permiten conocer las condiciones de operación del sistema. Esto implica la medida directa de determinados parámetros, como puede ser la limpieza, la rugosidad, las deformaciones...
- Mantenimiento preventivo: es la restauración de algunas piezas sin que se haya producido fallo en el sistema y se realiza a intervalos predefinidos.
- Reparaciones o mantenimiento correctivo: se realizan tareas de mantenimiento una vez que se ha manifestado un problema en la máquina.

Los lavados *on-line* se pueden clasificar como una tarea de mantenimiento preventivo mínimo, ya que es programada y no se alcanza una mejoría de rendimiento grande en la máquina.

Por otro lado, los lavados *off-line* son un tipo de mantenimiento correctivo ya que la mejoría de rendimiento alcanzada si es notable. Además, para llevarlos a cabo es necesario parar la máquina por lo que su programación en el tiempo es una parte clave de la tarea de mantenimiento.

No obstante, ambos lavados también pueden considerarse como una reparación, ya que el ensuciamiento del compresor es detectable y los lavados se realizan cuando la caída de rendimiento es notable.

2.2.1 Lavados *on-line*

Se han realizado amplios estudios sobre lavados *on-line* (Igie et al. (2011), Syverud (2007) o Schneider (2010)). En ellos se explica que el lavado *on-line* se realiza normalmente con la turbina funcionando a plena carga y por lo tanto, con los VIGVs abiertos del todo. El sistema de lavado *on-line* se sitúa en la entrada del compresor. Generalmente se inyecta agua desmineralizada a través de pequeños inyectores situados justo antes de la primera etapa del compresor como se aprecia en la Ilustración 2.5. Además de agua desmineralizada, también se puede inyectar detergente para incrementar el efecto del lavado. El efecto de estos lavados es limitado, afectando solo a los VIGVs y a las primeras etapas del compresor, como explican Stalder et al. (1994), Bromley et al. (2004) y Demircioglu (2008) en sus respectivos trabajos y por lo tanto con este tipo de lavado solo se puede mitigar parcialmente el efecto del ensuciamiento.

Ilustración 2.5 Inyector de agua lavado on-line

Se han llevado a cabo diferentes estudios sobre los diferentes métodos de inyección disponibles, siendo el estudio más completo el que realiza Faddegon (1999). Meher-Homji et al. (2001) enumeran una serie de recomendaciones al realizar lavados. La recomendación principal es colocar los inyectores en puntos donde el flujo de aire tenga poca velocidad con la finalidad de facilitar la mezcla de un poco de jabón y agua con el caudal de aire. Estos inyectores deben ser de acero inoxidable para evitar la corrosión. Además, se debe evitar que el inyector pueda crear estelas que alteren el flujo de aire. También es adecuado usar este tipo de lavado con regularidad, de forma que se evite la acumulación de sustancias en los álabes.

2.2.2 Lavados *off-line*

Para realizar este tipo de lavado es necesario parar la máquina y esperar a que se enfríe como explica Schneider (2010). Este tipo de lavados normalmente se realiza en diferentes pasos. Primero, el compresor es enjuagado con agua desmineralizada (también puede usarse detergente). Posteriormente la turbina de gas se acelera en torno al 20-50 % de su velocidad nominal y luego se deja girar por inercia hasta que se para. El enjuagado debe repetirse varias veces. El procedimiento termina con varios ciclos de aclarados hasta que el agua que se purga a través de las válvulas blow-off o de sangrado sale sin ningún signo de contaminación como explican Boyce y González (2007) y Demircioglu (2008). Los efectos del ensuciamiento son eliminados por completo con la aplicación de este tipo de lavado. Schneider (2010) recomienda este tipo de lavado en las paradas de mantenimiento, debido al coste que supone parar la máquina cuando está operativa. Además, Meher-Homji (2001) recomienda lavar los silenciadores y el conducto de entrada del compresor cuando se va a lavar un compresor con un ensuciamiento alto.

2.2.3 Otros tipos de mantenimiento

Aparte de los lavados mencionados con anterioridad, existen otros procedimientos de mantenimiento para la recuperación de las pérdidas provocadas por el ensuciamiento.

2.2.3.1 Lavado a mano del compresor

El lavado a mano del compresor implica limpiar los VIGVs y los álabes de la primera etapa del compresor con cepillos y detergente. Este tipo de lavado es muy efectivo para eliminar partículas pegadas a las superficies de los álabes, pero tiene el gran inconveniente del tiempo que se tarda en llevarlo a cabo. Debido a que solo afecta a los VIGVs y a la primera fila de álabes del compresor, es conveniente realizarlo en combinación con otros tipos de lavado como indican Schneider (2010) y Demircioglu (2008).

2.2.3.2 Lavado abrasivo

El uso de materiales abrasivos para el lavado del compresor o la inyección de arroz o de cáscaras de nuez en el compresor ha sido suspendida en la mayoría de centrales eléctricas (Boyce y González (2007)) ya que el efecto de la erosión es demasiado grande y hay peligro de que materiales sólidos se acumulen en la turbina y obstruyan los sistemas secundarios de aire. Además, existe la posibilidad de que estas partículas entren en el sistema de lubricación, lo que puede causar más daños e incluso las partículas no quemadas o las cenizas pueden obstruir los circuitos de refrigeración de la turbina de gas (Stalder 2001). Este tipo de lavado se realiza en paradas de revisiones generales.

2.2.3.3 Inyección *on-line* de agua entre etapas

Ingistov (2000 y 2001) describe un novedoso método de limpieza de compresores multi-etapa aplicado a turbinas de gas Frame 7EA. La técnica implica inyectar agua entre las etapas del compresor para lo que se perforaron varias boquillas de inyección en la carcasa, igualmente espaciadas, de manera que una neblina de agua fluya por los espacios coaxiales formados entre la carcasa y el radio interno del compresor. Ingistov logró implementar este método durante un año consiguiendo un mayor distanciamiento en el tiempo entre lavados *off-line*.

2.3 Métodos existentes para programar lavados

Debido a las importantes pérdidas económicas que genera el ensuciamiento, a lo largo de los últimos años se han propuesto diferentes métodos para estudiar la forma de optimizar el calendario de los lavados y por tanto minimizar el coste del ensuciamiento. Además, se han desarrollado algunos sistemas de predicción de la evolución del ensuciamiento a partir de datos registrados en el pasado por diferentes TG (Hindle et al. (2006), Roemer et al. (2006), Borguet et al. (2008), Watson et al. (2011), Puggina et al. (2012) o Venturini et al. (2013)).

En este apartado se van a repasar algunos de estos métodos de optimización de lavados con la finalidad de poder compararlos más adelante con el que se plantea en esta tesis.

2.3.1 Naga y Achutha (2008)

Estos dos autores proponen una política de mantenimiento basada en lavados *on-line* periódicos e inspecciones orientadas a lavados *off-line*. Si en estas inspecciones se observa un estado del compresor peor que las condiciones umbral se realizarán lavados *off-line*. El método propone una planificación de los lavados *on-line* y de las inspecciones orientadas a tener un coste por hora mínimo.

Para explicar el método hace falta tener en cuenta una serie de definiciones y consideraciones que los autores explican detalladamente en su artículo.

- Tipos de fallo:
 - Deterioro: es un proceso en el que los parámetros importantes del sistema empeoran gradualmente. Para muchos de los sistemas es posible medir la cantidad de deterioro en el sistema. En el método desarrollado se considera “fallo por deterioro” al estado del compresor cuyo rendimiento es inaceptable.

- Fallo aleatorio: son los fallos impredecibles, como puede ser la rotura de un álabe.
- Tipos de mantenimiento: los tipos de mantenimiento ya se mencionaron en apartados anteriores, sin embargo, Naga y Achutha (2008) definen nuevos tipos de mantenimiento para realizar sus predicciones.
 - Inspección: las inspecciones con un calendario específico son realizadas para conocer el estado del sistema. En estas inspecciones se miden algunos parámetros importantes del sistema que dan idea de su rendimiento.
 - Mantenimiento preventivo (PM): es un mantenimiento que se realiza antes del posible fallo del sistema.
 - PM mínimo: es un mantenimiento poco efectivo y que implica poco esfuerzo
 - PM grande: mantenimiento en el que el sistema queda como si estuviese nuevo.
 - PM General: restaura el sistema hasta el estado previo de deterioro (τ).
 - Reparación: restauración del sistema cuando se ha producido un fallo.
 - Mínima reparación: el sistema es devuelto al funcionamiento, solucionando el fallo pero sin arreglar otros problemas.
 - Reparación perfecta: el sistema es reparado y dejado como si estuviese nuevo.

Asumiendo una serie de hipótesis, se aplica el modelo “Continuous Time Markov Chain” (CTMC) basado en el mantenimiento preventivo. Sobre el modelo de Markov, Naga et al. (2006) ya habían realizado un estudio previo. De acuerdo con esta política, el compresor es sometido a lavados *on-line* periódicos e inspecciones orientadas a los lavados *off-line*.

Para usar la aproximación de Markov, primero se obtienen las ecuaciones de Chapman-Kolmogorov (Misra (1992)) que linealizadas representan las condiciones del estado estático del proceso. Su solución proporciona probabilidades de estado a largo plazo, es decir, se puede estimar cuando el rendimiento va a ser inaceptable.

Las ecuaciones de transición dependen de los valores reales del número de estados de deterioro, del límite para realizar lavados *off-line* y de los estados recuperados en cada lavado.

Planteado el modelo hay que optimizarlo y esto se hace minimizando el coste total por hora, que es la suma de los costes de mantenimiento, reparación y parada de servicio. El modelo define CT como el tiempo estimado entre dos reparaciones consecutivas, por lo que cada CT se realiza una reparación. De esta forma el modelo puede definir los costes esperados durante CT:

- Costes esperados por el deterioro del compresor: $E(TC_{DF})$
- Costes esperados por las inspecciones: $E(TC_I)$
- Costes esperados por lavados *on-line*: $E(TC_{pm})$
- Costes esperados por lavados *off-line*: $E(TC_{PM})$
- Costes esperados por fallos aleatorios: $E(TC_{RF})$
- Costes esperados por parada: $E(TC_{dt})$
- Costes esperados por el coste de operación: $E(TC_{op})$

Por lo que el coste entre CT por hora será:

$$E(TC) = \frac{E(TC_{DF}) + E(TC_I) + E(TC_{pm}) + E(TC_{PM}) + E(TC_{RF}) + E(TC_{op}) + E(TC_{dt})}{CT} \quad (2.2)$$

Para realizar la optimización de la planificación de lavados los autores proponen un método que sucesivamente va dando valores al número de lavados que se espera realizar durante CT, y el intervalo entre estos lavados. Calcula las probabilidades de deterioro para cada uno de los valores seleccionados anteriormente (número de lavados e intervalo de tiempo entre ellos). Finalmente se selecciona la opción que da como resultado un coste medio mínimo por ensuciamiento.

El método para planificar lavados que se plantea en esta tesis trata de mejorar algunos aspectos del método desarrollado por Naga et al. Se ha desarrollado un sistema que permite planificar los lavados en tiempo real, de forma sencilla, teniendo en cuenta los datos registrados desde el último lavado. El método de Naga et al. no permite un cálculo preciso del ensuciamiento, ya que este varía en función de las condiciones del entorno de la central, del clima... y por lo tanto, si se produce un ensuciamiento muy rápido puede que se actúe tarde sobre él.

Además, en esta tesis se definen de forma clara las pérdidas provocadas por el ensuciamiento (aislándolas de otro tipo de pérdidas) y explicando el coste de combustible que se considera en los cálculos y el precio de venta de la energía que se tiene en cuenta en cada periodo de tiempo estudiado.

En el método desarrollado por Naga et al., a diferencia del aplicado en esta tesis, no se explica cómo se trata el efecto de las condiciones ambientales en la TG y el compresor.

No obstante, este método es muy completo, ya que considera todos los tipos de mantenimiento que se realizan en la central. Además, la idea de minimizar el coste medio o coste horario del ensuciamiento se aplica en el método de programación de lavados que se ha desarrollado en esta tesis (Capítulo 3, apartado 3.1.3).

2.3.2 Gülen, Griffin, Paolucci (2002)

El método que proponen estos autores está basado en la adquisición de datos en tiempo real de las centrales que estudian y de las que además, se dispone de los datos históricos recogidos por sus sensores. En la Ilustración 2.6 se puede observar un esquema de funcionamiento de este sistema.

How the on-line real-time performance monitoring system works

Ilustración 2.6 Esquema del método de programación de lavados de Gülen et al. (2002)

Para entender el método aplicado, los autores exponen primero una base teórica en la que se definen las prestaciones de la turbina de gas.

$$Y_{j,x} = Y_{j,b} \prod_{i=1}^7 X_{i,j} \quad (2.3)$$

Donde Y_j es el rendimiento garantizado por el fabricante en condiciones de turbina nueva y limpia o en las condiciones del último test realizado, en ambos casos en condiciones ISO. Los sufijos x y b indican valores esperados y base respectivamente. X_i son factores de corrección por: temperatura de entrada en el compresor, presión ambiente, humedad relativa en la entrada del compresor, pérdidas de carga a la entrada y a la salida e inyecciones de agua y vapor. Cuando se opera a carga parcial, el rendimiento de la turbina de gas se puede definir como:

$$Y_{j,x} = K_j(Y_{j,b} \prod_{i=1}^7 X_{i,j}) \quad (2.4)$$

Donde K_j es la corrección por carga parcial.

Una vez definida la base teórica, se pasa a definir el ensuciamiento. Las pérdidas que tiene la turbina en kilovatios se pueden calcular mediante la diferencia entre la potencia esperada y la potencia medida (ecuación (2.5)). Sin embargo ese cálculo no diferencia entre las pérdidas debidas al ensuciamiento y el resto de pérdidas. Para solucionar este problema se atribuye un factor (factor recuperable) que multiplicará a la potencia esperada corrigiéndola. Este factor también aparece en la literatura como factor de degradación. Por lo tanto, la potencia perdida por la turbina queda definida como:

$$P_{pérd} = \phi^n P_{esperada} - P_{medida} \quad (2.5)$$

Donde ϕ es el factor de recuperación, n será el número de lavados *off-line* realizados en el compresor.

Una operación parecida se puede aplicar al heat rate. En este caso se puede definir el combustible extra usado para producir la misma potencia que si el compresor estuviese limpio como:

$$F_{extra} = F_{medido} - \phi^n \phi'^n F_{esperado} \quad (2.6)$$

Donde ϕ' es el factor de recuperación para el heat rate y F es la masa de combustible usado. Los valores más comunes para los factores de recuperación son $\phi = 0.998$ y $\phi' = 1.005$. De esta forma se pueden calcular mediante una media lineal (ver la

explicación de la ecuación (2.11)) la cantidad de potencia no producida (Π) y de combustible extra usado (Φ) para un tiempo (t).

$$\Pi = \frac{2}{t^2} \int_0^t P_{pérd}(t) dt \quad (2.7)$$

$$\Phi = \frac{2}{t^2} \int_0^t F_{extra}(t) dt \quad (2.8)$$

Definidas las ecuaciones anteriores se está en disposición de calcular el momento de lavado óptimo τ^* si se conocen: el coste de mantenimiento o lavado C_m , el precio de venta de la energía C_p y el precio del combustible C_f

$$\tau^* = \sqrt{\frac{2C_m}{\Pi \cdot C_p + \Phi \cdot C_f}} \quad (2.9)$$

La ecuación (2.9) se demostrará en el siguiente capítulo en el apartado 3.1.4

La idea es que un sistema de monitorización en tiempo real de la central vaya evaluando estos datos y actualizando la fecha de tiempo de lavado óptimo.

El método de planificación de lavados desarrollado en esta tesis explica un sistema para calcular los factores de corrección, a diferencia del método de Gülen et al., que solo menciona que hay que aplicarlos.

Para calcular el coste que supone el ensuciamiento, Gülen et al. se basan únicamente en estudiar el heat rate y la potencia de la TG. El único método que utilizan para distinguir problemas provocados por el ensuciamiento respecto otros problemas es la aplicación del factor de “coste recuperable” que es un factor que solo se puede obtener tras una alta experiencia de lavados y aun así, es un factor teórico que no indica si realmente existe un problema en el compresor. En el método desarrollado en esta tesis, se trata de aislar al máximo las pérdidas provocadas por el ensuciamiento de otro tipo de pérdidas.

Finalmente, el método de Gülen et al. hace lineales la pérdida de potencia y el incremento del heat rate, de forma que pierde precisión. En el apartado 3.1.4 se va a demostrar que estas linealizaciones no tienen por qué realizarse. Estas linealizaciones se utilizan para calcular las ecuaciones (2.7) y (2.8) y se hacen como se muestra en la Ilustración 2.7, donde las líneas rojas representan la evolución de las pérdidas de potencia y del consumo extra teórica y las líneas verdes son la pérdida de potencia y el consumo extra linealizados. De esta forma, las áreas que quedan por debajo de las curvas rojas y verdes son iguales en un intervalo de tiempo τ .

Ilustración 2.7 Linealización de las pérdidas instantáneas de consumo y potencia

Se puede calcular la potencia media perdida por ensuciamiento en un intervalo de tiempo τ con la ecuación (2.10) y la pérdida total potencia con la ecuación (2.11). Combinando estas dos ecuaciones se obtiene la ecuación (2.7).

$$\Pi = \frac{P_{tri}}{\tau} \quad (2.10)$$

$$P_{pérd, total} = \int_0^{\tau} P_{pérd}(t) dt = \frac{P_{tri}\tau}{2} = \frac{\Pi\tau^2}{2} \quad (2.11)$$

Donde P_{tri} es la pérdida de potencia en el periodo de tiempo τ si esta pérdida de potencia se hace lineal. Se emplea un procedimiento análogo para calcular la ecuación (2.8) a través de las ecuaciones (2.12) y (2.13).

$$\Phi = \frac{F_{tri}}{\tau} \quad (2.12)$$

$$F_{extra, total} = \int_0^{\tau} F_{extra}(t) dt = \frac{\Phi\tau^2}{2} \quad (2.13)$$

Una de las ideas empleadas en el método desarrollado en esta tesis es el cálculo en tiempo real. Además, debido a la sencillez operacional, resulta muy cómodo implementarlo en un programa informático. También se ha aplicado el concepto de corrección, que es un dato importante y que algunos de los métodos desarrollados para programar lavados han obviado.

2.3.3 Sánchez et al. (2009)

Lo primero que proponen estos autores son métodos para detectar el ensuciamiento y hacen referencia directamente a Mund y Pilidis (2006) los cuales proponen realizar

lavados *off-line* cuando se de alguna de las siguientes situaciones: caída del 3% del caudal de aire, reducción del 3% de la potencia o caída del 2% de la relación de compresión. Si por el contrario, las caídas están por debajo de los umbrales anteriormente mencionados, es suficiente realizar un lavado *on-line*.

Sin embargo, Sánchez et al. (2009) ven algunos problemas en tomar decisiones a partir de estas medidas entre los que se encuentran que el caudal de aire o la relación de compresión no se pueden medir directamente. Además, luego hay que aplicarles factores de corrección por temperatura, presión, etc.

Lo primero que consideran para desarrollar su método de cálculo son las pérdidas de potencia y el incremento de heat rate que no son recuperables y quedan definidas respectivamente por las ecuaciones empíricas (2.14) y (2.15).

$$\Delta W_{no\ rec} = a_6 t_{MO}^6 + a_5 t_{MO}^5 + a_4 t_{MO}^4 + a_3 t_{MO}^3 + a_2 t_{MO}^2 + a_1 t_{MO} + a_0 \quad (2.14)$$

$$\Delta HR_{no\ rec} = b_3 t_{MO}^3 + b_2 t_{MO}^2 + b_1 t_{MO} + b_0 \quad (2.15)$$

Donde t_{MO} es el tiempo transcurrido desde la última revisión general de la TG.

También evalúan las pérdidas recuperables provocadas por el ensuciamiento. Para ello definen la ecuación (2.16), una expresión similar a la definida por Tarabrin et al. (1998)

$$\Delta W_{ensuciamiento} = -k_1(1 - e^{-k_2 t_w}) \quad (2.16)$$

Donde k_1 es una constante que dependerá de la localización de la TG y que suele tomar valores entre 0.02 y 0.1. k_2 es la inversa del tiempo de operación necesario para alcanzar las máximas pérdidas posibles por ensuciamiento y que ronda valores entre 0.002 y 0.01 h^{-1} . Finalmente t_w es el número de horas que transcurren desde el último lavado.

El siguiente paso es calcular la recuperación que se obtiene al realizar diferentes lavados. Se considera que realizando lavados *off-line* se recupera el 100% de las pérdidas obtenidas por ensuciamiento, mientras que la recuperación “F” obtenida por realizar lavados *on-line* sigue la ecuación (2.17) que definen Tarabrin et al. (1998).

$$F = 1 - k_1 \left(1 - \frac{1 - e^{-k_2 T}}{k_2 T} \right) \quad (2.17)$$

Donde T son las horas de operación transcurridas entre lavados *on-line*.

Debido a que Tarabrin et al. (1998) no definen ecuaciones de comportamiento para heat rate, de acuerdo con su experiencia asumen que el incremento del heat rate será cuatro veces menor que la pérdida de potencia de la TG, resultando la ecuación (2.18).

$$\Delta HR_{ensuciamiento} = 0.25k_1(1 - e^{-k_2 t_w}) \quad (2.18)$$

Una vez definidas las ecuaciones que permiten calcular la recuperación esperada gracias a realizar lavados, describen tres posibles escenarios para una turbina que produce a plena carga 47 MW y tiene un heat rate de 9597 kJ/kWh. El escenario 1 lo definen como un “entorno medio”, el escenario 2 es “agresivo” con lavados regulares y el tercer escenario es “agresivo” y con una mala programación de lavados. Estos escenarios no hacen más que definir los coeficientes de las ecuaciones 11-13 como se puede ver en la Tabla 1. Los resultados de simular estos escenarios se pueden leer en la Tabla 2, donde se distinguen la potencia recuperada en valor absoluto y porcentaje y el beneficio recuperado por realizar los lavados.

Tabla 2.2 Coeficientes de las ecuaciones

	Escenario 1	Escenario 2	Escenario 3
K_1	0.04	0.1	0.1
$K_1 [h^{-1}]$	0.005	0.01	0.01
Frecuencia lavados <i>on-line</i> [días]	7	2	7
Frecuencia lavados <i>off-line</i> [días]	21	6	21

Tabla 2.3 Resultados

	Escenario 1	Escenario 2	Escenario 3
$\Delta W [MWh]$	8925	19350	6483
$\Delta W [\%]$	2.5	4.6	2
$\Delta CashFlow [k€]$	93	200	89

Los precios de venta de la energía los obtuvieron del mercado eléctrico español y el coste del combustible es el coste medio del gas natural en España durante el año 2007 (17555€ MW/h). Las conclusiones que obtienen son:

- Hay un claro beneficio económico cuando se realizan lavados, especialmente si el entorno es agresivo.
- Incluso cuando la programación de lavados no es óptima (escenario 3) se obtienen beneficios lavando.
- Optimizar la programación de lavados puede significar doblar el beneficio obtenido en términos de cashflow de potencia, es decir, el beneficio obtenido al realizar el lavado.

Las recomendaciones que ofrecen son las de lavar *on-line* en el momento del día en que el precio de venta de energía vaya a ser más alto para obtener el máximo beneficio posible.

El lavado *off-line* hay que planificarlo con más cuidado, debido al tiempo que lleva y a que se realiza con la TG parada.

En el método planteado en esta tesis se sigue un planteamiento diferente y se detalla una forma de encontrar valores experimentales en tiempo real para las ecuaciones que controlan el ensuciamiento (apartado 3.3.2), a diferencia del propuesto por Sánchez et al. (2009).

La principal fortaleza que tiene este método es que propone unas ecuaciones que proporcionan la recuperación esperada con los lavados. Aunque estas ecuaciones son diferentes para cada TG y periodo de tiempo, se pueden aplicar suponiendo que la progresión del ensuciamiento es parecida al periodo entre lavados anterior y, de esta forma, se calculan los coeficientes.

2.3.4 Aretakis et al. (2012)

El modelo económico que plantean Aretakis et al. parte de la ecuación (2.19), que define el beneficio económico, donde $TP_{\Delta T}$ es el beneficio total en el tiempo ΔT , MP es el precio de venta de energía, C es el coste de producción de energía y $P_{\Delta T}$ es la energía producida durante ΔT .

$$TP_{\Delta T} = (MP - C)P_{\Delta T} \quad (2.19)$$

Desarrollando el coste de producción de energía se define la ecuación (2.20).

$$C = \frac{C_c + C_f + C_p + C_m + C_w}{P_{\Delta T}} \quad (2.20)$$

Donde para un tiempo de producción ΔT , C_c es el coste de capital, C_f es el coste de combustible, C_p es el coste del personal, C_m es el coste de mantenimiento y C_w es el coste relacionado con el lavado.

El coste de capital es referido a la inversión que se hace en la planta para producir una potencia determinada. El coste de los empleados se evalúa multiplicando el número de empleados por el salario medio. El coste asociado al lavado incluye las pérdidas o beneficios económicos que se derivan del lavado y se pueden clasificar en:

- C_{p1} : el coste propio del lavado (detergente, agua...)
- C_{p2} : el coste de no producción o lucro cesante.
- C_{p3} : incremento en el coste de mantenimiento.
- C_{p4} : beneficio relacionado con la recuperación de rendimiento en el compresor y que tiene como resultado un incremento de la potencia y la eficiencia térmica de la TG.
- C_{p5} : beneficio debido a que no se consume combustible durante la operación de lavado.
- C_{p6} : beneficio debido a que no se incrementa el envejecimiento del compresor en horas de funcionamiento debido a que la TG está parada.

De acuerdo con estas definiciones se define la ecuación (2.21).

$$C_w = (C_{p1} + C_{p2} + C_{p3}) - (C_{p4} + C_{p5} + C_{p6}) \quad (2.21)$$

El método de optimización de los lavados consistirá en maximizar el beneficio total (ecuación (2.19)) o minimizar el coste de producción de energía C . Este procedimiento sigue un esquema que se muestra en la Ilustración 2.8.

Ilustración 2.8 Esquema del proceso de optimización se lavados definido por Aretakis et al. (2012)

Como se ve en el esquema, primero se fijan los parámetros y condiciones con los que va a funcionar el motor. También se definen el número de lavados y el intervalo de tiempo entre los mismos. Definidos estos parámetros, se calcula el beneficio total o el coste de la energía. Si estos valores no son óptimos se repite el procedimiento variando el tiempo entre lavados. Este método es conocido como “Simplex Down-Hill Method in Multidimensions” y los autores lo escogieron por su robustez y simplicidad.

Una de las posibles mejoras de este método está asociada a que no está desarrollado para trabajar en tiempo real, si no que depende fundamentalmente de las previsiones que se hagan a futuro del mercado eléctrico y del coste de producción. Además, la consideración de que los tiempos transcurridos entre lavados son iguales no tiene por qué ser correcta, ya que como se explica en el artículo, el ritmo de ensuciamiento depende de diferentes factores y por tanto puede ser diferente para cada periodo de tiempo.

Este método busca minimizar costes por ensuciamiento y para ello minimiza los costes de producción. Esto se aplica en el método de predicción de lavados desarrollado en esta tesis, aunque el método usado es diferente. Para calcular estos costes de producción tienen en cuenta gran cantidad de factores que pueden influir, como las condiciones ambientales o el precio de la energía o el combustible en cada momento, que son

parámetros que algunos autores obvian y que en el método de planificación de lavados desarrollado en esta tesis también se ha optado por tener en cuenta.

2.3.5 Hovland y Antoine (2004)

El método que proponen estos autores para la optimización de los lavados *off-line* viene resumido de forma esquemática en la Ilustración 2.9.

Ilustración 2.9 Esquema del método para la optimización de lavados usado por Hovland et al. (2004)

El modelo de eficiencia parte de las ecuaciones diferenciales donde se define el caudal de aire y la presión en el compresor en función de parámetros como la sección de entrada al compresor o las temperaturas y presiones de entrada y salida del compresor.

Definido el modelo de eficiencia se aplica el filtro de Kalman cuyo objetivo es estimar con precisión el rendimiento isentrópico del compresor que proporciona la temperatura y presión a la salida del compresor. Los autores consideran este filtro fundamental debido a que el ruido en las medidas de salida del compresor puede afectar al cálculo de rendimiento.

Aplicado el filtro de Kalman se plantea el modelo híbrido dinámico, que consta de 14 variables de tipo booleano y continuo, y una serie de ecuaciones de restricción que permiten optimizar el periodo entre lavados y se puede resolver por un Mixed-Integer-Linear-Program (MILP).

Un modelo predictivo de control (MPC) puede ser usado de forma efectiva junto con el modelo híbrido definido para resolver el problema de optimización. Las 14 variables de estado definidas se duplican para el día estudiado. El modelo MPC se aplica sobre los N días que el usuario estudia.

La idea de este procedimiento es minimizar el siguiente sumatorio de 3 de las 14 variables de estado definidas: los costes de los lavados *on-line* y *off-line* y las pérdidas de rendimiento y potencia de la TG.

Una de las características de este método que se ha intentado mejorar en esta tesis es la necesidad de predecir a largo plazo para hacerlo eficiente. Esto tiene el inconveniente de que existen muchos datos necesarios como los precios de venta de energía o de combustible, la demanda de energía, que son difíciles de conocer 2 días antes.

Otro de los inconvenientes de aplicar este método es que es difícil su implementación en un programa informático, los conocimientos profundos que el usuario necesita y finalmente, no es un método diseñado para funcionar en tiempo real.

Por otro lado, el método es muy completo en cuanto al procedimiento de predicción. Contempla numerosos casos de deterioro. Además, la metodología de cálculo es muy compleja (incluye incluso efectos de las condiciones ambientales) y ha sido probada en diferentes estudios anteriores como Bemporad et al. (1999), Hysdel, Mathioudakis et al. (2002)

Referencias Capítulo 2

- [1] Viguera, M. O., 2007, Analysis of gas turbine compressor fouling and washing online, Cranfield University School of Engineering, PhD Thesis.
- [2] Aretakis, N., Roumetiotis, I., Doumouras, G. y Mathioudakis, K., 2012, Compressor Washing Economic Analysis and Optimization for Power Generation, *Applied Energy* 95, 77-86.
- [3] Syverud, E. and Bakken, L., 2005, Online water wash tests of GE J85-13, ASME Turbo Expo.
- [4] Meher-Homji, C. B., Chaker, M. A. y Motiwala, H. M., 2001, Gas Turbines Performance Deterioration, *Proceeding of the 30TH Turbomachinery Symposium* 139-176
- [5] Singh, D., 1996, Simulation of Performance Deterioration in Eroded Compressor, American Society of Mechanical Engineering.
- [6] Zwebek, A. y Pilidis, P., 2002, Degradation effects on combined cycle power plant performance – Part I: gas turbine cycle component degradation effects, *J Eng Gas Turbines Power* 125, 651-657.
- [7] Zwebek, A. and Pilidis, P., 2003, Degradation effects on combined cycle power plant performance – Part II: steam turbine cycle component degradation effects, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 125, 658-663.
- [8] Kurz, R. and Brun, K., 2007, Gas Turbine Tutorial – maintenance and operating practices effects on degradation and life. In *Proceedings of the 36th Turbomachinery Symposium*, Texas A&M University, Houston, 11–13
- [9] Morillo De Hart, L., 1994, Performance Diagnostic of RR Avon Engines Using Gas Path Analysis, MSc Thesis, Cranfield University (UK).
- [10] Kurz, R., Brun, K., Wollie, M., 2008. Degradation effects on industrial gas turbines, ASME paper GT2008-50020.
- [11] Kurz, R., and Brun, K., 2011, Fouling Mechanisms in Axial Compressors, ASME Paper No. GT2011-45012.
- [12] Marson, E., 1992, Effect of Manufacturing Deviations on Performance of Axial Fow Compresor Blading, ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress, Cologne, Germany, ASME Paper 92-GT-326

- [13] Naga, P. y Achutha, V. N., 2008, An Optimal Maintenance Policy for Compressor of Gas Turbine Power Plant, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 130, 021801-5
- [14] Upton, A. W. J., 1974, Axial Compressor and Turbine Blade Fouling Some Causes, Effects and Cleaning Methods, *Gas Turbine Operations and Maintenance Symposium* edition, National Research Council Canada (Canada)
- [15] Brooks, F. J., 2006, GE Gas Turbine Performance Characteristics, GE Report
- [16] Zaba, T., Lombardi, P., 1984, Experience in the Operation of Air Filters in Gas Turbine Installation, ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress, ASME Paper No 84-GT-39.
- [17] Schneider, E., Bussjaeger, S. D., 2010, Analysis of Compressor On-Line Washing to Optimize Gas Turbine Power Plant Performance, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 132, 062001-1-7
- [18] Ogbonnaya, E. A., 2011, Gas Turbines Performance Optimization using Compressor Online Water Washing Technique, *Engineering*, 3, 500-507
- [19] Sánchez, D., Chacartegui, R., Becerra, J. A. y Sánchez, T., 2009, Determining Compressor Wash Programmes for Fouled Gas Turbines, *Journal of Power and Energy* 223, 467-476
- [20] Diakunchak, I.S., 1992, Performance deterioration in industrial gas turbines, *J. Eng. Gas Turbines Power* 114, 161–168.
- [21] Tarabrin, A. P., Schurovsky, V. A., Bodrov, A. I., Stalder, J. P., 1998, An analysis of axial compressor fouling and a blade cleaning method, *J. Turbomach* 120, 256–261.
- [22] Stalder, J. P., 2001, Gas Turbine Compressor Washing State of Art: Field Experiences, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 123, 363-370.
- [23] Seddigh, F., Savaranamuttoo, H. I. H., 1990, A proposed Method for Assessing the Susceptibility of Axial Compressors to Fouling, ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress, No 90-GT-348
- [24] Aker, G. F., Savaranamuttoo, H. I. H., 1988, Predicting Gas Turbine Performance Degradation Due to Compressor Fouling Using Computer Simulation Techniques, ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress, Amsterdam (Holland), No 88-GT-206.

- [25] Tarabrin, A. P., Bodrov, A. I., Schurovsky, V. A., Stalder, J. P., 1996, An Analysis of axial Compressor Fouling and a Cleaning Method of Their Blading, ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress, Birmingham (UK), No 96-GT-363.
- [26] Bird J., and Grabe W., 1991, Humidity Effects on Gas Turbine Performance, ASME Paper No. 91-GT-329.
- [27] Haub, G. L., and Hauhe, W. E. Jr., 1990, Field Evaluation of On Line Compressor Cleaning in Heavy Duty Industrial Gas Turbines, ASME Paper No. 90-GT-107.
- [28] Meher-Homji, C. B. y Bromley, A., 2004, Gas Turbines Axial Compressor Fouling and Washing, Proceeding of the Thirty-Third Turbomachinery Symposium 163-192.
- [29] Tatge, R. B., Gordon, C. R., Conkey, R. S., 1980, Gas Turbine Inlet Filtration in Marine Environments, ASME Paper, No 80-GT-174.
- [30] Felix, P. C., Strittmatter, W., 1979 , Analysis on Air Pollution on the Erection Site of a Broen Boveru Gas Turbine, Brown Boveri Review 66, 97-103.
- [31] Bammert, K., Sonnenschein, H., 1967, Der Einfluss verdickter and verduennter Turbinenschaufeln auf die Gittereigenschaften, Arch. Eisenhuettenwesen 38, 287–299.
- [32] Kind, R. J., Serjak, P. J., Abbott, M. W. P., 1996, Measurements and Predictions of the effects of Surface Roughness on Profile Losses and Deviation in a Turbine Cascade, ASME Paper, 96-GT-203.
- [33] Boyle, R. J., 1994, Prediction of Surface Roughness and Incidence Effects on Turbine Performance, TransASME J. Turbo 116, 745-751
- [34] Bons, J. P., 2010, A Review of Surface Roughness Effects in Gas Turbines, Journal of Turbomachinery 132, 021004-1-16
- [35] Boelcs, A., Sari, O., 1988, Influence of Deposit on the flow in a Turbine Cascade, TransASME, J.Turbo 110, 512-519.
- [36] Jordal, K., Assadi, M. y Genrup, M., 2002, Variations in Gas-Turbine Blade Life and Cost due to Compressor Fouling, Int. J. Applied Thermodynamics 5, 37-47
- [37] Dundas, R. E., 1986, A Study of the Effect of Deterioration on Compressor Surge Margin in Constant Speed, Single Shaft Gas Turbines, ASME Gas Turbine, ASME Paper No 86-GT-177.
- [38] Kurz, R. y Brun, K., 2001, Degradation in gas turbine systems. J Eng Gas Turbines Power, 70-77

- [39] Howell, A. R. and Calvert, W. J. A., 1978, New Stage Stacking Technique for Axial Flow Compressor Performance Prediction, 100, 698-703.
- [40] Christoph, P. L., Christoph, S. and Lutz, D., 2004, Performance Benefits Using Siemens Advanced Compressor Cleaning System, ASME J. Eng. Gas Turbines Power, 126, 763–769.
- [41] Ogaji, S. O. T., Sampath, S., Singh, R. and Probert, S. D., 2002, Parameter Selection for Diagnosing a Gas-Turbine’s Performance-Deterioration, Appl. Energy, 73, 25–46.
- [42] Leusden, C. P., Sorgenfrey, C. and Dummel, L., 2003, Performance benefits using Siemens advanced compressor cleaning system, Germany (Siemens AG Power Generation), Vol. 1 at Atlanta, Georgia (USA); American Society of Mechanical Engineers, USA, 793-801.
- [43] Zwebek, A. and Pilidis, P., 2004, Degradation Effects on combined cycle power plant performance - Part III: gas and steam turbine component degradation effects, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 126, 306-315.
- [44] Zaba, T., 1980, Losses in gas Turbines Due to Deposits on the Blading, Brown Boveri Review, 12-80, 715-722
- [45] Diakunchak, I. S., 1991, Performance Deterioration in Industrial Gas Turbines, ASME Paper No. 91-GT-228.
- [46] Gülen, S. C., Griffin, P. R. y S. Paolucci, 2002, Real-time on-line performance diagnostics of heavy-duty industrial gas turbines, J Eng Gas Turbines Power 124, 910-921.
- [47] Tabakoff, W., 1986, Compressor Erosion and Performance Deterioration, AIAA/ASME 4th Joint Fluid Mechanics, Plasma Dynamics, and Laser Conference, Atlanta, GA, May 12–14.
- [48] Tabakoff, W., Lakshminarasimha, A. N., Pasin, M., 1990, Simulation of Compressor Performance Deterioration Due to Erosion, ASME J. Eng. Gas Turbines Power, 112 (1).
- [49] Lakshminarasimha, A. N., Boyce, M. P. y Meher-Homji, C. B., 1994, Modeling and analysis of gas turbine performance deterioration, J Eng Gas Turbines Power 116, 46–52.
- [50] Hoeft, R. F., 1993, Heavy Duty Gas Turbine Operating and Maintenance Considerations, GE I&PS.

- [51] Mustafa, Z., 2006, Analysis of Droplets in Compressor Gas Turbines, PhD Thesis, Cranfield University (UK).
- [52] Wilkinson, P. and Shark, L.K., 2004, Automatic monitoring of gas turbine air intakes using colour imaging techniques, *Insight: Non-Destructive Testing and Condition Monitoring*, Vol. 46, No. 2, 94-97.
- [53] Kolkman, H., 1993, Performance of gas turbine compressor cleaners, : *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Transactions of the ASME, Vol. 115, No. 3, 674-677.
- [54] Haq, I., and Saravanamuttoo, H., 1991, Detection of axial compressor fouling in high ambient temperature conditions, *American Society of Mechanical Engineers*, pag 9.
- [55] Scheper, G. W., Mayoral, A. J. and Hipp, E. J., 1978, Maintaining gas turbine compressors for high efficiency, *Power Engineering*.
- [56] Kulle, V., 1974, Gas turbine blade cleaning at Alberta gas trunk line, *Gas Turbine Operation and Maintenance Symposium* edition, In N.R.C. of Canada.
- [57] Scott, J. N., 1979, Axial compressor monitoring by measuring depression, In N.R.C. of Canada edition, 3rd Symposium of Gas Turbine Operations and Maintenance, Canada.
- [58] Fabbri, A., Traverso, A., and Cafaro, S., 2011, Compressor Performance Recovery Systems: a New Thermoeconomic Approach, ASME Paper No. GT2011-45121.
- [59] Stalder, J. P. and van Oosten, 1994, P., Compressor Washing Maintains Plant Performance and Reduces Cost of Energy Production, ASME Paper No. 94- GT-436.
- [60] Stalder, J. P., 1998, Gas Turbine Compressor Washing State of the Art – Field Experiences, ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress, Stockholm (Sweden), ASME Paper 1998- GT-420.
- [61] Bagshaw, K. W., 1974, Maintaining Cleanliness in Axial Flow Compressors, First Gas Turbine Operations and Maintenance Symposium, National Research Council, Canada.
- [62] Igie, U., Pilidis, P., Fouflias, D., Ramsden, K., and Lambart, P., 2011, On-Line Compressor Cascade Washing for Gas Turbine Performance Investigation, ASME Paper No. GT2011-46210.

- [63] Syverud, E., 2007 Axial Compressor Performance Deterioration and Recovery through Online Washing, Norwegian University of Science and Technology, PhD Thesis
- [64] Demircioglu, S., 2008, Detail Analysis of Compressor On-Line Wash Impact in the Gas Turbine Performance, Master thesis, FH Offenburg, Offenburg, Germany.
- [65] Bromley, A. F., Meher-Homji, C. B., 2004, Gain a Competitive Edge With a Better Understanding of GT Compressor Fouling Washing, Comb. Cycl. J. (CCJ), PSI Media; Fourth Quarter, 37–41.
- [66] Faddeon, C.J., 1999, Effective Compressor Cleaning as a Result of Scientific Testing and Field Experience, Powergen Europe, Brussels (Belgium).
- [67] Boyce, M. P., González, F., 2007, A Study of On-Line and Off-Line Turbine Washing to Optimize the Operation of a Gas Turbine, Transactions of the ASME 129, 114-122
- [68] Ingistov, S., Meredith, G., Sulda, E., 2000, Brush Seals for No. 3 Bearing of a Model 7EA Gas Turbine, ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress, Munich (Germany), ASME Paper 2000-GT-558.
- [69] Ingistov, S., 2001, Interstage Injection System for Heavy Duty Industrial Gas Turbine Model 7EA, ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress, New Orleans (Louisiana), ASME Paper 2001-GT-407.
- [70] Hindle, E., Van Stone, R., Brogan, C., Ken Dale, J. V., and Gibson, N., 2006, A Prognostic and Diagnostic Approach to Engine Health Management, ASME Paper No. GT2006-90614.
- [71] Roemer, M. J., Bridgton, C. S., Kacprzyński, G. J., and Vachtsevanos, G., 2006, An Overview of Selected Prognostic Technologies With Application to Engine Health Management, ASME Paper No. GT2006-90677.
- [72] Borguet, S., and Leonard, O., 2008, A Generalized Likelihood Ratio Test for Adaptive Gas Turbine Health Monitoring, ASME Paper No. GT2008- 50117.
- [73] Watson, M. J., Smith, M. J., Kloda, J., Byington, C. S., and Semega, K., 2011, Prognostics and Health Management of Aircraft Engine EMA Systems, ASME Paper No. GT2011-46537.
- [74] Puggina, N., and Venturini, M., 2012, Development of a Statistical Methodology for Gas Turbine Prognostics, ASME J. Eng. Gas Turbines Power, 134(2), p. 022401.

- [75] Venturini, M., Therkorn, D., 2013, Application of a Statistical Methodology for Gas Turbine Degradation Prognostics to Alstom Field Data, Journal of Engineering Gas Turbines and Power, ASME Paper Vol 135 / 091603-1
- [76] Rao, P. N. S. and Naikan, V. N. A., 2006, Generalized Condition-Based Preventive Maintenance Policy for Markov Deteriorating Systems, Int. J. Performability Engineering, 2(2), 175–189.
- [77] Misra, K.B., 1992, Reliability Analysis and Prediction: A Methodology Oriented Treatment , Elsevier Science, Amsterdam.
- [78] Mund, F. C. and Pilidis, P., 2006, Gas turbine compressor washing: historical developments, trends and main design parameters for online systems, J. Eng. Gas Turbines Power, 128, 344–353.
- [79] Hovland, G. y Antoine, M., 2004, Economic Optimization of Gas Turbine Compressor Washing, AUPEC
- [80] Hysdel, 2002, “The Hybrid Systems Project”, ETH Zürich, <http://control.ee.ethz.ch/~hybrid>
- [81] Bemporad A. and Morari, M., 1999, Control of Systems Integrating Logic, Dynamics and Constraints. Automatica, 35(3) 407-427
- [82] Mathioudakis, K. and Tsalavoutas, T., 2002, Uncertainty Reduction in Gas Turbine Performance Diagnostics by Accounting for Humidity Effects, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol 124, 801-808.

Capítulo 3

DESARROLLO TEÓRICO DEL MÉTODO PARA LA OPTIMIZACIÓN DE LOS LAVADOS *OFF-LINE*

Como se ha comprobado en la revisión del estado del arte, es un hecho que los compresores se ensucian con el uso; los mecanismos y efectos de dicho ensuciamiento ha sido estudiados en repetidas ocasiones por autores como Venturini et al. (2013).

Además, también se han estudiado métodos que permiten realizar predicciones de las tendencias que siguen las pérdidas de rendimiento de las TG en trabajos como el de Puggina et al. (2012). Incluso se han desarrollado algunos métodos que permiten planificar los lavados *off-line*, optimizando económicamente el momento de lavado como el desarrollado por Gülen et al. (2002). No obstante, en estos métodos se han encontrado algunas características a mejorar.

Por lo tanto, esta tesis desarrolla un método que permite estudiar el rendimiento del compresor y de la TG, calcular si económicamente es necesario realizar un lavado *off-line* y hacer predicciones sobre la evolución de los parámetros más importantes del compresor.

Este capítulo está dividido en los siguientes apartados: primero se va a presentar el modelo económico que se ha realizado para calcular los costes derivados del ensuciamiento; seguidamente se explica cuál es el método usado para relacionar las pérdidas en las prestaciones del compresor con las pérdidas de potencia y heat rate de la TG; en el tercer apartado se muestra cuál es el método usado para calcular los factores de corrección de los diferentes parámetros estudiados en el compresor y en la TG; por último, se presenta el método completo y se compara con otros, explicando sus fortalezas y debilidades.

3.1 Modelo económico

La pérdida de rendimiento que conlleva el ensuciamiento puede generar pérdidas económicas de dos formas distintas; por un lado, la pérdida de no producir la máxima potencia posible, por otro lado, el incremento del heat rate debido a la necesidad de un mayor consumo de combustible para producir la misma potencia que con el compresor

estuviese limpio. Estas dos consecuencias se pueden comprobar en diferentes partes de la literatura como Sánchez et al. (2009) o Gülen et al. (2002).

3.1.1 Pérdida de potencia máxima

La pérdida de potencia máxima se da cuando se pretende producir una potencia determinada y, debido a la pérdida de rendimiento por el ensuciamiento, no es posible alcanzarla. Esta pérdida de potencia en MW queda definida por la ecuación (3.1).

$$\Delta P(t) = P_{lim}(t) - P_{suc}(t) \quad (3.1)$$

Donde $P_{lim}(t)$ es la potencia que sería producida con el compresor limpio en un instante de tiempo dado (t) y $P_{suc}(t)$ es la potencia máxima que se puede y se está produciendo en ese mismo instante de tiempo. Es importante hacer referencia al instante de tiempo (t), ya que el modelo de optimización de lavados propuesto en esta tesis funciona en tiempo real.

Es conveniente aclarar que $\Delta P(t) = 0$ si la TG no está funcionando a plena carga, ya que en este caso se estaría produciendo toda la potencia que se necesita. Si por ejemplo, la TG estuviese funcionando a plena carga y se tiene constancia de que en el caso de que estuviese el compresor limpio se produciría más potencia, el término $\Delta P(t)$ dejaría de ser cero.

Para comprobar si se opera a plena carga, las centrales eléctricas suelen tener en su sistema de adquisición de datos una variable que lo indica. No obstante, la forma más sencilla para realizar ese control es comprobar que los VIGV están abiertos al máximo (en caso de que el compresor esté dotado de ellos) y que se alcance la temperatura máxima de entrada a la turbina.

Como se vio en el Capítulo 2, estas pérdidas de potencia las tienen en cuenta en sus métodos de planificación de lavados Sánchez et al. (2009), Gülen et al. (2002) o Hovland et al. (2004). Además, han sido demostradas o expuestas en trabajos de diferentes autores como Zwebek (2003) o Hoeft (1993).

3.1.2 Pérdida de rendimiento

La pérdida de rendimiento de la TG motivada por el ensuciamiento del compresor se da a cualquier carga a la que se esté operando. La pérdida de rendimiento de la TG (o incremento del heat rate) es equivalente a un incremento del consumo de combustible para la misma producción de potencia y PCI constante, como puede apreciarse en la ecuación (3.2).

$$\dot{m}_f = \frac{P}{\eta_{TG} \cdot PCI} \quad (3.2)$$

Donde $\dot{m}_f$ es el consumo de combustible, P es la potencia producida y η_{TG} es el rendimiento de la TG.

Las pérdidas de rendimiento de la TG han sido justificadas en la literatura por diferentes autores como Mustafa (2006) o Stalder (2001). Además, estas pérdidas fueron consideradas en sus métodos para la planificación de los lavados por Aretakis et al. (2012), Sánchez et al. (2009) o Gülen et al. (2002).

Por lo tanto, se puede definir el consumo extra de combustible debido al ensuciamiento, en kg/h, con la ecuación (3.3).

$$\Delta \dot{m}_f(t) = \dot{m}_{f,suc}(t) - \dot{m}_{f,lim}(t) \quad (3.3)$$

Donde $\dot{m}_{f,suc}(t)$ es el consumo operando con el compresor sucio, es decir, el consumo que tiene realmente la TG en un instante (t) dado y $\dot{m}_{f,lim}(t)$ es el consumo que tendría la TG para producir la misma potencia si el compresor estuviese limpio en un instante (t) dado. Conviene destacar de nuevo que el consumo de combustible depende siempre del instante de tiempo en el que se registre el dato, de forma que se pueda aplicar el método en tiempo real.

3.1.3 Definición de los costes económicos

Una vez definidas las pérdidas de prestaciones en la TG, se pueden calcular los costes económicos que esto supone. En primer lugar se define el coste instantáneo $IC(t)$, que es el coste que conllevan las pérdidas de potencia y de rendimiento de la TG en un instante dado (t).

$$IC(t) = C_p(t)\Delta P(t) + C_f(t)\Delta \dot{m}_f(t) \quad (3.4)$$

Donde $C_p(t)$ es el precio de venta de la energía en €/MWh y $C_f(t)$ es el coste del combustible en €/kg para un tiempo dado (t). Teniendo en cuenta que la pérdida de la potencia se expresa en MW y el consumo de combustible en kg/h, las unidades de $IC(t)$ vendrán dadas en €/h.

La evolución teórica con el tiempo del coste instantáneo será similar a la mostrada en la Ilustración 3.1. En ella se pueden distinguir unas pérdidas no recuperables mediante lavado, marcadas por la línea roja y unas pérdidas recuperables (línea verde) que son mucho mayores. Esta diferenciación entre pérdidas recuperables y no recuperables la explican Gülen et al. (2002) en su método de planificación de lavados.

Ilustración 3.1 Evolución de los costes instantáneos debidos al ensuciamiento

Una vez definido el coste instantáneo, se puede calcular el coste total ($TC(\tau)$) en el periodo τ entre lavados (ecuación (3.5)) y el coste medio ($\overline{TC}(\tau)$) a lo largo de ese periodo mediante la ecuación (3.6). Esto es importante, ya que el método que se desarrolla pretende minimizar los costes medios, al igual que hacen Naga et al. (2008) en su método.

$$TC(\tau) = \int_0^{\tau} IC(t)dt + C_{cl} \quad (3.5)$$

$$\overline{TC}(\tau) = \frac{\int_0^{\tau} IC(t)dt + C_{cl}}{\tau} \quad (3.6)$$

Donde C_{cl} es el coste derivado de hacer el lavado. Este coste incluye no solo los productos químicos usados, sino también, el lucro cesante consecuencia de parar la TG para realizar un lavado *off-line* por la imposibilidad de vender energía en el mercado con las turbinas paradas. Debido a la importancia del lucro cesante para estudiar la conveniencia de realizar un lavado *off-line*, se va a dedicar el siguiente apartado a su definición y forma de cálculo.

3.1.3.1 Cálculo del lucro cesante

El lucro cesante se da cuando hay una pérdida de una perspectiva cierta de beneficio. En el caso de los lavados *off-line*, el lucro cesante será los beneficios que se dejan de obtener por la necesidad de parar la TG para realizar el lavado. El tiempo que es necesario parar la TG para realizar el lavado se estima en dos días (48 h), por lo que para calcular el lucro cesante es necesario estimar las condiciones de funcionamiento que se tendrían en las siguientes 48 h si no se parase la turbina y esto no siempre es posible ni preciso.

Una posible solución al problema planteado es calcular los costes con una anticipación equivalente al tiempo necesario para realizar el lavado. De esta forma se puede estudiar la evolución de los costes de ensuciamiento y del FI, que se define en el apartado 3.1.4

con absoluta precisión con dos días de anticipación respecto de la fecha del cálculo. Así se evita una alternativa menos precisa que es hacer una estimación a futuro de todas las variables que intervienen en el cálculo de las pérdidas por ensuciamiento como son: la potencia producida, el consumo, los precios, la evolución del ensuciamiento, etc. Con la alternativa propuesta, la precisión es total, ya que esos dos días ya han transcurrido en el momento del cálculo y el lucro cesante obtenido es exacto. Esta forma de calcular el lucro cesante, los costes y el FI se muestra gráficamente en la Ilustración 3.2.

Aunque el periodo de tiempo de dos días pueda parecer demasiado grande, puede considerarse despreciable teniendo en cuenta que el periodo entre lavados *off-line* puede ser de varios meses, incluso llegar al año dependiendo del funcionamiento del ciclo combinado.

Ilustración 3.2 Método para realizar el cálculo del lucro cesante

3.1.4 Factor de ensuciamiento

Como ya se ha mencionado, el objetivo de este trabajo es minimizar el coste medio provocado por el ensuciamiento. Para ello se deriva la ecuación (3.6), que define el coste medio provocado por el ensuciamiento ($\overline{TC}(\tau)$) y se iguala a 0 esta derivada, como se en la ecuación (3.7). El resultado es la ecuación (3.10) donde τ^* es el instante de lavado óptimo. Hay que destacar que en el proceso de derivación que se detalla a continuación, C_{cl} se considera constante ya que lo es en el momento de lavado.

$$\frac{d\overline{TC}(\tau)}{d\tau} = 0 \quad (3.7)$$

$$\frac{IC(\tau^*)\tau^* - (\int_0^{\tau^*} IC(t)dt + C_{cl})}{\tau^{*2}} = 0 \quad (3.8)$$

$$\frac{IC(\tau^*)}{\tau^*} = \frac{\int_0^{\tau^*} IC(t)dt + C_{cl}}{\tau^{*2}} \quad (3.9)$$

$$IC(\tau^*) = \frac{\int_0^{\tau^*} IC(t)dt + C_{cl}}{\tau^*} \quad (3.10)$$

$$IC(\tau^*) = \overline{TC}(\tau^*) \quad (3.11)$$

Analizando la ecuación (3.10), se comprueba que el mínimo coste medio se alcanza en τ^* , cuando el coste medio (segundo miembro de la ecuación (3.10)) se iguala al coste instantáneo (primer miembro de la ecuación (3.10)). Estudiando con detenimiento la ecuación (3.10), se comprueba que inmediatamente después del lavado, el coste instantáneo es igual a cero y el coste medio es elevadísimo, ya que por un lado, el denominador de la ecuación (3.6) t es prácticamente cero y por otro lado, el numerador de la ecuación es igual al coste de lavado que es constante.

Conforme pasa el tiempo, el coste medio disminuye ya que el denominador de la ecuación (3.10) crece rápidamente mientras que en el numerador C_{cl} permanece prácticamente constante y a menos que el ensuciamiento (y por lo tanto el coste instantáneo) crezca de forma anormal, el coste acumulado $\int_0^{\tau^*} IC(t)dt$ no crece muy rápido. Si hay ensuciamiento progresivo, que es lo habitual según los datos experimentales (ver Capítulo 4) y el estado del arte (ver Capítulo 2), el coste instantáneo aumentará, de forma que llegará un momento en que el coste instantáneo sea igual al coste medio, que es el punto marcado en rojo en la Ilustración 3.3.

Ilustración 3.3 Gráfica estándar de la evolución del coste medio y el coste instantáneo debido al ensuciamiento

Es a partir de este instante (τ^*) en el que el coste medio empieza a aumentar ya que el coste instantáneo es superior a él y por lo tanto, el instante τ^* es el adecuado en el que realizar el lavado *off-line*.

A partir del desarrollo explicado se puede definir el índice o factor de ensuciamiento FI mediante la ecuación (3.12), que se iniciará en cero cuando el compresor esté limpio y, a medida que aumenten las pérdidas por ensuciamiento, irá creciendo hasta llegar a

igualarse a 1, momento a partir del cual es conveniente lavar. Como se adelantaba en la Ilustración 3.3, el momento en el que FI es igual a 1 es el marcado con el círculo rojo, justo cuando el coste medio es igual coste instantáneo.

$$FI = \frac{IC(\tau)}{\frac{\int_0^\tau IC(t)dt + C_{cl}}{\tau}} \quad (3.12)$$

Se puede hacer una interpretación gráfica del momento en el que compensa lavar con la Ilustración 3.4. FI alcanza 1 cuando se igualan el área rayada verticalmente y la rayada horizontalmente. Como se puede observar, estas dos áreas tienen un espacio común, rayado en ambos sentidos, que es equivalente a los costes totales por ensuciamiento $\int_0^{\tau^*} IC(t)dt$ sin tener en cuenta los costes de lavado. El área rayada horizontalmente es el coste de lavado junto con el coste total del ensuciamiento (ecuación (3.13)). El área rayada verticalmente es equivalente al coste total que habría existido si el ensuciamiento hubiese sido constante e igual desde el inicio del ciclo al coste instantáneo en el instante τ (ecuación (3.14)).

$$\text{Área horizontal} = \int_0^\tau IC(t)dt + \frac{C_{cl}}{\tau} \tau \quad (3.13)$$

$$\text{Área vertical} = IC(\tau) \cdot \tau \quad (3.14)$$

Cuando ambas áreas coinciden, se cumple la ecuación (3.15), que es idéntica a la condición que tendría que satisfacerse en la ecuación (3.10).

$$\int_0^{\tau^*} IC(t)dt + C_{cl} = IC(\tau^*) \cdot \tau^* \quad (3.15)$$

Ilustración 3.4 Interpretación gráfica del FI

Se aprecia en la Ilustración 3.4 que se igualan el área que representa los costes de lavado C_{Cl} (área rayada horizontalmente y que queda por debajo del eje $t(s)$) y la que queda por encima de la línea roja de coste instantáneo. Esto sugiere la siguiente interpretación: el área que queda por encima del coste instantáneo es la que representa los costes por ensuciamiento que han sido ahorrados en el anterior lavado y estos son iguales a los costes de lavado. Por lo tanto, compensa lavar cuando las pérdidas económicas que se evitan lavando igualan o superan al coste propio del lavado. Esta interpretación puede verse con mayor claridad en la Ilustración 3.5, en la que se han puesto dos ciclos consecutivos de ensuciamiento idénticos.

Ilustración 3.5 Interpretación gráfica de FI = 1

Es interesante estudiar el caso en el que el ensuciamiento de la turbina no fuese a más antes de que FI haya superado uno. Esta condición implicaría que el coste instantáneo fuese constante. En este caso se daría la paradoja de que FI nunca alcanzaría uno pero sí

tendería asintóticamente a él. En este caso, la gráfica del coste medio y el coste instantáneo frente al tiempo quedaría como se observa en la Ilustración 3.6 y la tendencia de FI sería similar a la dibujada en la misma ilustración. En este caso, sería conveniente lavar cuando FI se sitúa dentro del área marcada con el círculo rojo y cuando se sepa que la turbina va a estar fuera de servicio un tiempo.

Ilustración 3.6 Gráfica estándar de la evolución del coste medio, el coste instantáneo y FI debido al ensuciamiento si el ensuciamiento de la turbina no va a más y FI aún no ha superado uno

Una de las características fundamentales de este método de planificación de los lavados *off-line* es que está diseñado para trabajar en tiempo real. Es una de las fortalezas que se indicó al compararlo con los métodos ya existentes en la bibliografía estudiada en el capítulo 2. No obstante, esta fortaleza también presenta algún inconveniente como es que la persona que vaya a interpretar los datos conozca la base de cálculo de FI y sus peculiaridades. La razón es que el FI depende de cuatro variables que cambian con cada instante de tiempo: el precio de venta de la energía, el coste del combustible, la potencia producida y el consumo de combustible en cada instante de tiempo. Tantas variables tienen como consecuencia que el FI no evolucione con una tendencia perfectamente lineal o parabólica, como se verá en el capítulo de resultados, si no que presenta muchas oscilaciones que dependerán de la variación de estas cuatro variables. Puede llegarse incluso a la situación de que el FI tenga una tendencia decreciente con el tiempo, por ejemplo, si durante un periodo de tiempo el precio de venta de la energía empieza a caer.

También puede darse el siguiente caso y es que debido a una serie de medidas correctoras del ensuciamiento como son los lavados *on-line* se elimine parte de la suciedad y por lo tanto mejoren las prestaciones de la turbina. En este caso el FI también volvería a caer.

Es por estos motivos que es importante que la persona que use el método desarrollado en esta tesis conozca la forma de cálculo de FI. En el apartado 3.4.1 se muestran un ejemplo numérico de estas situaciones y cómo usar este método para hacer predicciones a futuro. Además, en el Capítulo 4, se muestran los resultados obtenidos aplicando este

sistema de cálculo y es fácil apreciar cómo, a pesar de todas estas oscilaciones, hay un momento dado en que FI va a estar siempre por encima de 1 y va a ser necesario hacer lavados *off-line*.

3.1.4.1 Comparación con el método desarrollado por Gülen et al. (2002)

Se mencionó en el estado del arte que el método desarrollado por Gülen et al. (2002) es semejante al desarrollado en esta tesis, con la diferencia de que en el método aquí propuesto no es necesario hacer una media lineal del consumo de combustible extra ni de la potencia perdida, consecuencias del ensuciamiento. Además, tampoco es necesario considerar el coste de combustible y el precio de venta de la energía constante. A continuación se muestra el procedimiento que relaciona estos dos métodos.

Como ya se ha explicado anteriormente, el ensuciamiento tiene como consecuencia una pérdida progresiva de potencia máxima y un consumo de combustible extra. Estas pérdidas instantáneas no suelen ir evolucionando con el tiempo de forma lineal, si no que crecen de forma variable. Sin embargo, se pueden linealizar como en la Ilustración 3.7, de forma que el área que hay por debajo de las líneas rojas sea la misma que hay debajo de las líneas azules, es decir, que las pérdidas totales registradas en un periodo de tiempo τ sean las mismas.

Ilustración 3.7 Linealización de las pérdidas instantáneas de consumo y potencia

Gülen et al. (2002) definían la pérdida media de potencia y el consumo extra de combustible en cada instante de tiempo mediante las ecuaciones (3.16) y (3.17), mismas que las (2.7) y (2.8) del Capítulo 2. Estas ecuaciones proporcionan la relación que existe entre $\Pi(\tau)$ y $\Phi(\tau)$ y la pérdida total de potencia y consumo extra de combustible, respectivamente.

$$\Pi(\tau) = \frac{2}{\tau^2} \int_0^\tau P_{pérd}(t) dt = \frac{2}{\tau^2} \cdot \frac{P_m \cdot \tau}{2} = \frac{P_m}{\tau} \quad (3.16)$$

$$\Phi(\tau) = \frac{2}{\tau^2} \int_0^\tau \dot{m}_{f,extra}(t) dt = \frac{2}{\tau^2} \cdot \frac{\dot{m}_{f,m} \cdot \tau}{2} = \frac{\dot{m}_{f,m}}{\tau} \quad (3.17)$$

En la Ilustración 3.7 P_m/τ es el valor de $\Pi(\tau)$ para cada instante de tiempo y de la misma forma, $\dot{m}_{f,m}/\tau$ es el valor de $\Phi(\tau)$ por lo que las pérdidas medias de potencia y consumo medio de combustible extra debido al ensuciamiento pueden ser definidos por las ecuaciones (3.18) y (3.19).

$$Pérdidas de Potencia media = \frac{\Pi(\tau) \cdot \tau}{2} \quad (3.18)$$

$$Consumo extra de combustible medio = \frac{\Phi(\tau) \cdot \tau}{2} \quad (3.19)$$

Además, las pérdidas medias de potencia y consumo medio de combustible extra debido al ensuciamiento pueden ser definidos también por las ecuaciones (3.20) y (3.21) de forma que sustituyendo en las ecuaciones (3.18) y (3.19) se cumplen las ecuaciones definidas por Gülen et. al ((3.16) y (3.17)).

$$Pérdidas de Potencia media = \frac{1}{\tau} \int_0^\tau P_{pérd}(t) dt \quad (3.20)$$

$$Consumo extra de combustible medio = \frac{1}{\tau} \int_0^\tau \dot{m}_{f,extra}(t) dt \quad (3.21)$$

Con estos datos se pueden definir la ecuación (3.22), que define el coste instantáneo (equivalente a la ecuación (3.4) definida en esta tesis, salvo con la consideración de que los precios de la energía y del combustible son constantes), la ecuación (3.23), que es resultado de calcular el área triangular que queda por debajo de la línea de costes instantáneos linealizados y que por lo tanto es igual al coste total por ensuciamiento sin tener en cuenta el coste de lavado y la ecuación del coste total se define como (3.24).

$$IC(\tau^*) = C_p \Pi(\tau^*) \tau^* + C_f \Phi(\tau^*) \tau^* \quad (3.22)$$

$$\int_0^\tau IC(t) dt = \frac{C_p \Pi(\tau^*) \tau^{*2}}{2} + \frac{C_f \Phi(\tau^*) \tau^{*2}}{2} \quad (3.23)$$

$$\text{Coste total} = \int_0^{\tau} IC(t)dt + C_{Cl} \quad (3.24)$$

Se puede definir la ecuación (3.25), en la que se igualan los costes instantáneos (parte izquierda de la ecuación) y los costes medios (parte derecha de la ecuación) y que es el resultado de derivar e igualar a cero el coste medio. A esta misma igualdad también se llegaba en el procedimiento descrito entre las ecuaciones (3.7) y (3.10). Operando la ecuación (3.25) se llega a la ecuación (3.27), que define el momento óptimo de lavado.

$$C_p \Pi(\tau^*)\tau^* + C_f \Phi(\tau^*)\tau^* = \frac{\frac{C_p \Pi(\tau^*)\tau^{*2}}{2} + \frac{C_f \Phi(\tau^*)\tau^{*2}}{2}}{\tau^*} + \frac{C_{Cl}}{\tau^*} \quad (3.25)$$

$$\frac{C_p \Pi(\tau^*)\tau^* + C_f \Phi(\tau^*)\tau^*}{2} = \frac{C_{Cl}}{\tau^*} \quad (3.26)$$

$$\tau^* = \sqrt{\frac{2C_{Cl}}{\Pi(\tau^*) \cdot C_p + \Phi(\tau^*) \cdot C_f}} \quad (3.27)$$

Como se puede comprobar, la ecuación (3.27) es igual que la obtenida por Gülen et al. (2002) que puede ser consultada en el apartado 2.3.2

Por lo tanto, si la evolución del coste instantáneo fuese lineal en el tiempo, es decir, que no se alteren el precio de la energía, el coste del combustible y el coste del lavado, el modelo económico de Gülen et al. (2002) y el sistema de cálculo del momento óptimo de lavado sería equivalente al desarrollado en esta tesis. Estas hipótesis no son necesarias en esta tesis ya que se ha dotado al procedimiento de una mayor generalidad. No solo eso, a la hora de implementar estos cálculos en un sistema informático, el método planteado en esta tesis es más sencillo, lo que lo dota de mayor versatilidad, ya que no se está linealizando los costes constantemente.

Además, volviendo a la interpretación gráfica planteada anteriormente, se puede comprobar que el momento óptimo de lavado coincide en el momento en que se igualan el coste del lavado y las pérdidas producidas en el periodo de tiempo τ^* (Ilustración 3.8). Visto de otra forma, se puede considerar que el área rayada verticalmente, complementaria del área con doble rayado (costes por ensuciamiento), son los costes que se ahorran en el siguiente periodo de tiempo gracias al lavado, por lo que es conveniente lavar cuando el coste de lavado (área rayada horizontalmente) es igual a lo que se ahorra lavando.

Ilustración 3.8 Gráfica del tiempo óptimo de lavado si el incremento del coste instantáneo es lineal con el tiempo

Esto se puede ver de forma más clara en la Ilustración 3.9, que representa una secuencia de lavados *off-line* donde los costes de lavado son iguales a lo que se ahorra por lavar.

Ilustración 3.9 Representación gráfica de los costes instantáneos realizando varios lavados off-line consecutivos

3.2 Relación entre las pérdidas del compresor y el incremento de consumo de combustible y de heat rate

En el apartado anterior se ha establecido el modelo económico que permite comprobar si las pérdidas en las prestaciones de la TG son suficientemente altas como para que compense realizar un lavado *off-line*. Según el modelo definido, bastaría con controlar el heat rate y la potencia de la turbina a lo largo del tiempo; sin embargo, esto presenta dos tipos de problemas.

Por un lado, tanto la potencia como el consumo de combustible de la TG dependen de las condiciones de contorno de la central (temperatura ambiente, presión ambiente,

etc.). Este es un problema que Gülen et al. (2002) afronta en su método para el cálculo de lavado, ya que aplica correcciones a los datos de potencia y rendimiento de la TG. Autores como Meher-Homji et al. (2001), Kurz y Brun (2009) o de Sa et al. (2011) solamente explican el tipo de efecto que estas condiciones de contorno tienen en la turbina de gas. Los fabricantes de TG suelen facilitar unas tablas de corrección con la finalidad de poder estudiar el rendimiento del ciclo combinado y la potencia de salida de la TG. Este problema se trata en el siguiente apartado, donde se aporta una solución general para toda clase de TG.

Por otro lado, existe la posibilidad de que controlando exclusivamente el rendimiento y la potencia de la TG, se puedan detectar problemas que no son debidos a la suciedad del compresor, como por ejemplo el desgaste de uno de los álabes de la turbina, y considerar estos problemas como ensuciamiento. Con la finalidad de reducir al máximo la posibilidad de confundir con ensuciamiento otro problema de la TG, se propone en esta tesis estudiar la influencia de las variaciones de las prestaciones del compresor en la potencia y el heat rate de la TG y así, estudiando directamente los efectos del ensuciamiento en el compresor, se pueden conocer sus efectos en la TG.

Las prestaciones del compresor que se deben estudiar son su rendimiento isentrópico, su caudal másico de aire y su relación de compresión. Se han escogido estos parámetros al ser los que caracterizan el funcionamiento del compresor y, como se observa en la mayoría de literatura estudiada (Lakshminarasimha et al. (1994), Seddigh et al. (1990), Diakunchak (1991), Meher-Homji et al. (2001)), son los tres parámetros más afectados por el ensuciamiento.

La forma en que se propone realizar el estudio de la influencia de las prestaciones de compresor en la TG es mediante la simulación con un software específico de turbinas de gas. Esta idea es similar a la que proponen Zwebek et al. (2003), que realizan un estudio de la influencia de varios factores de deterioro en la TG y en el ciclo combinado al que pertenece la TG. Además, Gülen et al. (2002) comentan en su artículo que si se tiene un gran volumen de datos adquiridos de una TG, a través de un software específico, en este caso GasTurb11 [18], se pueden realizar simulaciones precisas de la TG y del compresor en particular.

En la realización de esta tesis se usó GasTurb11 [18] como software de simulación de TG, no obstante, el método que se va a explicar a continuación puede aplicarse con cualquier tipo de programa. Este método presenta dos inconvenientes. El primero, que si la simulación no se realiza bien o no se han conseguido suficientes datos para caracterizar la TG en el programa, pueden cometerse errores de precisión. El segundo inconveniente es que hay que realizar una simulación para cada TG en la que se pretendan programar los lavados.

El método aplicado se basa en considerar al compresor sucio como si se tratase de otro compresor, diferente del nuevo y, por tanto, con otro comportamiento diferente. Esto parece coherente ya que cada compresor tiene un mapa de curvas características y una serie de triángulos de velocidades en cada etapa. Como se vio en la literatura, el ensuciamiento cambia los triángulos de velocidades (Meher-Homji et al. (2001)), debido al cambio en la superficie de los álabes (Kind (1996), Bammert (1967)) y también modifica el mapa de curvas características (Meher-Homji et al. (2004)). Sin embargo, el ensuciamiento no modifica los parámetros de la TG aguas abajo del compresor, como la temperatura máxima de entrada a la turbina. Por ello, se puede simular el ensuciamiento variando de forma paramétrica las prestaciones del compresor.

El método usado es el siguiente. Para definir la TG se debe realizar una simulación de la misma funcionando a plena carga, nueva (o tras una parada de mantenimiento) y en condiciones ISO.

Una vez definida la TG se realizan los siguientes análisis paramétricos: variación del rendimiento isentrópico del compresor, variación del caudal másico del compresor y variación de la relación de compresión. Gracias a estos análisis se pueden calcular ecuaciones que relacionen la variación de las prestaciones del compresor con el heat rate y la potencia de la TG en condiciones ISO. Las ecuaciones (3.30) y (3.33), a las que se llega mediante el desarrollo de las ecuaciones (3.28), (3.29), (3.31) y (3.32), definen de forma general la relación entre compresor y TG. En el apartado 3.3.4.3 se aplican estas ecuaciones en un ejemplo real, lo que facilita la comprensión del método desarrollado.

$$\Delta P(t)_{ISO} = P_{lim}(t) - P_{suc}(t) = P_{suc}(t) \left(\frac{P_{lim}(t)}{P_{suc}(t)} - 1 \right) \quad (3.28)$$

$$\frac{P_{lim}(t)}{P_{suc}(t)} = \frac{1}{a \cdot \Delta \eta_c + b \cdot \Delta \dot{m}_a + c \cdot \Delta R} \quad (3.29)$$

$$\Delta P(t)_{ISO} = P_{suc}(t) [-1 + 1/(a \cdot \Delta \eta_c + b \cdot \Delta \dot{m}_a + c \cdot \Delta R)] \quad (3.30)$$

$$\Delta \dot{m}_f(t)_{ISO} = \dot{m}_{f,suc}(t) - \dot{m}_{f,lim}(t) = \dot{m}_{f,suc}(t) \left(1 - \frac{\dot{m}_{f,lim}(t)}{\dot{m}_{f,suc}(t)} \right) \quad (3.31)$$

$$\frac{\dot{m}_{f,lim}(t)}{\dot{m}_{f,suc}(t)} = 1/(1 + d \cdot \Delta \eta_c + e \cdot \Delta \dot{m}_a + f \cdot \Delta R) \quad (3.32)$$

$$\Delta \dot{m}_f(t)_{ISO} = \dot{m}_{f,suc}(t)[1 - 1/(1 + d \cdot \Delta \eta_c + e \cdot \Delta \dot{m}_a + f \cdot \Delta R)] \quad (3.33)$$

Donde $\Delta P(t)_{ISO}$ y $\Delta \dot{m}_f(t)_{ISO}$ son las variaciones de potencia y consumo que se definían en las ecuaciones (3.1) y (3.3) respectivamente. $\Delta \eta_c$, $\Delta \dot{m}_a$ y ΔR son las pérdidas de rendimiento isentrópico del compresor, de caudal de aire y de relación de compresión consecuencia del ensuciamiento. Finalmente, a , b , c , d , e y f son constantes obtenidas mediante la simulación descrita.

No obstante, se puede comprobar que el efecto de las variaciones de los parámetros del compresor en la TG depende de las condiciones ambientales, especialmente de la temperatura. Para solventar este problema se propone realizar el mismo procedimiento descrito anteriormente a distintas temperaturas. De esta forma, aplicando interpolación, se pueden calcular las relaciones buscadas entre compresor y TG interpolando entre diferentes temperaturas.

En la Ilustración 3.10 se muestra un ejemplo de las variaciones paramétricas que se realizan con GasTurb11. En este caso en concreto, se han realizado las variaciones de los tres parámetros a la vez. Sin embargo, en la práctica se debe hacer cada parámetro por separado como se verá a continuación, ya que el efecto del ensuciamiento no conduce siempre a las mismas variaciones de rendimiento, caudal de aire y relación de compresión. Como se distingue, hay dos curvas distintas, la del compresor limpio (gris) y la del compresor sucio (negra), pero si se obvia el hecho de que son curvas consecuencia del ensuciamiento del compresor, podrían considerarse curvas de compresores distintos como se explicó anteriormente. También se puede observar en la Ilustración 3.11 el efecto de la caída de prestaciones del compresor en el heat rate y la potencia de la TG, donde el punto 1 representa el estado limpio equivalente a la curva gris de la Ilustración 3.10, y el punto 3 el estado de ensuciamiento (curva negra). El punto 2 es un estado intermedio de ensuciamiento que se decidió no representar en la Ilustración 3.10 para tener una imagen más clara.

Ilustración 3.10 Variación de las curvas características del compresor debido al ensuciamiento

Ilustración 3.11 Efecto de la variación de las prestaciones del compresor en la Potencia y en el Heat Rate en condiciones ISO

En la Ilustración 3.12 se ha simulado solamente la caída del rendimiento del compresor y se comprueba que su efecto en el heat rate y en la potencia de la TG es prácticamente lineal.

Ilustración 3.12 Efecto de la variación del rendimiento del compresor en la Potencia y en el Heat Rate en condiciones ISO

De la misma forma, se ha realizado la simulación de la caída del caudal de aire, comprobando su efecto en la TG como se aprecia en la Ilustración 3.13. Se observa que no se produce ninguna variación en el heat rate pero sí que existe una pérdida de potencia. Esto implica que de haber pérdidas de caudal de aire por ensuciamiento del compresor, en las ecuaciones (3.1) y (3.3) solo reflejaría efectos en pérdidas de potencia pero no de consumo extra de combustible.

Ilustración 3.13 Efecto de la variación del caudal másico de aire del compresor en la Potencia y en el Heat Rate en condiciones ISO

Finalmente se ha realizado la simulación de la caída de la relación de compresión y se puede comprobar que el efecto que esta tiene recae sobre el heat rate, ya que apenas hay pérdida de potencia porque la potencia se compensa con un aumento del consumo de combustible. Este aumento en el consumo de combustible se puede dar siempre que no se alcance el límite de temperatura de entrada a la turbina. Esta circunstancia puede darse ya que la caída de la relación de compresión puede traducirse en una caída de la temperatura del aire a la entrada de la cámara de combustión, lo que puede permitir un

aumento del caudal de combustible sin que se alcance la temperatura máxima de diseño a la salida de la cámara de combustión.

Ilustración 3.14 Efecto de la variación de la relación de compresión en la Potencia y en el Heat Rate en condiciones ISO

Si se suman por separado los efectos en la TG de las simulaciones de las caídas del rendimiento, el caudal de aire y la relación de compresión del compresor, se comprueba que se obtienen el mismo efecto que al realizar la simulación de los tres parámetros al mismo tiempo (Tabla 3.1 y Tabla 3.2) para las condiciones $T_a = 301,15$ K, $p_a = 101,78$ kPa, $H_r = 56$ %. En la Tabla 3.3 se muestra otro ejemplo en condiciones ISO ($T_a = 301,15$ K, $p_a = 101,78$ kPa, $H_r = 56$ %). A la vista de estos resultados, en esta tesis se asume que se pueden calcular por separado los efectos de las pérdidas de prestaciones del compresor y a la hora de calcular el efecto total en la TG, se suman estos efectos obteniendo idénticos resultados, lo que es fundamental ya que en caso contrario no podría aplicarse este método.

Tabla 3.1 Comprobación de los efectos de las variaciones de las prestaciones del compresor en la TG en condiciones $T_a = 301,15$ K, $p_a = 101,78$ kPa y $H_r = 56$ %

	Pot	HR	mf
Sin pérdidas	249,68	10091,6	14,10
Reducción de η, $\dot{m}_a$ y R a la vez	227,65	10221,5	13,02
Cálculo reduciendo η, $\dot{m}_a$ y R por separado	226,98	10222,8	12,98

Tabla 3.2 Comprobación de los efectos de las variaciones de las prestaciones del compresor en la TG en condiciones $T_a = 298$ K, $p_a = 101$ kPa y $H_r = 43$ %

	Pot	HR	mf
Sin pérdidas	249,68	10091,6	14,10
Reducción de η, $\dot{m}_a$ y R a la vez	230,44	10202,1	13,15
Cálculo reduciendo η, $\dot{m}_a$ y R por separado	230,02	10203,0	13,12

Tabla 3.3 Comprobación de los efectos de las variaciones de las prestaciones del compresor en la TG en condiciones ISO

	Pot	HR	mf
Sin pérdidas	258,39	9922,3	14,35
Reducción de η, $\dot{m}_a$ y R a la vez	253,50	9996,4	14,18
Cálculo reduciendo η, $\dot{m}_a$ y R por separado	253,51	9996,4	14,17

Con estos datos se puede calcular los coeficientes de las ecuaciones 3.30 y 3.33 siendo $a = 0.00447 \cdot T_a - 0.29612$, $b=1$, $c=0$, $d=0.00658 \cdot T_a - 1.39648$, $e=0$ y $f=0.00031 \cdot T_a + 0.09964$. Como se puede comprobar, estos factores son dependientes de la temperatura, sin embargo el efecto del resto de condiciones ambientales no son significativas en la influencia de estos coeficientes.

3.3 Factores de corrección

En el Capítulo 1 se hizo un repaso de como las condiciones ambientales afectan a las prestaciones de la TG y del compresor. Para poder estudiar la evolución de las prestaciones del compresor con el tiempo, es necesario aplicar un método que permita eliminar el efecto de las condiciones ambientales, es decir, aplicar factores de corrección.

La forma de hallar estos factores de corrección es a través del método estadístico de regresión múltiple. La regresión múltiple consiste en definir una variable en función de diferentes parámetros a partir de una serie de valores previamente almacenados. La ecuación (3.34) es el modelo general de ecuación de regresión que se va a buscar para el desarrollo de esta tesis.

$$CP = Z_0 + \sum_{j=1}^j Z_j \cdot VIGV^j + \sum_{k=1}^k Z_k \cdot T_a^k + \sum_{l=1}^l Z_l \cdot p_a^l + \sum_{m=1}^m Z_m \cdot HR^m + \sum_{n=1}^n Z_n \cdot HEPC^n \quad (3.34)$$

Donde **CP** es cualquiera de los parámetros del compresor a corregir (rendimiento isentrópico, caudal másico de aire y relación de compresión). Z_i son los coeficientes que se obtienen aplicando el método de regresión, $VIGV$ es el ángulo de IGV, T_a , p_a y HR son la temperatura, la presión y la humedad relativa ambientales respectivamente y $HEPC$ son las Horas Equivalentes a Plena Carga que ha estado funcionando la TG. Este parámetro se va a explicar en detalle en el apartado 3.3.1

Como se ha explicado en los capítulos 1 y 2, es necesario añadir como parámetro en las ecuaciones de regresión el ángulo de IGV ya que la variación de la posición de estos álabes es habitual para la regulación de la potencia y cada ángulo de IGV es equivalente a considerar un compresor distinto.

La consideración de las HEPC va a permitir definir las prestaciones del compresor en función del tiempo y por tanto es la variable que va a medir el ensuciamiento del compresor, como se verá en el apartado 3.3.1

Para definir las prestaciones de la TG mediante ecuaciones de regresión hay que tener en cuenta algún parámetro adicional, además de los considerados para definir las ecuaciones de regresión de las prestaciones del compresor (ecuación (3.34)). El primero de ellos es el PCI, como mencionan Cloyd y Harris (1995), que afecta tanto al consumo como a la potencia de la TG. Además, el caudal de combustible es conveniente definirlo en función de la potencia generada, de esta forma, estudiar de forma paramétrica el consumo es equivalente a estudiar el heat rate.

$$\begin{aligned} \dot{m}_f = Z_0 + \sum_{j=1}^j Z_j \cdot Pot^j + \sum_{k=1}^k Z_k \cdot T_a^k + \sum_{l=1}^l Z_l \cdot p_a^l + \sum_{m=1}^m Z_m \cdot HR^m \\ + \sum_{n=1}^n Z_n \cdot HEPC^n + \sum_{o=1}^o Z_o \cdot PCI^o \end{aligned} \quad (3.35)$$

$$\begin{aligned} Pot = Z_0 + \sum_{j=1}^j Z_j \cdot IGV^j + \sum_{k=1}^k Z_k \cdot T_a^k + \sum_{l=1}^l Z_l \cdot p_a^l + \sum_{m=1}^m Z_m \cdot HR^m \\ + \sum_{n=1}^n Z_n \cdot HEPC^n + \sum_{o=1}^o Z_o \cdot PCI^o \end{aligned} \quad (3.36)$$

Las ecuaciones 3.35 y 3.36 son ecuaciones que reflejan el valor real de caudal másico de combustible o potencia producida. Es a partir de estas ecuaciones donde se pueden hacer correcciones por temperatura, presión, humedad relativa, PCI o HEPC.

3.3.1 Horas Equivalentes a Plena Carga

La única forma de estudiar el ensuciamiento del compresor es conocer la evolución de sus prestaciones con respecto del tiempo. Sin embargo, este no es un parámetro exacto, ya que la TG no siempre está funcionando al mismo régimen de carga como se puede comprobar en la Ilustración 3.15. Esta situación es muy influyente en el deterioro por ensuciamiento, ya que el compresor no se ensucia igual si la TG opera a cargas diferentes debido a que, como se explicó en el capítulo anterior, el ensuciamiento es consecuencia de la deposición de partículas que transporta el aire y que los filtros no llegan a retener. Por lo tanto, ya que más carga supone más caudal másico de aire, también es lógico suponer que entraran más partículas que causan más ensuciamiento cuanto mayor sea la carga.

Ilustración 3.15 Horas de Funcionamiento de dos turbinas de gas, a diferentes cargas, durante un periodo de tiempo de 5 meses

Lo comentado lleva a definir las Horas Equivalentes a Plena Carga (HEPC) como el número de horas que el compresor habría funcionado si hubiese estado funcionando a plena carga para producir la misma energía. Esto se puede explicar de forma sencilla mediante un ejemplo. Si la TG ha funcionado durante una hora a plena carga, $HEPC = 1$, mientras que si la TG ha funcionado a media carga durante una hora o a plena carga durante media hora, $HEPC = 0.5$. De forma matemática se pueden definir las HEPC con la ecuación (3.37).

$$HEPC = \frac{\int_0^{P_{max}} t dP}{P_{max}} \quad (3.37)$$

Como ya se mencionó anteriormente, HEPC marca el ensuciamiento del compresor. Cuando se definen las prestaciones del compresor en función de este parámetro, lo que se está estudiando es cómo evolucionan las prestaciones del compresor con el tiempo. Por lo tanto, si incrementando HEPC se obtiene como resultado una pérdida de prestaciones del compresor o de la TG, es que hay ensuciamiento y, si se estudia el efecto de los lavados *off-line*, se debería comprobar que, tras realizarlos, los valores de las prestaciones del compresor vuelven a ser iguales o al menos muy parecidos a los obtenidos cuando $HEPC = 0$.

Por lo tanto, la caída de las prestaciones del compresor con HEPC es lo que marcan $\Delta\eta_c$, $\Delta\dot{m}_a$ y ΔR en las ecuaciones (3.35) y (3.36). Este es otro de los grandes puntos diferenciadores con otros métodos de análisis de ensuciamiento con el tiempo y es que en esta tesis no se analiza el tiempo, sino el tiempo corregido en función de la carga a la que se opera.

3.3.2 Método de obtención de las ecuaciones de regresión

El método usado para obtener las ecuaciones de regresión se basa en resolver el siguiente sistema de ecuaciones que se plantea en la referencia [22] y que se detalla a continuación. También se puede usar software estadístico como Statgraphics [23-24] para obtener las ecuaciones de regresión.

$$\sum CP = Z_0 \cdot n + Z_1 \cdot \sum x_1 + \dots + Z_m \cdot \sum x_m \quad (3.38)$$

$$\sum CP \cdot x_1 = Z_0 \cdot \sum x_1 + Z_1 \cdot \sum x_1^2 + \dots + Z_m \cdot \sum x_m \cdot x_1 \quad (3.39)$$

⋮

$$\sum CP \cdot x_m = Z_0 \cdot \sum x_m + Z_1 \cdot \sum x_1 \cdot x_m + \dots + Z_m \cdot \sum x_m^2 \quad (3.40)$$

Siendo Z_i los coeficientes de la ecuación de regresión, x_i son los parámetros que se definen en la Tabla 3.4, n es el número de muestras y m es el número de parámetros que se usan para hacer la regresión.

Tras diversos análisis realizados, los cuales se pueden estudiar en el capítulo de resultados, se decidió tomar como parámetros significativos para definir las prestaciones del compresor y de la TG los que aparecen en la Tabla 3.4.

Tabla 3.4 Parámetros usados para definir las ecuaciones de regresión de las variables estudiadas

Prestaciones	Parámetros
Rendimiento isentrópico del compresor	IGV, IGV^2 , T_a , T_a^2 , p_a , Hr, HEPC, $HEPC^2$
Caudal másico de aire	IGV, IGV^2 , T_a , T_a^2 , p_a , p_a^2 , Hr, HEPC, $HEPC^2$
Relación de compresión	IGV, IGV^2 , T_a , T_a^2 , p_a , Hr, HEPC, $HEPC^2$
Caudal másico de combustible	Pot, Pot^2 , T_a , T_a^2 , p_a , Hr, PCI, HEPC
Potencia	IGV, IGV^2 , T_a , T_a^2 , p_a , Hr, PCI, HEPC

Se puede calcular el error estándar de la regresión a partir de la ecuación (3.41) (STATGRAPHICS [23]). $\mathbf{Y}$ son los valores de los parámetros sobre los que se hace la regresión, en el caso de esta tesis: rendimiento del compresor, caudal másico de aire, relación de compresión, consumo de combustible y potencia. $\hat{\mathbf{Y}}$ son los valores de estos mismos parámetros calculados a través de las ecuaciones de regresión obtenidas.

$$S_{XY} = \sqrt{\frac{\sum(Y - \hat{Y})^2}{n - m - 1}} \quad (3.41)$$

Debido a la gran influencia de la carga en los análisis de regresión, se decidió realizar en el método de evaluación de las prestaciones del compresor y de la TG análisis escalonados por intervalos de carga o de IGV. Esta idea ya se aplica por las empresas proveedoras de TG en sus curvas de corrección, ya que siempre están definidas para diferentes cargas. Además, se va a comprobar en el Capítulo 4 que los resultados obtenidos son mejores (el error estándar de la regresión múltiple es menor) haciendo análisis para cada intervalo de carga. En el siguiente apartado se explica las consecuencias de la división en intervalos de carga.

3.3.2.1 Estudio por intervalos de carga

Como ya se ha comentado, para alcanzar mayor precisión en la evolución del ensuciamiento se decidió realizar el estudio de la evolución del ensuciamiento por intervalos de carga. Aunque es cierto que se aplica una variable correctora VIGV que corrige la carga de operación de la turbina, esta corrección no es tan precisa como si se aplica el método desarrollado en esta tesis acotando diferentes intervalos de carga. De esta forma, se calcularán ecuaciones de regresión diferentes para cada intervalo de carga, que se usarán para calcular un mismo factor de ensuciamiento. Los intervalos de carga que definimos son:

- Para ángulos de VIGV mayores de 78°
- Para ángulos de VIGV entre 68° y 78°
- Para ángulos de VIGV entre 58° y 68°
- Para ángulos de VIGV menores de 58°

De esta forma la gráfica de FI adquiere una forma curiosa, como se muestra en la Ilustración 3.16. Aunque parezca que existen 4 curvas distintas, realmente es una sola curva, pero estudiada en diferentes intervalos de carga. Como en el intervalo de tiempo definido en figura la turbina operaba de forma irregular, variando la potencia producida constantemente, parece que se generan 4 curvas. Lo que nos muestra este estudio y que se explica más adelante en el Capítulo 4, es que no evoluciona de la misma forma la influencia de la caída de rendimiento isentrópico, el caudal de aire y la relación de

compresión del compresor para diferentes intervalos de carga en el FI. Para intervalos de carga mayores, la caída de las prestaciones de la turbina de gas debidas al ensuciamiento es mayor que en intervalos de cargas menores. Y tiene lógica, ya que porcentualmente el aumento del Heat Rate debido al ensuciamiento es similar en todas las condiciones de funcionamiento, sin embargo, a igual caída porcentual, el efecto económico es mayor para intervalos de carga mayores, ya que el consumo extra de combustible será mayor.

Esto es muy importante poder analizarlo a la hora de realizar paradas de mantenimiento en función de la previsión del régimen de funcionamiento al que se tiene planificado operar. En el capítulo de resultados se explica cómo tomar las decisiones de parada de mantenimiento y además se analizan diferentes curvas de FI.

Ilustración 3.16 Ejemplo de evolución de FI

3.3.2.2 Filtrado de señales

Se decidió incluir este apartado en la tesis debido a la importancia del error estándar en el método de cálculo diseñado. Esta importancia se debe a que los datos que se extraen de los sistemas de adquisición de datos de la central no son precisos, por lo que siempre es necesario aplicar filtros a la señal recibida.

El uso de filtros está muy extendido y uno de los que se recomiendan es el filtro de Kalman (Hovland y Antoine (2004)). El filtro de Kalman parte de la base de que los datos que se obtienen en las mediciones son erróneos y por lo tanto lo que hace es obtener una estimación del dato real usando el dato medido, el dato anterior estimado, y una constante denominada filtro de Kalman K_k como se puede observar en la ecuación (3.41).

$$\hat{\mathbf{x}}_k = K_k \mathbf{Z}_k + (1 - K_k) \hat{\mathbf{x}}_{k-1} \quad (3.42)$$

Donde $\hat{\mathbf{x}}_k$ es la variable estimada en el instante k y $\mathbf{Z}_k$ es la variable medida en el mismo instante.

Este filtro es muy útil cuando los datos se toman en intervalos de tiempo muy pequeños (segundos), la señal tiene mucho ruido o incluso cuando falta algún dato de la señal, por lo que suele estar integrado en los propios sistemas de adquisición de datos. En esta tesis no se ha incluido este filtro porque el propio diseño del método no se presta a llevarlo a cabo. Esto se debe a que aunque el método funciona en tiempo real, este tiempo real se considera a una descarga de datos cada 1 minuto aproximadamente y los datos descargados son la media los datos registrados por los sensores durante ese tiempo. El tiempo transcurrido entre descargas se debe a que hay que descargar una cantidad de datos de diferentes sensores en cada bajada, y no sólo descargarlos, si no también procesarlos y realizar diferentes cálculos con ellos, lo que requiere cierto tiempo. Algunas de estas operaciones ya se han explicado y otras se detallan más adelante. En el apartado 3.4.1 donde se incluye un esquema del método de cálculo de los lavados *off-line*. Conviene aclarar que al dejar un intervalo de tiempo entre cada descarga, se considera que durante ese tiempo las condiciones de funcionamiento de la turbina de gas son constantes y son la media de todos los datos registrados en ese periodo.

Además, en ocasiones las medidas que se obtienen de los sensores son erróneas durante bastante tiempo (pueden ser días hasta que se soluciona el problema) llegando a dar valores totalmente disparatados, que el filtro de Kalman puede que no detecte ya que está diseñado para suavizar señales erróneas, pero si la señal es errónea durante largos periodos de tiempo, este filtro no tiene el efecto deseado. Para evitar este error se introduce un primer filtro muy sencillo que consiste en controlar que las temperaturas, presiones, etc. proporcionadas por el sistema de adquisición de datos se encuentren dentro de ciertos intervalos en los que los valores son coherentes según los valores esperados en función del grado de carga.

Aplicar el filtro de Kalman al volumen de datos obtenidos de la central también hubiese supuesto añadir aún más tiempo de cálculo al programa informático que soporta el método presentado en la tesis, por lo que se decidió aprovechar la necesidad de realizar análisis de regresión para introducir otro filtro adicional. La razón es sencilla, una vez realizado el análisis de regresión obtener el error estándar es inmediato. El error estándar se usa para saber con qué probabilidad la variable que se predice está dentro de un intervalo. Esta propiedad puede ser usada para lo siguiente: si el dato real está fuera de un intervalo dos veces el error estándar puede asegurarse al 95.5 % que ese dato es erróneo. Por lo tanto, se pueden eliminar todos los datos erróneos y calcular de nuevo una ecuación de regresión más precisa, sustituyendo los datos erróneos por los

estimados. En la Ilustración 3.17 se muestra la campana de Gauss generalizada, que engloba el conjunto de puntos estimados en una muestra. Aunque la campana de Gauss pueda tener diferentes formas, siempre se cumple que los puntos de todos los datos predichos (o calculados) que estén dentro del intervalo de la media $\hat{x} \pm 2\sigma$ tienen un 96 % de posibilidades de ser correctos y si están fuera la probabilidad baja al 4 %.

Ilustración 3.17 Campana de Gauss

3.3.3 Establecimiento de las prestaciones del compresor y la TG en condiciones ISO. Factores de corrección

Como se mencionó anteriormente, en algunos estudios se comenta la importancia de aplicar factores de corrección para estudiar la evolución de las prestaciones de la TG con el tiempo. Entre ellos se encuentran Gülen et al. (2002) o Brooks (2006), que los aplican a sus métodos de predicción de lavados *off-line*. Además, las compañías fabricantes de TG aportan una serie de curvas de corrección sobre la potencia y el heat rate que son usadas para realizar las pruebas de rendimiento. Sin embargo, no aportan curvas para corregir las prestaciones del compresor como máquina, por lo que este apartado se hace indispensable para llevar a cabo el objetivo de la tesis. Las compañías fabricantes de TG también introducen el factor tiempo en sus curvas de corrección, debido a que la TG con el tiempo va teniendo un comportamiento un poco diferente. Esto es un motivo más de por qué desarrollar este apartado.

Una vez halladas las ecuaciones de regresión es sencillo establecer factores de corrección. Un factor de corrección se puede definir como un polinomio α_i el cual es función del parámetro por el que las prestaciones están siendo corregidas. Si por ejemplo se quiere corregir por temperatura ambiente, α_i es función de T_a . Las prestaciones del compresor en condiciones ISO son el resultado de sumar estos polinomios a la ecuación general (3.34), dando como resultado la ecuación (3.43).

$$CP_{ISO} = \alpha_{CP,Ta} + \alpha_{CP,pa} + \alpha_{CP,RH} + CP \quad (3.43)$$

Donde α_{Ta} , α_{pa} y α_{RH} son los factores de corrección por temperatura, presión y humedad relativa ambiental.

Esta tesis propone calcular estos factores de corrección a través de los términos $\sum_{e=1}^e \mathbf{Z}_e \cdot \mathbf{Y}^e$ de la ecuación (3.34) que dependen de las condiciones ambientales y donde $\mathbf{Y}$ puede ser T_a , p_a y HR.

Por lo tanto, pueden definirse los factores de corrección con la ecuación (3.44), donde Y_{ISO} es el factor ambiente ($T_a = 15^\circ\text{C}$ $p_a = 101.325\text{kPa}$ y $HR = 60\%$).

$$\alpha_Y = \sum_{e=1}^e Z_e \cdot Y_{ISO}^e - \sum_{e=1}^e Z_e \cdot Y^e \quad (3.44)$$

3.3.4 Ejemplo de aplicación a un compresor real

Es conveniente anticiparse al capítulo de resultados para mostrar un ejemplo sencillo de la aplicación del método de cálculo de factores de corrección a un compresor real. Con esto se pretende dejar clara la metodología explicada.

La turbina estudiada pertenece a un ciclo combinado 2x1. Cada TG genera una potencia máxima de 250MW con un consumo de combustible de 14kg/s en condiciones ISO. Cada una de ellas está dotada de un compresor con VIGV y un sistema Inlet Bleed Heating (IBH) que es encargado de hacer sangrías de aire en algunas etapas del compresor y reconducir ese aire a la entrada del compresor, con el fin de evitar formaciones de hielo debidas a las bajas temperaturas. Estos compresores tienen un rendimiento isentrópico $\eta = 0.9$, un caudal de aire $\dot{m}_a = 600 \text{ kg/s}$ y una relación de compresión $R = 17$ cuando están limpios y funcionando a plena carga. El periodo de tiempo en el que se va a realizar el estudio se encuentra entre dos lavados off-line realizados en el compresor. Los datos de temperaturas, presiones, etc. necesarios para realizar los cálculos han sido extraídos cada cinco minutos a través del sistema de adquisición de datos del que está dotado el ciclo combinado. Estos datos se extrajeron entre el 01/01/2011 y el 15/07/2011, fechas en las que la turbina de gas funcionó de forma habitual.

Los valores de las condiciones ambientales y de los VIGV durante las 730 HEPC estudiadas están incluidos en los siguientes intervalos:

- Temperatura ambiente 280 – 300 K
- Presión ambiente 99.5 – 103.5 kPa
- Humedad relativa 15 – 83 %
- VIGV 84 – 89 °

3.3.4.1 Cálculo de las ecuaciones de regresión

Aplicando el procedimiento detallado en las ecuaciones (3.38) - (3.40) se pueden calcular las ecuaciones (3.45) - (3.47), que siguen el modelo de la ecuación (3.34).

$$\eta = -0.89 - 0.01 \cdot VIGV + 6.5E^{-5} \cdot VIGV^2 + 0.0086 \cdot T_a - 1.4E^{-5} \cdot T_a^2 + 7.2E^{-4} \cdot p_a + 3.7E^{-5} \cdot Hr - 7.48E^{-6} \cdot HEPC \quad (3.45)$$

$$\dot{m}_a = -498.8 - 4.8 \cdot VIGV + 0.06 \cdot VIGV^2 - 1.2 \cdot T_a - 4.6E^{-3} \cdot T_a^2 + 36 \cdot p_a - 0.2 \cdot p_a^2 - 0.12 \cdot Hr - 0.0094 \cdot HEPC \quad (3.46)$$

$$R = -51.5 + 0.477 \cdot VIGV + 0.002 \cdot VIGV^2 + 0.37 \cdot T_a - 7.5E^{-4} \cdot T_a^2 + 0.003 \cdot p_a - 8E^{-4} \cdot Hr - 1.4E^{-4} \cdot HEPC \quad (3.47)$$

De acuerdo con estas ecuaciones, el rendimiento del compresor tendrá una caída esperada del 1.5% tras 2000 HEPC de funcionamiento, en condiciones ISO y con los VIGV completamente abiertos. De la misma forma, el caudal de aire caería cerca de un 3% y la relación de compresión un 1.7% tras 2000 HEPC. Esta caída de las prestaciones del compresor durante el intervalo de tiempo estudiado puede observarse en la Ilustración 3.18.

Ilustración 3.18 Evolución de las prestaciones del compresor con HEPC

Además, los errores estándar de los cálculos de las ecuaciones de regresión son de 0.25% para el rendimiento y la relación de compresión y 0.4% para el caudal de aire (todos ellos en condiciones ISO y con los VIGV completamente abiertos), por lo que estos cálculos pueden considerarse precisos.

3.3.4.2 Cálculo de los factores de corrección

Aplicando el procedimiento descrito en la ecuación (3.44) se pueden calcular los factores de corrección por temperatura, presión y humedad relativa ambientales. Si este procedimiento lo aplicamos para corregir el rendimiento calculado en la ecuación (3.45), obtenemos los siguientes factores de corrección:

$$\eta_{ISO} = \eta + 0.0086 \cdot T_{ISO} - 1.4E^{-5} \cdot T_{ISO}^2 - (0.0086 \cdot T_a - 1.4E^{-5} \cdot T_a^2) + 7.2E^{-4} \cdot p_{ISO} - 7.2E^{-4} \cdot p_a + 3.7E^{-5} \cdot Hr_{ISO} - 3.7E^{-5} \cdot Hr \quad (3.48)$$

$$\dot{m}_{a,ISO} = \dot{m}_a - 1.2 \cdot T_{ISO} - 4.6E^{-3} \cdot T_{ISO}^2 - (-1.2 \cdot T_a - 4.6E^{-3} \cdot T_a^2) + 36 \cdot p_{ISO} - 0.2 \cdot p_{ISO}^2 - (36 \cdot p_a - 0.2 \cdot p_a^2) - 0.12 \cdot Hr_{ISO} + 0.12 \cdot Hr \quad (3.49)$$

$$R_{ISO} = R + 0.37 \cdot T_{ISO} - 7.5E^{-4} \cdot T_{ISO}^2 - (0.37 \cdot T_a - 7.5E^{-4} \cdot T_a^2) + 0.003 \cdot p_{ISO} - 0.003 \cdot p_a - 8E^{-4} \cdot Hr_{ISO} + 8E^{-4} \cdot Hr \quad (3.50)$$

Donde $T_{ISO} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$, $p_{ISO} = 101,325 \text{ kPa}$ y $Hr_{ISO} = 60 \%$

3.3.4.3 Influencia de la pérdida de prestaciones del compresor en el consumo de combustible y en el heat rate

Para ver el efecto de la caída de prestaciones del compresor en la TG se han calculado las ecuaciones (3.51) y (3.52) similares a las ecuaciones (3.30) y (3.33). Se puede observar que en estas ecuaciones ya está incluido el efecto de la temperatura. Como se explicó con anterioridad, lo habitual es calcular diferentes ecuaciones para cada temperatura e interpolar, pero en este caso se ha decidido incorporar directamente el efecto de la temperatura para ahorrar ecuaciones innecesarias.

$$P_{lim} = \frac{P_{suc}}{(1 - (0.005T_a - 0.3)\Delta\eta + \Delta\dot{m}_a + (-0.0007T_a + 0.2)\Delta R)} \quad (3.51)$$

$$\dot{m}_{f,lim} = \frac{\dot{m}_{f,suc}}{(1 + (0.007T_a - 0.3)\Delta\eta + (0.0003T_a + 0.1)\Delta R)} \quad (3.52)$$

El efecto de la caída de prestaciones calculado con las ecuaciones (3.51) y (3.52) se ha representado en la Ilustración 3.19. En la gráfica se observa como caen el rendimiento isentrópico del compresor (línea de rombos), el caudal másico de aire (línea de cuadrados) y la relación de compresión (línea de triángulos). Esta caídas están marcadas por los términos HEPC de las ecuaciones de regresión (3.45) - (3.47). A través de las ecuaciones (3.51) y (3.52) se puede calcular el efecto de las caídas de las prestaciones del compresor en la TG. Este efecto se traduce en un pequeño aumento del Heat Rate (línea de x) y en una importante caída de la potencia máxima (línea de asteriscos).

Ilustración 3.19 Efecto de la pérdida de prestaciones del compresor en el consumo de combustible y en la potencia de la TG

3.4 Método para estimar la conveniencia de realizar lavados *off-line*.

En este momento ya se ha explicado todo lo necesario para proponer el método de cálculo para estimar la conveniencia de realizar lavados *off-line*. Este apartado se va a estructurar realizando primero un esquema general de los pasos a seguir para aplicar este método y posteriormente se va a comprobar si se han conseguido mejorar algunas de las características de los métodos explicados en el Capítulo 2.

3.4.1 Esquema del método

Como se ha comentado en repetidas ocasiones, el método desarrollado tiene como característica principal que se aplica en tiempo real. No obstante, antes de empezar a funcionar tiene que descargar los datos que se han registrado desde la última fecha de lavado *off-line* y procesarlos. Una vez realizada esta tarea, se puede estudiar la conveniencia de realizar un lavado. Es por esto que el método desarrollado se puede dividir en dos partes, la primera de ellas, descarga de los datos almacenados y la segunda de ellas, cálculo en tiempo real.

3.4.1.1 Procesamiento de los datos almacenados

Lo primero que se hace en el método es descargar los datos almacenados en el sistema desde la última vez que se usó el programa y comprobar si están todos los necesarios y si son correctos. La comprobación de si los datos son correctos se realiza haciéndolos pasar por un filtro de valores admisibles. Por ejemplo, si se obtiene que la presión de

entrada al compresor es de 2 atm, habría que rechazar esos datos ya que son claramente erróneos. La importancia de realizar este primer filtro radica en que estos datos posteriormente se van a utilizar para hacer análisis de regresión y podrían distorsionar demasiado los resultados.

Comprobados los datos, se realizan todos los cálculos necesarios, como por ejemplo, el rendimiento del compresor, el cálculo del heat rate, del PCI, etc. Tras estos cálculos, se calculan los sumatorios necesarios para resolver el sistema de ecuaciones (3.38) – (3.40) hallando los coeficientes que definen las ecuaciones de regresión (3.34), (3.35) y (3.36). Es en este momento en el que se aplica un segundo filtro, que se explicó en el apartado 3.3.2.1 y que consiste en eliminar todos los puntos atípicos para calcular unas ecuaciones de regresión precisas.

Obtenidas las ecuaciones de regresión se procede a calcular para cada instante de tiempo el coste económico que ha supuesto el ensuciamiento a través de las ecuaciones (3.30), (3.33) y (3.4). Para cada intervalo de tiempo, la pérdida por ensuciamiento la marcan las HEPC. Sumando todos los costes instantáneos se puede calcular el coste total y el coste medio durante ese periodo de tiempo y por lo tanto el FI. Si $FI > 1$ en el instante de tiempo en que se realiza el cálculo, en ese momento es conveniente realizar un lavado *off-line*.

El proceso descrito se puede entender con mayor facilidad gracias al diagrama de flujo que se presenta a continuación.

3.4.1.2 Cálculo en tiempo real

Realizado el cálculo de los datos almacenados hasta la fecha, se pueden aplicar los mismos pasos pero en tiempo real. Es decir, se descargan datos cada cierto tiempo (por ejemplo, 5 minutos) y se repite el mismo proceso descrito en el apartado anterior.

3.4.1.3 Predicciones a futuro

Aunque FI sea mayor que 1, puede ser que disminuya en el futuro, ya que depende de otros parámetros que van cambiando con el tiempo, como son el lucro cesante, el precio de venta de energía, etc. Solo se puede resolver el problema de si es conveniente lavar cuando FI ha superado 1, realizando previsiones de la producción de energía, de los

precios del mercado esperados,... y, en ocasiones, estas previsiones pueden ser algo imprecisas.

Un ejemplo de cómo FI puede disminuir en un momento dado sería el siguiente. Si la turbina de gas tiene pérdidas de rendimiento y se está operando con un consumo extra de combustible de 0.1 kg/s y este combustible cuesta 1 €/kg, la turbina de gas está teniendo unas pérdidas de 0.1 €/s (coste instantáneo). Si el coste medio hasta ese momento es de 3 €, el FI viene dado por la ecuación (3.53).

$$FI = \frac{0.1}{3} = 0.033 \quad (3.53)$$

Si en ese momento cambia el precio del combustible y pasa a ser de 0.5 €/kg, el coste instantáneo sería 0.05 €/s y el coste medio aproximadamente igual a 3. De estos datos se obtiene un FI de valor aproximadamente la mitad que el FI calculado en el instante anterior, como se observa en la ecuación (3.54).

$$FI = \frac{0.05}{3} = 0.017 \quad (3.54)$$

Por lo tanto, para saber si efectivamente es conveniente lavar es interesante conocer las previsiones de operación de la TG a futuro, con la máxima precisión, para comprobar si en algún momento FI una vez alcanzado 1 puede disminuir cayendo por debajo de 1. En el caso de realizar previsiones a futuro y comprobar que FI supera 1 y cae por debajo de él en repetidas ocasiones, hay un método sencillo para conocer en que FI es conveniente realizar el lavado. Ya que el método desarrollado se basa en minimizar los costes medios, el FI para el cual interesa realizar el lavado será el que presente el coste medio más pequeño.

Para predecir si va a haber algún coste medio menor en el futuro se pueden definir una serie de escenarios futuros, de forma que el usuario del método pueda seleccionar la potencia que va a producir, el precio del combustible o de venta de energía o incluso las condiciones ambientales. En el programa que se desarrolló para la empresa eléctrica que colaboró en esta tesis, se diseñaron diferentes escenarios en los que el usuario podía elegir potencia, precios de combustible y energía y condiciones ambientales (Ilustración 3.20).

Ilustración 3.20 Escenarios para predicciones futuras de ensuciamiento

Estos escenarios podrían ser:

- Repetición de las condiciones pasadas.
- Elección de las condiciones a futuro del día siguiente, los dos días siguientes o la semana posterior.

Además de definir los escenarios a futuro, también es necesario conocer la tendencia de ensuciamiento que va a haber. Sin embargo no es necesario que el usuario defina esta tendencia, sino que se obtiene de las ecuaciones de regresión que se utilizan para calcular cómo evoluciona el ensuciamiento y pérdidas se han registrado hasta el momento. Simplemente dando a estas ecuaciones valores de HEPC de futuro, se pueden estimar con cierta precisión las pérdidas estimadas de rendimiento isentrópico, caudal de aire y relación de compresión del compresor, así como las pérdidas de prestaciones del conjunto de la turbina de gas.

No obstante, debe ser la persona que aplique el método la encargada de evaluar la precisión de sus estimaciones y en función de su criterio y conocimientos decidir si lavar la primera vez que FI alcanza 1 o esperar.

Aunque parezca que como FI oscila y en ocasiones aumenta o disminuye, siempre va a llegar un momento en el que para todas las condiciones de funcionamiento FI va a superar 1 debido a que el compresor estará demasiado sucio. Puede que este momento no sea el óptimo para lavar, ya que el coste medio sea mayor que el coste medio en algún momento anterior en el que FI haya sido igual a 1, pero lo que estará claro es que no se debe retrasar más el lavado del compresor.

3.4.2 Comparación con los métodos descritos en el Capítulo 2

En el Capítulo 2 se comentaron algunos métodos para realizar las estimaciones sobre el momento de realizar lavados *off-line*. En este apartado se va a hacer un repaso de las características que se han conseguido mejorar.

Respecto del método propuesto por Naga et al. (2008), en esta tesis se ha propuesto un método enfocado a la fácil implementación en tiempo real. Además, se ha desarrollado un método que funciona analizando los parámetros registrados únicamente en el compresor, con lo que se pueden evitar confusiones entre pérdidas por ensuciamiento y otros problemas. Finalmente, se tienen en consideración los efectos que tienen las condiciones ambientales, tanto en las prestaciones del compresor como en las de la TG. Esto tiene como consecuencia una mayor precisión a la hora de estimar las pérdidas de rendimiento del compresor y de la TG.

Ya se ha comprobado que el método desarrollado en esta tesis y el propuesto por Gülen et al. (2002) tienen varias similitudes. Sin embargo, se pueden destacar algunos aspectos que se han intentado mejorar. El primero de ellos, al igual que ocurre con respecto al método de Naga et al. (2008), es que se ha propuesto aislar el compresor y por tanto, sus pérdidas de rendimiento. Además, se ha desarrollado un método para calcular factores de corrección que se va actualizando en tiempo real. Finalmente, el método de Gülen et al. incluye un factor de corrección para diferenciar la pérdidas recuperables de las que no lo son. En el método desarrollado en esta tesis no se ha incluido este factor, ya que es un factor experimental y hay autores que consideran que la recuperación obtenida es del 100% al realizar lavados *off-line*. Sin embargo, se podría incluir este factor de corrección modificando las ecuaciones (3.32) y (3.33), dando como resultado las ecuaciones (3.55) y (3.56).

$$\Delta P(t)_{ISO} = P_{dt}(t)[-1 + (a \cdot \Delta \eta_c + b \cdot \Delta \dot{m}_a + c \cdot \Delta R)] \cdot \alpha_{recuperación} \quad (3.55)$$

$$\Delta \dot{m}_f(t)_{ISO} = \dot{m}_{f,dt}(t)[1 - (d \cdot \Delta \eta_c + e \cdot \Delta \dot{m}_a + f \cdot \Delta R)] \cdot \beta_{recuperación} \quad (3.56)$$

Donde $\alpha_{recuperación}$ y $\beta_{recuperación}$ son los factores que marcan las pérdidas no recuperables y son equivalentes a los que Gülen et al. definen como factores de recuperación ϕ y ϕ' (apartado 2.3.2).

En el apartado 2.3.3 se hizo un repaso del método desarrollado por Sánchez et al. (2009). La característica que se ha tratado de mejorar ha sido la de encontrar una manera de evitar simular diferentes ambientes de ensuciamiento (agresivo, poco agresivo) para estudiar la evolución del ensuciamiento y las pérdidas económicas que este provoca.

Esta tesis propone un sistema para calcular las pérdidas provocadas por el ensuciamiento, que es independiente del entorno en el que se encuentra la TG y que se va actualizando en tiempo real.

La diferencias principales con el método de predicción desarrollado por Aretakis et al. (2012) está en que este método está diseñado para que funcione en tiempo real, no haciendo predicciones a largo plazo como puede ser un año. Además, no considera constante el periodo entre lavados, sino que en cada momento se consideran, según los datos que lee el programa, nuevos tiempos de lavado.

Finalmente, se ha tratado de mejorar el método propuesto por Hovland y Antoine (2004) evitando predecir a largo plazo, ya que las condiciones de mercado son cambiantes e impredecibles, lo que hace que se pierda precisión en los cálculos. Además, el sistema de cálculo de esta tesis es más sencillo de implementar y entender por usuarios que no tengan gran formación, lo que es una ventaja a nivel empresarial.

Referencias Capítulo 3

- [1] Venturini, M., Therkorn, D., 2013, Application of a Statistical Methodology for Gas Turbine Degradation Prognostics to Alstom Field Data, Journal of Engineering Gas Turbines and Power, ASME Paper Vol 135 / 091603-1
- [2] Puggina, N., and Venturini, M., 2012, Development of a Statistical Methodology for Gas Turbine Prognostics, ASME J. Eng. Gas Turbines Power, 134(2), p. 022401.
- [3] Gülen, S. C., Griffin, P. R. y S. Paolucci, 2002, Real-time on-line performance diagnostics of heavy-duty industrial gas turbines, J Eng Gas Turbines Power 124, 910-921.
- [4] Sánchez, D., Chacartegui, R., Becerra, J. A. y Sánchez, T., 2009, Determining Compressor Wash Programmes for Fouled Gas Turbines, Journal of Power and Energy 223, 467-476.
- [5] Hovland, G. y Antoine, M., 2004, Economic Optimization of Gas Turbine Compressor Washing, AUPEC
- [6] Zwebek, A. y Pilidis, P., 2003, Degradation effects on combined cycle power plant performance – Part I: gas turbine cycle component degradation effects, J Eng Gas Turbines Power 125, 651-657.
- [7] Hoeft, R. F., 1993, Heavy Duty Gas Turbine Operating and Maintenance Considerations, GE I&PS.
- [8] Mustafa, Z., 2006, Analysis of Droplets in Compressor Gas Turbines, PhD Thesis, Cranfield University (UK).
- [9] Stalder, J. P., 2001, Gas Turbine Compressor Washing State of Art: Field Experiences, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 123, 363-370.
- [10] Aretakis, N., Roumetiotis, I., Doumouras, G. y Mathioudakis, K., 2012, Compressor Washing Economic Analysis and Optimization for Power Generation, Applied Energy 95, 77-86.
- [11] Naga, P. y Achutha, V. N., 2008, An Optimal Maintenance Policy for Compressor of Gas Turbine Power Plant, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 130, 021801-5
- [12] Meher-Homji, C. B., Chaker, M. A. y Motiwala, H. M., 2001, Gas Turbines Performance Deterioration, Proceeding of the 30TH Turbomachinery Symposium 139-176

- [13] Kurz, R. y Brun, K., 2009, Degradation of gas turbine performance in natural gas service, *Journal of Natural Gas Science and Engineering* 1, 95-102
- [14] De Sa, A. y Al Zubaidy, S., 2011, Gas Turbine Performance at Varying Ambient Temperature, *Applied Thermal Engineering* 31, 2735-2739
- [15] Lakshminarasimha, A. N., Boyce, M. P. y Meher-Homji, C. B., 1994, Modeling and analysis of gas turbine performance deterioration, *J Eng Gas Turbines Power* 116, 46–52.
- [16] Seddigh, F., Savaranamuttoo, H. I. H., 1990, A proposed Method for Assessing the Susceptibility of Axial Compressors to Fouling, *ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress*, No 90-GT-348.
- [17] Diakunchak, I. S., 1991, Performance Deterioration in Industrial Gas Turbines, *ASME Paper No. 91-GT-228*.
- [18] GasTurb11, disponible en: www.gasturb.de/index.html
- [19] Kind, R. J., Serjak, P. J., Abbott, M. W. P., 1996, Measurements and Predictions of the effects of Surface Roughness on Profile Losses and Deviation in a Turbine Cascade, *ASME Paper*, 96-GT-203.
- [20] Bammert, K., Sonnenschein, H., 1967, Der Einfluss verdickter and verduennter Turbinenschaufeln auf die Gittereigenschaften, *Arch. Eisenhuettenwesen* 38, 287–299.
- [21] Cloyd, S.T. and Harris, A. J., 1995, Gas Turbine Performance – New Application and Test Correction Curves, *ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress*, Houston, Texas, *ASME Paper* 95-GT-167
- [22] www.monografias.com/trabajos30/regresion-multiple/regresion multiple.shtml
- [23] Statgraphics Centurion XVI, disponible en: www.statgraphics.com
- [24] Pérez C., 1998, Métodos estadísticos con Statgraphics para Windows, Técnicas básicas, First ed., RA-MA, Madrid
- [25] Brooks, F. J., 2006, GE Gas Turbine Performance Characteristics, GE Report.

Capítulo 4

RESULTADOS

Durante los años de trabajo en esta tesis se han obtenido una serie de resultados que se pueden clasificar en dos tipos diferentes: por un lado, los resultados procedentes de analizar los diferentes parámetros de las turbinas de gas, lo que hace posible comparar el deterioro de las prestaciones del compresor y la turbina con el tiempo. Por otro lado, los resultados obtenidos con la aplicación del método de programación de lavados. En el apartado 4.1 se presenta un estudio de los parámetros que se consideran más importantes de la TG y especialmente del compresor. Se va a comprobar cómo es la evolución de los mismos con el tiempo y si los resultados obtenidos son coherentes con la teoría o no. En el apartado 4.2 se muestra la aplicación del método de programación de lavados y se compara con las decisiones de realizar lavados *off-line* que se tomaron, calculando el dinero ahorrado o perdido para cada lavado.

El hecho de haber recogido datos de cuatro turbinas de gas durante tres años ha proporcionado un volumen de datos tan grande que plasmarlos todos en este capítulo puede hacer muy tediosa su lectura. Es por esto que se ha decidido incluir en este capítulo solo una muestra de estos análisis. La elección de esta muestra ha seguido dos criterios:

- Mostrar un análisis de una turbina de gas de cada central de ciclo combinado, ya que las turbinas estudiadas se encuentran en ciclos 2x1.
- Se han escogido los análisis más representativos en cuanto a volumen de datos estudiados, ya que muestran con más fidelidad la evolución de los parámetros de las TG con el tiempo.

No obstante, al final de cada apartado se muestran unas tablas que resumen los resultados del resto de análisis y además, la tesis incluye un anexo donde se muestran el resto de análisis realizados con mayor detalle.

4.1 Análisis de diferentes parámetros registrados en las turbinas de gas estudiadas

Debido a la cantidad de análisis realizados y datos estudiados, como introducción a este apartado se va a hacer un esquema de la estructura del mismo.

Durante la realización de la tesis se han realizado estudios en cuatro turbinas de gas, pertenecientes a dos centrales de ciclo combinado muy parecidas pero situadas en localizaciones diferentes. Debido a la confidencialidad de los datos, estas centrales se

denominarán: CTCC1 y CTCC2. Para cada ciclo combinado, las turbinas de gas son iguales, aunque sus periodos de funcionamiento, fechas de lavado off-line y tareas de mantenimiento son diferentes. Para diferenciar las turbinas en cada ciclo combinado, se usará la nomenclatura TG1 y TG2.

Este apartado se divide en varios sub-apartados, uno para cada uno de los parámetros estudiados de cada TG:

- Análisis del rendimiento del compresor
- Análisis del caudal másico de aire
- Análisis de la relación de compresión
- Análisis de la temperatura de salida del compresor
- Análisis de la temperatura de entrada a la turbina
- Análisis del caudal másico de combustible
- Análisis de la potencia máxima

Hay que destacar que todos estos análisis se han realizado para diferentes intervalos de VIGV con la finalidad de alcanzar mayor precisión, como se demostrará más adelante.

Los datos disponibles de las TG de la CTCC1 abarcan tres periodos de tiempo entre lavados *off-line* comprendidos entre las fechas 01/01/2011 y 20/05/2013.

- El primer periodo de tiempo está comprendido entre el 01/01/2011 y el 20/09/2011.
- El segundo periodo de tiempo está comprendido entre el 15/01/2012 y el 20/08/2012.
- El tercer periodo de tiempo está comprendido entre el 20/08/2012 y el 20/05/2013.

Los datos disponibles de las TG de la CTCC2 abarcan dos periodos de tiempo entre lavados *off-line*, comprendidos entre las fechas 10/12/2008 y 25/07/2011.

- El primer periodo de tiempo está comprendido entre el 10/12/2008 y el 01/02/2010.
- El segundo periodo de tiempo está comprendido entre el 01/02/2010 y el 25/07/2011.

Finalmente se ha elegido un código de colores para interpretar los datos con mayor facilidad:

- La TG1 de la CTCC1 se representa en azul.
- La TG2 de la CTCC1 se representa en rojo.

- La TG1 de la CTCC2 se representa en verde.
- La TG2 de la CTCC2 se representa en marrón.

4.1.1 Análisis del rendimiento isentrópico del compresor

El análisis del rendimiento isentrópico de las turbinas se ha realizado considerando los siguientes parámetros:

- Ángulo de los VIGV. Para cada ángulo de VIGV el compresor presenta unos mapas de curvas características diferentes, es decir, diferentes prestaciones, por lo que es un parámetro fundamental a tener en cuenta.
- Condiciones ambientales (temperatura, presión y humedad relativa ambientales)
- HEPC

Se han realizado tres análisis distintos que abarcan tres intervalos de ángulos de VIGVs distintos. El primero de ellos es un análisis que abarca todos los ángulos de VIGV con la TG funcionando a más del 50 % de carga. Los otros dos se han realizado para intervalos de $VIGV = 78^\circ - 88^\circ$ y $VIGV = 68^\circ - 78^\circ$ y se ha comprobado que estos análisis son más precisos, por lo que para estudiar la evolución del ensuciamiento en el modelo desarrollado en esta tesis es conveniente hacerlo por intervalos de VIGV o de carga. Aunque se esté acotando los intervalos de carga, el ángulo de VIGV sigue siendo una de las variables incluidas en el análisis de regresión, ya que el rendimiento isentrópico, el caudal de aire, etc. se ven claramente influenciados por el grado de carga al que está funcionando la turbina de gas y en ningún caso se puede eliminar del análisis.

En la Tabla 4.1 se observan diferentes parámetros que se obtienen del análisis de regresión realizado a la TG1 de la CTCC1 y que se usarán en todos los análisis posteriores. El método seguido para obtener este análisis de regresión se definió en el punto 3.3.2 aunque en esta ocasión los resultados se han obtenido usando directamente el programa estadístico Statgraphics [3].

La primera columna define las variables utilizadas en el modelo de regresión. Para cada una de estas variables se muestran:

- Estimación: es el valor que marca la influencia de cada parámetro en la variable que es objeto del análisis de regresión.
- El error estándar de la regresión (es decir, el error debido a la estimación de la media poblacional a partir de las medias muestrales) es la desviación estándar de todas las posibles muestras (de un tamaño dado) escogidas de esa población. Además, el error estándar de la regresión puede referirse a una estimación de la desviación estándar, calculada desde una muestra de datos que está siendo analizada

al mismo tiempo. La ecuación (4.1) define el error estándar siendo Y el parámetro real, $\hat{Y}$ el parámetro estimado y n el tamaño de la muestra.

$$S_{XY} = \sqrt{\frac{\sum(Y - \hat{Y})^2}{n - m - 1}} \quad (4.1)$$

- Los valores de la columna de Valor-P marcan el grado de influencia del parámetro en la variable que es objeto de la regresión. Si el Valor-P de un factor es superior a 0.05, implica que el parámetro no tiene una gran influencia en la variable estimada. En ocasiones pueden darse casos como el ocurrido en este análisis, donde se observa que el parámetro HEPC no es influyente en el análisis pero sí que lo es HEPC². Esto quiere decir que las HEPC sí que tienen influencia en el rendimiento isentrópico del compresor, lo que pasa es que esta influencia es prácticamente cuadrática por lo que el término lineal apenas tiene influencia.

Tabla 4.1 Resultado del análisis de regresión del rendimiento isentrópico del compresor de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para todos los grados de carga

Parámetro	Estimación	Error Estándar	Valor-P
CONSTANTE	-1,28442	0,0496261	0
IGV	0,010179	0,000067937	0
IGV²	-6,425E-05	4,30E-07	0
T_a	0,0116806	0,000341252	0
T_a²	-1,924E-05	5,88E-07	0
p_a	0,00022589	1,85734E-05	0
Hr	3,1138E-05	1,32319E-06	0
HEPC	-1,58E-07	1,57E-07	0,3121
HEPC²	-2,31E-09	9,03E-11	0

Para cada análisis de regresión también se obtienen los dos siguientes parámetros fundamentales:

- El primero de ellos es R-cuadrada, que define el grado de explicación de la variable de regresión gracias a los diferentes parámetros seleccionados. En el caso del análisis que considera todos los intervalos de carga, R-cuadrada = 70,03 %. Esto es, el rendimiento del compresor es explicado en un 70.03 % gracias a los parámetros Constante, IGV¹, IGV¹², T_a, T_a², p_a, Hr y HEPC.

- El segundo parámetro es el error estándar del estimado, que ya se definió en el Capítulo 3 con la ecuación (3.41). Este es el error medio que se obtiene al calcular la variable mediante el análisis de regresión. En el caso del análisis considerado el valor del error estándar es 0.0015, equivalente al 0.15 % del rendimiento funcionando a plena carga y en condiciones ISO.

Finalmente, se puede definir la ecuación de regresión del rendimiento isentrópico del compresor como:

$$\eta = -1.28 + 0.01 \cdot \text{IGV1} - 6.4 \cdot 10^{-5} \cdot \text{IGV}^2 + 0.012 \cdot T_a - 1.9 \cdot 10^{-5} \cdot T_a^2 + 2.2 \cdot 10^{-4} \cdot p_a + 3.1 \cdot 10^{-5} \cdot \text{Hr} - 1.58 \cdot 10^{-7} \cdot \text{HEPC} - 2.1 \cdot 10^{-9} \cdot \text{HEPC}^2 \quad (4.2)$$

En ocasiones, la ecuación de regresión no es sencilla de interpretar, por lo que conviene representar el efecto de algunos de los componentes en la variable de rendimiento gráficamente. Además, es una forma de comprobar la precisión de los análisis realizados ya que un análisis preciso implica que la nube de puntos se encuentre uniformemente distribuida en torno a la línea que se distingue como eje y que tiene como pendiente el valor de la estimación obtenido en la Tabla 4.1. Hay que aclarar que los términos elevados al cuadrado, si ajustan bien también siguen una pendiente (con valor el estimado) que es la que influye en la variable que se está estimando, en este caso el rendimiento isentrópico. Y es la suma de la influencia del término lineal y el término cuadrático la que marca la influencia total de un parámetro no lineal. Por ejemplo, en el caso de los IGV, la influencia de estos en el rendimiento isentrópico no es lineal, por lo tanto, hay que introducir dos parámetros en el análisis, uno será el ángulo de los IGV (IGV) y otro parámetro que será el ángulo de los IGV elevado al cuadrado (IGV²). Al hacer la regresión, los dos parámetros (IGV e IGV²) tienen una influencia lineal en el rendimiento isentrópico del compresor, pero la influencia del ángulo de los IGV será la combinación de ambas, quedando una influencia total que será cuadrática.

En la Ilustración 4.1 se comprueba el efecto de las HEPC en el rendimiento isentrópico mientras que en la Ilustración 4.2 es el efecto de T_a el que se representa. En ambas ilustraciones se observa como la nube de puntos es muy gruesa. Es por esto que el error estándar obtenido es grande si lo comparamos con estudios posteriores en los que se han realizado diferentes análisis diferenciando por intervalos de ángulo de IGV. Para estas gráficas y las que aparecen en el resto de capítulos mostrando los efectos de las condiciones de funcionamiento en el rendimiento, caudal de aire, etc., se ha seleccionado como punto cero el de máximo rendimiento de la serie histórica. Por ejemplo, en la Ilustración 4.1 este punto no corresponde con el primero de la serie, si no con uno que se aprecia claramente en torno a las 250 HEPC. Este es el punto cero que sirve de referencia para el resto de puntos de la serie.

Además, se distingue una serie de puntos que se separan claramente del resto. Estos son los denominados puntos atípicos, los cuales suelen ser causados por errores de cálculo o de medida. En los análisis de regresión se puede eliminar el efecto que estos puntos tienen sobre el error estándar y la R-cuadrada filtrándolos como se explicó en el apartado 3.3.2.1

Ilustración 4.1 Efecto de la HEPC en el rendimiento isentrópico del compresor en el análisis de regresión de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para todas las cargas

Ilustración 4.2 Efecto de Ta en el rendimiento isentrópico del compresor en el análisis de regresión de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para todas las cargas

Uno de los problemas de hacer estos análisis sin dividir por tramos de carga es que aparece cierta falta de precisión en el efecto de algunos factores en la variable estudiada. Puede comprobarse en la Tabla 4.2 que los datos están menos dispersos en el análisis por cargas, por lo que se reduce el error estándar del análisis a 0.00126. Además, el dato R-Cuadrado aumenta hasta 76.34%, por lo que el grado de explicación es mayor.

Tabla 4.2 Resultado del análisis de regresión del rendimiento isentrópico del compresor de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

Parámetro	Estimación	Error Estándar	Valor-P
CONSTANTE	-1,4895	0,0592784	0
IGV	0,00826612	0,000430042	0
IGV²	-5,256E-05	2,56749E-06	0
T_a	0,0134622	0,000396747	0
T_a²	-2,25E-05	6,86E-07	0
P_a	0,00061727	3,10694E-05	0
Hr	1,3509E-05	1,77686E-06	0
HEPC	2,1896E-06	2,46E-07	0
HEPC²	-3,04E-09	1,32E-10	0

En la Ilustración 4.3, que muestra la influencia de la temperatura ambiente en el rendimiento isentrópico del compresor, se puede apreciar en la tendencia que el efecto de la temperatura en el rendimiento no es lineal. Si el rango de temperaturas de la muestra fuese mayor a altas temperaturas se tendría una influencia negativa en el rendimiento isentrópico, donde se llegaría a alcanzar un valor máximo de rendimiento isentrópico cerca de 300 K. Este efecto en el rendimiento es muy similar al estudiado en el apartado 1.4.2 por lo que el análisis parece correcto. Este efecto con tendencia cuadrática de la temperatura en el rendimiento del compresor se repite en todos los análisis realizados.

Ilustración 4.3 Efecto de T_a en el rendimiento isentrópico del compresor en el análisis de regresión de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

El efecto de la presión ambiental en el rendimiento del compresor es positivo, como se vio en el apartado 1.4.2 y el resultado obtenido en este análisis está en consonancia con la teoría. En la Ilustración 4.4 se muestra este efecto y se puede observar que, al igual que en la teoría, la influencia de la presión es menor conforme aumenta.

Ilustración 4.4 Efecto de la presión ambiental en el rendimiento isentrópico del compresor en el análisis de regresión de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

El efecto de la humedad relativa en el rendimiento isentrópico del compresor también es positivo, es decir, que a mayor humedad relativa mayor rendimiento. Este efecto puede observarse en la Ilustración 4.5.

Ilustración 4.5 Efecto de la humedad relativa en el rendimiento isentrópico del compresor en el análisis de regresión de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

La Ilustración 4.6 muestra el efecto de las HEPC en el rendimiento isentrópico del compresor a cargas elevadas. Se aprecia claramente como el efecto es negativo aunque se distingue un cierto repunte en torno a las 600 HEPC que se repite en el resto de

análisis realizados en este periodo de tiempo. Esto es debido a que en ese momento se realizaron tareas de mantenimiento en la central que afectan a las dos turbinas de gas. Estas tareas de mantenimiento están documentadas aunque por temas de confidencialidad no se detallan. De nuevo, esta tendencia decreciente del rendimiento isentrópico del compresor (el rendimiento cae en torno a un 1 % en las 1700 primeras HEPC) se repite en numerosos análisis y se puede consultar en el Anexo A.

Ilustración 4.6 Efecto de las HEPC en el rendimiento isentrópico del compresor en el análisis de regresión de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

Analizando la TG1 de la CTCC2 se observa que el rendimiento a cargas altas presenta una tendencia decreciente con las HEPC. Esta tendencia es algo menor a la estudiada en las turbinas de la CTCC1, con un descenso del rendimiento de 0.0015 por cada mil horas equivalentes a plena carga como puede comprobarse con unos sencillos cálculos usando los datos de la Tabla 4.3. Es interesante comprobar como la influencia de la temperatura sobre el rendimiento del compresor es muy parecida a la comprobada en las turbinas de la otra central. Si bien el factor de estimación de la T_a es algo menor que sus predecesores, también lo es el término elevado al cuadrado, por lo que la influencia de la temperatura es parecida aunque la curvatura experimentada por la tendencia es menor. Esto está relacionado con el rango de temperaturas estudiadas, ya que en este periodo de tiempo las temperaturas alcanzadas nunca fueron muy elevadas. Por último, se comprueba que de nuevo la presión y la humedad relativa tienen poca influencia en el rendimiento y que esta influencia es positiva.

Tabla 4.3 Resultado del análisis de regresión del rendimiento isentrópico del compresor de la TG1 de la CTCC2 en el primer periodo de tiempo (10/12/2008-01/02/2010) para grados de carga elevados (VIGV > 78°)

Parámetro	Coeeficientes	Error estándar	Valor-P
CONSTANTE	-0,536784	0,0265649	0,0000
IGV	0,0123189	0,0003205	0,0000
IGV²	-7,53E-05	1,942E-06	0,0000
T_a	0,0057206	0,0001735	0,0000
T_a²	-8,93E-06	2,987E-07	0,0000
p_a	0,0003447	2,752E-05	0,0000
Hr	5,505E-05	1,16E-06	0,0000
HEPC	-2,77E-06	1,181E-07	0,0000
HEPC²	3,732E-10	4,664E-11	0,0000

En la Ilustración 4.7 se observa una cierta dispersión (la nube de puntos es más gruesa que en otros análisis) de los datos recogidos que tiene consecuencias en un error estándar de la ecuación algo elevado (0.0012). En la misma ilustración también se distingue como en las últimas HEPC hay un cierto repunte creciente de la tendencia que puede ser debido una limpieza de filtros o a alguna otra tarea de mantenimiento.

Ilustración 4.7 Efecto de las HEPC en el rendimiento isentrópico del compresor en el análisis de regresión de la TG1 de la CTCC2 en el primer periodo de tiempo (10/12/2008-01/02/2010) para grados de carga elevados (VIGV > 78°)

El resto de análisis de rendimiento isentrópico del compresor para la CTCC2 pueden consultarse en el Anexo A. No obstante, como resumen, en los datos registrados en la TG1 de la CTCC2, de media se ha registrado una estimación de la influencia en el

rendimiento de $-4.94\text{E-}06$ para HEPC cuando la turbina funciona a cargas elevadas y de $-2.69\text{E-}06$ para HEPC cuando funciona a cargas medias.

Para los datos registrados en la TG2 de la CTCC2, de media se ha registrado una estimación de la influencia en el rendimiento de $-5.68\text{E-}06$ para HEPC cuando la turbina funciona a cargas elevadas y de $-1.74\text{E-}06$ para HEPC cuando funciona a cargas medias.

En la Tabla 4.4 se muestra el resumen de los datos de los análisis de rendimiento isentrópico realizados a cargas elevadas. En concreto se muestran los estimados para las HEPC, que son los que marcan la pérdida de rendimiento con el tiempo. Además, para hacer más clara la interpretación de estos datos se ha incluido una columna (% pérdidas) en la que se muestra que porcentaje de rendimiento isentrópico en condiciones ISO que se perdería tras 1000 HEPC y funcionando a plena carga. En algunos casos, este dato no es estimado, sino que es real ya que en el análisis realizado se superó este tiempo.

Tabla 4.4 Resumen de los análisis de rendimiento isentrópico a cargas elevadas

Turbina	Periodo de tiempo	HEPC	HEPC ²	% Pérdidas
TG1 CTCC1	01/01/2011 - 20/09/2011	2,19E-06	-3,04E-09	-0,095
	15/01/2012 - 20/08/2012	1,98E-06	-7,27E-08	-0,580
	20/08/2012 - 20/05/2013	-2,57E-05	1,61E-08	-1,068
TG2 CTCC1	01/01/2011 - 20/09/2011	-4,80E-06	2,93E-09	-0,208
	15/01/2012 - 20/08/2012	-5,38E-05	9,75E-08	4,856
	20/08/2012 - 20/05/2013	-1,86E-05	1,19E-08	-0,729
TG1 CTCC2	10/12/2008 - 01/02/2010	-2,77E-06	3,73E-10	-0,261
	01/02/2010 - 25/07/2011	-2,36E-06	5,37E-10	-0,201
TG2 CTCC2	10/12/2008 - 01/02/2010	-6,55E-07	-8,29E-10	-0,165
	01/02/2010 - 25/07/2011	-4,37E-06	1,66E-09	-0,298

Analizando los datos de la tabla, el porcentaje de pérdidas de rendimiento isentrópico tras superar 1000 HEPC está en torno al 0.4 %. Existen algunos datos muy diferentes que tienen explicaciones lógicas. En primer lugar, los datos recogidos en el primer periodo de tiempo en la CTCC1 se ven afectados por una recuperación en el rendimiento tras una serie de tareas de mantenimiento de la central, que se observa en la Ilustración 4.6.

Por otro lado, el porcentaje de pérdidas obtenido en la TG2 de la CTCC1 es positivo en el segundo periodo de tiempo, como si hubiese habido un incremento de rendimiento isentrópico con el tiempo. Lo cierto es que para este análisis solo se alcanzaron 300 HEPC, las primeras horas en las que la caída de rendimiento es muy brusca y

posteriormente se va suavizando (esto ocurre en mayor o menor medida en todos los análisis realizados). En este análisis, el término HEPC es el que muestra el efecto de caída mientras que el término HEPC² es el término que modera la caída. Al estudiarse tan pocas horas, el análisis está ajustado para ese tiempo, por lo que la extrapolación a HEPC más altas en este caso es errónea. Si en vez de 1000 HEPC solo se estudiaran 300, la caída habría sido de 0.8 %.

En el resto de los casos en los que la caída de rendimiento isentrópico es menor (en torno al 0.4 %), la explicación es que en estos periodos de tiempo el ensuciamiento registrado ha sido menor. La explicación puede ser diversa, desde la contaminación del aire que haya sido menor, a que las tareas de mantenimiento hayan sido más eficaces, que los filtros funcionen mejor, o que los datos registrados no hayan sido correctos. El problema es que debido a que son datos históricos, no existe la posibilidad de comprobar cuál de estas explicaciones es la correcta, aunque según la bibliografía estudiada, seguramente una de las tres primeras opciones, o incluso las tres, son las acertadas.

4.1.2 Análisis del caudal de aire

El caudal de aire es la segunda de las variables estudiadas para estimar la conveniencia de realizar lavados *off-line* en el método desarrollado en esta tesis. Debido a su relevancia, se va a realizar un estudio profundo, similar al realizado con el rendimiento isentrópico.

Antes de iniciar el análisis es conveniente comentar que el caudal de aire es una variable calculada que, a diferencia de lo que ocurre con el rendimiento isentrópico, es calculada automáticamente por el sistema de adquisición de datos de las centrales eléctricas, por lo que no ha sido necesario ningún cálculo adicional.

En la Tabla 4.5 se presenta el análisis realizado para las cargas comprendidas entre 78 – 88° de VIGV para la TG2 de la CCT1 durante el primer periodo de tiempo. Se aprecia que todos los parámetros estudiados tienen gran influencia en el caudal másico de aire ya que el Valor-P de todos ellos es menor que 0.05. Conviene destacar que la R-cuadrada es 99.48 % y el error estándar de 1.15 kg/s por lo que se ha conseguido una gran precisión en el análisis. Para hacerse una idea del orden de magnitud, el caudal de aire en condiciones ISO es de 600 kg/s.

Tabla 4.5 Resultado del análisis de regresión del caudal másico de aire de la TG2 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

Parámetro	Estimación	Error Estándar	Valor-P
CONSTANTE	-2817,18	86,6571	0
IGV	15,5869	0,408093	0
IGV²	-0,0723259	0,00244066	0
T_a	16,2145	0,595714	0
T_a²	-0,0326485	0,00103785	0
P_a	6,82051	0,0309686	0
Hr	-0,149947	0,00173519	0
HEPC	0,00168919	0,00031178	0
HEPC²	-1,68E-06	2,21E-07	0

Como era de esperar, la influencia de la temperatura ambiente en el caudal másico de aire es negativa si se tienen en cuenta los efectos de los términos T_a y T_a^2 . Esta influencia ya fue explicada en el apartado 1.4.2 y este resultado sirve como una comprobación adicional de que el análisis es correcto. Además, se aprecia que la influencia de la temperatura no es exactamente lineal, por lo que la inclusión del término cuadrático incrementa la exactitud del análisis. Esta pequeña falta de linealidad se puede apreciar en la Ilustración 4.8 que muestra la influencia de la temperatura en el caudal másico de aire.

Ilustración 4.8 Efecto de la temperatura ambiental en caudal másico de aire del compresor en el análisis de regresión de la TG2 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

La influencia de la presión ambiental en el caudal másico de aire es positiva, como se explicó en el apartado 1.4.2 y se muestra en la Ilustración 4.9. Este efecto es lógico ya que al aumentar la presión ambiental la densidad del aire es mayor, por lo que puede circular más caudal másico de aire por el compresor.

Ilustración 4.9 Efecto de la presión ambiental en caudal másico de aire del compresor en el análisis de regresión de la TG2 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

En la Ilustración 4.10 se muestra el efecto de la humedad relativa en el caudal másico de aire. En el apartado 1.4.2 se explicó como el efecto de este factor ambiental es negativo y, como se puede observar, además parece que no es exactamente lineal, sino que la influencia es mayor con humedades relativas bajas. No obstante, se decidió no incluir el término cuadrático en el análisis ya que apenas se nota mejoría en la precisión del mismo.

Ilustración 4.10 Efecto de la humedad relativa en caudal másico de aire del compresor en el análisis de regresión de la TG2 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

El análisis de la influencia de las HEPC en el caudal másico de aire en este periodo de tiempo no se puede interpretar simplemente con los datos recogidos en la Tabla 4.5. La Ilustración 4.11 muestra la influencia de las HEPC en el caudal de aire y se distinguen claramente dos tramos, el primero decreciente hasta las 600 HEPC y el segundo también decreciente pero justo entre medias se aprecia una clara recuperación del caudal

másico de aire que ya se mencionó en el análisis de rendimiento isentrópico del compresor de la TG1 y que se aprecia de nuevo en este análisis. La explicación vuelve a ser las tareas de mantenimiento que se realizaron en la central en ese periodo de tiempo. No obstante, esta caída del caudal másico de aire no es muy elevada, al contrario de lo que se esperaba a la vista de la literatura estudiada pero es un hecho que se repite en los análisis realizados y que se puede comprobar en el Anexo B y en el resumen de la tabla Tabla 4.7.

Ilustración 4.11 Efecto de las HEPC en el caudal másico de aire en el análisis de regresión de la TG2 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

En la Tabla 4.6 se muestran el análisis del caudal de aire realizado a la TG1 de la CTCC2 durante el primer periodo de tiempo. En esta ocasión el caudal de aire presenta una tendencia ligeramente creciente con las HEPC, aunque debido al error estándar del análisis (1.5 kg/s) la variable HEPC no sería significativa hasta transcurridas 6000 HEPC. Por lo tanto, puede considerarse que no se registra variación del caudal de aire con las HEPC. Por otro lado, el efecto de las condiciones ambientales en el caudal másico de aire es similar al registrado en las turbinas de la CTCC1, por lo que en ese aspecto el análisis puede considerarse correcto.

Tabla 4.6 Resultado del análisis de regresión del caudal másico de aire de la TG1 de la CTCC2 en el primer periodo de tiempo (10/12/2008-01/02/2010) para grados de carga elevados (IGV > 78°)

Parámetro	Estimación	Error Estándar	Valor-P
CONSTANTE	-1873,54	16,26516	0,0000
IGV	13,1895	0,196224	0,0000
IGV²	-0,05776	0,001189	0,0000
T_a	10,7251	0,1062159	0,0000
T_a²	-0,02271	0,0001829	0,0000
p_a	5,78638	0,0168499	0,0000
Hr	-0,090298	0,0007102	0,0000
HEPC	-3,243E-05	7,234-05	0,6538
HEPC²	2,053E-07	2,856E-08	0,0000

Ilustración 4.12 Efecto de las HEPC en el caudal másico de aire de la TG1 de la CTCC2 en el primer periodo de tiempo (10/12/2008-01/02/2010) para grados de carga elevados (VIGV = 78 - 88°)

En la Tabla 4.7 se muestra el resumen de los datos de los análisis de caudal másico de aire realizados a cargas elevadas. En concreto se muestran los estimados de las HEPC, que son los que marcan la pérdida de prestaciones del compresor con el tiempo. Además, para hacer más clara la interpretación de estos datos se ha incluido una columna en la que se muestra que porcentaje de caudal másico de aire en condiciones ISO se perdería tras 1000 HEPC y funcionando a plena carga. En algunos casos, este dato no es estimado, sino que es real ya que en el análisis realizado se superó este tiempo.

Tabla 4.7 Resumen de los análisis de regresión del caudal másico de aire a cargas elevadas

Turbina	Periodo de tiempo	HEPC	HEPC ²	% Pérdidas
TG1 CTCC1	01/01/2011-20/09/2011	1,39E-02	-7,90E-06	0,969
	15/01/2012-20/08/2012	1,70E-02	-2,54E-05	-1,370
	20/08/2012-20/05/2013	4,74E-03	-3,18E-06	0,252
TG2 CTCC1	01/01/2011-20/09/2011	1,69E-03	-1,68E-06	0,002
	15/01/2012-20/08/2012	-4,31E-02	1,37E-04	15,062
	20/08/2012-20/05/2013	-3,33E-02	2,47E-05	-1,373
TG1 CTCC2	10/12/2008-01/02/2010	-3,51E-04	2,64E+07	0,000
	01/02/2010-25/07/2011	-5,82E-03	6,18E-06	0,000
TG2 CTCC2	10/12/2008-01/02/2010	3,71E-04	-1,01E-07	0,042
	01/02/2010-25/07/2011	3,30E-03	-2,83E-06	0,000

Como ya se advirtió con anterioridad, en líneas generales no se aprecia una caída significativa del caudal másico de aire con el tiempo. De hecho, en la Tabla 4.7 solo se aprecian dos caídas importantes de caudal con el tiempo, y las dos son en torno al 1 %. No obstante, algunos de los datos extraños registrados tienen explicación. En primer lugar están los datos del primer periodo de tiempo de las dos turbinas de la CTCC1. Estos datos están claramente influenciados por la mejora de prestaciones que hubo en las turbinas en torno a las 600 HEPC y que se comentó con anterioridad (ver Ilustración 4.6 e Ilustración 4.11).

Por otro lado, en el segundo periodo de tiempo de la TG2 de la CTCC1 se aprecia una clara mejoría del caudal másico de aire (15 %) sin embargo, al igual que ocurría con el análisis realizado al rendimiento isentrópico del compresor en el mismo periodo de tiempo, este análisis se ve claramente influido por las pocas HEPC. En el caso de considerar las 300 HEPC analizadas, la caída del caudal de aire sería en ese momento del 0.1 %.

Para el resto de análisis apenas se nota influencia de las HEPC en el caudal másico de aire. Este hecho está en contradicción con la literatura estudiada. Teniendo en cuenta los resultados obtenidos, los análisis de caudal de aire realizados se pueden considerar poco concluyentes. Aun así, el uso de la evolución del caudal de aire para el cálculo del momento de lavado y el estudio del ensuciamiento es muy importante, por lo que se recomienda hacer el cálculo del caudal de aire y estudiar su comportamiento.

4.1.3 Análisis de la relación de compresión

La relación de compresión es el último de los parámetros del compresor que esta tesis propone usar para estimar el efecto del ensuciamiento en la potencia máxima y el rendimiento de la TG. El cálculo de la relación de compresión es inmediato a través de

las señales que proporcionan dos sensores situados a la entrada y salida del compresor. Estos sensores miden la presión total que tiene el aire en la sección en la que se encuentran colocados. De esta forma, el cálculo de la relación de compresión sigue la ecuación (4.3), donde p_{02} y p_{03} son las presiones totales a la entrada y salida del compresor respectivamente.

$$R = \frac{p_{03}}{p_{02}} \quad (4.3)$$

En la Tabla 4.8 pueden observarse los resultados de realizar un análisis de regresión de la relación de compresión a cargas elevadas ($VIGV > 78^\circ$) de la TG1 de la CTCC1. La R-cuadrada de este análisis es 99,09 %, lo que supone un grado de explicación muy elevado. Además, el error estándar obtenido es 0.045, aproximadamente el 0.2 % de la relación de compresión funcionando a plena carga y en condiciones ISO, por lo que la precisión del estudio puede considerarse muy elevada.

El efecto que se obtiene de las HEPC en la relación de compresión es significativo y supone una reducción de la relación de compresión de 0.3 transcurridas 2000 HEPC (aproximadamente 1.2 % de la relación de compresión funcionando en condiciones ISO y a plena carga).

Tabla 4.8 Resultado del análisis de regresión de la relación de compresión del compresor de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

Parámetro	Estimación	Error Estándar	Valor-P
CONSTANTE	-65,952	1,96751	0
IGV	0,343065	0,0142735	0
IGV²	-0,0014324	8,52176E-05	0
T_a	0,497991	0,0131684	0
T_a²	-0,0009656	2,27528E-05	0
P_a	0,0181525	0,00103123	0
HR	-0,0021315	5,89756E-05	0
HEPC	0,00018352	8,15188E-06	0
HEPC²	-1,67E-07	4,40E-09	0

En la Ilustración 4.13 se muestra el efecto de la temperatura ambiente en la relación de compresión siendo negativo y además, se aprecia cierta curvatura por lo que la influencia no es exactamente lineal.

Ilustración 4.13 Efecto de la temperatura ambiente en la relación de compresión del compresor de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

El efecto de la presión ambiental puede considerarse despreciable ya que, como se puede comprobar en la Tabla 4.8, por cada kPa la relación de compresión varía 0.018 (la tercera parte del error estándar). Dado que las variaciones máximas de presión están en torno a 5 kPa, la influencia en R nunca va a ser elevada.

La humedad relativa tiene una influencia negativa en la relación de compresión, como se esperaba según la teoría vista en el apartado 1.4.2 y como se demuestra en la Ilustración 4.14, que muestra la influencia de la humedad relativa en la relación de compresión

Ilustración 4.14 Efecto de la humedad relativa en la relación de compresión del compresor de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

Finalmente la Ilustración 4.15 muestra el efecto de las HEPC en la relación de compresión. Este efecto es claramente negativo, aunque en este análisis la caída es más pronunciada al disminuir la relación de compresión en torno a 0.3 por cada 2000 HEPC. En otros análisis (ver Anexo C), aunque se distingue caída, esta no es tan pronunciada y

suele caer en torno a 0.1 de pérdida de relación de compresión por cada 2000 HEPC de tiempo transcurrido.

Ilustración 4.15 Efecto de las HEPC en la relación de compresión del compresor de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

En la Tabla 4.9 se muestra el análisis realizado a la TG2 de la CTCC2 durante el primer periodo de funcionamiento operando a cargas elevadas. En esta ocasión se aprecia una clara influencia de las HEPC en la relación de compresión, aunque como ya se adelantó la influencia esta vez es menor que en el análisis previo. Además, este análisis puede considerarse muy preciso ya que el error estándar es de 0.029 y tiene un grado de explicación de 99.32 %.

Tabla 4.9 Resultado del análisis de regresión de la relación de compresión del compresor de la TG2 de la CTCC2 en el primer periodo de tiempo (10/12/2008-01/02/2010) para grados de carga altos ($VIGV > 78^\circ$)

Parámetro	Estimación	Error Estándar	Valor-P
CONSTANTE	-61,8593	0,83016	0,0000
IGV	0,43769	0,01086	0,0000
IGV²	-0,00199	6,577E-05	0,0000
T_a	0,44979	0,00536	0,0000
T_a²	-0,00089	9,236E-06	0,0000
p_a	0,01296	0,00087	0,0000
Hr	-0,00099	3,305E-05	0,0000
HEPC	-9,10E-05	3,384E-06	0,0000
HEPC²	1,58E-08	1,472E-09	0,0000

El efecto de las condiciones ambientales es muy parecido al análisis de la TG1 de la CTCC1 mostrado anteriormente. De nuevo la temperatura ambiente y la humedad

relativa tienen una influencia negativa en la relación de compresión, aunque en esta ocasión, esta influencia es algo menor. La presión ambiental tiene poca influencia ya que su variación es muy pequeña y la estimación que se observa en la Tabla 4.9 tiene un valor muy bajo.

En la Ilustración 4.16 se puede observar el efecto de las HEPC en la relación de compresión, que aunque es algo irregular en las primeras 400 HEPC luego es claramente decreciente.

Ilustración 4.16 Efecto de las HEPC en la relación de compresión del compresor de la TG2 de la CTCC2 en el primer periodo de tiempo (10/12/2008-01/02/2010) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

En la Tabla 4.10 se muestra el resumen de los datos de los análisis de la relación de compresión realizados a cargas elevadas. En concreto se muestran los estimados de las HEPC, que son los que marcan la pérdida de prestaciones del compresor con el tiempo. Además, para hacer más clara la interpretación de estos datos se ha incluido una columna en la que se muestra que porcentaje de relación de compresión en condiciones ISO se perdería tras 1000 HEPC y funcionando a plena carga. En algunos casos, este dato no es estimado, sino que es real ya que en el análisis realizado se superó este tiempo.

Tabla 4.10 Resumen de los análisis de la relación de compresión a cargas elevadas

Turbina	Periodo de tiempo	HEPC	HEPC^2	% Pérdidas
TG1 CTCC1	01/01/2011-20/09/2011	1,84E-04	-1,67E-07	0,093
	15/01/2012-20/08/2012	3,79E-04	-4,54E-07	-0,435
	20/08/2012-20/05/2013	1,66E-04	-1,65E-07	0,007
TG2 CTCC1	01/01/2011-20/09/2011	5,95E-05	-6,98E-08	-0,059
	15/01/2012-20/08/2012	3,49E-04	-1,19E-07	1,320
	20/08/2012-20/05/2013	-6,73E-04	5,27E-07	-0,818
TG1 CTCC2	10/12/2008-01/02/2010	3,50E-05	2,06E-07	-0,099
	01/02/2010-25/07/2011	-1,39E-04	1,74E-07	0,203
TG2 CTCC2	10/12/2008-01/02/2010	-9,10E-05	1,58E-08	-0,012
	01/02/2010-25/07/2011	-4,15E-04	4,72E-07	0,332

En el resumen de nuevo se aprecian datos poco coherentes, como el del segundo periodo de tiempo de la TG2 de la CTCC1 que, de nuevo, se ve influenciado por los pocos datos analizados. Por otro lado, tanto el periodo primero como el tercer periodo de la TG1 de la CTCC1 no presentan una influencia de las HEPC en la relación de compresión.

El dato obtenido en el segundo periodo de tiempo de la TG1 y la TG2 de la CTCC2 se debe a la alta relación de compresión registrada al final del periodo.

Los análisis del primer periodo de tiempo de las turbinas de la CTCC1 también se ven afectados por las mejoras de prestaciones registradas en torno a las 600 HEPC, aunque en este caso, la TG2 no se ve tan afectada.

Por lo demás, se distinguen unas pérdidas en torno al 0.1 % cada 1000 HEPC, que es un resultado similar al esperado según la literatura revisada.

4.1.4 Análisis de la Temperatura de Salida del Compresor (T_3)

El análisis de la T_3 es uno de los más interesantes. Debido a las posibles pérdidas de rendimiento, caudal y relación de compresión del compresor consecuencia de su ensuciamiento, cabe la posibilidad de que la temperatura de salida del compresor se modifique. Existen varias posibilidades para que el rendimiento isentrópico del compresor (ecuación (4.4)) disminuya si se mantienen constantes la presión y la temperatura de entrada, como se demuestra a continuación apoyándose en la Ilustración 4.17.

$$\eta = \frac{h_{03s} - h_{02}}{h_{03} - h_{02}} \quad (4.4)$$

Donde h_{02} , h_{03} y h_{03s} son las entalpías a la entrada, salida y salida isentrópica del compresor.

Ilustración 4.17 Diagrama h-s donde se muestran los posibles efectos del ensuciamiento en la temperatura de salida del compresor

En la Ilustración 4.17 se muestran las dos posibles consecuencias del ensuciamiento representadas a través de un código de colores. El color negro representa el diagrama h-s del compresor en condiciones limpias.

El color rojo representa el diagrama h-s del compresor cuando la pérdida de rendimiento isentrópico va acompañada de pérdida de relación de compresión. En este caso la temperatura de salida del compresor puede variar pero siempre manteniéndose dentro de la curva de presión p'_{03} y por encima de la entalpía que marca la línea roja horizontal. En esta zona siempre se cumple que $(h_{03s} - h_{03s'}) > (h_{03} - h_{03'})$ de forma que el rendimiento caiga. Y por tanto, es compatible la bajada de rendimiento isentrópico con un aumento de salida de temperatura del compresor y una caída de la relación de compresión.

La segunda posibilidad (representada en color verde) es que la relación de compresión no cambie con el rendimiento isentrópico del compresor, por lo cual, la temperatura de salida del compresor tiene que aumentar. Este efecto puede ocurrir dependiendo del sistema de control de la turbina de gas, que puede requerir más potencia a la turbina con la consecuencia de demandar un alto caudal de aire y una alta temperatura de entrada a la cámara de combustión, obteniendo una mayor temperatura de entrada a la turbina con un alto caudal de gases quemados.

Por lo tanto, el rendimiento isentrópico del compresor puede disminuir a pesar de que la relación de compresión no cambie, lo que explica que en los estudios realizados anteriormente se distinga una caída del rendimiento isentrópico y apenas exista variación de la relación de compresión.

No obstante la tendencia normal es que ocurran los dos efectos a la vez, por lo que lo habitual es que la temperatura de salida del compresor aumente con el ensuciamiento y por lo tanto con HEPC.

En la Tabla 4.11 se muestran los resultados del análisis de regresión de la T_3 de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo a cargas altas. Este análisis presenta una buena precisión ya que el grado de explicación de T_3 es superior al 99.69 % y el error estándar es de 0.62 °C.

La influencia de las condiciones ambientales es significativa. La temperatura ambiente presenta una influencia positiva en T_3 mientras que la presión ambiental y la humedad relativa tienen influencia negativa. No obstante, debido al rango de presiones, la influencia de la presión ambiental es casi despreciable

En este análisis en concreto la influencia de las HEPC en la T_3 es despreciable, como se puede comprobar con el Valor-P, aunque esto es debido a la mejora de rendimiento en que se produce en torno a las 600 HEPC. Sin embargo, si se observa el análisis de la Tabla 4.12, realizado a cargas medias en el mismo periodo de tiempo, sí que se aprecia una clara influencia positiva de las HEPC en la T_3 aunque también se nota, en menor medida que a cargas altas, una caída de temperatura en torno a las 600 HEPC. Estas tendencias también se pueden observar en los análisis del Anexo D.

Tabla 4.11 Resultado del análisis de regresión de la temperatura de salida del compresor de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

Parámetro	Estimación	Error Estándar	Valor-P
CONSTANTE	-552,258	23,4213	0
IGV	0,744175	0,194311	0,0001
IGV²	0,00365317	0,0011601	0,0016
T_a	4,71017	0,15474	0
T_a²	-0,0057526	0,000266957	0
P_a	-0,0535909	0,0138459	0,0001
HR	-0,0271858	0,000802224	0
HEPC	7,0592E-05	5,41399E-05	0,1923

Tabla 4.12 Resultado del análisis de regresión de la temperatura de salida del compresor de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga medios (VIGV = 68-78°)

Parámetro	Estimación	Error Estándar	Valor-P
CONSTANTE	-908,919	36,4634	0
IGV	1,4765	0,162155	0
IGV^2	0,00035482	0,00111094	0,7494
Ta	6,82467	0,251574	0
Ta^2	-0,0093276	0,000430355	0
pa	0,0077368	0,0102388	0,4499
HR	-0,0345109	0,000844411	0
HEPC	0,00150935	4,05168E-05	0

Ilustración 4.18 Efecto de las HEPC en la T_3 en el análisis de regresión de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga medios (VIGV = 68 - 78°)

En la Tabla 4.13 se observa como de nuevo la T_3 aumenta con el tiempo. En este caso el análisis ha sido realizado en la TG1 de la CTCC2 funcionando a cargas elevadas en el primer periodo de tiempo. La precisión del análisis es elevada (error estándar de 0.52 °C) y las HEPC empiezan a ser claramente influyentes a partir de las 1000 HEPC. En cuanto a las condiciones ambientales, mantienen la tendencia que tenían en análisis anteriores siendo la influencia en la T_3 de la temperatura ambiente positiva, la de la presión ambiental prácticamente despreciable y la de la humedad relativa negativa.

Tabla 4.13 Resultado del análisis de regresión de la temperatura T_3 de la TG1 de la CTCC2 en el primer periodo de tiempo (10/12/2008-01/02/2010) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

Parámetro	Estimación	Error Estándar	Valor-P
CONSTANTE	-453,794	9,69817	0
IGV	-1,89834	0,139632	0
IGV²	0,0195096	0,000846114	0
T_a	6,84182	0,0617911	0
T_a²	-0,009752	0,000107331	0
P_a	-0,030836	0,011563	0,0077
Hr	-0,049123	0,000490499	0
HEPC	0,0008023	9,55538E-06	0

Ilustración 4.19 Efecto de las HEPC en la T_3 en el análisis de regresión de la TG1 de la CTCC2 en el primer periodo de tiempo (10/12/2008-01/02/2010) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

En la Tabla 4.14 se muestra el resumen de los datos de los análisis de la temperatura de salida del compresor realizados a cargas elevadas. En concreto se muestran los estimados de las HEPC, que son los que marcan la pérdida de prestaciones del compresor con el tiempo. Además, para hacer más clara la interpretación de estos datos se ha incluido una columna en la que se muestra en qué porcentaje aumentaría T_3 en condiciones ISO, tras 1000 HEPC y funcionando a plena carga. En algunos casos, este dato no es estimado, sino que es real ya que en el análisis realizado se superó este tiempo.

Tabla 4.14 Resumen de los análisis de regresión de la temperatura T_3 a cargas elevadas

Turbina	Periodo de tiempo	HEPC	% Incremento
TG1 CTCC1	01/01/2011-20/09/2011	7,06E-05	0,017
	15/01/2012-20/08/2012	9,67E-04	0,234
	20/08/2012-20/05/2013	2,82E-03	0,684
TG2 CTCC1	01/01/2011-20/09/2011	3,78E-05	0,009
	15/01/2012-20/08/2012	9,72E-03	2,355
	20/08/2012-20/05/2013	1,26E-03	0,296
TG1 CTCC2	10/12/2008-01/02/2010	7,83E-04	0,194
	01/02/2010-25/07/2011	7,57E-04	0,182
TG2 CTCC2	10/12/2008-01/02/2010	4,39E-04	0,104
	01/02/2010-25/07/2011	1,79E-03	0,558

De nuevo se puede observar que hay una serie de análisis que tienen una tendencia parecida y presentan un incremento de T_3 aproximado de 0.3 % de media transcurridas 1000 HEPC.

En la Tabla 4.14 también aparecen algunas singularidades que se han venido repitiendo en otros análisis. En primer lugar se aprecia en el primer periodo de tiempo en las turbinas de la CTCC1 que apenas existe incremento de temperatura de salida del compresor. La causa es la misma que en análisis anteriores: en torno a las 600 HEPC hubo un incremento de rendimiento del compresor. También se distingue un incremento muy elevado de la T_3 en el segundo periodo de tiempo de la TG2 de la CTCC1 que es debido a los pocos datos recogidos. En estos casos solo hay datos de las 300 primeras HEPC y por lo tanto la extrapolación a horas posteriores no es efectiva.

4.1.5 Análisis de la Temperatura de Entrada a la Turbina (T_4)

Otra de las variables del compresor que es interesante estudiar es la T_4 ya que, aunque tiene un límite máximo que nunca se puede superar funcionando a plena carga debido a condiciones de seguridad, para condiciones de funcionamiento de cargas menores debe notarse un incremento de temperatura, respecto a la nominal a baja carga, debido a las pérdidas de rendimiento provocadas por el ensuciamiento.

La Tabla 4.15 muestra como el efecto de las HEPC es algo positivo en la T_4 , como puede observarse en la Ilustración 4.20. No obstante, el incremento de temperatura con el tiempo es pequeño y debido a la dispersión de datos el error estándar es tan grande (1.66 °C) que hace despreciable la influencia de las HEPC.

La influencia de la temperatura ambiente en la T_4 es positiva, al igual que la presión ambiental y la humedad relativa presentan una influencia negativa. Por otro lado, el PCI

se ha incluido en este análisis y muestra una influencia negativa en la T_4 . La inclusión de este factor en el análisis se justifica en el apartado 1.4.3.5 donde se estudia la influencia del poder calorífico del combustible en la potencia de la turbina. Meher-Homji et al. (2004) explica como el uso de un combustible con bajo PCI causará un incremento en la potencia de salida porque habrá un incremento de caudal que circula por la turbina debido al incremento del consumo de combustible, ya que no se alcanzaría la temperatura límite de entrada a la turbina.

Tabla 4.15 Resultado del análisis de regresión de la Temperatura T_4 de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

Parámetro	Estimación	Error Estándar	Valor-P
CONSTANTE	-4639,47	81,8394	0,0000
IGV	4,63987	0,52318	0,0000
IGV²	-0,02258	0,00312	0,0000
T_a	39,6813	0,48618	0,0000
T_a²	-0,06692	0,00084	0,0000
P_a	-0,05319	0,03810	0,1627
Hr	0,01043	0,00216	0,0000
PCI	-0,00128	0,00061	0,0386
HEPC	0,00217	0,00030	0,0000
HEPC²	-4,007E-07	1,61E-07	0,0132

Ilustración 4.20 Efecto de las HEPC en la T_4 en el análisis de regresión de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

En la Tabla 4.16 se muestra el análisis de regresión de la T_4 realizado en la TG1 de la CTCC2 realizado a cargas elevadas. La influencia de la temperatura y la presión en la T_4 es positiva mientras que la registrada para el PCI es negativa, como se ha estudiado en las TG de la otra central. La humedad relativa presenta una tendencia negativa cuando tiene valores bajos, siendo positiva para valores altos.

Tabla 4.16 Resultado del análisis de regresión de la Temperatura T_4 de la TG1 de la CTCC2 en el primer periodo de tiempo (10/12/2008-01/02/2010) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

Parámetros	Coefficientes	Error estándar	Valor-P
CONSTANTE	-1931,697	65,347392	0,0000
IGV	-23,45247	0,7893617	0,0000
IGV²	0,1524867	0,0047842	0,0000
T_a	29,293295	0,4272908	0,0000
T_a²	-0,050156	0,0007356	0,0000
P_a	-0,137246	0,0678099	0,0000
Hr	0,0683438	0,0028539	0,0000
PCI	-0,000439	0,0001204	0,0000
HEPC	0,0037212	0,0002946	0,0000
HEPC²	-1,49E-06	1,175E-07	0,0000

En esta ocasión la influencia de HEPC en la T_4 es despreciable, sobre todo si se tiene en cuenta que el error estándar del análisis es superior a 2 °C como ocurre en la mayoría de los análisis realizados. La Ilustración 4.21 muestra la influencia de las HEPC en la T_4 obtenida.

Ilustración 4.21 Efecto de las HEPC en la T_4 en el análisis de regresión de la TG1 de la CTCC2 en el primer periodo de tiempo (10/12/2008-01/02/2010) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

En la Tabla 4.17 se muestra el resumen de los datos de los análisis de la temperatura de entrada a la turbina realizados a cargas elevadas. En concreto se muestran los estimados de las HEPC, que son los que marcan la evolución de la T_4 con el tiempo. Además, para hacer más clara la interpretación de estos datos se ha incluido una columna en la que se muestra en qué porcentaje variaría la T_4 en condiciones ISO, tras 1000 HEPC y funcionando a plena carga. En algunos casos, este dato no es estimado, sino que es real ya que en el análisis realizado se superó este tiempo.

Tabla 4.17 Resumen de los análisis de regresión de la temperatura de entrada a la turbina funcionando a cargas elevadas

Turbina	Periodo de tiempo	HEPC	HEPC ²	% Variación
TG1 CTCC1	01/01/2011-20/09/2011	2,26E-03	-4,27E-07	0,131
	15/01/2012-20/08/2012	1,31E-02	-1,55E-05	-0,168
	20/08/2012-20/05/2013	7,19E-03	-4,84E-06	0,166
TG2 CTCC1	01/01/2011-20/09/2011	4,40E-03	-2,24E-06	0,153
	15/01/2012-20/08/2012	-2,81E-02	1,06E-04	0,058
	20/08/2012-20/05/2013	1,14E-02	-1,12E-05	0,189
TG1 CTCC2	10/12/2008-01/02/2010	3,72E-03	-1,49E-06	0,149
	01/02/2010-25/07/2011	1,32E-03	-2,11E-06	-0,055
TG2 CTCC2	10/12/2008-01/02/2010	-7,13E-04	5,14E-07	-0,014
	01/02/2010-25/07/2011	1,28E-03	-1,14E-06	0,099

Se observa que en líneas generales la temperatura de entrada a la turbina tiende a aumentar con el tiempo, pero no un aumento grande, y de esta forma intentar mitigar el efecto del ensuciamiento en la potencia de la turbina. Sin embargo, se puede comprobar que este incremento de temperatura tiene un límite, el que impone la propia turbina de gas, y es por esta razón por la que el término cuadrático de las HEPC aparece casi siempre con signo negativo, porque la T_4 tiene un máximo.

De nuevo se pueden observar singularidades que ya se distinguieron en otros análisis como la falta de datos en el análisis realizado en la TG2 de la CTCC1 en el segundo periodo de tiempo.

Finalmente, hay que resaltar que estos análisis cuentan con un error estándar bastante grande, que hace que las variaciones de la T_4 con el tiempo no sean significativas hasta superadas muchas HEPC. Además, la T_4 es una variable calculada, no medida, lo que hace que la precisión del análisis decaiga. Es por esto que la temperatura de entrada a la turbina no se puede utilizar como un dato fiable para comprobar si hay pérdidas de rendimiento, pero si como un dato orientativo.

4.1.6 Análisis del caudal másico de combustible

Tanto el análisis de la evolución del consumo de combustible como de la potencia máxima es conveniente realizarlos cada vez que se aplique el método desarrollado en esta tesis para programar las tareas de lavado *off-line*. Como ya se explicó en el Capítulo 3, estos análisis no son válidos para comprobar el ensuciamiento del compresor, ya que la pérdida de rendimiento de la TG puede ser debida a diferentes causas. No obstante, es útil comprobar la evolución del rendimiento con la finalidad de contrastar si los datos registrados anteriormente tienen sentido o pueden ser fruto de un error.

En el análisis realizado a la TG2 de la CTCC1 aparece una influencia positiva de las HEPC en el consumo de combustible durante el primer periodo de tiempo a cargas medias. En la Tabla 4.18 se comprueba que el estimado de HEPC no es muy elevado y debido al error estándar (0.172) las HEPC solo son significativas tras 2000 HEPC. La Influencia de la temperatura ambiente es positiva mientras que las de la presión ambiental y la humedad relativa son negativas. Esto es lógico, ya que al aumentar la temperatura, la densidad del aire es menor, y por lo tanto el caudal másico de aire que circula para un mismo grado de IGV también disminuye. Para contrarrestar este efecto se introduce algo más de combustible de forma que se compense el efecto.

El PCI tiene una influencia negativa en el consumo, lo cual es conforme a lo esperado ya que al tener el combustible un mayor poder calorífico, la necesidad de combustible es menor para obtener la misma energía.

En la Ilustración 4.22 se puede observar de nuevo la mejora de rendimiento del compresor a las 600 HEPC, aunque en esta ocasión es más complicado debido a la dispersión de datos.

Tabla 4.18 Resultado del análisis de regresión del caudal másico de combustible de la TG2 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga medios (VIGV = 68-78°)

Parámetro	Estimación	Error Estándar	Valor-P
CONSTANTE	-629,645	14,6357	0
Pot	-0,0180726	0,00223621	0
Pot²	0,000125961	4,8745E-06	0
T_a	4,53731	0,101806	0
T_a²	-0,00778774	0,000174984	0
p_a	-0,101205	0,00357274	0
Hr	-0,00413287	0,000279093	0
PCI	-0,000211584	3,61934E-05	0
HEPC	0,00011955	0,000013237	0

Ilustración 4.22 Efecto de HEPC en el caudal másico de combustible de la TG2 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga medios (VIGV = 68-78°)

En el análisis realizado a la TG1 de la CTCC2 en el primer periodo de tiempo a cargas elevadas se distinguen tendencias como las esperadas tras haber estudiado otros parámetros de la TG. En este caso, se aprecia un incremento moderado del consumo de combustible con HEPC que supone 0.049 kg/s extra de combustible cada mil HEPC. La influencia de las HEPC en el consumo se distingue positiva en la Ilustración 4.23, donde además se puede apreciar poca dispersión en los datos ya que el error estándar del análisis es 0.14 kg/s. La influencia del resto de parámetros es muy parecida a la influencia recogida en la CTCC1 (ver Anexo F), teniendo una influencia en el consumo positiva tanto la temperatura como la presión ambiental y negativa la humedad relativa y el PCI. No parece lógico este efecto de la presión ambiental, ya que se esperaba contrario al de la temperatura ambiente. No obstante, el efecto es muy pequeño, casi nulo, y estudiando el resto de análisis realizados (Anexo F) puede comprobarse que la influencia de la presión en el consumo es muy pequeña.

Tabla 4.19 Resultado del análisis de regresión del caudal másico de combustible de la TG1 de la CTCC2 en el primer periodo de tiempo para grados de carga elevados (VIGV > 78°)

Parámetro	Estimación	Error Estándar	Valor-P
CONSTANTE	119,475	3,0687	0,0000
Pot	0,05613	0,00622	0,0000
Pot²	-2,018E-05	1,22E-05	0,0987
T_a	-0,71360	0,02421	0,0000
T_a²	0,00124	4,15E-05	0,0000
p_a	0,02070	0,00334	0,0000
Hr	0,00133	0,00013	0,0000
PCI	-0,00037	5,598E-06	0,0000
HEPC	6,204E-05	2,70E-06	0,0000

Ilustración 4.23 Efecto de HEPC en el caudal másico de combustible de la TG1 de la CTCC2 en el primer periodo de tiempo para grados de carga altos ($VIGV > 78^\circ$)

En la Tabla 4.20 se muestra el resumen de los datos de los análisis del caudal másico de combustible realizados a cargas elevadas. En concreto se muestran los estimados de las HEPC, que son los que marcan la evolución del caudal con el tiempo. Además, para hacer más clara la interpretación de estos datos se ha incluido una columna en la que se muestra en qué porcentaje variaría el caudal másico de combustible en condiciones ISO, tras 1000 HEPC y funcionando a plena carga. En algunos casos, este dato no es estimado, sino que es real ya que en el análisis realizado se superó este tiempo.

Tabla 4.20 Resumen de los análisis de regresión del caudal másico de combustible realizados a cargas elevadas

Turbina	Periodo de tiempo	HEPC	% Incremento
TG1 CTCC1	01/01/2011-20/09/2011	1,11E-04	0,771
	15/01/2012-20/08/2012	1,31E-05	0,091
	20/08/2012-20/05/2013	2,68E-04	1,686
TG2 CTCC1	01/01/2011-20/09/2011	-1,79E-04	-1,245
	15/01/2012-20/08/2012	-2,89E-04	-2,006
	20/08/2012-20/05/2013	2,48E-04	1,719
TG1 CTCC2	10/12/2008-01/02/2010	6,20E-05	0,431
	01/02/2010-25/07/2011	-3,06E-03	-21,25
TG2 CTCC2	10/12/2008-01/02/2010	9,92E-05	0,689
	01/02/2010-25/07/2011	-1,00E-04	-0,696

Los datos que se observan en la Tabla 4.20 son conformes a lo esperado tras el estudio de otras variables como el rendimiento isentrópico del compresor. En esta ocasión, el efecto de la mejora de rendimiento en torno a las 600 HEPC en el primer periodo de

tiempo de la CTCC1 no tiene tanto efecto en la TG1, pero si tiene un claro efecto en la TG2, donde la tendencia obtenida es negativa.

Se distinguen otras tendencias negativas como la registrada en la TG2 de la CTCC1 en el segundo periodo de tiempo, que es debida a la falta de datos. También aparecen tendencias negativas en el segundo periodo de tiempo de la CTCC2. Estas tendencias negativas son engañosas ya que se deben claramente a un error en la toma de datos para el cálculo del caudal de combustible. Esta es una de las razones por las que este tipo de análisis no debe usarse en exclusiva para decidir el momento de realizar lavados *off-line*.

En el lado opuesto se sitúa el tercer periodo de tiempo de la CTCC1. Estas tendencias son exageradamente crecientes debido a una serie de datos atípicos situados al final del análisis. No obstante, eliminando estos datos atípicos, sigue manteniéndose una tendencia creciente, aunque en esta ocasión por debajo de 1 kg/s cada 1000 HEPC. El resultado que sí parece correcto de este periodo de tiempo es el de la TG2, que como ya se indicó previamente, parece que sufrió un fuerte ensuciamiento.

A la vista de los resultados, se confirma que el estudio del caudal de combustible debe ser algo orientativo pero no puede usarse como herramienta de decisión a la hora de realizar lavados *off-line* debido a la inexactitud de los datos y a que estas variaciones pueden ser debidas a otras causas que no sean el ensuciamiento del compresor.

4.1.7 Análisis de la potencia producida

Este es el último parámetro que se va a estudiar. En este análisis se va a comprobar como para cada ángulo de VIGV se produce menos potencia con las mismas condiciones ambientales.

La Tabla 4.21 muestra el resultado del análisis de regresión de la potencia de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo. En este análisis se puede comprobar que los efectos de la temperatura ambiente y la humedad relativa en la potencia son negativos, mientras que la presión tiene el efecto contrario. De nuevo merece la pena comentar que el efecto de la temperatura es negativo si se tienen en cuenta los dos términos, el lineal y el cuadrático. Esto es acorde con lo visto en el apartado 1.4.3 ya que las condiciones ambientales determinan la densidad del aire y por tanto, la turbina para un mismo ángulo de IGV, admitirá más o menos caudal en función de esta densidad.

Tabla 4.21 Resultado del análisis de regresión de la potencia de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga altos (VIGV > 78°)

Parámetro	Estimación	Error Estándar	Valor-P
CONSTANTE	-3278,55	61,2965	0
IGV	9,23862	0,425142	0
IGV²	-0,0447906	0,002538	0
T_a	21,7819	0,344436	0
T_a²	-0,0400269	0,000595	0
P_a	2,83584	0,030597	0
Hr	-0,0268099	0,001759	0
PCI	-0,0029843	0,000502	0
HEPC	-0,0026955	0,000119	0

Las HEPC tienen un efecto negativo en la potencia producida. En este caso se llegan a perder en torno a 2.7 MW de potencia tras 1000 HEPC, lo que si se considera un precio de energía de 30 €/MWh, las pérdidas funcionando un mes en estas condiciones ascenderían a 58000 €. En la Ilustración 4.24 se comprueba como este efecto no es completamente lineal, sino que se ve acentuado en las últimas HEPC.

Ilustración 4.24 Efecto de HEPC en la potencia de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga altos (VIGV > 78°)

La precisión obtenida en este análisis es alta, con un grado de explicación de la potencia por los parámetros seleccionados del 98.34 % y un error estándar de 1.35 MW.

La Tabla 4.22 muestra los resultados del primer periodo de tiempo analizado de la TG2 de la CTCC2. La precisión del análisis es muy elevada, con un error estándar de 1 MW. De nuevo las condiciones ambientales tienen el efecto esperado en la potencia, disminuyendo cuando la temperatura ambiente o la humedad relativa aumentan y

aumentando cuando la presión ambiental disminuye. Sin embargo, en esta ocasión la influencia del PCI es menor e incluso cambia de signo respecto al análisis mostrado anteriormente de la CTCC1. En el Anexo G se puede observar como la influencia del PCI suele ser negativa o casi insignificante.

Tabla 4.22 Resultado del análisis de regresión de la potencia de la TG2 de la CTCC2 en el primer periodo de tiempo (10/12/2008-01/02/2010) para grados de carga altos (VIGV > 78°)

Parámetro	Estimación	Error Estándar	Valor-P
CONSTANTE	-2811,53	25,466	0
IGV	9,17273	0,293288	0
IGV²	-0,0438617	0,00177721	0
T_a	17,6261	0,163414	0
T_a²	-0,0331507	0,000282113	0
P_a	2,68193	0,0256888	0
Hr	-0,00254368	0,00106947	0,0174
PCI	0,000565066	4,84821E-05	0
HEPC	-0,00246124	2,08575E-05	0

La Ilustración 4.25 muestra el efecto de las HEPC en la potencia. Se aprecia una clara influencia de este factor en la potencia haciéndola disminuir 2.46 MW cada 1000 HEPC.

Ilustración 4.25 Efecto de HEPC en la potencia de la TG2 de la CTCC2 en el primer periodo de tiempo (10/12/2008-01/02/2010) para grados de carga altos (VIGV > 78°)

En la Tabla 4.23 se muestra el resumen de los datos de los análisis de la potencia de la turbina realizados a cargas elevadas. En concreto se muestran los estimados de las HEPC, que son los que marcan la evolución con el tiempo. Además, para hacer más clara la interpretación de estos datos se ha incluido una columna en la que se muestra en que porcentaje variaría la potencia en condiciones ISO, tras 1000 HEPC y funcionando

a plena carga. En algunos casos, este dato no es estimado, sino que es real ya que en el análisis realizado se superó este tiempo.

Tabla 4.23 Resumen de los análisis de regresión de la potencia realizados a cargas altas

Turbina	Periodo de tiempo	HEPC	% Variación
TG1 CTCC1	01/01/2011-20/09/2011	-2,60E-03	-0,962
	15/01/2012-20/08/2012	1,3E0-03	0,480
	20/08/2012-20/05/2013	8,0E-04	0,299
TG2 CTCC1	01/01/2011-20/09/2011	-9,39E-04	-0,348
	15/01/2012-20/08/2012	1,50E-03	0,554
	20/08/2012-20/05/2013	-1,16E-03	-0,430
TG1 CTCC2	10/12/2008-01/02/2010	-3,00E-04	-0,109
	01/02/2010-25/07/2011	5,57E-04	0,205
TG2 CTCC2	10/12/2008-01/02/2010	-2,46E-03	-0,905
	01/02/2010-25/07/2011	5,10E-03	1,870

En la Tabla 4.23 se distinguen ciertos resultados diferentes a lo esperado. En el segundo y tercer periodo de la TG1 de la CTCC1 no se aprecia caída de la potencia a pesar de registrarse una caída del rendimiento isentrópico del compresor. Esto se debe a una un incremento de la potencia en torno a 500 HEPC al que no se ha encontrado justificación ya que no se corresponde con los resultados estudiados previamente.

De nuevo el segundo periodo de tiempo de la CTCC2 muestra unas tendencias diferentes a lo esperado y se justifica por unos valores de Potencia elevada al final del periodo, lo que cuadra con otros análisis realizados (ver Anexo G).

Por otro lado, en el resto de análisis se ha recogido una caída aproximada de potencia de 0.5 % cada 1000 HEPC, lo que supone aproximadamente 1.6 MW de potencia. Estas caídas son muy importantes, pudiendo suponer unos 35000 €/mes de pérdidas con un precio de venta de la energía de 30 €/MWh.

4.2 Resultados de aplicar el método de planificación de lavados

Tras haber estudiado las tendencias de los diferentes parámetros de la turbinas de gas en el apartado anterior y comprobar que efectivamente existe un deterioro con el tiempo de las prestaciones de las turbinas, se va a aplicar el método desarrollado en el Capítulo 3 a las cuatro turbinas de gas antes estudiadas con la finalidad de ver su efectividad y analizar el comportamiento del FI ante situaciones de ensuciamiento real.

Este apartado del Capítulo 4 está dividido en diferentes secciones, y en cada una de ellas se aplica el método de planificación de lavados en cada turbina de gas y se calculan la pérdida económica consecuencia del ensuciamiento y el ahorro que se hubiese obtenido lavando en diferentes momentos aplicando el método descrito en esta tesis.

4.2.1 Resultados obtenidos en la TG1 de la CTCC1

Lo primero que se presenta en esta sección es la evolución en el tiempo de los tres parámetros usados para estimar las pérdidas de prestaciones de la turbina de gas: el rendimiento isentrópico del compresor, el caudal másico de aire y la relación de compresión.

La Ilustración 4.26 muestra la evolución del rendimiento isentrópico del compresor con el tiempo. El periodo de tiempo estudiado abarca dos años y medio e incluye los periodos de tiempo estudiados en el apartado previo. La evolución del rendimiento isentrópico del compresor se ha podido representar corrigiendo los datos de rendimiento que proporciona el sistema de adquisición de datos a las siguientes condiciones:

- Ángulo de IGV: 87 °
- Temperatura ambiente: 288.15 K
- Presión ambiente: 101,325 kPa
- Humedad relativa: 60 %

En esta ilustración se aprecian unos cambios abruptos de rendimiento que se producen en los momentos en los que se realizan los lavados *off-line*. La tendencia es siempre decreciente con el paso del tiempo. El segundo periodo de tiempo entre lavados no se estudió en el apartado 4.1.1, ni en los anexos, ya que durante los 2 meses que dura hubo problemas en algunos sensores de la turbina y del compresor que hacen que los datos no fuesen fiables. Además, hubo algún problema con los álabes del compresor, lo que tuvo como consecuencia una caída importante del rendimiento y es por lo que el rendimiento tras el segundo lavado (2000 HEPC) es inferior al rendimiento tras el primer lavado (1750 HEPC) registrado. No obstante, se aprecia claramente el incremento de rendimiento que experimenta el compresor tras realizar el tercer lavado *off-line* (1800 HEPC).

Ilustración 4.26 Evolución del rendimiento isentrópico del compresor de la TG1 de la CTCC1

Aplicando la misma metodología se obtiene la evolución del caudal másico de aire con el tiempo. En la Ilustración 4.27 se aprecia de nuevo como los datos recogidos en el segundo periodo de tiempo no son correctos. Existe una recuperación excesivamente grande de caudal de aire en el primer lavado así como una caída demasiado pronunciada del mismo con el tiempo. Sin embargo, la recuperación de caudal de aire que muestran los lavados 2 y 3 sí es muy parecida a la esperada. Finalmente, como ya se vio en el estudio del caudal de aire en el apartado 4.1.2, este apenas se ve influenciado por el paso del tiempo si no que por el contrario, muestra una tendencia algo creciente en las primeras HEPC.

Ilustración 4.27 Evolución del caudal másico de aire del compresor de la TG1 de la CTCC1

La evolución en el tiempo de la relación de compresión pone de manifiesto los datos erróneos recogidos durante el periodo intermedio entre el primer y segundo lavado. No obstante, en la Ilustración 4.28 se comprueba como la tendencia de la relación de compresión con el tiempo es decreciente y como el efecto de los lavados es irregular. Este efecto irregular de los lavados *off-line* también se pone de manifiesto en el rendimiento isentrópico y el caudal másico de aire y no solo ocurre en la TG1 si no que aparece en las diferentes turbinas estudiadas. La eficacia de los lavados *off-line* no es siempre la misma ya que depende de diversos factores, como se comprobó en el Capítulo 2, y este hecho está en consonancia con los diferentes estudios ya realizados por autores como Boyce et al. (2007).

Ilustración 4.28 Evolución de la relación de compresión del compresor de la TG1 de la CTCC1

Aplicando el método desarrollado en el Capítulo 3 al primer periodo de tiempo se obtienen como resultado la curva de FI que se muestra a continuación (Ilustración 4.29). En este cálculo de FI no se ha incluido el lucro cesante para simplificar la gráfica.

Aunque parece que haya cuatro curvas distintas es una única curva. Como se explicó en el Capítulo 3, esto se debe al procedimiento de cálculo del FI en diferentes grados de carga, que se van alternando según funcione la TG y la toma en consideración de miles de puntos, lo que hace que parezca que hay cuatro curvas de FI. Por lo tanto, para interpretar estas curvas, es necesario conocer bien el procedimiento de cálculo del método aplicado. En este caso, dependiendo de la carga, se alcanza $FI = 1$ a las 400 HEPC, a las 550 HEPC, a las 750 HEPC y a las 1100 HEPC. Esto quiere decir, que antes de decidir realizar un lavado también es conveniente conocer las previsiones de funcionamiento de la central y en función de estos datos tomar la decisión de hacer un lavado off-line o no.

Ilustración 4.29 Curva de FI de la TG1 de la CTCC1 durante el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011 sin tener en cuenta el lucro cesante)

En la Ilustración 4.30 se puede comprobar la evolución del consumo extra de combustible con las HEPC y como se ve afectado el coste instantáneo. De nuevo parece como si existiesen cuatro curvas distintas, pero el razonamiento es el mismo que para el FI. Multiplicando el consumo extra de combustible por el precio del mismo se obtiene el coste instantáneo (CI). Al haber variaciones pequeñas en el precio del combustible espaciadas en intervalos amplios de tiempo, la gráfica CI vs HEPC tiene una tendencia similar a la mostrada en la Ilustración 4.30, como se comprueba en la Ilustración 4.31. Estas variaciones de precio de combustible son pequeñas y cada cierto tiempo ya que lo normal es que la empresa eléctrica compre grandes cantidades de combustibles a un precio fijo para abastecer las turbinas.

Ilustración 4.30 Evolución del consumo extra de combustible con HEPC para la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) sin tener en cuenta el lucro cesante

Ilustración 4.31 Evolución del coste instantáneo con HEPC para la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) sin tener en cuenta el lucro cesante

La Ilustración 4.32 muestra la evolución del coste medio del ensuciamiento con el tiempo sin tener en cuenta el lucro cesante. Observando esta curva, se aprecia claramente que el coste medio tiene un mínimo situado cuando el FI alcanza 1 por penúltima vez en la Ilustración 4.29. Por lo tanto, para decidir lavar, es conveniente seguir la tendencia que marca un FI de crecimiento más pequeño si se está variando la carga constantemente o seguir la tendencia de la carga a la que se funciona o se va a funcionar habitualmente.

Ilustración 4.32 Evolución del coste medio por ensuciamiento con las HEPC de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) sin tener en cuenta el lucro cesante

En la Ilustración 4.33 se muestra la representación del FI calculado aplicando lucro cesante como se explicó en el apartado 3.1.3.1. A simple vista ya se observa que en general los datos de FI son más pequeños que calculando FI sin lucro cesante, como era de esperar, por lo que de esta forma se tarda más en alcanzar $FI=1$ y en realizar lavados *off-line*. La interpretación de los datos es más complicada porque la variación del FI con el tiempo depende de una variable que oscila mucho con el paso de las horas y es la potencia que se va a producir por el precio de venta que se espera. No obstante sí se aprecia una tendencia creciente de FI que alcanzaría 1 cerca de las 1800 HEPC. Esta tendencia a su vez está repleta de FI crecientes, que se corresponden con los momentos en los que el beneficio obtenido por generar energía es pequeño. Estos momentos suelen ser próximos a las paradas o en momentos en los que la regulación de potencia es constante. A pesar de este inconveniente, se distingue razonablemente una tendencia clara que puede ser usada para tomar la decisión de realizar lavados *off-line*.

Ilustración 4.33 Curva de FI con lucro cesante de la TG1 de la CTCC1 durante el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) teniendo en cuenta el lucro cesante

A continuación se muestra la imagen del coste medio del ensuciamiento si se incluye el lucro cesante de realizar un lavado off-line. En la Ilustración 4.34 se observa claramente como la curva del coste medio difiere mucho de la curva mostrada en la Ilustración 4.32, muy parecida a la curva teórica. No obstante, sí se puede apreciar una cierta caída constante, con repuntes que se deben a la subida del precio de la energía y con caídas que al igual que ocurre con el lucro cesante, son debidas a la caída del beneficio de producir energía en las horas siguientes. También se aprecia que el coste medio es muy superior en esta ocasión al que se registró sin lucro cesante y esto es debido al alto coste que supone tener las turbinas de gas paradas. Esto hace que optimizar el momento de realizar lavados off-line sea crucial.

Ilustración 4.34 Evolución del coste medio por ensuciamiento con las HEPC de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) teniendo en cuenta el lucro cesante

Observando la gráfica del coste medio es fácil intuir que la diferencia entre lavar en el momento oportuno o no hacerlo es notable. En la Tabla 4.25 se muestran los diferentes

costes medios obtenidos a diferentes HEPC. Si el lavado off-line se hubiese realizado en el momento en que las HEPC eran 1200, esto hubiese supuesto un sobre coste de 70 €/h frente a haber lavado a las 1700 HEPC. Una cantidad nada despreciable considerando el número de horas transcurridas.

Tabla 4.24 Variación del coste medio del ensuciamiento de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) teniendo en cuenta el lucro cesante

Coste Medio [€/h]	HEPC
950	200
350	400
200	600
150	1200
100	1400
80	1700

4.2.2 Resultados obtenidos en la TG2 de la CTCC1

Aplicando el método desarrollado en el Capítulo 3 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) estudiado en la TG2 de la CTCC1 se obtiene la curva de FI (sin lucro cesante) mostrada en la Ilustración 4.35. Al igual que ocurre en la TG1, la tendencia de FI es creciente y de nuevo se aprecian varias tendencias. Cabe destacar que en este caso no se supera 1 definitivamente hasta casi el final del periodo.

Ilustración 4.35 Curva de FI de la TG2 de la CTCC1 durante el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) sin tener en cuenta el lucro cesante

El coste medio mínimo (Ilustración 4.36) se alcanza en torno a las 700 HEPC en vez alcanzarse cerca de 1400 HEPC, que es cuando FI supera definitivamente 1 y esto es debido a que el uso de la turbina de gas está situado mayoritariamente en cargas que en caso de que solo se operase en ellas, FI habría superado 1 anteriormente. También hay

que destacar que el coste medio del ensuciamiento en este caso es mayor que en la TG1, debido a que las pérdidas de rendimiento también son mayores en los primeros instantes de tiempo, ya que la tendencia registrada es algo distinta. Esto se puede observar con claridad en la Ilustración 4.37 que muestra la tendencia del coste instantáneo con las HEPC.

Ilustración 4.36 Evolución del coste medio por ensuciamiento con las HEPC de la TG2 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) sin tener en cuenta el lucro cesante

Ilustración 4.37 Evolución del coste instantáneo con HEPC para la TG2 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) sin tener en cuenta el lucro cesante

En la Ilustración 4.38 se muestra la evolución del FI con lucro cesante. De nuevo es una curva más compleja de interpretar, que tiene diversos picos a lo largo del tiempo que son debidos a momentos previos a la parada de la turbina de gas, como por ejemplo en último pico del final que es cuando se realiza el primer lavado *off-line*. Además, estos picos también son consecuencia de periodos en los que se intercalan momentos de

grandes beneficios por la generación de energía con otros menores. No obstante, si es posible distinguir una tendencia creciente con las HEPC que, mediante la aplicación de métodos estadísticos, se puede aproximar a la curva negra de la gráfica.

Ilustración 4.38 Curva de FI de la TG2 de la CTCC1 durante el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) teniendo en cuenta el lucro cesante

En la Tabla 4.25 se muestran los diferentes costes medios obtenidos a diferentes HEPC. En esta ocasión, si el lavado off-line se hubiese realizado en el momento en que las HEPC eran 1200, esto hubiese supuesto un sobrecoste de aproximadamente 50 €/h frente a haber lavado a las 1700 HEPC, algo menor de lo calculado para la TG1. No obstante, si multiplicamos este coste por 2000 horas de funcionamiento supone un sobrecoste de 100.000 €, lo que es una cantidad muy importante, sobre todo teniendo en cuenta que es el coste que se produce en una sola turbina.

Tabla 4.25 Variación del coste medio del ensuciamiento de la TG2 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) teniendo en cuenta el lucro cesante

Coste Medio [€/h]	HEPC
870	200
340	400
180	600
145	1200
120	1400
95	1700

4.2.3 Resultados obtenidos en la TG1 de la CTCC2

El procedimiento desarrollado en esta tesis de cálculo del FI también se ha aplicado con éxito a las turbinas de la CTCC2. En este apartado se muestran los resultados de la TG1 en el primer periodo de tiempo (10/12/2008 – 01/02/2010). De nuevo, se va a

empezar por mostrar el análisis de FI sin tener en cuenta el lucro cesante para ver de forma más fácil la evolución del mismo. En esta ocasión se vuelven a apreciar diferentes trayectorias del FI, que realmente es una sola, motivado por los cambios de carga a la hora de operar la TG. Se distingue claramente como el ensuciamiento tiene un efecto mayor a una determinada carga (en este caso la carga más elevada) alcanzándose $FI = 1$ a las 300 HEPC. Sin embargo, para otros tipos de carga, el FI alcanza 1 mucho más tarde, siendo la media 550 HEPC aproximadamente. Por su puesto, esto es sin tener en cuenta el lucro cesante. Además, en la Ilustración 4.39 puede observarse como a la larga los FI tienden a confluir en este caso aproximadamente a las 2200 HEPC y en $FI = 1.5$.

Ilustración 4.39 Curva de FI de la TG1 de la CTCC2 durante el primer periodo de tiempo (10/12/2008 - 01/02/2010) sin tener en cuenta el lucro cesante

En la Ilustración 4.40 se muestra la evolución del coste medio con el tiempo. Puede apreciarse que el mínimo del coste medio se alcanza aproximadamente en torno a las 550 HEPC, que es la media en la que FI alcanza 1. Se ha dado esta situación ya que la turbina de gas ha estado funcionando a diferentes cargas de forma muy equitativa. De nuevo, a la hora de tomar la decisión de lavados, habría que tener en cuenta a que carga se espera estar operando, ya que el ensuciamiento está teniendo efectos mayores o menores para cada carga. En esta ocasión en la que se está funcionando a cargas tan diversas lo más adecuado es realizar los lavados *off-line* cuando la media del FI a distintas cargas sea uno. Esto se puede programar de una forma muy sencilla ya que el método que se ha explicado en el Capítulo 3 está preparado para ello.

Ilustración 4.40 Evolución del coste medio por ensuciamiento con las HEPC de la TG1 de la CTCC2 en el primer periodo de tiempo (10/12/2008 - 01/02/2010) sin tener en cuenta el lucro cesante

Finalmente es conveniente mostrar la evolución teniendo en cuenta el lucro cesante, ya que refleja las condiciones reales de funcionamiento del método. En la Ilustración 4.41 se aprecia una trayectoria ascendente de FI, pero en esta ocasión es mucho más lenta. De nuevo se distinguen los característicos picos detectados en los momentos en los que la TG se para momentáneamente o en los que ha habido caídas importantes del precio de venta de la energía. También se puede observar como el FI es menos disperso que cuando se calcula sin lucro cesante, aunque aquí también se sigue calculando la evolución de las prestaciones del compresor en función de la carga. Finalmente se comprueba como FI supera claramente uno en el final del periodo, momento en el que se realiza el lavado. En este caso se ha superado tan claramente uno porque la parada del lavado *off-line* fue bastante más larga que las otras paradas registradas anteriormente. Es por esto que siempre se recomienda lavar intentando hacer coincidir este momento con periodos de baja producción eléctrica.

Ilustración 4.41 Curva de FI de la TG1 de la CTCC2 durante el primer periodo de tiempo (10/12/2008 - 01/02/2010) teniendo en cuenta el lucro cesante

4.2.4 Resultados obtenidos en la TG2 de la CTCC2

El último análisis que se va a mostrar en este capítulo es el que se ha realizado a la TG2 de la CTCC2 en el primer periodo de tiempo (10/12/2008 – 01/02/2010). En la Ilustración 4.42 se muestra la evolución del FI sin tener en cuenta el lucro cesante. De nuevo parece que se aprecian distintas tendencias en función del grado de carga en el que se está operando. Lo que sí que se distingue en general es que el ensuciamiento no avanza tan rápido como en la TG1 e incluso para un grado de carga determinado alcanza uno superadas las 1500 HEPC.

Ilustración 4.42 Curva de FI de la TG2 de la CTCC2 durante el primer periodo de tiempo (10/12/2008 - 01/02/2010) sin tener en cuenta el lucro cesante

Lógicamente, si el FI sin tener en cuenta el lucro cesante no crece tan rápidamente, tampoco lo hace teniéndolo en cuenta. En la Ilustración 4.43 se puede observar como el FI va creciendo lentamente con el tiempo y solo tiene unos pocos repuntes que corresponden a paradas cortas o variaciones de los precios de venta de la energía, pero que tienen poco impacto. Si se aprecia que en la última parada el repunte del FI es más elevado ya que es la parada del lavado *off-line* que se realizó a esta turbina a las 2000 HEPC.

Ilustración 4.43 Curva de FI de la TG2 de la CTCC2 durante el primer periodo de tiempo (10/12/2008 - 01/02/2010) teniendo en cuenta el lucro cesante

Por último, se puede analizar el coste medio debido al ensuciamiento si se tiene en cuenta el lucro cesante. Como se aprecia en la Ilustración 4.44, en esta ocasión las oscilaciones del coste medio no son tan elevadas como en otros análisis, en consonancia con la poca variación de FI. Además, a partir de las 1000 HEPC se nota que el descenso del coste medio se ha suavizado estando cerca de los 150 €/h aunque teniendo una ligera tendencia decreciente al igual que el FI presenta una tendencia creciente.

En esta ocasión, la diferencia entre realizar un lavado off-line a las 1000 HEPC o a las 2000 HEPC es de 60 €/h en el coste medio, lo que de nuevo supone una cantidad de dinero muy importante al año.

Ilustración 4.44 Evolución del coste medio por ensuciamiento con las HEPC de la TG2 de la CTCC2 en el primer periodo de tiempo (10/12/2008 - 01/02/2010) teniendo en cuenta el lucro cesante

Referencias Capítulo 4

- [1] EES, disponible en: www.fchart.com/ees/
- [2] Heywood J. B., 1988, Internal Combustion Engine Fundamentals, Mcraw-Hill, Madrid
- [3] Statgraphics Centurion XVI, disponible en: www.statgraphics.com
- [4] Meher-Homji, C. B. y Bromley, A., 2004, Gas Turbines Axial Compressor Fouling and Washing, Proceeding of the Thirty-Third Turbomachinery Symposium 163-192
- [5] Boyce, M. P., González, F., 2007, A Study of On-Line and Off-Line Turbine Washing to Optimize the Operation of a Gas Turbine, Transactions of the ASME 129, 114-122

Capítulo 5

CONCLUSIONES

El último capítulo de la tesis se ha estructurado en tres partes. En el primer apartado se incluyen las conclusiones y observaciones obtenidas en el desarrollo y aplicación del método para la estimación del momento de realizar lavados *off-line*. Además, en este apartado también se enumeran las principales conclusiones que se han obtenido en cuanto a la detección del ensuciamiento y su influencia en las prestaciones del compresor y la turbina de gas.

En el segundo apartado se exponen algunas conclusiones adicionales obtenidas, que aunque no forman parte del núcleo central de la tesis, tienen la relevancia necesaria para incluirlas en este capítulo.

Finalmente, en el tercer apartado se hace una presentación de las líneas futuras de trabajo que pueden derivarse a partir del trabajo expuesto anteriormente.

5.1 Conclusiones principales

5.1.1 Conclusiones sobre el método de planificación de lavados *off-line* desarrollado en esta tesis

En el Capítulo 3 se presentó un método para planificar lavados *off-line* complementario e innovador con los que ya existían planteados por diferentes autores en los últimos años (Gülen et al. (2002), Aretakis et al. (2012), etc.). La ambición de este trabajo ha sido crear un método de planificación que contase con una serie de posibles mejoras encontradas tras estudiar los métodos de planificación de otros autores.

Una de las principales características del método presentado en el Capítulo 3 y que alguno de los trabajos estudiados no contemplan o no tienen desarrollado en profundidad, es el cálculo de la fecha de lavado en tiempo real. El sistema de cálculo de esta tesis permite descargar datos de las centrales en intervalos de tiempo muy pequeños (de 1 a 5 minutos) procesarlos, calcular un denominado “Factor de Ensuciamiento” FI y si se desea, hacer previsiones a futuro. En el apartado 4.2 se presentaron los resultados de aplicación directa del método a cuatro turbinas de gas de diferentes centrales. Estos resultados, a pesar de que el método se aplicó sobre datos históricos, se han conseguido simulando el cálculo como si se hiciese en tiempo real. Además, en el Anexo H se pueden observar más cálculos que se hicieron en tiempo real en algunas centrales. En todas las turbinas fue posible implementar este método que, debido su simplicidad operacional, es capaz de correr en un procesador de gama baja Intel Pentium T4300 y

programado en macros de Excel 2007. Este dato es importante, ya que no es necesario tener grandes procesadores o ejecutarlo en lenguajes de programación muy avanzados, lo que garantiza el funcionamiento en cualquier equipo de centrales eléctricas y la posibilidad de reducir si se desea los tiempos de descarga.

Las ventajas de la planificación en tiempo real son obvias. La principal de ellas es que los datos obtenidos están siempre actualizados. Se pueden observar cambios de tendencia en el ensuciamiento como por ejemplo, caídas del rendimiento isentrópico del compresor más suaves a partir de ciertas HEPC. Estudiar la evolución en el tiempo ayuda a evitar la toma de decisiones precipitadas, lo que repercute en un ahorro económico importante, como se comprobó en la Tabla 4.24 o en la Tabla 4.25.

Tras las diferentes pruebas realizadas, se puede concluir que el método desarrollado ha sido un éxito en cuanto a los tiempos de trabajo y el cálculo en tiempo real.

En esta tesis también se ha tratado de aislar las pérdidas por ensuciamiento lo máximo posible de otro tipo de pérdidas o factores que influyen en las prestaciones del conjunto de la turbina de gas. Hasta ahora, la mayoría de los trabajos presentados basaban sus planificaciones de lavado *off-line* en la evolución de la potencia máxima producida y del heat rate de la turbina. Sin embargo, ya se explicó que las prestaciones de las turbinas de gas no solo se ven influenciadas por el ensuciamiento del compresor, sino que también pueden influir otros factores como: pérdidas de prestaciones de la turbina, pérdida de rendimiento mecánico, etc. También pueden estar enmascarando los resultados del ensuciamiento si se realizan tareas de mantenimiento en otros componentes de la central, de forma que el rendimiento del conjunto de la turbina aumente e imposibilitando la detección del ensuciamiento.

Para tratar de solventar estos problemas se decidió diseñar un sistema que permitiese estudiar la evolución de tres parámetros del compresor: el rendimiento isentrópico, el caudal másico de aire y la relación de compresión. Estos son los factores que caracterizan el funcionamiento del compresor, como se puede observar en la mayoría de literatura estudiada (Lakshminarasimha et al. (1994), Seddigh et al. (1990), Diakunchak (1991), Meher-Homji et al. (2001)). Además, se ha conseguido extrapolar las pérdidas de las prestaciones del compresor a las pérdidas de prestaciones del conjunto de la turbina de gas utilizando software específico, en este caso GASTurb 11 [7]. La aplicación de este método ha sido exitosa debido a las comprobaciones realizadas aplicando el sistema desarrollado en diferentes condiciones de trabajo con las simulaciones realizadas con GASTurb11 [7], alguna de ellas presentadas en el apartado 3.2. No obstante, este método es laborioso y debe realizarse para cada turbina de forma individual, por lo que una de las líneas futuras que se sugerirá en el apartado 5.3 es la inclusión en el programa de un método para establecer estas relaciones entre las prestaciones del compresor y las prestaciones de la turbina de gas de forma automática.

En el método desarrollado en esta tesis también se ha conseguido eliminar el efecto de las condiciones ambientales aplicando factores de corrección. La obtención de los factores de corrección se explicó en detalle en el Capítulo 3 y está basada en la realización de análisis de regresión. El método utilizado es sencillo y fácil de programar, por lo que es idóneo para este programa. Se ha comprobado la validez y efectividad del método, ya que los resultados obtenidos en todos los análisis muestran que los efectos de las condiciones ambientales en las prestaciones del compresor son muy parecidos.

También se ha conseguido con éxito el desarrollo de un método que no necesita de un histórico de lavados para conocer las tendencias del ensuciamiento o el comportamiento de la turbina. Desde el primer análisis realizado en las turbinas se ha podido calcular el momento idóneo de lavado y el coste económico que estaba suponiendo el ensuciamiento. Esto se debe a que este método es muy dinámico y constantemente está recalculando la tendencia de FI y los costes económicos que el ensuciamiento ha provocado. Otra de las ventajas de este método radica en que se adapta al cambio de condiciones de la turbina. Si, por ejemplo, se ha realizado una revisión de elementos de la turbina que conlleva un incremento de rendimiento de la misma, no es necesario realizar análisis adicionales ya que el FI se calculará teniendo en cuenta de forma automática estos cambios.

El método de esta tesis también elude simplificaciones en el cálculo de los costes económicos. En todo momento se mide la caída de prestaciones del compresor y se extrapola a la turbina de gas. Esto tiene una desventaja que ya se observó en el Capítulo 4 y es que la curva de FI es más complicada de interpretar; sin embargo, el cálculo es preciso y exacto y facilita el estudio de la evolución del ensuciamiento, ya que no es siempre igual.

Con el método desarrollado en esta tesis se ha comprobado que existe una pérdida de prestaciones del compresor debida al ensuciamiento. La evolución de la pérdida de prestaciones no es siempre la misma, varía en la mayoría de los periodos. Como ya se explicó, la evolución del ensuciamiento depende de muchos factores como: las condiciones ambientales, la calidad del aire, el estado de los filtros... Por lo tanto es lógico que ya que el ensuciamiento no es siempre el mismo, haya que diseñar un método de cálculo dinámico, que vaya estudiando la evolución del ensuciamiento en cada etapa. No obstante, es interesante estudiar el ensuciamiento y analizar los puntos en común de cada periodo estudiado, de forma que se consiga predecir el deterioro del compresor y adelantarse a los problemas que puedan surgir. Además, también es importante conocer las tendencias, para que en caso de que haya grandes desviaciones frente a lo esperado, poder identificar si existe algún problema adicional a parte del ensuciamiento. Por ejemplo, el deterioro de un álabe del compresor conlleva una pérdida de prestaciones inmediata que repercute en el cálculo de FI, aumentándolo de forma muy rápida. Si se

conoce la evolución normal del ensuciamiento se puede evitar confundir este tipo de problemas con ensuciamiento.

A continuación se van a describir algunas de las principales conclusiones de las tendencias del ensuciamiento:

- a) La pérdida de prestaciones del compresor es muy rápida en los primeros momentos tras el lavado *off-line*. Este hecho se ha podido comprobar en todos los análisis y se recoge en los datos de las tablas resumen del Capítulo 4. En estas tablas se recoge un periodo de la CTCC1 en el que hay muy pocas HEPC. La caída de las prestaciones es pequeña, pero si se extrapolase la tendencia de las primeras horas tras el lavado a periodos de tiempo más largos, la caída del rendimiento del compresor sería enorme. Por ejemplo, si se toman en consideración los datos recogidos en el tercer periodo de tiempo (20/08/2012 - 20/05/2013) de funcionamiento de la TG1 de la CTCC1 la caída del rendimiento isentrópico tras 300 HEPC es tan elevada que si se extrapolase a 1000 HEPC sería del 3 %. Sin embargo, las mediciones hechas transcurridas 1000 HEPC reflejan una caída de únicamente 1 %.
- b) A diferencia de los estudios de diferentes autores que se presentan en el Capítulo 2, no se ha detectado de forma regular una disminución clara del caudal másico de aire con el tiempo (ver Ilustración 5.1). Este hecho puede responder en parte a que el cálculo del caudal másico de aire del compresor es se hace internamente por el sistema de adquisición de datos y no se ha tenido posibilidad de hacer uno propio. También es posible que en estas turbinas la caída de caudal másico de aire no sea tan pronunciada como se explica en la literatura estudiada.

Ilustración 5.1 Efecto de las HEPC en el caudal másico de aire en el análisis de regresión de la TG2 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

- c) Se han detectado unas caídas claras del rendimiento isentrópico del compresor. Estas caídas se encuentran dentro de los rangos marcados por otros autores en la literatura estudiada.
- d) Según los estudios realizados, también se ha encontrado una tendencia generalizada de aumento de la temperatura de salida del compresor con el tiempo. Por lo tanto, para las turbinas estudiadas, este parámetro puede ser un indicador de ensuciamiento aunque no se incluya en el cálculo del FI.
- e) Según los estudios realizados, si no se tiene en cuenta el cálculo del lucro cesante a la hora de planificar los lavados *off-line*, las HEPC en las que debe realizarse oscilan en torno a las 600 HEPC para los casos analizados en esta tesis y esto no tiene porqué ser extrapolable para otras turbinas de gas.

Si se tiene en cuenta el lucro cesante, el momento idóneo del lavado se retrasa hasta las 2500 HEPC aproximadamente. Desafortunadamente, no se disponen de intervalos tan grandes entre lavados *off-line* en el histórico de datos estudiados, por lo que las HEPC se han estimado haciendo previsiones a futuro.

- f) Se ha comprobado que es más preciso el estudio de la evolución de las prestaciones del compresor si se hace separando por intervalos de carga. Esta precisión tiene una contrapartida y es que el FI es más difícil de interpretar. También, a la hora de tomar decisiones es necesario hacer una estimación de la carga a la que se desea operar ya que la evolución del FI es distinta para cada uno de ellos. Aunque no sea intuitivo, es lógico que el FI evolucione de forma distinta a diferentes cargas ya que con la regulación de los IGV puede considerarse un compresor distinto para cada ángulo. El efecto de la disposición de las partículas de polvo adheridas en las superficies internas del compresor en sus prestaciones depende en parte de los triángulos de velocidad que el compresor tiene en cada grado de carga.

5.2 Conclusiones adicionales

En este segundo apartado se va a hacer un repaso del efecto de las condiciones ambientales en los parámetros del compresor estudiados. Como es lógico, es necesario que los resultados obtenidos sean los esperados según la teoría que se repasó en el Capítulo 1 ya que de lo contrario el método desarrollado en estas tesis carecería de validez.

5.2.1 Efecto de la temperatura ambiental

Como se explicó en el Capítulo 1, el incremento de la temperatura ambiente implica una caída de densidad del aire, lo que hará que el caudal de aire que atraviesa el compresor

disminuya. Esto se puede comprobar en la Ilustración 4.8 que es el resultado del análisis realizado en la TG2 de la CTCC2.

También se comprobó que el aumento de la temperatura ambiente hacía aumentar el rendimiento isentrópico del compresor, alcanzándose un máximo en torno a los 300 K. La Ilustración 4.2 muestra el resultado del análisis realizado en la TG1 de la CTCC1.

Por último, el efecto de la temperatura ambiente en la relación de compresión es negativo, como ya se vio en el Capítulo 1 y como se muestra en la Ilustración 4.13, obtenida del análisis realizado en la TG1 de la CTCC1.

5.2.2 Efecto de la presión ambiental

El efecto de la presión ambiental es positivo en el caudal másico de aire, como se explicó en el Capítulo 1, por lo tanto, cualquier análisis en el que un incremento de presión no acabase en un incremento del caudal másico no puede considerarse válido. En todos los análisis realizados se ha obtenido este resultado. Un ejemplo es el que se muestra en la Ilustración 4.9, correspondiente a un análisis de la TG2 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo donde hay un incremento del caudal de aire 6.8 k/s por cada 1000 Pa que aumenta la presión ambiental.

La presión ambiental tiene que tener un efecto positivo en el rendimiento isentrópico del compresor, sin embargo, este efecto no es tan significativo como el producido en el caudal másico de aire. En los análisis realizados en esta tesis se han obtenido resultados similares a los esperados en el Capítulo 1. En el caso del análisis realizado a la TG2 de la CTCC2 en el segundo periodo de tiempo (10/12/2008 - 01/02/2010), en el que hay un incremento de aproximadamente 0.05 % por cada 1000 Pa de aumento en la presión ambiental.

Finalmente la presión ambiental apenas tiene ningún efecto en la relación de compresión. En los análisis que se han realizado, este hecho se pone de manifiesto en todos ellos, registrándose variaciones de la relación de compresión entorno al 0.01 % por la variación de 1000 Pa de presión ambiental. Además, esta influencia no tiene un solo signo, si no que en ocasiones es positiva y en ocasiones negativa, siendo la mayoría de las veces positiva.

5.3 Líneas futuras

A pesar de dar por cumplidos todos los objetivos planteados al inicio de la tesis, durante el transcurso de la misma han ido surgiendo nuevas vías de continuación de la tesis. En este apartado se van a enumerar las que el autor considera principales.

- a) Como se mencionó en el apartado 5.1, este método tiene su principal dificultad en el cálculo del efecto de las variaciones de prestaciones del compresor en la

turbina de gas. Este cálculo se ha hecho haciendo simulaciones con software específico (GASTurb11 [7]) de turbinas de gas con las que se ha trabajado, pero no deja de ser un método muy laborioso. Una de las líneas de desarrollo de esta tesis que más impulsaría la autonomía del método de programación de lavados *off-line* es el desarrollo de un software propio que sea adaptable a cada turbina de gas en la que se quiera implantar este sistema. Este nuevo software debe ser capaz, tras un periodo de análisis de los datos recogidos en diferentes sensores de la turbina, de relacionar perfectamente las prestaciones del compresor (rendimiento isentrópico, caudal másico de aire y relación de compresión) con las prestaciones de la turbina de gas (rendimiento y potencia producida). Esta relación debe encontrarse mediante la combinación de las fórmulas termodinámicas que rigen el comportamiento de la turbina de gas y de cálculos estadísticos para el análisis de datos.

- b) En línea con el punto anterior, también sería de gran utilidad desarrollar un software propio que además relacione las pérdidas en la turbina de gas, con las pérdidas en un ciclo combinado. Esta línea de investigación es mucho más ambiciosa, ya que no solo hay que contar con las variaciones del rendimiento y la potencia producida por las turbina de gas, sino también con variables como la temperatura de salida de la turbina, disposiciones del ciclo combinado, efectos de las condiciones ambientales en el ciclo combinado... No obstante, desarrollar esta vía sería de gran importancia ya que en la producción de energía, un buen número de turbinas de gas se encuentran instaladas en ciclos combinados.
- c) Otro desarrollo a futuro sería hacer la adaptación de este método a turbinas de gas destinadas a la aviación. Este sector sigue creciendo y desarrollándose y hacer el método de programación de lavados versátil para turbinas de aviación sería muy interesante.
- d) Otra vía de investigación muy interesante sería evaluar nuevos métodos estadísticos, diferentes de la regresión, que pudiesen calcular de forma más eficaz la degradación del compresor por el ensuciamiento y la relación del mismo con diferentes parámetros de la turbina de gas.
- e) También es muy interesante plantearse la aplicación de este método para el mantenimiento de otro tipo de máquinas como las bombas, turbinas de vapor... o partes de las centrales como el ensuciamiento de los filtros de aire o de conductos de salida de gases. Incluso puede aplicarse a otras instalaciones industriales, ya que este método de programación de lavados no deja de ser un método de mantenimiento basado en la estadística y el análisis de datos.

Referencias Capítulo 5

- [1] Gülen, S. C., Griffin, P. R. y S. Paolucci, 2002, Real-time on-line performance diagnostics of heavy-duty industrial gas turbines, J Eng Gas Turbines Power 124, 910-921.
- [2] Aretakis, N., Roumetiotis, I., Doumouras, G. y Mathioudakis, K., 2012, Compressor Washing Economic Analysis and Optimization for Power Generation, Applied Energy 95, 77-86.
- [3] Lakshminarasimha, A. N., Boyce, M. P. y Meher-Homji, C. B., 1994, Modeling and analysis of gas turbine performance deterioration, J Eng Gas Turbines Power 116, 46-52.
- [4] Seddigh, F., Savaranamuttoo, H. I. H., 1990, A proposed Method for Assessing the Susceptibility of Axial Compressors to Fouling, ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress, No 90-GT-348
- [5] Diakunchak, I. S., 1991, Performance Deterioration in Industrial Gas Turbines, ASME Paper No. 91-GT-228.
- [6] Meher-Homji, C. B., Chaker, M. A. y Motiwala, H. M., 2001, Gas Turbines Performance Deterioration, Proceeding of the 30TH Turbomachinery Symposium 139-176
- [7] GasTurb11, disponible en: www.gasturb.de/index.html

REFERENCIAS

Aker, G. F., Savaranamuttoo, H. I. H., 1988, Predicting Gas Turbine Performance Degradation Due to Compressor Fouling Using Computer Simulation Techniques, ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress, Amsterdam (Holland), No 88-GT-206.

Aretakis, N., Roumetiotis, I., Doumouras, G. y Mathioudakis, K., 2012, Compressor Washing Economic Analysis and Optimization for Power Generation, Applied Energy 95, 77-86.

Bagshaw, K. W., 1974, Maintaining Cleanliness in Axial Flow Compressors, First Gas Turbine Operations and Maintenance Symposium, National Research Council, Canada.

Bammert, K., Sonnenschein, H., 1967, Der Einfluss verdickter and verduennter Turbinenschaufeln auf die Gittereigenschaften, Arch. Eisenhuettenwesen 38, 287-299.

Bemporad A. and Morari, M., 1999, Control of Systems Integrating Logic, Dynamics and Constraints. Automatica, 35(3) 407-427

Bird J., and Grabe W., 1991, Humidity Effects on Gas Turbine Performance, ASME Paper No. 91-GT-329.

Boelcs, A., Sari, O., 1988, Influence of Deposit on the flow in a Turbine Cascade, TransASME, J.Turbo 110, 512-519.

Bons, J. P., 2010, A Review of Surface Roughness Effects in Gas Turbines, Journal of Turbomachinery 132, 021004-1-16

Borguet, S., and Leonard, O., 2008, A Generalized Likelihood Ratio Test for Adaptive Gas Turbine Health Monitoring, ASME Paper No. GT2008- 50117.

Boyce, M. P., González, F., 2007, A Study of On-Line and Off-Line Turbine Washing to Optimize the Operation of a Gas Turbine, Transactions of the ASME 129, 114-122

Boyle, R. J., 1994, Prediction of Surface Roughness and Incidence Effects on Turbine Performance, TransASME J. Turbo 116, 745-751

Bromley, A. F., Meher-Homji, C. B., 2004, Gain a Competitive Edge With a Better Understanding of GT Compressor Fouling Washing, Comb. Cycl. J. (CCJ), PSI Media; Fourth Quarter, 37-41.

Brooks, F. J., 2006, GE Gas Turbine Performance Characteristics, GE Report

Chaker, M., Meher-Homji, C. B., Mee, T. R. III and Nicolson, A., 2001, Inlet Fogging of Gas Turbine Engines – Detailed Climatic Evaluation of Gas Turbine Evaporative Cooling Potential, ASME International Gas Turbine and Aeroengine Conference, New Orleans (Louisiana), ASME Papers 2001-GT-526

- Christoph, P. L., Christoph, S. and Lutz, D., 2004, Performance Benefits Using Siemens Advanced Compressor Cleaning System, ASME J. Eng. Gas Turbines Power, 126, 763–769.
- Cloyd, S.T. and Harris, A. J., 1995, Gas Turbine Performance – New Application and Test Correction Curves, ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress, Houston, Texas, ASME Paper 95-GT-167
- De Sa, A. y Al Zubaidy, S., 2011, Gas Turbine Performance at Varying Ambient Temperature, Applied Thermal Engineering 31, 2735-2739
- Demircioglu, S., 2008, Detail Analysis of Compressor On-Line Wash Impact in the Gas Turbine Performance, Master thesis, FH Offenburg, Offenburg, Germany.
- Diakunchak, I. S., 1991, Performance Deterioration in Industrial Gas Turbines, ASME Paper No. 91-GT-228.
- Diakunchak, I.S., 1992, Performance deterioration in industrial gas turbines, J. Eng. Gas Turbines Power 114,161–168.
- Dundas, R. E., 1986, A Study of the Effect of Deterioration on Compressor Surge Margin in Constant Speed, Single Shaft Gas Turbines, ASME Gas Turbine, ASME Paper No 86-GT-177.
- EES, disponible en: www.fchart.com/ees/
- Fabbri, A., Traverso, A., and Cafaro, S., 2011, Compressor Performance Recovery Systems: a New Thermoeconomic Approach, ASME Paper No. GT2011-45121.
- Faddeon, C.J., 1999, Effective Compressor Cleaning as a Result of Scientific Testing and Field Experience, Powergen Europe, Brussels (Belgium).
- Felix, P. C., Strittmatter, W., 1979 , Analysis on Air Pollution on the Erection Site of a Brown Boveri Gas Turbine, Brown Boveri Review 66, 97-103.
- GasTurb11, disponible en: www.gasturb.de/index.html
- Gülen, S. C., Griffin, P. R. y S. Paolucci, 2002, Real-time on-line performance diagnostics of heavy-duty industrial gas turbines, J Eng Gas Turbines Power 124, 910-921.
- Haq, I., and Saravanamuttoo, H., 1991, Detection of axial compressor fouling in high ambient temperature conditions, American Society of Mechanical Engineers, pag 9.
- Haub, G. L., and Hauhe, W. E. Jr., 1990, Field Evaluation of On Line Compressor Cleaning in Heavy Duty Industrial Gas Turbines, ASME Paper No. 90-GT-107.
- Heywood J. B., 1988, Internal Combustion Engine Fundamentals, Mcraw-Hill, Madrid

Hindle, E., Van Stone, R., Brogan, C., Ken Dale, J. V., and Gibson, N., 2006, A Prognostic and Diagnostic Approach to Engine Health Management, ASME Paper No. GT2006-90614.

Hoeft, R. F., 1993, Heavy Duty Gas Turbine Operating and Maintenance Considerations, GE I&PS.

Hovland, G. y Antoine, M., 2004, Economic Optimization of Gas Turbine Compressor Washing, AUPEC

Howell, A. R. and Calvert, W. J. A., 1978, New Stage Stacking Technique for Axial Flow Compressor Performance Prediction, 100, 698-703.

Hysdel, 2002, “The Hybrid Systems Project”, ETH Zürich, <http://control.ee.ethz.ch/~hybrid>

Igie, U., Pilidis, P., Fouflias, D., Ramsden, K., and Lambart, P., 2011, On-Line Compressor Cascade Washing for Gas Turbine Performance Investigation, ASME Paper No. GT2011-46210.

Ingistov, S., 2001, Interstage Injection System for Heavy Duty Industrial Gas Turbine Model 7EA, ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress, New Orleans (Louisiana), ASME Paper 2001-GT-407.

Ingistov, S., Meredith, G., Sulda, E., 2000, Brush Seals for No. 3 Bearing of a Model 7EA Gas Turbine, ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress, Munich (Germany), ASME Paper 2000-GT-558.

Jordal, K., Assadi, M. y Genrup, M., 2002, Variations in Gas-Turbine Blade Life and Cost due to Compressor Fouling, Int. J. Applied Thermodynamics 5, 37-47

Kind, R. J., Serjak, P. J., Abbott, M. W. P., 1996, Measurements and Predictions of the effects of Surface Roughness on Profile Losses and Deviation in a Turbine Cascade, ASME Paper, 96-GT-203.

Kolkman, H., 1993, Performance of gas turbine compressor cleaners, : Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Transactions of the ASME, Vol. 115, No. 3, 674-677.

Kulle, V., 1974, Gas turbine blade cleaning at Alberta gas trunk line, Gas Turbine Operation and Maintenance Symposium edition, In N.R.C. of Canada.

Kurz, R. and Brun, K., 2007, Gas Turbine Tutorial – maintenance and operating practices effects on degradation and life. In Proceedings of the 36th Turbomachinery Symposium, Texas A&M University, Houston, 11–13

Kurz, R. y Brun, K., 2001, Degradation in gas turbine systems. J Eng Gas Turbines Power, 70-77

- Kurz, R. y Brun, K., 2009, Degradation of gas turbine performance in natural gas service, *Journal of Natural Gas Science and Engineering* 1, 95-102
- Kurz, R., and Brun, K., 2011, Fouling Mechanisms in Axial Compressors, ASME Paper No. GT2011-45012.
- Kurz, R., Brun, K., Wollie, M., 2008. Degradation effects on industrial gas turbines, ASME paper GT2008-50020.
- Lakshminarasimha, A. N., Boyce, M. P. y Meher-Homji, C. B., 1994, Modeling and analysis of gas turbine performance deterioration, *J Eng Gas Turbines Power* 116, 46–52.
- Leusden, C. P., Sorgenfrey, C. and Dummel, L., 2003, Performance benefits using Siemens advanced compressor cleaning system, Germany (Siemens AG Power Generation), Vol. 1 at Atlanta, Georgia (USA); American Society of Mechanical Engineers, USA, 793-801.
- Marson, E., 1992, Effect of Manufacturing Deviations on Performance of Axial Flow Compressor Blading, ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress, Cologne, Germany, ASME Paper 92-GT-326
- Mathioudakis, K. and Tsalavoutas, T., 2002, Uncertainty Reduction in Gas Turbine Performance Diagnostics by Accounting for Humidity Effects, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol 124, 801-808.
- Meher-Homji, C. B. and Mee, T. R. III, 1999, Gas Turbine Power Augmentation by Fogging of Inlet Air, *Proceedings of the Twenty-Eighth Turbomachinery Symposium*, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M university, College Station, Texas, pp 93-114
- Meher-Homji, C. B. and Mee, T. R. III, 2000, Inlet Fogging Gas Turbine Engines – Part A: Theory, Psychrometrics and Fog Generation and Part B: Practical Considerations of Control and O&M Aspects, ASME Turbo Expo 2000, Munich (Germany), ASME Papers 2000-GT-307 and 2000-GT-308
- Meher-Homji, C. B. y Bromley, A., 2004, Gas Turbines Axial Compressor Fouling and Washing, *Proceeding of the Thirty-Third Turbomachinery Symposium* 163-192.
- Meher-Homji, C. B., Chaker, M. A. y Motiwala, H. M., 2001, Gas Turbines Performance Deterioration, *Proceeding of the 30TH Turbomachinery Symposium* 139-176
- Misra, K.B., 1992, *Reliability Analysis and Prediction: A Methodology Oriented Treatment*, Elsevier Science, Amsterdam.
- Morillo De Hart, L., 1994, Performance Diagnostic of RR Avon Engines Using Gas Path Analysis, MSc Thesis, Cranfield University (UK).

- Mund, F. C. and Pilidis, P., 2006, Gas turbine compressor washing: historical developments, trends and main design parameters for online systems, *J. Eng. Gas Turbines Power*, 128, 344–353.
- Mustafa, Z., 2006, Analysis of Droplets in Compressor Gas Turbines, PhD Thesis, Cranfield University (UK).
- Naga, P. y Achutha, V. N., 2008, An Optimal Maintenance Policy for Compressor of Gas Turbine Power Plant, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 130, 021801-5
- Ogaji, S. O. T., Sampath, S., Singh, R. and Probert, S. D., 2002, Parameter Selection for Diagnosing a Gas-Turbine’s Performance-Deterioration, *Appl. Energy*, 73, 25–46.
- Ogbonnaya, E. A., 2011, Gas Turbines Performance Optimization using Compressor Online Water Washing Technique, *Engineering*, 3, 500-507
- Pérez C., 1998, Métodos estadísticos con Statgraphics para Windows, Técnicas básicas, First ed., RA-MA, Madrid
- Puggina, N., and Venturini, M., 2012, Development of a Statistical Methodology for Gas Turbine Prognostics, *ASME J. Eng. Gas Turbines Power*, 134(2), p. 022401.
- Rao, P. N. S. and Naikan, V. N. A., 2006, Generalized Condition-Based Preventive Maintenance Policy for Markov Deteriorating Systems, *Int. J. Performability Engineering*, 2(2), 175–189.
- Roemer, M. J., Bridgton, C. S., Kacprzyński, G. J., and Vachtsevanos, G., 2006, An Overview of Selected Prognostic Technologies With Application to Engine Health Management, ASME Paper No. GT2006-90677.
- Sánchez, D., Chacartegui, R., Becerra, J. A. y Sánchez, T., 2009, Determining Compressor Wash Programmes for Fouled Gas Turbines, *Journal of Power and Energy* 223, 467-476.
- Scheper, G. W., Mayoral, A. J. and Hipp, E. J., 1978, Maintaining gas turbine compressors for high efficiency, *Power Engineering*.
- Schneider, E., Bussjaeger, S. D., 2010, Analysis of Compressor On-Line Washing to Optimize Gas Turbine Power Plant Performance, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 132, 062001-1-7
- Scott, J. N., 1979, Axial compressor monitoring by measuring depression, In N.R.C. of Canada edition, 3rd Symposium of Gas Turbine Operations and Maintenance, Canada.
- Seddigh, F., Savaranamuttoo, H. I. H., 1990, A proposed Method for Assessing the Susceptibility of Axial Compressors to Fouling, ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress, No 90-GT-348.

- Singh, D., 1996, Simulation of Performance Deterioration in Eroded Compressor, American Society of Mechanical Engineering.
- Stalder, J. P. and van Oosten, 1994, P., Compressor Washing Maintains Plant Performance and Reduces Cost of Energy Production, ASME Paper No. 94- GT-436.
- Stalder, J. P., 1998, Gas Turbine Compressor Washing State of the Art – Field Experiences, ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress, Stockholm (Sweden), ASME Paper 1998- GT-420.
- Stalder, J. P., 2001, Gas Turbine Compressor Washing State of Art: Field Experiences, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 123, 363-370.
- Statgraphics Centurion XVI, disponible en: www.statgraphics.com
- Syverud, E. and Bakken, L., 2005, Online water wash tests of GE J85-13, ASME Turbo Expo.
- Syverud, E., 2007 Axial Compressor Performance Deterioration and Recovery through Online Washing, Norwegian University of Science and Technology, PhD Thesis
- Tabakoff, W., 1986, Compressor Erosion and Performance Deterioration, AIAA/ASME 4th Joint Fluid Mechanics, Plasma Dynamics, and Laser Conference, Atlanta, GA, May 12–14.
- Tabakoff, W., Lakshminarasimha, A. N., Pasin, M., 1990, Simulation of Compressor Performance Deterioration Due to Erosion, ASME J. Eng. Gas Turbines Power, 112 (1).
- Tarabrin, A. P., Bodrov, A. I., Schurovsky, V. A., Stalder, J. P., 1996, An Analysis of axial Compressor Fouling and a Cleaning Method of Their Blading, ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress, Birmingham (UK), No 96-GT-363.
- Tarabrin, A. P., Schurovsky, V. A., Bodrov, A. I., Stalder, J. P., 1998, An analysis of axial compressor fouling and a blade cleaning method, J. Turbomach 120, 256–261.
- Tatge, R. B., Gordon, C. R., Conkey, R. S., 1980, Gas Turbine Inlet Filtration in Marine Environments, ASME Paper, No 80-GT-174.
- Upton, A. W. J., 1974, Axial Compressor and Turbine Blade Fouling Some Causes, Effects and Cleaning Methods, Gas Turbine Operations and Maintenance Symposium edition, National Research Council Canada (Canada)
- Veer, T., Haglerod, K. K., Bolland, O., 2004, Measured Data Correction for Improved Fouling and Degradation Analysis of Offshore Gas turbines, ASME/IGTI TURBOEXPO Conference

Venturini, M., Therkorn, D., 2013, Application of a Statistical Methodology for Gas Turbine Degradation Prognostics to Alstom Field Data, Journal of Engineering Gas Turbines and Power, ASME Paper Vol 135 / 091603-1

Vigueras, M. O., 2007, Analysis of gas turbine compressor fouling and washing online, Cranfield University School of Engineering, PhD Thesis.

Watson, M. J., Smith, M. J., Kloda, J., Byington, C. S., and Semega, K., 2011, Prognostics and Health Management of Aircraft Engine EMA Systems, ASME Paper No. GT2011-46537.

Wilkinson, P. and Shark, L.K., 2004, Automatic monitoring of gas turbine air intakes using colour imaging techniques, Insight: Non-Destructive Testing and Condition Monitoring, Vol. 46, No. 2, 94-97.

www.monografias.com/trabajos30/regresion-multiple/regresion multiple.shtml

Zaba, T., 1980, Losses in gas Turbines Due to Deposits on the Blading, Brown Boveri Review, 12-80, 715-722

Zaba, T., Lombardi, P., 1984, Experience in the Operation of Air Filters in Gas Turbine Installation, ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress, ASME Paper No 84-GT-39.

Zwebek, A. and Pilidis, P., 2003, Degradation effects on combined cycle power plant performance – Part II: steam turbine cycle component degradation effects, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 125, 658-663.

Zwebek, A. and Pilidis, P., 2004, Degradation Effects on combined cycle power plant performance - Part III: gas and steam turbine component degradation effects, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 126, 306-315.

Zwebek, A. y Pilidis, P., 2002, Degradation effects on combined cycle power plant performance – Part I: gas turbine cycle component degradation effects, J Eng Gas Turbines Power 125, 651-657.

Zwebek, A. y Pilidis, P., 2003, Degradation effects on combined cycle power plant performance – Part I: gas turbine cycle component degradation effects, J Eng Gas Turbines Power 125, 651-657.

ANEXOS

A. Estudio del rendimiento isentrópico del compresor

Tabla Anexo A.1 Resultado del análisis de regresión del rendimiento isentrópico del compresor de la TG1 de la CTCC1 en el segundo periodo de tiempo (15/01/2012 y 20/08/2012) para grados de carga elevados (VIGV > 78°)

Parámetro	Estimación	Error Estándar	Valor-P
CONSTANTE	-0,8146	0,2289	0,0004
IGV	0,0109	0,0000	0
IGV²	-6,99E-05	1,25E-06	0
T_a	0,0081	0,0016	0
T_a²	-1,28E-06	2,66E-06	0
p_a	0,0002	9,67E-05	0,0299
Hr	4,39E-05	4,05E-06	0
HEPC	1,98E-06	1,57E-06	0,2081
HEPC²	-7,27E-09	2,00E-09	0,0003

Ilustración Anexo A.1 Efecto de las HEPC en el rendimiento isentrópico del compresor en el análisis de regresión de la TG1 de la CTCC1 en el segundo periodo de tiempo (15/01/2012 y 20/08/2012) para grados de carga elevados (VIGV > 78°)

La R-cuadrada obtenida en el análisis de rendimiento isentrópico del compresor de la TG1 de la CTCC1 funcionando a cargas elevadas en el segundo periodo de tiempo es 77.12 % y el error estándar 0.0016.

Tabla Anexo A.2 Resultado del análisis de regresión del rendimiento isentrópico del compresor de la TG2 de la CTCC2 en el segundo periodo de tiempo (01/02/2010 - 25/07/2011) para grados de carga elevados (VIGV > 78°)

Parámetro	Estimación	Error estándar	Valor-P
CONSTANTE	-0,6873	0,0565	0
IGV	0,0094	0,0008	0
IGV²	-5,92E-05	5,32E-06	0
T_a	0,0079	0,0003	0
T_a²	-1,27E-05	5,66E-07	0
P_a	-0,0001	5,93E-05	0,0381
Hr	4,16E-05	2,52E-06	0
HEPC	-4,91E-06	6,24E-07	0
HEPC²	2,04E-09	5,99E-10	0,0006

Ilustración Anexo A.2 Efecto de las HEPC en el rendimiento isentrópico del compresor en el análisis de regresión de la TG2 de la CTCC2 en el segundo periodo de tiempo (01/02/2010 - 25/07/2011) para grados de carga elevados (VIGV > 78°)

La R-cuadrada obtenida en el análisis de rendimiento isentrópico del compresor de la TG2 de la CTCC2 en el segundo periodo de tiempo (01/02/2010 - 25/07/2011) funcionando a cargas medias es 92.15 % y el error estándar 0.0013.

B. Estudio del caudal másico de aire

Tabla Anexo B.1 Resultado del análisis de regresión del caudal másico de aire del compresor de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

Parámetro	Estimación	Error Estándar	Valor-P
CONSTANTE	-1593,76	58,4112	0
IGV	10,6641	0,42375	0
IGV²	-0,0432662	0,00252993	0
T_a	8,99986	0,390942	0
T_a²	-0,0201832	0,000675484	0
P_a	7,01607	0,0306149	0
Hr	-0,188791	0,00175086	0
HEPC	0,0139068	0,000242012	0
HEPC²	-7,90E-06	1,31E-07	0

Ilustración Anexo B.1 Efecto de las HEPC en el caudal másico de aire del compresor en el análisis de regresión de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

La R-cuadrada obtenida en el análisis del caudal másico de aire de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo funcionando a cargas elevadas es 99.42% y el error estándar 1.35 kg/s. Se aprecia en torno a las 600 HEPC una recuperación del caudal de aire que ya se comentó en el Capítulo 4.

Tabla Anexo B.2 Resultado del análisis de regresión del caudal másico de aire del compresor de la TG1 de la CTCC1 en el segundo periodo de tiempo (15/01/2012 y 20/08/2012) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

Parámetro	Estimación	Error Estándar	Valor-P
CONSTANTE	-421,1000	319,25	0,1873
IGV	11,2921	0,2715	0
IGV²	-0,0467	0,0017	0
T_a	0,5560	2,1877	0
T_a²	-0,0051	0,0037	0
P_a	6,8754	0,1348	0
Hr	-0,1321	0,0057	0
HEPC	0,0170	0,0022	0
HEPC²	-2,54E-05	2,80E-06	0

Ilustración Anexo B.2 Efecto de las HEPC en el caudal másico de aire del compresor en el análisis de regresión de la TG1 de la CTCC1 en el segundo periodo de tiempo (15/01/2012 y 20/08/2012) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

La R-cuadrada obtenida en el análisis del caudal másico de aire de la TG1 de la CTCC1 en el segundo periodo de tiempo funcionando a cargas elevadas es 99.3% y el error estándar 1.62 kg/s.

Tabla Anexo B.3 Resultado del análisis de regresión del caudal másico de aire del compresor de la TG1 de la CTCC2 en el segundo periodo de tiempo (01/02/2010 - 25/07/2011) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

Parámetro	Estimación	Error estándar	Valor-P
CONSTANTE	-1576,25	39,163	0
IGV	14,3301	0,5839	0
IGV²	-0,0649	0,0035	0
T_a	8,3006	0,2425	0
T_a²	-0,0187	0,0004	0
P_a	6,0966	0,0473	0
Hr	-0,1272	0,0020	0
HEPC	-0,0058	0,0002	0
HEPC²	6,18E-06	3,28E-07	0

Ilustración Anexo B.3 Efecto de las HEPC en el caudal másico de aire del compresor en el análisis de regresión de la TG1 de la CTCC2 en el segundo periodo de tiempo (01/02/2010 - 25/07/2011) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

La R-cuadrada obtenida en el análisis del caudal másico de aire de la TG1 de la CTCC2 en el segundo periodo de tiempo (01/02/2010 - 25/07/2011) funcionando a cargas elevadas es 99.50 % y el error estándar 0.84 kg/s.

C. Estudio de la relación de compresión

Tabla Anexo C.1 Resultado del análisis de regresión de la relación de compresión del compresor de la TG1 de la CTCC1 en el tercer periodo de tiempo (20/08/2012 - 20/05/2013) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

Parámetro	Estimación	Error Estándar	Valor-P
CONSTANTE	-48,7513	5,9728	0
IGV	0,5106	0,0311	0
IGV²	-0,0024	0,0002	0
T_a	0,3395	0,0396	0
T_a²	-0,0007	6,92E-05	0
p_a	-0,0010	0,0018	0,5937
Hr	-0,0004	0,0001	0,0025
HEPC	0,0002	5,64E-05	0,0034
HEPC²	-1,64E-07	4,79E-08	0,0006

Ilustración Anexo C.1 Efecto de las HEPC en la relación de compresión en el análisis de regresión de la TG1 de la CTCC1 en el tercer periodo de tiempo (20/08/2012 - 20/05/2013) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

La R-cuadrada obtenida en el análisis de la relación de compresión de la TG1 de la CTCC1 en el tercer periodo de tiempo funcionando a cargas altas es 98.90% y el error estándar 0.043. Como se puede ver, el efecto de las horas equivalentes en este análisis no es tan significativo como en otros análisis.

Tabla Anexo C.2 Resultado del análisis de regresión de la relación de compresión del compresor de la TG1 de la CTCC2 en el primer periodo de tiempo (10/12/2008 - 01/02/2010) para grados de carga elevados (VIGV > 78°)

Parámetro	Estimación	Error estándar	Valor-P
CONSTANTE	-33,954	0,8759	0
IGV	0,309	0,0105	0
IGV²	-0,0011	6,40E-05	0
T_a	0,3080	0,0057	0
T_a²	-0,0006	9,84E-06	0
p_a	0,0020	0,0009	0,0231
Hr	-0,0021	3,82E-05	0
HEPC	-3,02E-05	3,89E-06	0
HEPC²	1,27E-08	1,53E-09	0

Ilustración Anexo C.2 Efecto de las HEPC en la relación de compresión en el análisis de regresión de la TG1 de la CTCC2 en el primer periodo de tiempo (10/12/2008 - 01/02/2010) para grados de carga elevados (VIGV > 78°)

La R-cuadrada obtenida en el análisis de la relación de compresión de la TG1 de la CTCC2 en el primer periodo de tiempo funcionando a cargas altas es 99.01 % y el error estándar 0.038.

D. Estudio de la temperatura de salida del compresor

Tabla Anexo D.1 Resultado del análisis de la T_3 de la TG2 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga altos ($VIGV > 78^\circ$)

Parámetro	Estimación	Error Estándar	Valor-P
CONSTANTE	-935,24	47,849	0
IGV	0,1981	0,2636	0,4525
IGV²	0,0071	0,0016	0
T_a	7,7473	0,3225	0
T_a²	-0,0110	0,0006	0
p_a	-0,3490	0,0184	0
Hr	-0,0282	0,0011	0
HEPC	3,78E-05	7,77E-05	0,6267

Ilustración Anexo D.1 Efecto de las HEPC en la T_3 en el análisis de regresión de la TG2 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo (01/01/2011-20/09/2011) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

La R-cuadrada obtenida en el análisis de la T_3 de la TG2 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo funcionando a cargas altas es 99.3% y el error estándar 0.74 °C.

Tabla Anexo D.2 Resultado del análisis de la T_3 de la TG1 de la CTCC1 en el segundo periodo de tiempo (15/01/2012 - 20/08/2012) para grados de carga altos (VIGV > 78°)

Parámetro	Estimación	Error estándar	Valor-P
CONSTANTE	-666,83	96,098	0
IGV	1,8357	0,0848	0
IGV²	-0,0024	0,0005	0
T_a	5,0418	0,6515	0
T_a²	-0,0063	0,0011	0
P_a	0,1841	0,0334	0
Hr	-0,0260	0,0015	0
HEPC	0,0015	0,0001	0

Ilustración Anexo D.2 Efecto de las HEPC en la T_3 en el análisis de regresión de la TG1 de la CTCC1 en el segundo periodo de tiempo (15/01/2012 - 20/08/2012) para grados de carga elevados (VIGV > 78°)

La R-cuadrada obtenida en el análisis de la T_3 de la TG1 de la CTCC1 en el primer periodo de tiempo funcionando a cargas altas es 99.57 % y el error estándar 0.58 °C.

E. Estudio de temperatura de entrada a la turbina

Tabla Anexo E.1 Resultado del análisis de la T_4 de la TG2 de la CTCC1 en el tercer periodo de tiempo (20/08/2012 - 20/05/2013) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

Parámetro	Estimación	Error Estándar	Valor-P
CONSTANTE	-3712,00	1097,61	0,0008
IGV	-2,2851	2,8983	0,4314
IGV²	0,0215	0,0173	0,2173
T_a	37,1486	6,8997	0
T_a²	-0,0626	0,0117	0
P_a	0,5732	0,4932	0,2465
Hr	0,0209	0,0127	0,1008
HEPC	-0,0280	0,0217	0,1980
HEPC²	0,0001	7,78E-05	0,1736
PCI	-0,0083	0,0046	0,0748

Ilustración Anexo E.1 Efecto de las HEPC en la T_4 en el análisis de regresión de la TG2 de la CTCC1 en el segundo periodo de tiempo (20/08/2012 - 20/05/2013) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

F. Estudio del caudal másico de combustible

Tabla Anexo F.1 Resultado del análisis del caudal másico de combustible de la TG2 de la CTCC1 en el tercer periodo de tiempo (20/08/2012 - 20/05/2013) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

Parámetro	Estimación	Error Estándar	Valor-P
CONSTANTE	-73,740	17,156	0
Pot	-0,0307	0,0217	0,1595
Pot²	0,0001	4,11E-05	0,0003
T_a	0,5798	0,1281	0
T_a²	-0,0010	0,0002	0
p_a	0,0171	0,0077	0,0274
Hr	0,0013	0,0004	0,0028
HEPC	0,0002	6,35E-05	0,0001
PCI	-7,06E-05	2,77E-05	0,0111

Ilustración Anexo F.1 Efecto de las HEPC en el caudal másico de combustible en el análisis de regresión de la TG2 de la CTCC1 en el tercer periodo de tiempo (20/08/2012 - 20/05/2013) para grados de carga elevados ($VIGV > 78^\circ$)

La R-cuadrada obtenida en el análisis del caudal másico de combustible de la TG2 de la CTCC1 en el tercer periodo de tiempo funcionando a cargas altas es 91.36 % y el error estándar 0.15 kg/s.

G.Estudio de la potencia producida

Tabla Anexo G.1 Resultado de la Potencia de la TG1 de la CTCC2 en el primer periodo de tiempo (10/12/2008 - 01/02/2010) para grados de carga elevados (VIGV > 78°)

Parámetro	Estimación	Error Estándar	Valor-P
COSTANTE	-1743,2	21,5402	0
IGV	0,3072	0,2782	0,2695
IGV²	0,0113	0,0016	0
T_a	13,0197	0,1419	0
T_a²	-0,0256	0,0002	0
p_a	2,7029	0,0239	0
Hr	-0,0143	0,0009	0
HEPC	-0,0003	1,99E-05	0
PCI	0,0002	4,15E-05	0

Ilustración Anexo G.1 Efecto de las HEPC en la Potencia en el análisis de regresión de la TG1 de la CTCC2 en el primer periodo de tiempo (10/12/2008 - 01/02/2010) para grados de carga elevados (VIGV > 78°)

La R-cuadrada obtenida en el análisis de la potencia de la TG1 de la CTCC1 en el segundo periodo de tiempo funcionando a cargas altas es 98.74 % y el error estándar 1.00 MW.

Tabla Anexo G.2 Resultado de la Potencia de la TG1 de la CTCC2 en el segundo periodo de tiempo (01/02/2010 - 25/07/2011) para grados de carga elevados (VIGV > 78°)

Parámetro	Estimación	Error estándar	Valor-P
COSTANTE	-3111,8	35,6496	0
IGV	3,3673	0,4583	0
IGV²	-0,0075	0,0028	0,0065
T_a	21,2346	0,2537	0
T_a²	-0,0394	0,0004	0
p_a	3,2174	0,0405	0
Hr	0,0071	0,0016	0
HEPC	0,0019	2,43E-05	0
PCI	-0,0002	6,21E-05	0

Ilustración Anexo G.2 Efecto de las HEPC en la Potencia en el análisis de regresión de la TG1 de la CTCC2 en el segundo periodo de tiempo (01/02/2010 - 25/07/2011) para grados de carga elevados (VIGV > 78°)

En la Ilustración Anexo G.2 se distingue el claro incremento de rendimiento que hay transcurridas 500 HEPC.

H. Evolución del FI, coste instantáneo y coste medio

En la Ilustración Anexo H.1 se muestra la tendencia del FI en el tercer periodo de tiempo estudiado en la TG1 de la CTCC1. De nuevo se aprecian una serie de tendencias que se corresponden con cada intervalo de carga analizado, aunque al igual que ocurre con el periodo de tiempo anterior, todas las tendencias confluyen con el tiempo. De nuevo, dependerá de las previsiones de demanda eléctrica el decidir realizar el lavado *off-line* en un momento u otro. No obstante, en situaciones como la representada, en la que la regulación de carga es constante, lo más conveniente a la hora de realizar el lavado *off-line* es seguir la tendencia de crecimiento más lenta ya que como se verá a continuación suele coincidir con el coste medio más pequeño.

Ilustración Anexo H.1 Evolución del FI sin considerar lucro cesante de la TG1 de la CTCC1 en el tercer periodo de tiempo (20/08/2012 - 20/05/2013)

La evolución del coste medio durante el tercer periodo de tiempo estudiado está representada en la Ilustración Anexo H.2. En esta ocasión parece que el coste mínimo está localizado cerca de las 550 HEPC, relativamente cerca del punto en que la FI supera definitivamente 1. En esta ocasión no hay un incremento tan claro del coste medio como lo había en el primer periodo de tiempo. Esto es debido a que durante este periodo de tiempo no se llegó a operar a carga máxima y por lo tanto no se llegó a tener pérdidas por no llegar a producir la máxima potencia. Como ya se ha comprobado, las pérdidas por no poder producir máxima potencia son mucho mayores que las producidas por el incremento de consumo, lo que conlleva tendencias de FI y costes mucho menos pronunciadas.

Ilustración Anexo H.2 Evolución del CM sin considerar lucro cesante de la TG1 de la CTCC1 en el tercer periodo de tiempo (20/08/2012 - 20/05/2013)

Analizando el FI en el tercer periodo de tiempo teniendo en cuenta el efecto del lucro cesante se comprueba con el crecimiento del FI es más lento. Además, la gráfica también es mucho más complicada de interpretar, debido a la gran dispersión de los puntos provocada por la variación del lucro cesante con el tiempo. Hay que tener en cuenta que esta variación es tan irregular debido a que los precios de la energía varían horariamente y la regulación de la potencia y por tanto del consumo es constante. No obstante, en la Ilustración Anexo H.3 se consigue apreciar una tendencia creciente marcada con la línea roja, la cual nunca llega a 1 en el periodo de tiempo estudiado mientras que sin tener en cuenta el lucro cesante, FI superaba siempre 1 a partir de 700 HEPC.

Ilustración Anexo H.3 Evolución del FI considerando lucro cesante de la TG1 de la CTCC1 en el tercer periodo de tiempo (20/08/2012 - 20/05/2013)

Ilustración Anexo H.4 Evolución del CM sin considerar lucro cesante de la TG2 de la CTCC2 en el segundo periodo de tiempo (01/02/2010 - 25/07/2011)

Ilustración Anexo H.5 Evolución del FI considerando lucro cesante de la TG2 de la CTCC2 en el segundo periodo de tiempo (01/02/2010 - 25/07/2011)