



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Oxicombustión en motores de encendido provocado con producción de oxígeno in-situ mediante membranas de separación

Trabajo fin de carrera

Grado de Ingeniería Aeroespacial

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Universitat Politècnica de València

Autor

Ignacio Cuenca Alcocel

Tutor

Luis Miguel García-Cuevas González

Curso 2019-2020

A mi familia que siempre me ayudó y a la cual se lo debo todo, sin ellos no estaría aquí.

A ese magnífico profesor que me descubrió el mundo de la Ingeniería Aeroespacial.

A mis amigos de la universidad por los buenos momentos que pasamos.

A Luis Miguel por su ayuda y asesoramiento con el proyecto.

A Fabio por su duro trabajo y su inestimable colaboración.

Todo parece imposible hasta que se hace

Nelson Mandela

Índice general

Índice general	III
1 Introducción	5
1.1 Definición y principales mecanismos de formación de los óxidos de nitrógeno	6
1.1.1 Óxido nítrico	6
1.1.2 Dióxido de nitrógeno	13
1.1.3 Óxido nitroso	14
1.2 Problemas asociados a la emisión de óxidos de nitrógeno	16
1.2.1 Formación de lluvia ácida	17
1.2.2 Formación del smog fotoquímico	18
1.2.3 Reducción del ozono estratosférico	20
1.2.4 Efecto sobre el cambio climático	21
1.3 Normativa de emisiones contaminantes en vehículos equipados con motores de combustión interna	22
1.3.1 Ciclos de homologación de vehículos ligeros	22
1.3.2 Normativa europea sobre emisiones contaminantes en vehículos ligeros equipados con motores de encendido provocado	26
1.3.3 Normativa europea sobre emisiones contaminantes en vehículos ligeros equipados con motores de encendido por compresión	27
1.3.4 Metodología de medida de las emisiones de NO_x	29
1.4 Tecnologías actuales para la reducción de los óxidos de nitrógeno	31
1.4.1 Tecnologías activas en motores de encendido provocado	31
1.4.2 Tecnologías activas en motores de encendido por compresión	35
1.4.3 Tecnologías pasivas en motores de encendido provocado	39
1.4.4 Tecnologías pasivas en motores de encendido por compresión	41

2 La aplicación de la oxicomcombustión para la reducción de la emisión de NO_x y CO_2	43
2.1 Descripción y motivación de la oxicomcombustión	44
2.2 Tecnologías para la obtención de oxígeno puro.	46
2.2.1 La destilación criogénica del aire	46
2.2.2 Los procesos industriales de adsorción del nitrógeno.	50
2.2.3 La separación química del oxígeno y el nitrógeno atmosféricos	51
2.2.4 La electrólisis del agua.	52
2.2.5 Tecnología de membranas de separación de oxígeno	54
2.2.6 Comparación entre los distintos métodos de obtención de oxígeno puro	59
2.3 Descripción de las membranas de conducción mixta iónica-electrónica	62
2.3.1 El mecanismo del transporte de oxígeno a través de las membranas <i>MIEC</i>	62
2.3.2 Modelo matemático del transporte de oxígeno a través de las membranas <i>MIEC</i>	63
2.3.3 Materiales de las membranas de conducción mixta iónica-electrónica (<i>MIEC</i>)	69
2.4 Integración de las membranas <i>MIEC</i> en un motor MEP para la reducción de la emisión de NO_x	75
2.4.1 Diseño de las membranas	75
2.4.2 Integración membrana-motor.	77
2.5 La captura de CO_2 en la oxicomcombustión	79
2.5.1 La emisión de CO_2 y sus principales problemas asociados	79
2.5.2 Funcionamiento del proceso de captura de CO_2 en un motor de oxicomcombustión.	82
3 El motor HR13DDT de <i>Renault–Nissan–Mitsubishi</i>	85
3.1 Descripción y aplicación del motor HR13DDT.	86
3.2 Principales características del HR13DDT	88
3.3 Justificación de la elección del HR13DDT.	89
4 Primer modelo de oxicomcombustión	91
4.1 El programa <i>VEMOD</i>	92
4.2 Esquema del primer modelo de motor de oxicomcombustión	94
4.2.1 Zona de aire de admisión	96
4.2.2 Zona de combustión y escape	98

4.3	Limitaciones de diseño y consideraciones adicionales.	100
4.3.1	Las limitaciones de diseño y su control.	100
4.3.2	Grados de libertad con los que optimizar las prestaciones del motor.	102
4.4	Definición de la curva de plena carga	103
4.5	Escalado de los turbogrupos	107
4.5.1	Estudio de la escala del turbogrupo de oxígeno-escape (7-9).	107
4.5.2	Estudio de la escala del turbogrupo de aire-nitrógeno (1-10)	110
4.6	Estudio de la relación de compresión volumétrica.	113
4.7	Revisión de la curva de plena carga	116
4.8	Estudio del área de membrana	117
4.9	Resultados del modelo final	119
4.10	Revisión de las leyes de combustión y justificación del segundo modelo de motor de oxicombustión	125
5	Segundo modelo de oxicombustión	127
5.1	Esquema del segundo modelo de oxicombustión	128
5.1.1	Zona de aire de admisión	130
5.1.2	Zona de combustión y escape	131
5.2	Limitaciones de diseño y consideraciones adicionales.	134
5.2.1	Las limitaciones de diseño y su control.	134
5.2.2	Grados de libertad con los que optimizar las prestaciones del motor.	137
5.3	Definición de la curva de plena carga	138
5.4	Escalado de los turbogrupos	141
5.4.1	Estudio de la escala del turbogrupo de oxígeno-escape (10-12)	141
5.4.2	Estudio de la escala del turbogrupo de aire-nitrógeno (1-13)	143
5.5	Estudio de la relación de compresión volumétrica.	145
5.6	Revisión de la curva de plena carga	148
5.7	Estudio del área de membrana	149
5.8	Resultados del modelo final	150
5.9	Consumo a cargas parciales	156
6	Conclusión y desarrollos futuros	159
6.1	Conclusión y balance del proyecto	160
6.2	Desarrollos futuros	161

7 Pliego de condiciones	163
7.1 Introducción al marco legal	164
7.2 Sobre la normativa marco de trabajos fin de grado de la <i>Universitat Politècnica de València</i> .	165
7.2.1 Sobre la oferta y asignación del trabajo fin de grado	165
7.2.2 Sobre la matrícula del trabajo fin de grado	165
7.2.3 Sobre la naturaleza del trabajo fin de grado.	166
7.2.4 Sobre los tutores del trabajo fin de grado	168
7.3 Sobre el Real Decreto 486/1997 sobre seguridad y salud en el lugar de trabajo.	169
7.4 Impacto en huella de carbono del trabajo fin de grado	170
8 Presupuesto	171
8.1 Presupuesto desglosado	172
8.1.1 Coste de personal.	172
8.1.2 Costes de operación	173
8.1.3 Costes de equipos.	175
8.1.4 Coste total.	176
8.1.5 Margen neto y beneficio.	177

Índice de figuras

1.1. Evolución de la emisión de NO con la temperatura adiabática de combustión para una combustión estequiométrica de dodecano a 8 bar y temperatura inicial entre 600 y 2500 K	9
1.2. Evolución de la emisión de NO con el dosado relativo de la mezcla para una combustión de dodecano a 8 bar y temperatura inicial 1000 K	10
1.3. Evolución de la concentración de NO en el escape en función del dosado relativo. Fuente [5]	11
1.4. Diagrama del mecanismo súbito de formación del NO	12
1.5. Gráfico de las principales fuentes de emisión de NO _x en Europa. Fuente: [8]	16
1.6. Esquema del proceso de formación de la lluvia ácida	17
1.7. Esmog sobre Madrid	18
1.8. Evolución típica de los contaminantes participantes en el esmog a lo largo del día. Fuente: [15]	20
1.9. Evolución histórica de la concentración atmosférica media del CO ₂ , el N ₂ O y el CH ₄	21
1.10. Esquema del laboratorio de medición de emisiones contaminantes en vehículos ligeros	23
1.11. Representación de la velocidad de circulación a lo largo del ciclo <i>NEDC</i> . Fuente: [22]	24
1.12. Representación de la velocidad de circulación a lo largo del ciclo <i>WLTP</i> . Fuente: [22]	26

1.13. Evolución de la normativa europea sobre la emisión de NO_x en vehículos ligeros con motor de combustión	29
1.14. Analizador de quimioluminiscencia	30
1.15. Evolución de las principales emisiones con la relación de compresión en MEP para dos clases de combustible. Fuente: [31]	32
1.16. Evolución de las principales emisiones con el cruce de válvulas. Fuente: [32]	33
1.17. Utilización del <i>EGR</i> para distintos grados de carga en un motor MEP típico. Fuente: [33]	34
1.18. Evolución de las emisiones contaminantes y el consumo específico con el grado de <i>EGR</i> . Fuente: [34]	35
1.19. Evolución de las emisiones contaminantes y el consumo específico con la presión de inyección, para distintos tipos de combustible. Fuente: [36]	37
1.20. Representación de los sistemas de <i>EGR</i> de alta y baja presión. . .	38
1.21. Evolución de las distintas normativas para MEC sobre NO_x y partículas.	38
1.22. Diagrama de Kamimoto sobre la emisión de NO_x y humos en MEC	39
1.23. Eficiencia del catalizador de tres vías en la eliminación de CO,HC y NO_x , según el dosado. Fuente: [38]	40
1.24. Representación del sistema de reducción catalítica selectiva (<i>SCR</i>)	42
2.1. Esquema de una central térmica de carbón de oxicomustión . . .	47
2.2. Diagrama de flujos de potencia en una central de oxicomustión. Fuente: [3]	48
2.3. Esquema del proceso de destilación criogénica del aire	49
2.4. Esquema del proceso de adsorción basado en zeolitas. Fuente: [1] .	51
2.5. Esquema del proceso químico de separación del oxígeno y el nitrógeno atmosféricos. Fuente: [1]	52
2.6. Esquema del proceso de electrólisis del agua	53
2.7. Esquema del proceso de electrólisis de membrana	54

2.8. Esquema de un sistema de obtención de oxígeno basado en membranas poliméricas de difusión	56
2.9. Tipos de membranas basadas en el transporte de iones de oxígeno. (a) Membranas de conducción iónica pura (b) Membranas de conducción mixta iónica-electrónica, mono-fase (I) y doble-fase (II) . . .	58
2.10. Esquema de la configuración de un sistema de obtención de oxígeno basado en membranas <i>MIEC</i> . Fuente: [1]	59
2.11. Representación esquemática del proceso de transporte del oxígeno a través de una membrana de tipo <i>MIEC</i> . Fuente: [13]	62
2.12. Evolución del flujo específico de oxígeno a través de una membrana <i>MIEC</i> con la temperatura, para tres presiones parciales de oxígeno en el lado de alimentación (1 atm, 0.6 atm y 0.21 atm) con una presión parcial de oxígeno en el lado de barrido de $2,1 \cdot 10^{-4}$ atm. Fuente: [18]	65
2.13. Evolución del flujo específico de oxígeno a través de una membrana <i>MIEC</i> de óxidos de bismuto y plata, con el espesor de la membrana. Fuente: [20]	66
2.14. Evolución del flujo específico de oxígeno a través de una membrana <i>MIEC</i> con la temperatura y la presión parcial de oxígeno en el lado de barrido, con una presión parcial de oxígeno de 0.21 en el lado de alimentación. Fuente: [18]	67
2.15. Evolución del flujo específico de oxígeno a través de una membrana <i>MIEC</i> de $Ba_{0,5}Sr_{0,5}Co_{0,8}Fe_{0,2}O_3$ con la temperatura y la presión de alimentación, para un flujo de aire de $1 l_{STP}/min$, un espesor de 1.5 mm y una presión parcial de oxígeno de barrido de 0,272 bar. Fuente: [21]	68
2.16. Estructura cristalina cúbica centrada en las caras, típica de las fluoritas	70
2.17. Estructura cristalina cúbica centrada en las caras, típica de las perovskitas	71
2.18. Influencia de los distintos tipos de configuraciones estructurales de las membranas de perovskitas en el flujo específico de oxígeno y detalle de la membranas de micro-canales. Adaptado de [30]. . . .	72
2.19. Diferentes tipos de membranas doble-fase cerámica-metal. Fuente; [13]	73

2.20. Diferentes tipos de membranas doble-fase cerámica-cerámica. Fuente: [13]	74
2.21. Diseño de un módulo de membrana <i>MIEC</i> tubular de 157.3 m ² . Fuente: [33]	76
2.22. Detalle de un cuarto de tubo. Fuente: [33]	76
2.23. Esquema de las membranas <i>MIEC</i> de diseños 3-end (derecha) y 4-end (izquierda). Fuente: [32]	77
2.24. Esquema de la integración de los diseños 3-end (A) y 4-end (B) en una planta de oxicomcombustión	77
2.25. Evolución de la temperatura media terrestre y la concentración atmosférica media de CO ₂ entre 1880 y 2019. Fuente: [34]	79
2.26. Emisión relativa de CO ₂ por sectores en la unión europea en 2014. Fuente: [35]	80
2.27. Retroceso del hielo ártico en septiembre de 2007 como consecuencia del calentamiento global	81
2.28. Curva de estado del CO ₂ . Adaptado de: [42]	83
3.1. Motor HR13DDT	86
3.2. Automóviles equipados con el motor HR13DDT. Nissan X-Trail (arriba izquierda), Renault Kadjar (arriba derecha), Nissan Qashqai (abajo izquierda) y Renault Captur (abajo derecha)	87
4.1. Esquema de la conexión entre elementos 1D y 0D implementada en el programa <i>VEMOD</i>	92
4.2. Interfaz del programa <i>VEMOD</i>	93
4.3. Esquema del primer modelo de motor de oxicomcombustión	95
4.4. Detalle de la zona de aire del primer modelo de motor de oxicomcombustión	96
4.5. Detalle de la zona de combustión y escape del primer modelo de motor de oxicomcombustión	98
4.6. Esquema de control del primer modelo de oxicomcombustión	101

4.7. Estudio del grado de apertura de la turbina de nitrógeno (10) de máxima potencia. Escala (7-9)=1, Escala (1-10)=1, RC=9,6, Área=6 m ²	104
4.8. Control de la temperatura de entrada a la turbina (9) con su grado de apertura. Escala (7-9)=1, Escala (1-10)=1, RC=9,6, Área=6 m ²	105
4.9. Grado de apertura de la turbina de nitrógeno de máxima potencia (10), para cada régimen de giro. Escala (7-9)=1, Escala (1-10)=1, RC=9,6, Área=6 m ²	106
4.10. Variación de la potencia adimensional y el consumo específico para 1500 rpm, 3000 rpm y 5000 rpm, con la escala del turbogruppo de oxígeno-escape (7-9) 0,5-1. Escala (1-10)=1, RC=9,6, Área=6 m ² .	108
4.11. Variación de temperatura de entrada a la turbina de escape (9) para 1500 rpm, con la escala del turbogruppo de oxígeno-escape (7-9) 0,5-1. Escala (1-10)=1, RC=9,6, Área=6 m ²	109
4.12. Variación de la potencia adimensional y el consumo específico para 1500 rpm, 3000 rpm y 5000 rpm, con la escala del turbogruppo de aire-nitrógeno (1-10) 1-1,6. Escala (7-9)=0,7, RC=9,6, Área=6 m ² .	111
4.13. Variación de temperatura de entrada a la turbina de escape (9) para 1500 rpm, con la escala del turbogruppo de aire-nitrógeno (1-10) 1-1,6. Escala (7-9)=0,7, RC=9,6, Área=6 m ²	112
4.14. Variación de la potencia adimensional y el consumo específico para 1500 rpm, 3000 rpm y 5000 rpm, con la relación de compresión volumétrica. Escala (1-10)=1,5, Escala (7-9)=0,7, Área=6 m ² . . .	114
4.15. Variación de temperatura de entrada a la turbina de escape (9) para 1500 rpm, con la relación de compresión volumétrica. Escala (7-9)=0,7, Escala (1-10)=1,5, Área=6 m ²	115
4.16. Grado de apertura de la turbina (10) de máxima potencia, de plena carga, para el <i>Modelo original</i> , Escala (7-9)=1, Escala (1-10)=1 y RC=9,6; y para el <i>Modelo modificado</i> , Escala (7-9)=0,7, Escala (1-10)=1,5 y RC=14,5	116
4.17. Evolución de la potencia y el consumo específico con el área de membrana para 10, 8, 6 y 4 m ² y su comparación con el motor HR13DDT original. Escala (7-9)=0,7, Escala (1-10)=1,5 y RC=14,5	117
4.18. Potencia, consumo específico y torque del modelo final de motor de oxicomustión comparado con el motor HR13DDT original. Escala (7-9)=0,7, Escala (1-10)=1,5, RC=14,5 y Área=6 m ²	119

4.19. Prestaciones del compresor de aire (1). Escala (7-9)=0,7, Escala (1-10)=1,5, RC=14,5 y Área=6 m ²	120
4.20. Prestaciones de la turbina de nitrógeno (10). Escala (7-9)=0,7, Escala (1-10)=1,5, RC=14,5 y Área=6 m ²	121
4.21. Prestaciones del compresor de oxígeno (7). Escala (7-9)=0,7, Escala (1-10)=1,5, RC=14,5 y Área=6 m ²	121
4.22. Prestaciones de la turbina de escape (9). Escala (7-9)=0,7, Escala (1-10)=1,5, RC=14,5 y Área=6 m ²	122
4.23. Régimen de giro de los turbogrupos. Escala (7-9)=0,7, Escala (1-10)=1,5, RC=14,5 y Área=6 m ²	123
4.24. Ángulo de encendido en grados desde el PMS y grado de apertura de la turbina de escape (9). Escala (7-9)=0,7, Escala (1-10)=1,5, RC=14,5 y Área=6 m ²	123
4.25. Fracción másica de oxígeno en la admisión. Escala (7-9)=0,7, Escala (1-10)=1,5, RC=14,5 y Área=6 m ²	124
4.26. Evolución de la liberación de calor en oxicomcombustión premezclada en función de la tasa de <i>EGR</i> en el colector de admisión	125
5.1. Esquema del segundo modelo de motor de oxicomcombustión	129
5.2. Detalle de la zona de aire del segundo modelo de motor de oxicomcombustión	130
5.3. Detalle de la zona de combustión y gases de escape del segundo modelo de motor de oxicomcombustión	132
5.4. Esquema de control del segundo modelo de oxicomcombustión	136
5.5. Estudio del grado de apertura de la turbina de nitrógeno (13) de máxima potencia. Escala (10-12)=1, Escala (1-13)=1, RC=9,6, Área=6 m ²	139
5.6. Grado de apertura de la turbina (13) de máxima potencia, de plena carga. Escala (10-12)=1, Escala (1-13)=1, RC=9,6, Área=6 m ²	140
5.7. Variación de la potencia adimensional y el consumo específico para 1500 rpm, 3000 rpm y 5000 rpm, con la escala del turbogrupo de oxígeno-escape (10-12) 0,5-1,5. Escala (1-13)=1, RC=9,6, Área=6 m ²	142

5.8. Variación de la potencia adimensional y el consumo específico para 1500 rpm, 3000 rpm y 5000 rpm, con la escala del turbogruppo de aire-nitrógeno (1-13) 1-1,7. Escala (10-12)=1,1, RC=9,6, Área=6 m ²	144
5.9. Variación de la potencia adimensional y el consumo específico para 1500 rpm, 3000 rpm y 5000 rpm, con la relación de compresión volumétrica. Escala (10-12)=1,1, Escala (1-13)=1,45, Área=6 m ²	146
5.10. Variación de la temperatura de entrada del flujo de escape al regenerador (6) y el flujo de aire a la MIEC (8) para 1500 rpm, con la relación de compresión volumétrica. Escala (10-12)=1,1, Escala (1-13)=1,45, Área=6 m ²	147
5.11. Grado de apertura de la turbina (13) de máxima potencia, de plena carga, para el modelo original (Escala (10-12)=1, Escala (1-13)=1, RC=9,6, Área=6 m ²) y el modelo modificado (Escala (10-12)=1,1, Escala (1-13)=1,45, RC=9,6, Área=6 m ²)	148
5.12. Evolución de la potencia y el consumo específico con el área de membrana para 10, 8, 6 y 4 m ² y su comparación con el motor HR13DDT original. Escala (10-12)=1,1, Escala (1-13)=1,45 y RC=14,5	149
5.13. Potencia, consumo específico y torque del modelo final de motor de oxidcombustión comparado con el motor HR13DDT original. Escala (10-12)=1,1, Escala (1-13)=1,45, RC=14,5 y Área=6 m ²	150
5.14. Prestaciones del compresor de aire (1). Escala (10-12)=1,1, Escala (1-13)=1,45, RC=14,5 y Área=6 m ²	151
5.15. Prestaciones de la turbina de nitrógeno (13). Escala (10-12)=1,1, Escala (1-13)=1,45, RC=14,5 y Área=6 m ²	151
5.16. Prestaciones del compresor de oxígeno (10). Escala (10-12)=1,1, Escala (1-13)=1,45, RC=14,5 y Área=6 m ²	152
5.17. Prestaciones de la turbina de escape (12). Escala (10-12)=1,1, Escala (1-13)=1,45, RC=14,5 y Área=6 m ²	152
5.18. Régimen de giro de los turbogrupos. Escala (10-12)=1,1, Escala (1-13)=1,45, RC=14,5 y Área=6 m ²	153
5.19. Fracción de oxígeno en el colector de admisión y su control. Escala (10-12)=1,1, Escala (1-13)=1,45, RC=14,5 y Área=6 m ²	153
5.20. Temperatura de entrada del flujo de escape al regenerador (6). Escala (10-12)=1,1, Escala (1-13)=1,45, RC=14,5 y Área=6 m ²	154

5.21. Grado de apertura de las válvulas de <i>bypass</i> . Escala (10-12)=1,1, Escala (1-13)=1,45, RC=14,5 y Área=6 m ²	155
5.22. Evolución del consumo específico con la potencia adimensional y el régimen de giro para el modelo final de motor de oxicomustión. Escala (10-12)=1,1, Escala (1-13)=1,45, RC=14,5 y Área=6 m ² . .	156

Índice de tablas

1.1. Tabla comparativa de los ciclos <i>NEDC</i> y <i>WLTP</i> [22]	25
1.2. Normativa Euro sobre emisiones contaminantes en vehículos ligeros MEP. Fuente: [28]	27
1.3. Normativa Euro sobre emisiones contaminantes en vehículos ligeros MEC. Fuente: [28]	28
2.1. Comparación entre las distintas tecnologías para la obtención de oxígeno. Adaptado de [1]	61
2.2. Emisión específica de CO_2 de diferentes combustibles. Adaptado de: [36]	80
3.1. Vehículos equipados con el motor <i>HR13DDT</i>	87
3.2. Consumos, emisiones y prestaciones del <i>HR13DDT</i> en diferentes vehículos. Fuentes: [5] y [6]	88
8.1. Costes salariales del proyecto	172
8.2. Desglose de las cuotas de la seguridad social	173
8.3. Coste total en personal del proyecto	173
8.4. Tabla de costes de desplazamientos	174
8.5. Coste en licencias del proyecto	174
8.6. Costes de consumos	175
8.7. Costes totales de operación del proyecto	175

8.8. Costes de amortización de equipos sin IVA	176
8.9. Costes de amortización de equipos con IVA	176
8.10. Coste total del proyecto	176

Nomenclatura

Acrónimos

BCFT	$\text{BaCo}_{0,7}\text{Fe}_{0,2}\text{Ta}_{0,1}\text{O}_3$
BCFZ	$\text{BaCo}_{0,7}\text{Fe}_{0,2}\text{Zr}_{0,1}\text{O}_3$
BOE	Boletín oficial del estado
BSCF	$\text{Ba}_{0,5}\text{Sr}_{0,5}\text{Co}_{0,8}\text{Fe}_{0,2}\text{O}_3$
CAT	Comisión académica de grado
<i>CFD</i>	Dinámica de fluidos computacional
CN	Compuestos cianos
CO	Monóxido de carbono
<i>COVID-19</i>	Enfermedad de coronavirus 2019
CO ₂	Dióxido de carbono
<i>ECE-15</i>	Segmento del ciclo <i>NEDC</i> de conducción urbana
<i>ECTS</i>	Sistema Europeo de Transferencia y Acumulación de Créditos
<i>EGR</i>	Recirculación de gases de escape
<i>EUDC</i>	Segmento del ciclo <i>NEDC</i> de conducción extra-urbana
ERT	Estructura Responsable del Título
ETSID	Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño
<i>GWP</i>	Potencial de calentamiento global
H	Hidrógeno monoatómico
HC	Hidrocarburos
HCN	Compuestos aminas
H ₂ O	Agua
ITQ	Instituto de tecnología química de Valencia
MCIA	Motor de combustión interna alternativo
MEC	Motor de encendido por compresión

MEP	Motor de encendido provocado
<i>MIEC</i>	Membranas de conducción mixta iónico-electrónica
N	Nitrógeno monoatómico
<i>NEDC</i>	<i>New European Driving Cycle</i>
NH ₃	Amoníaco
NO	Óxido nítrico
NO _x	Óxidos de nitrógeno
NO ₂	Dióxido de nitrógeno
NO ₃	Trióxido de nitrógeno
N ₂	Nitrógeno
N ₂ O	Óxido nitroso
N ₂ O ₃	Trióxido de dinitrógeno
N ₂ O ₄	Tetraóxido de dinitrógeno
N ₂ O ₅	Pentóxido de dinitrógeno
O	Oxígeno monoatómico
OH	Grupo hidroxilo
O ₂	Oxígeno
PID	Controlador proporcional integral y derivativo
PDI	Personal Docente e Investigador
RC	Relación de compresión (volumétrica)
SCFO	Sr(CO,Fe)O ₃
SCMF	Sr _{0,5} Ca _{0,5} Mn _{0,8} Fe _{0,2} O ₃
SO ₂	Dióxido de azufre
TFG	Trabajo fin de grado
TFM	Trabajo fin de máster
<i>UPV</i>	<i>Universitat Politècnica de València</i>
<i>VEMOD</i>	<i>Virtual Engine Model</i> (programa de modelado virtual de motor)
WLTP	<i>World Harmonized Light-duty Vehicle Test Procedure</i>

Símbolos y letras griegas

d	Espesor de la membrana	cm
F	Constante de Faraday	
JO_2	Flujo específico de oxígeno	$\text{mol} \cdot \text{cm}^{-1} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
L	Espesor de la membrana	cm
n	Carga del portador de la carga eléctrica	
PO_2'	Presión parcial de oxígeno en el lado de alimentación	bar
PO_2''	Presión parcial de oxígeno en el lado de barrido	bar
R	Constante de los gases ideales	
T	Temperatura	K
σ_i	Conductividad iónica del material	$\text{S} \cdot \text{cm}^{-1}$

Resumen

Las emisiones contaminantes generadas por la actividad humana constituyen uno de los principales problemas medioambientales de la actualidad, motivo por el cual en los últimos años se han incrementado los esfuerzos en su control y reducción. Una de las tecnologías desarrolladas en los últimos años como medio para la reducción de la emisión de NO_x y la captura de CO_2 en los procesos de combustión, es la oxicomustión sin nitrógeno. El presente proyecto aborda el estudio de esta tecnología e investiga la viabilidad de su aplicación en motores de encendido provocado destinados a aplicaciones móviles.

Palabras clave: Combustión, NO_x , CO_2 , Membranas *MIEC*, Oxicomustión, Motores de encendido provocado

Abstract

Pollutant emissions generated by human activity are one of the main environmental problems of today, because of that, the efforts to control and reduce them have increased in recent years. One of the technologies developed in recent years as a way to reduce the emission of NO_x and the capture of CO_2 in combustion processes, is oxycombustion without nitrogen. This project addresses the study of this technology and investigates the feasibility of its application in spark-ignition engines intended for mobile applications.

Key words: Combustion, NO_x , CO_2 , *MIEC* membranes, Oxycombustion, Spark-ignition engines

Resum

Les emissions contaminants generades per l'activitat humana constitueixen un dels principals problemes mediambientals de l'actualitat, motiu pel qual en els últims anys s'han incrementat els esforços en el seu control i reducció. Una de les tecnologies desenvolupades al llarg dels últims anys com mitjà per a la reducció de l'emissió de NO_x i la captura de CO_2 en els processos de combustió, és l'oxicomustió sense nitrogen. El present projecte aborda l'estudi d'aquesta tecnologia i investiga la viabilitat de la seua aplicació en motors d'encés provocat destinats a aplicacions mòbils.

Paraules clau: Combustió, NO_x , CO_2 , Membranes *MIEC*, Oxicomustió, Motors d'encés provocat

Prólogo

Desde las últimas décadas, de acuerdo con el mayor conocimiento de los efectos nocivos de las emisiones contaminantes y la mayor conciencia social referente a ellas, las principales economías mundiales han impulsado nuevos planes de desarrollo, enfocados a reducir el efecto medioambiental de las actividades humanas, buscando la evolución hacia una economía más verde y sostenible.

En paralelo a dichos planes de desarrollo, la normativa legal referente a las emisiones contaminantes en el sector de transporte, así como su metodología de medida, han evolucionado hacia mayores niveles de exigencia y control. Siendo en consecuencia el nivel de emisión de los distintos contaminantes, el factor crítico que determina la viabilidad de un motor combustión y su aplicación posterior en un vehículo.

Una de las principales emisiones contaminantes en los motores de combustión interna alternativos, son los óxidos de nitrógeno, comúnmente conocidos como NO_x , los cuales resultan de reacciones de combinación del oxígeno y el nitrógeno atmosféricos en la cámara de combustión, como consecuencia de las elevadas temperaturas que tienen lugar en su interior.

Los óxidos de nitrógeno en concentraciones elevadas provocan graves efectos a la salud, participan en la reducción del ozono estratosférico permitiendo la incidencia de la perjudicial radiación ultravioleta sobre la superficie terrestre, y en el caso del óxido nitroso, contribuyen a aumentar el efecto invernadero en un índice *GWP* (*Global Warming Potential*) entre 264 y 282 veces superior al CO_2 .

Es por estos motivos, por lo que es altamente necesario controlar y limitar las emisiones de óxidos de nitrógeno en los motores de combustión, especialmente en aquellos lugares de alta densidad de población donde existe un riesgo notable para la salud humana.

La formación de los óxidos de nitrógeno está principalmente determinada por las elevadas temperaturas de combustión que tienen lugar en el interior de los motores de combustión interna alternativos. Debido a esto, las principales soluciones activas para la reducción de las emisiones de NO_x , buscan disminuir dichas temperaturas de combustión, lo cual se traduce en un peor rendimiento del motor y en consecuencia en mayor consumo y unas mayores emisiones de CO_2 , el cual se encuentra cada vez más regulado dada su importante contribución al efecto invernadero y el calentamiento global.

En cuanto a los sistemas de postratamiento de los gases quemados, estos presentan una eficiencia limitada, suponen un aumento apreciable en la complejidad del motor, y su capacidad para adaptarse a las nuevas normativas es cada vez más reducida.

Es por todo esto por lo que es necesario el desarrollo de una nueva tecnología que permita anular las emisiones de óxidos de nitrógeno en los motores de combustión, permitiendo al mismo tiempo aumentar el rendimiento del motor, reduciendo en consecuencia las emisiones de CO₂ y el consumo de combustible.

En este aspecto la aplicación de la oxicomustión en motores de combustión interna alternativos mediante la utilización de membranas cerámicas, presenta ventajas potenciales muy destacables frente a los sistemas actuales:

- Permite anular las emisiones de NO_x, al reducir al mínimo la concentración del N₂ en la cámara de combustión, mediante su separación del oxígeno en la admisión.
- Debido a que no hay problemática de emisiones de NO_x, son admisibles mayores relaciones de compresión y temperaturas de combustión, pudiendo alcanzarse mayores rendimientos térmicos.
- Un proceso de combustión rico en oxígeno presenta una cinética de reacción química más rápida que el proceso típico de combustión premezclada gasolina-aire, resultando en una combustión más rápida y centrada, lo cual unido a unas mayores temperaturas de combustión, permitiría reducir las emisiones de hollín, CO e HC sin quemar.
- Al ser muy elevada la concentración de CO₂ en los gases de escape, es viable su captura y almacenamiento, reduciendo apreciablemente su emisión y pudiendo aprovecharse este en otras aplicaciones industriales como la síntesis de combustibles sintéticos.
- En motores de encendido por compresión, la posibilidad de quemar a temperaturas muy elevadas, sin problemas en la emisión de NO_x, permitiría reducir las emisiones de humos y partículas. Además el menor tiempo de retraso al auto-encendido respecto a la combustión diésel-aire típica, resultaría en una combustión más rápida y centrada, resultando en una mayor eficiencia y unas menores pérdidas de calor, y permitiendo en primera aproximación un mayor régimen de giro del motor, pudiendo alcanzarse mayores potencias específicas.

Es por estos motivos por los cuales el presente proyecto aborda el estudio de la viabilidad de la aplicación de la oxicomustión mediante membranas cerámicas en motores de encendido provocado, donde las emisiones de NO_x son especialmente importantes, al ser la combustión típica a temperaturas muy elevadas.

Capítulo 1

Introducción

El primer capítulo del presente proyecto está destinado a describir los procesos químicos que producen la formación de los óxidos de nitrógeno, presentar los principales problemas asociados a las emisiones de NO_x , definir la normativa europea que regula dichas emisiones y exponer las distintas tecnologías utilizadas en la actualidad, para la reducción de la emisión de NO_x en vehículos de motor de encendido provocado y por compresión.

1.1 Definición y principales mecanismos de formación de los óxidos de nitrógeno

Los óxidos de nitrógeno, comúnmente conocidos como NO_x , son gases de origen esencialmente antropogénico, producidos por la combinación del oxígeno y el nitrógeno atmosférico bajo unas condiciones de elevadas temperaturas.

El término común NO_x hace referencia a la totalidad de la familia de los óxidos de nitrógeno, formada por: NO , NO_2 , N_2O , NO_3 , N_2O_3 , N_2O_4 y el N_2O_5 [1]. Sin embargo, en motores de combustión interna solo se suelen considerar como emisiones de NO_x , las especies del óxido nítrico (NO), el dióxido de nitrógeno (NO_2) y el óxido nitroso (N_2O), al ser la emisión de las demás especies despreciable, por las características de su cinética química.

El proceso de formación de los óxidos de nitrógeno está gobernado por un cinética química compleja. Los mecanismos de formación de cada una de las especies nombradas, son diferentes y están condicionados por distintos factores.

1.1.1 Óxido nítrico

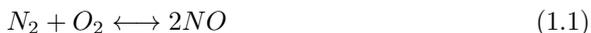
Los principales mecanismos químicos presentes en los motores de combustión, que participan en el proceso de formación del óxido nítrico son [2]:

- Mecanismo térmico o de Zeldovich.
- Mecanismo súbito de de Prompt.
- Mecanismo debido al N_2O intermedio.
- Mecanismo vía combustible.

Mecanismo térmico

El mecanismo térmico descrito por Yakov Borisovich Zeldovich, consituye el mecanismo químico más importante en el proceso de formación del óxido nítrico, en los motores de combustión de encendido provocado, al estar favorecido por su tipología de combustión, caracterizada por unas temperaturas de combustión muy elevadas [3], en el entorno máximo de 2000-3000 K.

En el mecanismo térmico, la formación del óxido nítrico se produce por la reacción del oxígeno y el nitrógeno atmosféricos durante la combustión. La reacción directa entre ambas moléculas diatómicas tal y como se muestra en la ecuación 1.1, requiere la rotura de un enlace covalente triple entre los átomos del nitrógeno, lo cual el oxígeno diatómico es incapaz de hacer incluso con las elevadas temperaturas de la cámara de combustión.



Es por ello que el proceso de formación del óxido nítrico ocurre por mecanismos alternativos, definidos por las expresiones 1.4, 1.5 y 1.6.

Durante el proceso de combustión, las elevadas temperaturas favorecen mecanismos previos que producen la disociación del O_2 en O monoatómico y el H_2O producido por la reacción de combustión en radicales OH , el cual también puede generarse como compuesto intermedio en el proceso de combustión.



Estos compuestos OH y O son los que reaccionan con el nitrógeno atmosférico produciendo la formación del óxido nítrico:



Si se considera que las reacciones previas de generación de oxígeno monoatómico y radicales OH , han alcanzado el equilibrio, una hipótesis válida al tener en cuenta que la velocidad de dichas reacciones es muy superior a las de formación del óxido nítrico. La tasa de formación del óxido nítrico a partir del sistema formado por las reacciones 1.4, 1.5 y 1.6, se puede expresar como [4]:

$$\begin{aligned} \frac{d[NO]}{dt} = & (-k_1[N][NO] + k_{-1}[N_2][O] + k_2[N][O_2] - k_{-2}[NO][O] + \\ & + k_3[N][OH] - k_{-3}[NO][H]) \end{aligned} \quad (1.7)$$

Donde teniendo en cuenta que:

$$R_1 = k_1[N][NO] = k_{-1}[N_2][O] \quad (1.8)$$

$$R_2 = k_2[N][O_2] = k_{-2}[NO][O] \quad (1.9)$$

$$R_3 = k_3[N][OH] = k_{-3}[NO][H] \quad (1.10)$$

Se puede expresar la tasa de formación del óxido nítrico como;

$$\begin{aligned} \frac{d[NO]}{dt} = & R_1 \left(-\frac{[N]}{[N]_e} \cdot \frac{[NO]}{[NO]_e} + \frac{[N_2]}{[N_2]_e} \cdot \frac{[O]}{[O]_e} \right) + \\ & + R_2 \left(\frac{[N]}{[N]_e} \cdot \frac{[O_2]}{[O_2]_e} - \frac{[NO]}{[NO]_e} \cdot \frac{[O]}{[O]_e} \right) + \\ & + R_3 \left(-\frac{[N]}{[N]_e} \cdot \frac{[OH]}{[OH]_e} - \frac{[NO]}{[NO]_e} \cdot \frac{[H]}{[H]_e} \right) \end{aligned} \quad (1.11)$$

Considerando además que todas las especies, a excepción del NO, se encuentran en equilibrio, y que la variación de la concentración de [N], se puede despreciar frente a la formación de [NO] y por lo tanto se puede asumir como cuasi-estacionaria:

$$\frac{[O]}{[O]_e} \sim \frac{[O_2]}{[O_2]_e} \sim \frac{[OH]}{[OH]_e} \sim \frac{[N_2]}{[N_2]_e} \sim 1 \quad (1.12)$$

$$\frac{d[N]}{dt} \sim 0 \quad (1.13)$$

La tasa de formación de los óxidos de nitrógeno se puede estudiar en primera aproximación con una razonable coherencia con la realidad a través de la expresión 1.14.

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_{-1}[N_2]_e[O]_e \quad (1.14)$$

$$k_{-1} = 1,8 \cdot 10^{11} \cdot \exp \frac{-38,37}{T} \text{ m}^3/(\text{kmol} \cdot \text{s}) \quad (1.15)$$

En conclusión, como puede verse en la ecuación 1.14, la formación del óxido nítrico depende de las concentraciones de [N₂] y [O], y de la temperatura de combustión, de forma que su tasa de formación se incrementa conforme la concentración de [O] y [N₂] son mayores, y la temperatura es más elevada. Cabe destacar la dependencia del proceso con la temperatura, de forma que para los tiempos

característicos de combustión de un MCI, la formación de NO se considera despreciable para temperaturas inferiores a 1800-2000 K por el reducido valor de k_{-1} . Conforme la temperatura de la combustión aumenta, k_{-1} incrementa su valor aumentando la tasa de formación de NO, tal y como se puede apreciar en la figura 1.1.

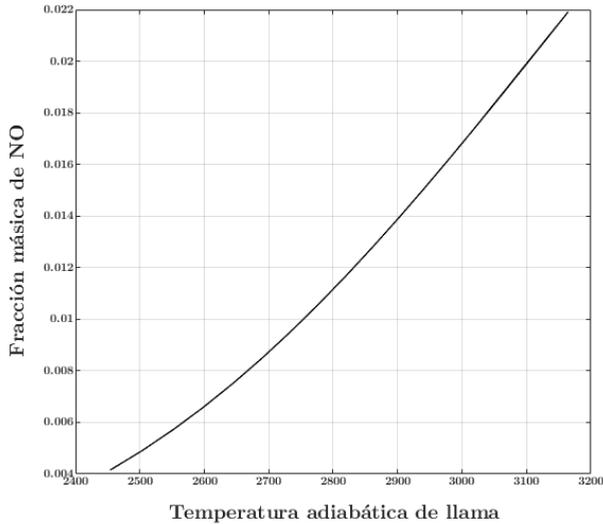


Figura 1.1: Evolución de la emisión de NO con la temperatura adiabática de combustión para una combustión estequiométrica de dodecano a 8 bar y temperatura inicial entre 600 y 2500 K

Cabe destacar que según el mecanismo de Zeldovich, tal y como se puede ver en la figura 1.2, la máxima emisión de NO tiene lugar para dosados ligeramente pobres, donde las temperaturas de combustión son muy elevadas y existe oxígeno en exceso para combinarse con el nitrógeno atmosférico. Para dosados muy pobres, aunque hay una gran cantidad de oxígeno, las temperaturas de combustión son tan reducidas que la formación de NO se ve muy ralentizada, y para dosados muy ricos la práctica totalidad del oxígeno se combina con el combustible, imposibilitando la formación de NO.

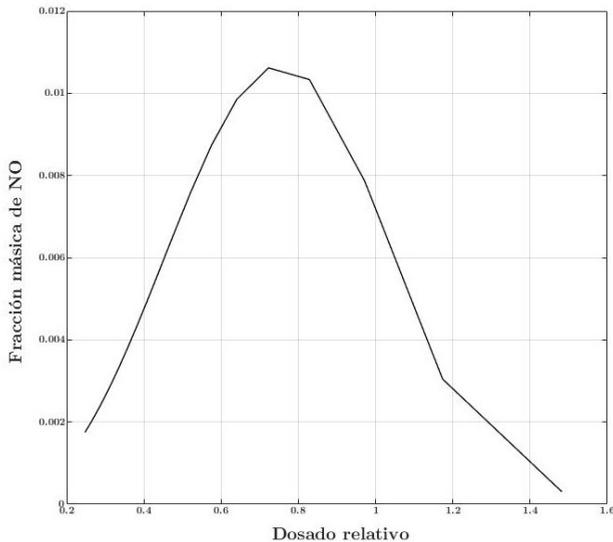


Figura 1.2: Evolución de la emisión de NO con el dosado relativo de la mezcla para una combustión de dodecano a 8 bar y temperatura inicial 1000 K

La relación de la tasa de formación del NO definida por la expresión 1.14, es crítica en motores de encendido provocado, donde las elevadas temperaturas de combustión favorecen su generación.

Esto obliga a la realización de una combustión premezclada y estrictamente estequiométrica para limitar la emisión de NO_x a través del catalizador de tres vías. Siendo inviable la realización de combustiones por difusión e inyección directa a mayor relación de compresión y por lo tanto potencialmente más eficientes, por incapacidad de operación del catalizador de tres vías, que como se verá en el apartado 1.5, es el que impide unas emisiones excesivas de NO_x en motores de encendido provocado.

Mecanismo súbito

Durante sus investigaciones C.P Fenimore, descubrió que en las proximidades del frente de llama, las concentraciones de NO obtenidas, eran muy superiores a las predecidas por el mecanismo de Zeldovich [5], resultando en unas emisiones finales de NO apreciablemente mayores a las previstas por el modelo de Zeldovich, tal y como se puede ver en la figura 1.3.

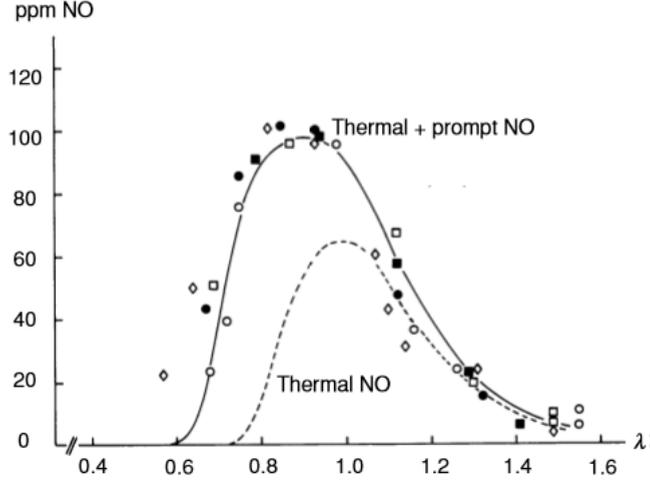
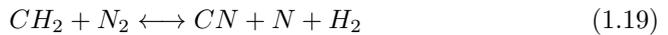


Figura 1.3: Evolución de la concentración de NO en el escape en función del dosado relativo. Fuente [5]

Esta discrepancia en los resultados obtenidos llevó al desarrollo del modelo súbito o de prompt de formación del óxido nítrico, según el cual existe una vía adicional de formación del óxido nítrico facilitada por la reacción del nitrógeno atmosférico con los compuestos derivados del combustible, durante las reacciones previas de la combustión. En este sentido en mezclas ricas, la abundancia de compuestos hidrocarburos, permite la combinación de estos con el nitrógeno produciendo compuestos aminas y cianos según las reacciones 1.16, 1.17, 1.18 y 1.19.



Estos compuestos aminas y cianos a su vez reaccionan con los radicales OH producidos en las reacciones previas de combustión y el propio oxígeno atmosférico

suponiendo una fuente adicional de formación de NO, tal y como se muestra en la figura 1.4

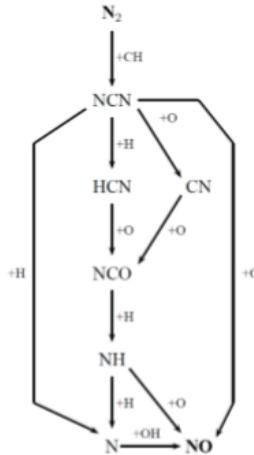


Figura 1.4: Diagrama del mecanismo súbito de formación del NO

La influencia de este mecanismo es importante en la combustión por difusión de mezclas ricas [6], siendo en consecuencia bastante significativo en motores de encendido por compresión donde la combustión es por difusión y localmente rica, pero es menos importante en motores de encendido provocado donde la combustión es estequiométrica y premezclada.

Mecanismo debido al N_2O intermedio

El mecanismo de formación de óxido nítrico a partir de la descomposición del óxido nitroso N_2O , es un mecanismo análogo al mecanismo térmico en el cual la presencia de una tercera molécula (M) favorece la reacción del nitrógeno atmosférico con el oxígeno monoatómico resultante de reacciones previas de disociación, lo cual genera óxido nitroso que posteriormente interacciona con el oxígeno o el H monoatómicos produciendo NO [5].



Este mecanismo es importante para procesos de combustión a temperaturas menores a 1500 K y dosados relativos inferiores a 0.8, mezclas muy pobres. Por ello su influencia en motores de encendido provocado es muy reducida.

Mecanismo vía combustible

El mecanismo de formación de óxido nítrico a través del combustible, tiene lugar cuando el combustible utilizado presenta trazas de nitrógeno en su composición. Dicho nitrógeno durante la combustión se separa de la cadena de hidrocarburos combinándose con el oxígeno y generando óxido nítrico.

Los combustibles utilizados generalmente en motores de encendido provocado y encendido por compresión carecen de nitrógeno en su composición, por lo que este mecanismo no suele participar en la formación de NO típica de un motor de combustión interna.

1.1.2 Dióxido de nitrógeno

El proceso de formación del dióxido de nitrógeno viene precedido por la formación de radicales hidropéroxilos HO_2 durante la combustión, en regiones de baja temperatura, favorecida por un tercer compuesto (M).



Este radical reacciona a su vez con el óxido nítrico generado a través de los mecanismos definidos en la sección anterior, produciendo radicales OH y NO_2 .



Si la combustión se dejara progresar y el tiempo fuera suficiente, el NO_2 se combinaría con los radicales H y O, generando NO, según las reacciones 1.25 y 1.26.



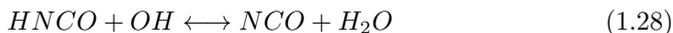
Sin embargo, en un motor alternativo, la expansión reduce la temperatura de los productos de la combustión rápidamente, lo cual impide la completa realización de las reacciones 1.25 y 1.26, generándose una fracción congelada de NO_2 , sobre todo en las zonas más frías de la cámara, las paredes del cilindro y el pistón.

La formación de NO_2 es más importante cuanto menor es la temperatura de combustión. De esta forma las técnicas actuales para la reducción de la emisión de NO_x como la recirculación de gases de escape, enfocadas a reducir las temperaturas de combustión, aunque reducen la emisión total de NO_x , producen un aumento de la emisión de NO_2 , el cual como se explica en el apartado siguiente presenta un gran peligro al participar en la formación de la lluvia ácida y el smog fotoquímico.

1.1.3 Óxido nitroso

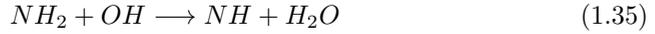
La concentración de óxido nitroso en los gases de escape de un motor suele ser reducida $\sim 5\%$ del total de la emisión de NO_x sin embargo sus importantes efectos sobre el cambio climático, tal y como se explica en el apartado siguiente, hacen necesario su control.

La formación del óxido nitroso viene como resultado de los compuestos HCN involucrados en el mecanismo de prompt [7]. Estos compuestos a parte de ser precursores del NO, también desembocan en la formación de N_2O a partir de las siguientes reacciones:



Además el HCN puede también oxidarse dando lugar a la formación de NH_3 , abriendo una vía alternativa en la formación de N_2O .





Cabe destacar que los convertidores catalíticos utilizados en la actualidad favorecen la combinación del NO con el NCO y el NH, según las reacciones 1.30 y 1.36, aumentando como resultado la emisión de N₂O.

El mecanismo expuesto de formación del N₂O, se ve favorecido por las temperaturas bajas de combustión y los dosados pobres, por lo que su emisión es mayor en motores de encendido por compresión, que en los de encendido provocado. Además la realización de recirculación de los gases de escape para reducir las temperaturas de combustión, aunque reduce la emisión global de NO_x, aumenta la emisión local de N₂O.

1.2 Problemas asociados a la emisión de óxidos de nitrógeno

Para una mejor comprensión del objetivo principal de este proyecto, el estudio de la oxicomustión para la reducción de las emisiones de NO_x en vehículos equipados con motores de combustión interna alternativos, es preciso describir los efectos negativos de los óxidos de nitrógeno, los cuales motivan el desarrollo de dicha tecnología.

En resumen, los óxidos de nitrógeno son altamente tóxicos, siendo los causantes de graves problemas de salud en los humanos, al tiempo que algunos de ellos participan en el efecto invernadero y contribuyen a la desaparición del ozono estratosférico, el cual protege la superficie terrestre de la nociva radiación ultravioleta.

Es por ello por lo que es preciso y necesario la reducción de su emisión en los motores de combustión interna alternativos, su fuente principal en la actualidad, al representar el 37.93% de las emisiones totales de NO_x europeas [8].

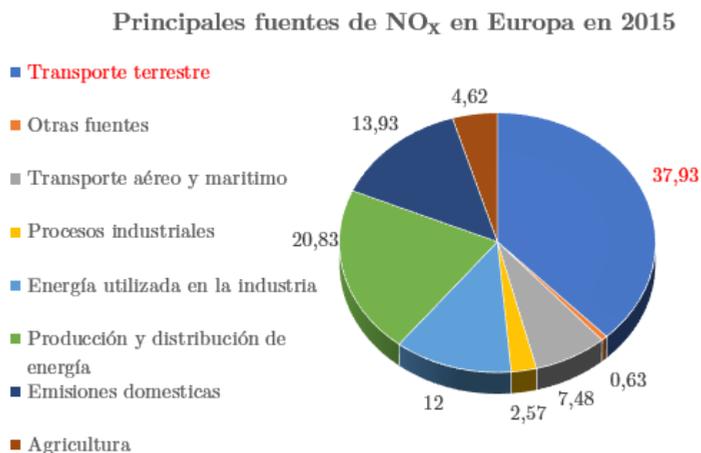


Figura 1.5: Gráfico de las principales fuentes de emisión de NO_x en Europa. Fuente: [8]

En este sentido, el presente apartado se centra en definir los principales problemas medioambientales asociados a la emisión de óxidos de nitrógeno, la lluvia ácida y el esmog fotoquímico, mostrando como estos afectan al ser humano y al ecosistema, para posteriormente puntualizar sobre la influencia de los óxidos de nitrógeno en la reducción de la capa de ozono estratosférica y el incremento del efecto invernadero.

1.2.1 Formación de lluvia ácida

Los óxidos de nitrógeno, especialmente el NO_2 , se caracterizan por ser fácilmente solubles en agua, donde se descomponen reaccionando con las moléculas de H_2O , produciendo como resultado ácido nítrico NH_3 (véase la figura 1.6), el cual precipita con las gotas de lluvia, formando la nociva lluvia ácida.

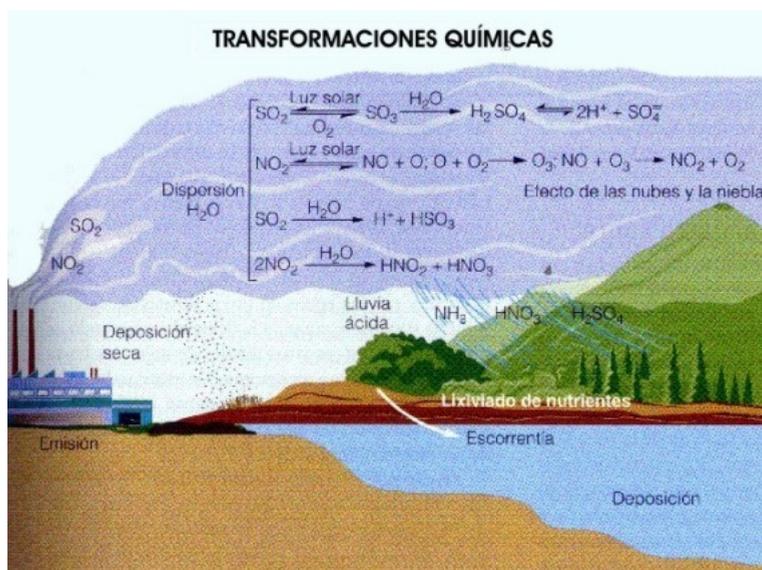


Figura 1.6: Esquema del proceso de formación de la lluvia ácida

La lluvia ácida, es una fuente de contaminación especialmente peligrosa por su amplia capacidad de extensión y desplazamiento a grandes distancias. El ácido nítrico precipitado, aumenta los niveles de nitrato del suelo, provocando su saturación. Este nitrato elimina el magnesio y el calcio del suelo, nutrientes esenciales de los árboles. Además, al combinarse con el aluminio del suelo, produce nitrato de aluminio, que posteriormente es absorbido por las plantas provocando enfermedades en estas y en los animales que de ellas se alimentan [9]. Por otro lado, la lluvia ácida deteriora las hojas de los árboles disminuyendo su capacidad para realizar la fotosíntesis y en consecuencia el crecimiento y el desarrollo de la planta.

El ácido nítrico precipitado en la lluvia ácida, disminuye el pH de los ríos y los lagos aumentando su acidez, afectando gravemente al ecosistema, provocando la disolución de las conchas de los moluscos, el exoesqueleto de los invertebrados y las cáscaras de los huevos de los peces.

Además, la lluvia ácida se deposita en las estructuras, donde el ácido nítrico acelera la corrosión de metales como el bronce y el acero, y degrada y aumenta la porosidad de los materiales de construcción pétreos, especialmente el mármol.

1.2.2 Formación del esmog fotoquímico

Esmog es un término de origen anglosajón que deriva de las palabras inglesas *smoke* (humo) y *fog* (niebla), hace referencia a la niebla tóxica con una alta concentración en ozono, generada a partir de la reacción de las emisiones contaminantes con el aire ambiente, el vapor de agua y las partículas orgánicas [10] (véase la figura 1.7). Dicha niebla es especialmente peligrosa en situaciones de inversión térmica, típicas en invierno, donde la mayor densidad del aire frío superficial frente al aire cálido superior, impide que las emisiones contaminantes se disipen, concentrándose en las zonas urbanas, motivo principal por el cual en la actualidad se están promocionando medidas de prohibición a la circulación de vehículos de combustión en las zonas urbanas.

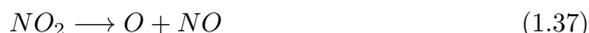


Figura 1.7: Esmog sobre Madrid

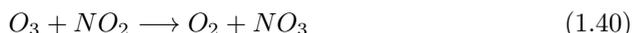
Comúnmente se distinguen dos tipos de esmog, el esmog industrial o de Londres, y el esmog fotoquímico o de Los Ángeles, nombrados así por las primeras ciudades en las que se observaron [11].

El esmog industrial se produce por la reacción química del dióxido de azufre SO_2 con el aire, en presencia de partículas orgánicas, vapor de agua y radiación solar [12]. En la actualidad las emisiones de dióxido de azufre debidas a los vehículos de combustión son prácticamente despreciables, al utilizarse combustibles sin contenido en azufre. Por ello el presente apartado se centra en estudio del esmog fotoquímico, generado por las emisiones de óxidos de nitrógeno debidas a los motores de combustión interna de los vehículos.

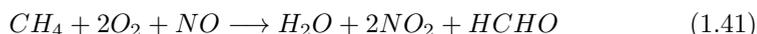
El esmog fotoquímico se forma por la interacción de los óxidos de nitrógeno con contaminantes orgánicos, especialmente hidrocarburos sin quemar. En el proceso de formación del esmog fotoquímico, se suceden varias reacciones químicas [13] y [14], por un lado, la formación del ozono del esmog fotoquímico tiene lugar a partir del dióxido de nitrógeno según las reacciones 1.37 y 1.38, las cuales son activadas por la radiación solar.



Tras su formación inicial, el ozono alcanza una concentración de equilibrio con los óxidos de nitrógeno según las reacciones 1.39 y 1.40.



Sin embargo, en las primeras horas del día coincidiendo con los momentos de mayor tráfico, la emisión de óxidos de nitrógeno se dispara, al tiempo que el NO se oxida en NO₂ sin consumir ozono mediante su reacción con los hidrocarburos sin quemar emitidos por los vehículos, especialmente el metano, según la reacción 1.41.



Esto combinado con el aumento de la radiación solar conforme avanza la mañana, la cual acelera las reacciones 1.37 y 1.38, resulta en gran incremento de la producción de ozono que combinado con el vapor de agua forma el esmog. Alcanzando su máxima concentración en las horas centrales del día (véase la figura 1.8), tras lo cual, al disminuir la radiación solar la formación de ozono va disminuyendo, disipándose el esmog durante la noche.

Es por esto por lo que el esmog se presenta sobre todo en días soleados, entre la mañana y la tarde, en situaciones de inversión térmica que impiden la disipación del ozono y los óxidos de nitrógeno, y en las cercanías de ciudades donde el elevado tráfico supone una fuente importante de óxido de nitrógeno e hidrocarburos sin quemar.

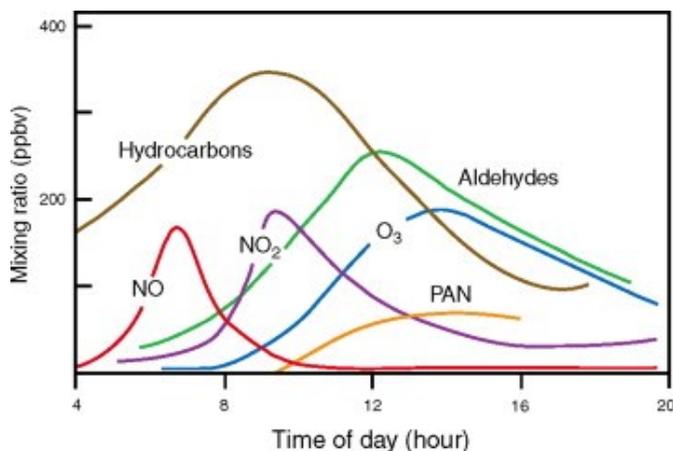


Figura 1.8: Evolución típica de los contaminantes participantes en el smog a lo largo del día. Fuente: [15]

El ozono presente en el smog, afecta perjudicialmente al sistema respiratorio, dificultando el intercambio de oxígeno en los alvéolos, agrava los ataques de asma, potencia las reacciones alérgicas y se considera como un factor de riesgo en múltiples tipos de cáncer pulmonar [16].

1.2.3 Reducción del ozono estratosférico

Aunque como se ha expuesto en la sección anterior, el ozono inhalado por los seres humanos tiene efectos perjudiciales importantes, el ozono estratosférico, fuera del alcance del ser humano, presenta efectos muy beneficiosos.

El ozono estratosférico forma una capa continua alrededor de la tierra a una altitud de 20 km, llamada ozonfera. Esta capa de ozono, permite la vida en la superficie terrestre, al absorber la radiación ultravioleta de onda corta del sol, evitando su incidencia en la superficie terrestre [17], la cual es responsable de enfermedades, cánceres de piel y daños en la vista, y debilita la fotosíntesis vegetal.

Como se ha visto en las reacciones 1.39 y 1.40, los óxidos de nitrógeno, concretamente el NO y el NO₂ son capaces de reaccionar con el ozono, degradándolo en oxígeno, lo cual en la estratosfera resulta en una disminución de la ozonfera, donde la capacidad del NO₂ de reducir el ozono estratosférico en un orden del 20-30 %, respecto a la capacidad de los gases CFC [18].

Esta reducción de la ozonfera es debida principalmente a los óxidos de nitrógeno emitidos por la aviación, siendo comparativamente despreciable el efecto de las emisiones de los vehículos terrestres, por la dificultad de los óxidos de nitró-

geno para ascender en concentraciones suficientes a las capas altas de la atmósfera desde la superficie terrestre.

1.2.4 Efecto sobre el cambio climático

Aunque el efecto del óxido nítrico (NO) y del dióxido de nitrógeno (NO_2) sobre el cambio climático es poco significativo, el óxido nitroso (N_2O) contribuye a aumentar el efecto invernadero en un índice GWP (*Global Warming Potential*), una medida relativa del calor que puede atrapar un gas de efecto invernadero respecto al calor atrapado por la misma masa de CO_2 , entre 264 y 282 veces superior al CO_2 [19]. Además, su concentración atmosférica ha aumentado de forma apreciable, en un $\sim 19\%$, desde el inicio de la revolución industrial (véase la figura 1.9), y su vida media en la atmósfera es de ~ 114 años [20], contribuyendo de forma importante al actual calentamiento global.

Aunque dicha concentración es dos órdenes de magnitud menor que la que presenta el CO_2 , su mayor potencial GWP, hace que su contribución total al efecto invernadero sea de entorno al 20%, respecto a la contribución total del CO_2 .

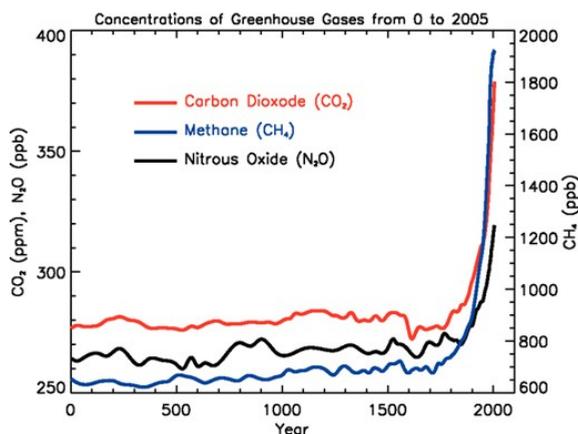


Figura 1.9: Evolución histórica de la concentración atmosférica media del CO_2 , el N_2O y el CH_4

El calentamiento global provocado por el aumento del efecto invernadero, debido a las emisiones contaminantes humanas, es el principal reto medioambiental al que se enfrenta la humanidad en la actualidad y en las próximas décadas, y sus efectos sobre la subida del nivel del mar, el aumento de las sequías y los fenómenos meteorológicos extremos, son ya claramente visibles, y provocan miles de muertos y desplazados cada año.

1.3 Normativa de emisiones contaminantes en vehículos equipados con motores de combustión interna

Los nocivos efectos de las emisiones contaminantes de los motores de combustión, hacen necesario la regulación y el control de las mismas mediante ensayos de homologación y normativas, que fomenten el desarrollo tecnológico hacia su reducción, minimizando en consecuencia su impacto en el medio ambiente.

De esta forma, en paralelo al desarrollo tecnológico de la industria del motor, se han elaborado una gran cantidad de normativas y legislaciones destinadas a encauzar dicho desarrollo a una mayor sostenibilidad. A lo largo de los años, de acuerdo con la mayor conciencia social de los efectos perjudiciales de las emisiones y la mayor capacidad tecnológica de la industria para su reducción, la normativa sobre emisiones contaminantes, así como los ensayos y las condiciones de homologación, han evolucionado a mayores niveles de exigencia.

En este sentido, el presente apartado se centra en definir las condiciones de homologación de los vehículos terrestres equipados con motores de combustión interna, los equipos de medida de emisiones y la normativa europea sobre las mismas, prestando especial atención a las emisiones de óxidos de nitrógeno, cuya reducción es el objetivo principal de este proyecto.

En concreto este apartado se centrará sobre la normativa referente a los vehículos ligeros, ya que el motor a estudiar en los siguientes apartados, el HR13DDT de *Renault*, es un motor orientado a dicho tipo de vehículos, sin embargo cabe resaltar que la oxicomustión es también aplicable en primera aproximación en motores más grandes destinados al transporte pesado, con su evidente cambio de escala.

1.3.1 Ciclos de homologación de vehículos ligeros

La necesidad de unas condiciones de medida de emisiones estándar y fáciles de reproducir para todos los vehículos, llevó a la definición de los llamados ciclos de homologación. En este aspecto a grandes rasgos se puede distinguir entre los ciclos de homologación destinados a la regulación de vehículos ligeros y los referidos a vehículos pesados.

En cuanto a los vehículos ligeros, los ensayos de emisiones contaminantes se realizan con los vehículos montados en bancos de rodillos, en los cuales se aplica un par representativo de la resistencia aerodinámica y de rodadura, y con el conducto de escape conectado a un equipo de análisis de emisiones contaminantes (véase la figura 1.10). Las condiciones de conducción normal en carretera se reproducen a través de un ciclo dinámico de conducción representativo de la operación típica del motor. En este sentido, los dos ciclos de homologación más importantes en

la actualidad son el ciclo *NEDC* (*New European Driving Cycle*) y el ciclo *WLTP* (*Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Procedure*) [21].

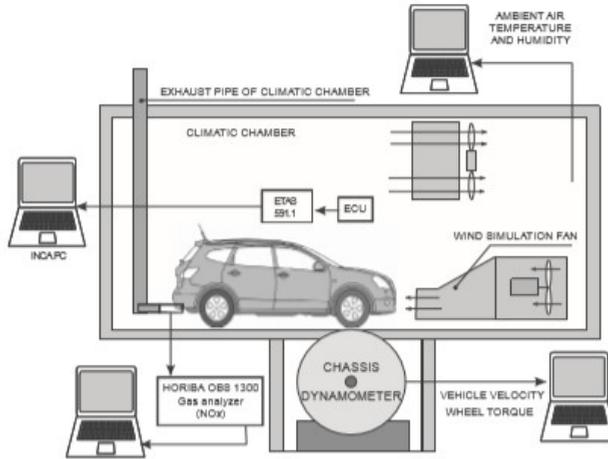


Figura 1.10: Esquema del laboratorio de medición de emisiones contaminantes en vehículos ligeros

Ciclo *NEDC*

El ciclo de homologación *NEDC* fue introducido en 1996, para estandarizar la medida de las emisiones contaminantes en los vehículos ligeros en Europa, con el propósito de cumplir con las recientes normativas Euro 1 y Euro 2, introducidas a lo largo de dicha década.

El ciclo *NEDC* fue diseñado para simular de forma fácil y reproducible las condiciones normales de operación de un vehículo, en un laboratorio, de forma que se pudieran medir representativamente las emisiones contaminantes que luego tendrían lugar con el vehículo en conducción real. En este sentido el ciclo *NEDC* consta de dos segmentos, un primer segmento que representa las condiciones típicas de circulación urbana (*ECE 15* o *UDC*), y un segundo segmento referido a una conducción extraurbana (*EUDC*) [22].

El primer segmento se repite cuatro veces seguidas, lo cual equivale a un recorrido urbano de 4 km durante 13 minutos (véase la figura 1.11). Este segmento se caracteriza por una baja velocidad de circulación del vehículo, lo cual se traduce en un bajo grado de carga del motor, un régimen de giro reducido y unas bajas temperaturas de operación.

El segundo segmento busca representar la aceleración del vehículo al entrar en una carretera extraurbana, con una conducción más dinámica y a mayor velocidad, llegando hasta los 120 km/h. Este segmento equivale a una conducción de 7 km durante 6 minutos y 40 segundos.

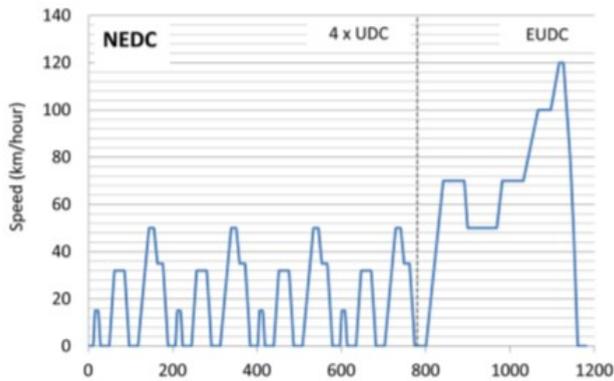


Figura 1.11: Representación de la velocidad de circulación a lo largo del ciclo *NEDC*. Fuente: [22]

Desde su implementación, el ciclo *NEDC* recibió importantes críticas por no ser representativo de las condiciones reales de operación de los vehículos, al seguir un esquema de grado de carga y régimen del motor muy poco exigente, con una conducción bastante estacionaria y con además aceleraciones y frenadas muy lentas y suaves.

Estudios científicos [23], [24] y [25], revelaron que, en condiciones reales de circulación, las emisiones de CO_2 , NO_x , CO e HC , eran hasta un 20 %, 1000 %, 100 % y 200 %, respectivamente superiores a las emisiones medidas en los ensayos de homologación.

Además, los puntos de las curvas características del motor a estudiar durante el ciclo de homologación *NEDC*, eran pocos y siempre los mismos, siendo más fácil para los fabricantes optimizar el motor para dichos puntos concretos, dejando el resto del mapa motor sin optimizar. En este sentido, *Volkswagen* desarrolló un software para la unidad de control del motor, que mediante estrategias de recirculación de gases de escape y el control de la inyección, era capaz de engañar al ciclo de homologación, al reducir enormemente las emisiones de sus vehículos diésel en los puntos ensayados, manteniendo unas emisiones muy elevadas y fuera de los límites legales en el resto del mapa motor [26]. Este fraude desembocó en una grave crisis en la industria europea del motor, dejando los vehículos diésel en una posición muy débil frente a los vehículos gasolina e híbridos, y demostró la necesidad del desarrollo de un nuevo ciclo de homologación que realmente re-

presentara la realidad, para poder aplicar de manera efectiva la normativa sobre emisiones contaminantes, lo cual llevó al desarrollo y la implementación del ciclo de homologación *WLTP*.

Ciclo *WLTP*

El ciclo *WLTP* busca llevar el motor a un nivel de exigencia superior y una condiciones de utilización más similares a las de conducción real. En este sentido se ensayan un mayor número de puntos de las curvas características, y se suprimen los tramos de velocidad constante presentes en el ciclo *NEDC*. Las principales diferencias técnicas entre ambos ciclos se pueden ver en la tabla 1.1.

Parámetro	<i>NEDC</i>	<i>WLTP</i>
Duración (s)	1180	1800
Distancia (km)	11,03	23,27
Velocidad media (km/h)	33,6	46,5
Velocidad máxima (km/h)	120	131
Parado (%)	23,7	12,6
Velocidad constante (%)	40,3	3,7
Aceleración (%)	20,9	43,8
Frenado (%)	15,1	39,9
Aceleración media (m/s ²)	0,59	0,41
Frenado medio (m/s ²)	-0,82	-0,45
Aceleración máxima (m/s ²)	1,04	1,67
Frenado máximo (m/s ²)	-1,39	-1,5

Tabla 1.1: Tabla comparativa de los ciclos *NEDC* y *WLTP* [22]

El ciclo *WLTP* consta de tres modalidades distintas, siendo la clase 3 la utilizada en los vehículos homologados en Europa y Japón [27], y por lo tanto es sobre la que trata este apartado.

En este sentido el ciclo *WLTP* consta de cuatro fases de conducción, las fases *low* y *medium* destinadas a simular una conducción urbana, y las fases *high* y *extra-high* destinadas a simular una conducción extraurbana más dinámica y exigente, tal y como se puede ver en la figura 1.12.

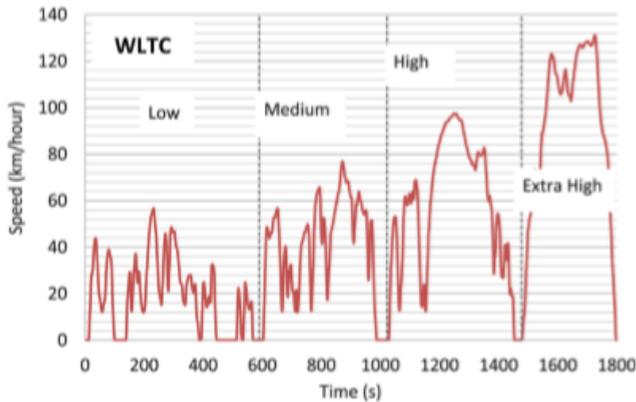


Figura 1.12: Representación de la velocidad de circulación a lo largo del ciclo *WLTP*. Fuente: [22]

Como resultado el ciclo *WLTP* representa con mayor fidelidad las emisiones en conducción real de los vehículos, implementándose en consecuencia como el ciclo estándar de homologación en Europa desde 2019.

1.3.2 Normativa europea sobre emisiones contaminantes en vehículos ligeros equipados con motores de encendido provocado

El marco legal europeo sobre los límites de emisión de un vehículo de nueva homologación, viene definido por la normativa europea sobre emisiones contaminantes, comúnmente conocida como la normativa Euro.

Las emisiones reguladas por dicha normativa en vehículos con motor de encendido provocado, son el monóxido de carbono (CO), la emisión de hidrocarburos sin quemar (HC), los compuestos orgánicos volátiles (NMHC), los óxidos de nitrógeno (NO_x) y la emisión en masa (PM) y número (PN) de partículas no volátiles.

La primera normativa Euro, la normativa Euro 1, se implementó en 1992. Desde entonces se han ido desarrollando e implementando nuevas normativas, con mayor grado de exigencia, en paralelo al desarrollo de la industria del motor en la reducción de las emisiones contaminantes en vehículos.

Dicha normativa referente a vehículos MEP, se muestra en la tabla 1.2, con las distintas emisiones evaluadas en g/km a excepción del número de partículas (PN), el cual esta medido en número total por km [28].

Norma	Fecha de aprobación	CO	HC	NMHC	NO _x	HC + NO _x	PM	PN
Euro 1	jul-92	2,72				0,97		
Euro 2	ene-96	2,20				0,50		
Euro 3	ene-00	2,30	0,20		0,15			
Euro 4	ene-05	1,00	0,10		0,08			
Euro 5a	sep-09	1,00	0,10	0,07	0,06		0,0050	
Euro 5b	sep-11	1,00	0,10	0,07	0,06		0,0045	
Euro 6b	sep-14	1,00	0,10	0,07	0,06		0,0045	6×10^{11}
Euro 6c	sep-16	1,00	0,10	0,07	0,06		0,0045	6×10^{11}
Euro 6d- Temp	sep-17	1,00	0,10	0,07	0,06		0,0045	6×10^{11}
Euro 6d	ene-20	1,00	0,10	0,07	0,06		0,0045	6×10^{11}

Tabla 1.2: Normativa Euro sobre emisiones contaminantes en vehículos ligeros MEP. Fuente: [28]

Como puede verse conforme las normativas han evolucionado, los niveles de emisión admitidos en la certificación de vehículos se han reducido.

En lo referente a la emisión de NO_x, cuya reducción es el objetivo de este trabajo, desde las primeras normativas Euro 1 y Euro 2 que no lo regulaban directamente, si no a través de su suma con los HC, se ha pasado a un nivel máximo aceptado de 0,06 g/km a partir de la normativa euro 5.

1.3.3 Normativa europea sobre emisiones contaminantes en vehículos ligeros equipados con motores de encendido por compresión

Aunque los motores de encendido por compresión no constituyen el objeto principal de estudio del presente proyecto, en esta sección se presenta su normativa de emisiones contaminantes, para su explicación y comparación con la normativa referente a los motores de encendido provocado.

En los motores de encendido por compresión, a diferencia de los motores de encendido provocado, la combustión es pobre, por difusión y lenta. Estas características favorecen unas mayores emisiones de NO_x, humos y partículas, pero también unas menores emisiones de CO y sobre todo hidrocarburos sin quemar, al concentrarse el combustible en el centro de la cámara de combustión, lejos de las paredes y de los espacios intersticiales, donde la capa límite térmica impediría la combustión generando las emisiones de hidrocarburos sin quemar y CO [29].

Es por ello que tal y como se puede ver en la tabla 1.3, la normativa europea sobre emisiones contaminantes, permite una mayores emisiones de NO_x y partículas, frente a las permitidas en vehículos con motor de encendido provocado. Al tiempo que no regula directamente las emisiones de hidrocarburos sin quemar, sino a través de su suma con la emisión de NO_x y exige unos menores niveles de emisión de CO.

Norma	Fecha de aprobación	CO	HC	NMHC	NOx	HC + NOx	PM	PN
Euro 1	jul-92	2,72				0,97	0,1400	
Euro 2	ene-96	1,00				0,70	0,0800	
Euro 3	ene-00	0,66			0,50	0,56	0,0500	
Euro 4	ene-05	0,50			0,25	0,30	0,0250	
Euro 5a	sep-09	0,50			0,18	0,23	0,0050	
Euro 5b	sep-11	0,50			0,18	0,23	0,0045	6×10^{11}
Euro 6b	sep-14	0,50			0,08	0,17	0,0045	6×10^{11}
Euro 6c	sep-16	0,50			0,08	0,17	0,0045	6×10^{11}
Euro 6d- Temp	sep-17	0,50			0,08	0,17	0,0045	6×10^{11}
Euro 6d	ene-20	0,50			0,08	0,17	0,0045	6×10^{11}

Tabla 1.3: Normativa Euro sobre emisiones contaminantes en vehículos ligeros MEC. Fuente: [28]

Mostrando gráficamente la evolución de la normativa respecto a NO_x en motores de encendido provocado y por compresión, se puede ver la drástica reducción de dichas emisiones en ambos casos.

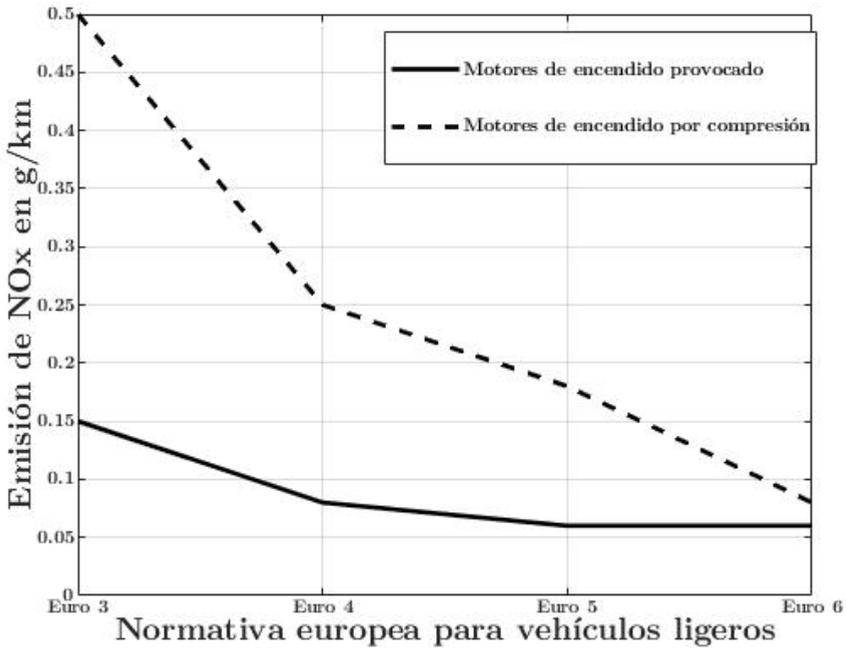


Figura 1.13: Evolución de la normativa europea sobre la emisión de NO_x en vehículos ligeros con motor de combustión

1.3.4 Metodología de medida de las emisiones de NO_x

Durante el ensayo de los ciclos de homologación, la medida de la emisión de óxidos de nitrógeno tiene lugar en el analizador de quimioluminiscencia, tal y como puede verse en la figura 1.14.

El analizador de quimioluminiscencia permite medir la concentración de NO en los gases de escape pero es insensible a la concentración de NO₂, por lo cual para evaluar la emisión del segundo es necesario volver a recircular la muestra por el analizador de quimioluminiscencia, tras haber transformado mediante un convertidor el NO₂ en NO, y comparar la medida con el NO original para obtener con su diferencia la emisión de NO₂. Dicho convertidor deberá reducir el NO₂ en NO, sin afectar a la concentración original de NO.

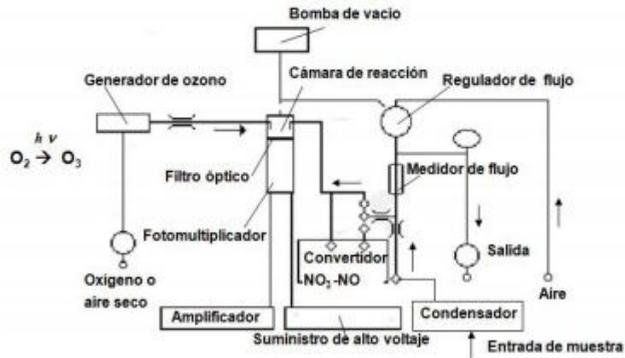
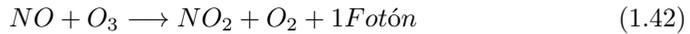


Figura 1.14: Analizador de quimioluminiscencia

El analizador de quimioluminiscencia basa su funcionamiento en medir con un sensor óptico, los fotones emitidos por la reacción del ozono con el óxido de nitrógeno, véase la ecuación 1.42.



El ozono para realizar dicha reacción se obtiene de un generador, en el cual el oxígeno se excita con radiación ultravioleta para generar ozono.

La medida obtenida en la muestra, se compara con la de un gas cero de referencia compuesto por N_2 , con una concentración de NO_x conocida.

1.4 Tecnologías actuales para la reducción de los óxidos de nitrógeno

Para adaptarse a las nuevas normativas, la industria del motor ha desarrollado en las últimas décadas numerosas tecnologías y sistemas para la reducción de las emisiones contaminantes.

Los mecanismos de formación de las distintas emisiones contaminantes son muy diferentes y en múltiples ocasiones contrarios. Por ejemplo, las bajas temperaturas de combustión y los dosados ricos, suponen una mínima formación de NO_x por la neutralización del mecanismo de Zeldovich, sin embargo las emisiones de humos, partículas y HC aumentan de manera considerable, al tiempo que unas elevadas temperaturas de combustión y unos dosados pobres suponen unas considerables emisiones de NO_x , pero unas bajas emisiones de humos partículas y HC.

Este compromiso ha supuesto el desarrollo de múltiples tecnologías y sistemas que se pueden clasificar en dos grupos:

- Las tecnologías activas destinadas a reducir la formación de las emisiones contaminantes, mediante la modificación del diseño del motor y sus componentes.
- Las tecnologías pasivas que buscan eliminar los contaminantes ya formados, mediante el pos-tratamiento de los gases de escape.

Centrando el estudio en aquellas tecnologías diseñadas para la reducción de la emisiones de NO_x , se puede hacer además una distinción entre las aplicadas en motores de encendido por compresión y las aplicadas en motores de encendido provocado.

1.4.1 Tecnologías activas en motores de encendido provocado

Diseño de la cámara de combustión

Las cámaras de combustión poco compactas, con una amplia superficie de transferencia, presentan unas mayores pérdidas de calor, lo cual aunque reduce el rendimiento del proceso de combustión, permite unas menores temperaturas durante la misma, lo cual se traduce en unas menores emisiones de NO_x [30]. Sin embargo la mayor área de la cámara de combustión también lleva asociadas unas mayores emisiones de hidrocarburos sin quemar, al ser mayor el volumen de la capa límite térmica, donde la llama no es capaz de progresar por las pérdidas de calor por convección y conducción con las paredes.

En cuanto a la relación volumétrica de compresión del cilindro. Cuanto menor es la relación de compresión, menores son las temperaturas máximas de combustión, principalmente por la menor temperatura de la mezcla al final de la carrera de compresión. Esto resulta en una menor emisión de NO_x , aunque también en una mayor emisión de hidrocarburos sin quemar y monóxido de carbono, ya que las menores temperaturas de la mezcla empeoran la propagación de la combustión [31].

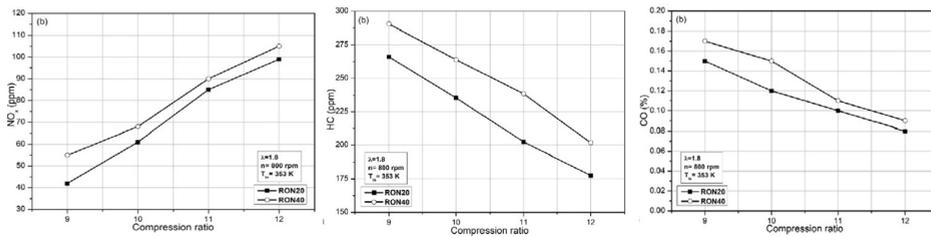


Figura 1.15: Evolución de las principales emisiones con la relación de compresión en MEP para dos clases de combustible. Fuente: [31]

Como puede verse existe un compromiso de diseño, afortunadamente en motores de encendido provocado, como se verá más adelante, el catalizador de tres vías permite reducir simultáneamente las emisiones de NO_x , CO y HC. Sin embargo el funcionamiento de este sistema está limitado, y las normativas de emisiones cada vez más exigentes hacen necesario el desarrollo y la utilización de nuevas tecnologías para cumplirlas.

Proceso de formación de la mezcla

En cuanto a la gestión del proceso de formación de la mezcla se distinguen principalmente dos estrategias de diseño para el control de las emisiones contaminantes.

Por un lado, los sistemas de inyección multipunto, aunque suponen un mayor nivel de complejidad en el control y el diseño del motor, permiten una mejor atomización y mezcla del combustible con el aire. Esto ayuda a reducir significativamente las emisiones de HC, CO y partículas asociadas principalmente a una mala mezcla, sin embargo también se incrementan las temperaturas de combustión, resultando en unas mayores emisiones de NO_x .

Por otro lado, durante las últimas décadas, en motores de encendido provocado se apostó bastante por los sistemas de inyección directa estratificada, estos sistemas permitían reducir ampliamente las emisiones de HC y CO, al concentrarse la inyección del combustible y la mezcla en la zona central del cilindro, siendo

la mezcla en las paredes muy pobre, reduciéndose de esta forma las emisiones asociadas a la capa límite térmica.

Además estos sistemas permitían reducir el uso de la mariposa de admisión a bajas cargas, resultando en un mayor rendimiento del motor a dichos niveles, un menor consumo específico y en consecuencia una menor emisión de CO_2 .

Sin embargo el principal problema de estos sistemas era la emisión de NO_x , al trabajar con dosados pobres, la operación del catalizador de tres vías no era posible, siendo necesarios sistemas adicionales de pos-tratamiento, y aún con ellos se seguían teniendo elevadas emisiones de NO_x .

Sistema de distribución

En cuanto a la gestión del proceso de renovación de la carga para la reducción de las emisiones contaminantes, es crítico el diseño del cruce de válvulas. Este determina la evacuación de los gases residuales, un cruce de válvulas alto desemboca en una peor evacuación de los gases quemados, y en consecuencia gran cantidad de EGR interno. Esto resulta en unas menores temperaturas de combustión por el calor absorbido por los gases de escape del ciclo anterior, provocando en consecuencia unas menores emisiones de NO_x [32]. En cuanto a las emisiones de CO, aunque el efecto del cruce de válvulas es menor, conforme este aumenta, las emisiones de CO tienden a disminuir, mientras que en lo referente a las emisiones de HC, existe un cruce de válvulas óptimo entorno a $20-30^\circ$, a partir del cual las emisiones HC aumentan.

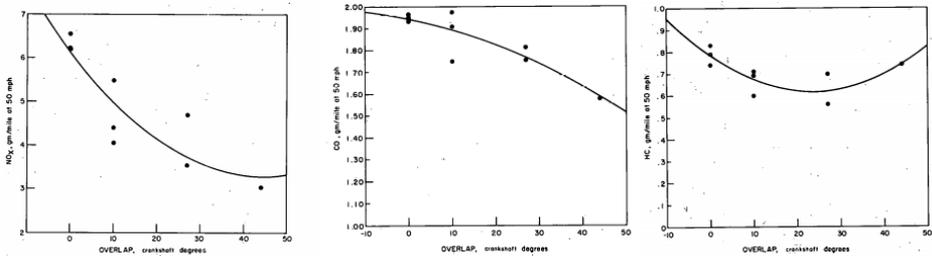


Figura 1.16: Evolución de las principales emisiones con el cruce de válvulas. Fuente: [32]

Sin embargo cabe destacar que el cruce de válvulas tiene un efecto determinante sobre el rendimiento volumétrico, siendo, el efecto sobre este muy negativo para altos cruces de válvulas.

Sistemas de recirculación de gases de escape *EGR*

La recirculación de gases de escape constituye la técnica más extendida en los motores de combustión interna alternativos, para la reducción de las emisiones de NO_x . Aunque inicialmente el *EGR* se potenció principalmente en motores de encendido por compresión, su uso en motores de encendido provocado es cada vez más amplio y constituye una de las principales tecnologías por las que se apuesta para la reducción de las emisiones de NO_x , de acuerdo a cumplir con las futuras normativas.

La recirculación de gases de escape aumenta la proporción de gases inertes en el cilindro, aumentando las concentraciones de H_2O y CO_2 , dos gases de elevado calor específico que absorben el calor generado, disminuyendo las temperaturas de combustión y con ello la formación de NO_x .

En motores de encendido provocado el *EGR* se utiliza principalmente a cargas parciales, desactivándose a plenas cargas para maximizar la potencia obtenida y reducir el aumento de la emisión de HC y partículas que produciría el *EGR* a altos grados de carga.

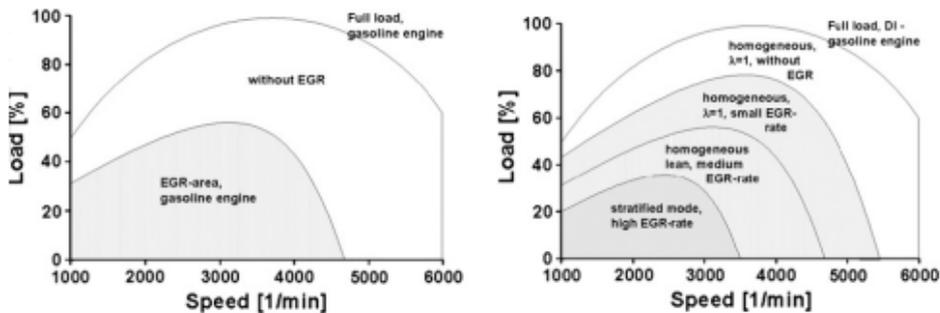


Figura 1.17: Utilización del *EGR* para distintos grados de carga en un motor MEP típico. Fuente: [33]

Aunque el *EGR* reduce la emisión de NO_x , también empeora el rendimiento volumétrico y las condiciones de la combustión, resultando en un efecto negativo en las emisiones de HC, CO y el consumo específico del motor [34].

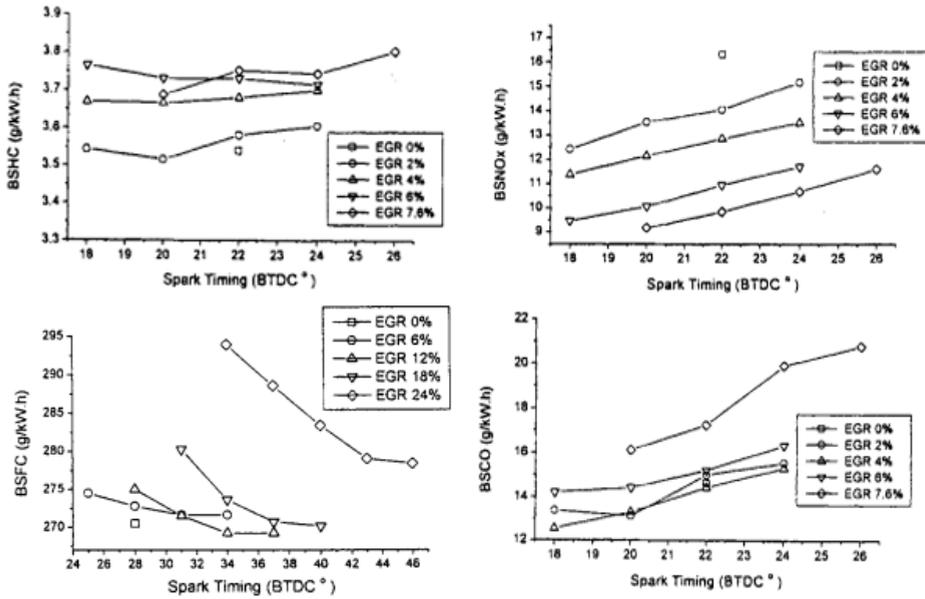


Figura 1.18: Evolución de las emisiones contaminantes y el consumo específico con el grado de EGR. Fuente: [34]

1.4.2 Tecnologías activas en motores de encendido por compresión

En motores de encendido por compresión para el control de la emisión de NO_x , también se gestionan los procesos de formación de la mezcla y de distribución, se optimiza el diseño de la cámara de combustión y sobre todo se utilizan sistemas de recirculación de gases de escape. Además también se actúa sobre la inyección del combustible, el enfriamiento del aire admitido y se han explorado alternativas de combustión a baja temperatura.

Diseño de la cámara de combustión

Al igual que sucede con los motores de encendido provocado, en motores de encendido por compresión, el diseño de la cámara de combustión es crítico en la formación de las emisiones contaminantes.

A diferencia de lo que ocurre en motores de encendido provocado, en motores de encendido por compresión se utilizan cámaras de combustión labradas en el pistón, esto favorece un movimiento de *squish* del flujo al final de la carrera de compresión, de elevada turbulencia que mejora los proceso de atomización y mezcla del combustible [35].

Esta elevada turbulencia al inicio de la combustión, resulta en unas menores emisiones de humos, partículas e hidrocarburos sin quemar. Aunque desemboca en unas mayores temperaturas de combustión y por lo tanto en una emisión superior de NO_x .

Por otro lado al igual que ocurría con los motores de encendido provocado, las cámaras poco compactas, con una mayor relación Área/Volumen, aunque presentan unas mayores pérdidas de calor, también resultan en unas menores emisiones de NO_x por las menores temperaturas de combustión.

Gestión del proceso de inyección

En motores de encendido por compresión, al ser la mezcla heterogénea, las características de la inyección determinan el proceso de combustión y la formación de las diferentes especies contaminantes.

Una presión de inyección elevada mejora y acelera los procesos de atomización, evaporación y mezcla, disminuyendo en consecuencia las emisiones de humos, CO, HC y partículas, pero aumentando también las emisiones de NO_x , por el aumento de las temperaturas de combustión [36].

Por otro lado el control del ángulo de inyección, determina las propiedades del aire en el momento de la inyección, afectando a los procesos de atomización, evaporación y mezcla. Una inyección adelantada resulta en una combustión más centrada, eficiente y con menores emisiones de humos, partículas y CO, pero también con mayores temperaturas y emisiones de NO_x .

También se puede destacar que los sistemas de inyección piloto o inyecciones múltiples, permiten reducir el combustible inyectado durante el tiempo de retraso al auto-encendido, reduciendo el calor liberado en la premezcla, lo cual reduce simultáneamente las emisiones de NO_x y partículas, al tiempo que reduce el ruido de combustión. Estos beneficios hacen que los sistemas de inyección piloto sean ampliamente usados en motores de encendido por compresión, sobre todo a bajos grados de carga, donde la emisión de ruido es elevada.

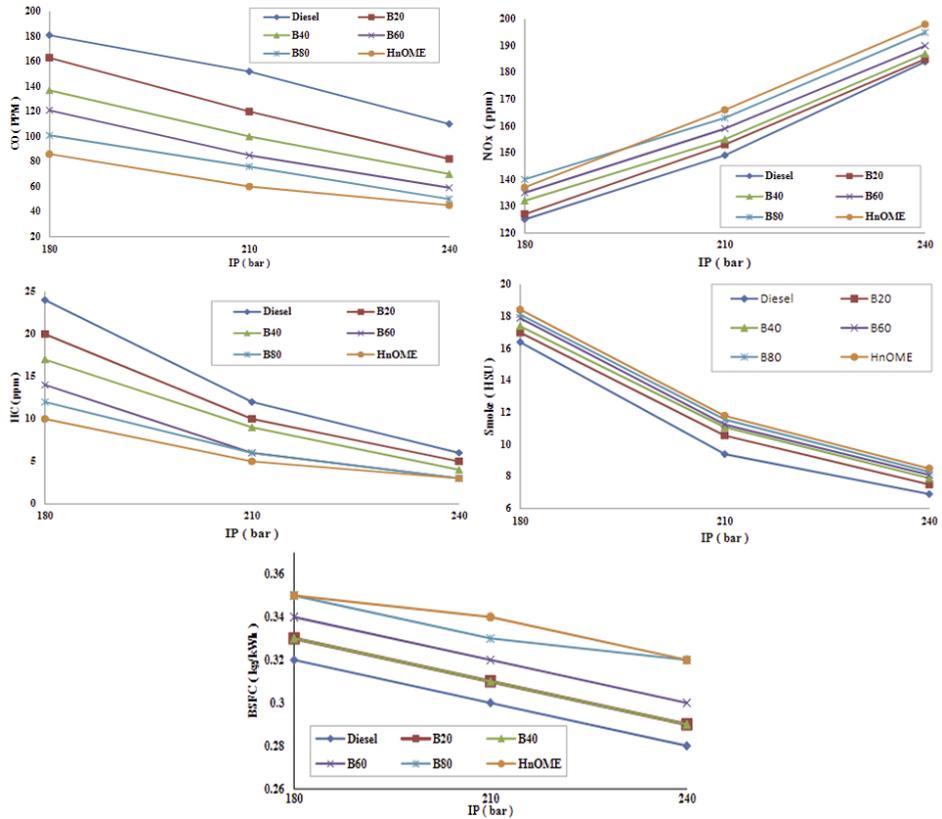


Figura 1.19: Evolución de las emisiones contaminantes y el consumo específico con la presión de inyección, para distintos tipos de combustible. Fuente: [36]

Sistemas de recirculación de gases de escape *EGR*

En motores de encendido por compresión, el uso de sistemas de recirculación de gases de escape es generalizado, por ser en estos motores las emisiones de NO_x mayores y de más difícil reducción, al no poder operar el catalizador de tres vías. Llegándose a recircular hasta el 50 % de los gases de escape en algunos casos.

La recirculación de los gases de escape puede ser de alta o de baja presión, dependiendo de si se realiza antes o después de la turbina de sobrealimentación, tal y como se puede ver en la figura 1.20. El *EGR* se suele realizar combinado con sistemas de refrigeración del aire para mejorar el rendimiento volumétrico y reducir las temperaturas de combustión, y filtros de partículas para evitar el ensuciamiento de los conductos.

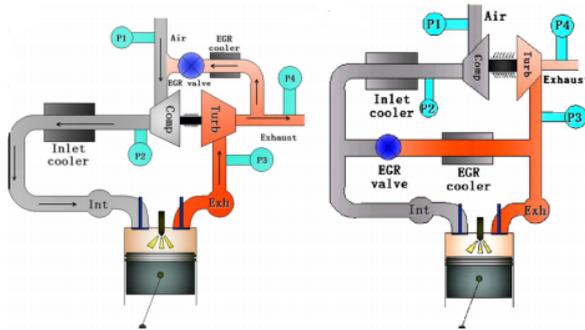


Figura 1.20: Representación de los sistemas de EGR de alta y baja presión.

Al igual que ocurriría en motores de encendido provocado, a altos grados de carga las emisiones de HC y partículas son muy elevadas cuando se realiza EGR, por lo que el uso de EGR se centra principalmente a cargas medias y bajas.

Técnicas de combustión a baja temperatura

Como se ha podido ver en las distintas tecnologías para la reducción de la formación de emisiones contaminantes, las técnicas que reducen la emisión de NO_x , tienden a aumentar la emisión de partículas y humos, mientras que las que reducen la emisión de partículas y humos, pasan por un aumento de la temperatura de combustión y con ello de la emisión de NO_x .

Por otro lado la evolución de la normativa busca la reducción simultánea de ambas emisiones NO_x y partículas, tal y como se ve en la figura 1.21.

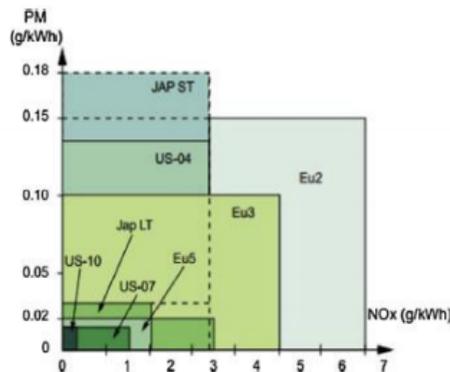


Figura 1.21: Evolución de las distintas normativas para MEC sobre NO_x y partículas.

Existe pues un compromiso de diseño en la reducción de ambas emisiones, difícil de afrontar. En este sentido la combustión diesel de baja temperatura (*LTC*) o mediante sistemas de encendido por compresión de carga premezclada (*PCCI*) [37], como las mostradas en la figura 1.22.

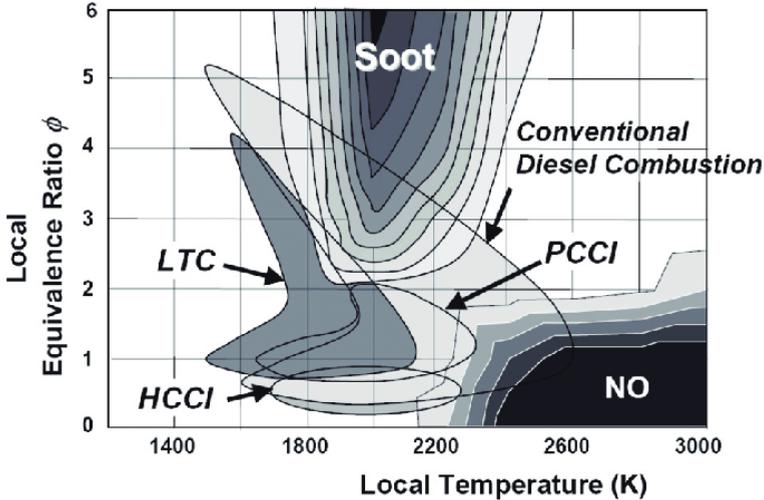


Figura 1.22: Diagrama de Kamimoto sobre la emisión de NO_x y humos en MEC

Esto se consigue adelantando mucho la inyección con lo que la combustión pasa a ser premezclada y a baja temperatura, para lo cual son necesarios combustibles de alta volatilidad y resistencia al auto-encendido, más parecidos a las gasolininas que al típico diesel.

Aunque este tipo de combustión permitiría disminuir simultáneamente la emisión de NO_x y humos, presenta los problemas típicos de combustión premezclada en emisiones de HC y CO.

1.4.3 Tecnologías pasivas en motores de encendido provocado

Catalizador de tres vías

Centrándonos en los equipos de postratamiento de los gases de escape destinados a la reducción de la emisión de NO_x , el más extendido en motores de encendido provocado es el catalizador de tres vías.

El catalizador de tres vías es capaz de oxidar las emisiones de CO y HC, y reducir la emisión de NO_x , aunque solo con un rendimiento adecuado para una estrecha región alrededor del dosado estequiométrico, como puede observarse en la

figura 1.23, lo cual restringe su utilización a los motores de encendido provocado donde el dosado es esencialmente estequiométrico.

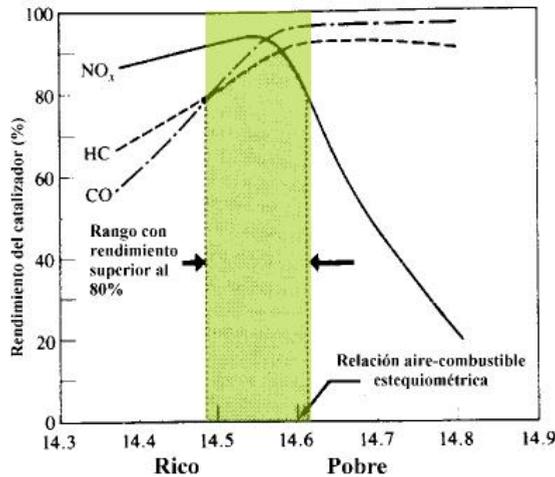
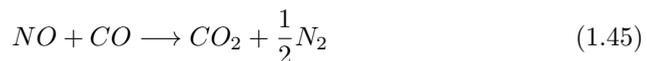
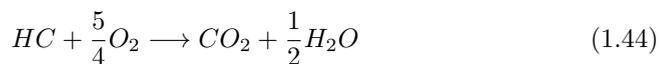


Figura 1.23: Eficiencia del catalizador de tres vías en la eliminación de CO, HC y NO_x, según el dosado. Fuente: [38]

La estricta condición del dosado estequiométrico hace necesario un control preciso de la mezcla lo cual se consigue con la sonda λ . Esta sonda es sensible a la presencia de oxígeno en el flujo de escape, de forma que si detecta oxígeno, incrementa la inyección de combustible, y si no lo detecta, disminuye la inyección de combustible.

El catalizador de tres vías está formado por rodio, paladio y platino [39]. El paladio y el platino actúan como catalizadores, aceleradores, de las reacciones de oxidación del CO y los HC. El rodio actúa como acelerador de la reacción de reducción de los NO_x con el CO.



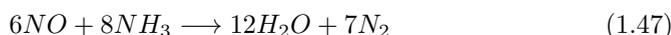
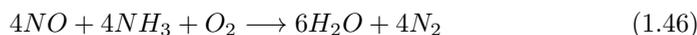
Cabe destacar que para poder operar con un rendimiento adecuado, el catalizador necesita estar a una temperatura de entre 300 y 600°C. Aunque el catalizador de tres vías permite reducir la emisión de NO_x , su eficacia es limitada y conforme las normativas sobre emisiones han evolucionado hacia mayores niveles de exigencia, su capacidad para cumplirlas se ha reducido, siendo ya necesarios sistemas alternativos para la reducción de la emisión de NO_x .

1.4.4 Tecnologías pasivas en motores de encendido por compresión

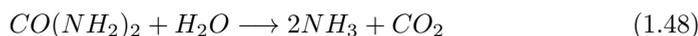
En motores de encendido por compresión al ser la mezcla heterogénea, el catalizador de tres vías no es capaz de operar con suficiente eficiencia, lo cual hace que sea necesario utilizar sistemas alternativos de postratamiento para la reducción de la emisión de NO_x , entre los cuales destacan los sistemas de reducción catalítica selectiva (*SCR*) y los filtros químicos (*LNT*).

Sistemas de reducción catalítica selectiva (*SCR*)

El catalizador *SCR* esta formado una mezcla de óxidos de vanadio y titanio en un sustrato cerámico, los cuales actúan como aceleradores de las reacciones de reducción de los óxidos de nitrógeno con el amoníaco:



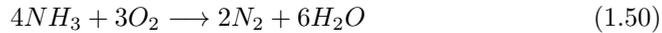
La peligrosidad de almacenar amoníaco en el vehículo, hace este se obtenga por la hidrólisis de la urea almacenada en un depósito, cuyo consumo es del orden del 3-6% del consumo de combustible.



La eficiencia de las reacciones de reducción de los NO_x se incrementa cuanto mayor es la concentración de NO_2 frente a la concentración de NO , lo cual hace necesario un catalizador de oxidación previo que convierta el NO en NO_2 .



Por último, para evitar la emisión de amoníaco es necesario un segundo catalizador de oxidación para su eliminación, a la salida del *SCR*.



La disposición final de los distintos equipos se puede ver en la representación 1.24.

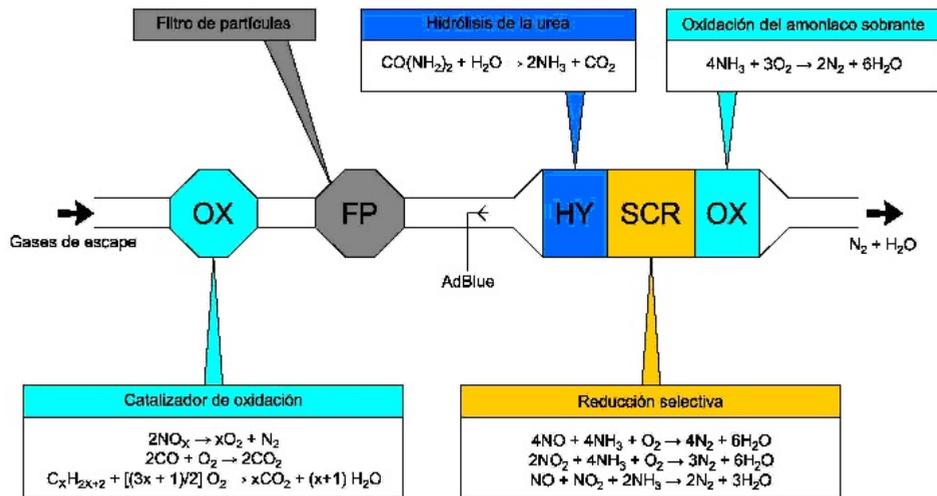


Figura 1.24: Representación del sistema de reducción catalítica selectiva (SCR)

Los sistemas de reducción catalítica selectiva (SCR), presentan eficiencias de hasta el 90 % y requieren temperaturas del rango de 300-600°C para su correcto funcionamiento.

Filtros químicos (LNT)

Los filtros químicos funcionan como una trampa que absorbe los NO_x cuando el motor opera con mezclas pobres en forma de Ba(NO₃)₂ y los reduce cuando el motor opera con mezclas ricas, gracias a un catalizador de platino-rodio.

Estos sistemas presentan una eficiencia del 80-90 % para el rango de 250-350°C y no presentan problemas de acumulación de NO_x, pero incrementan el consumo de combustible, requieren de un sensor de NO_x, tienen un coste económico elevado, presentan problemas importantes en caso de que el combustible tenga trazas de azufre y a altas temperaturas sufren un rápido envejecimiento de sus materiales.

Capítulo 2

La aplicación de la oxicomcombustión para la reducción de la emisión de NO_x y CO_2

Una vez expuestos los problemas asociados a la emisión de óxidos de nitrógeno y como la ingeniería intenta reducir dichas emisiones en la actualidad. El segundo capítulo de este proyecto busca describir el funcionamiento de la oxicomcombustión y como su aplicación en los vehículos de motor de combustión, puede suponer un avance exponencial en la reducción de la emisión de óxidos de nitrógeno.

Por otro lado se pretende además presentar el problema de la emisión de CO_2 y el potencial de la oxicomcombustión para reducir dicha emisión en el sector del transporte terrestre.

2.1 Descripción y motivación de la oxicomcombustión

La oxicomcombustión, como su propio nombre indica es el proceso de combustión con un gas rico en oxígeno.

A diferencia de los procesos típicos de combustión que utilizan el aire atmosférico para quemar el combustible, en la oxicomcombustión el gas utilizado presenta una alta concentración de oxígeno con una cierta proporción de gases de escape residuales (CO_2 y H_2O), cuya función es controlar el propio proceso de combustión, disminuyendo las temperaturas y evitando la detonación, asegurando la integridad material de la cámara en la cual se produce el proceso de combustión. El hecho de no utilizar el aire atmosférico para la combustión, hace que la oxicomcombustión presente ventajas potenciales muy significativas:

- El gas que actúa como oxidante, al carecer de nitrógeno en su composición, no produce la formación de los óxidos de nitrógeno, los cuales por sus efectos nocivos ampliamente expuestos en el capítulo anterior, constituyen el contaminante más importante de los procesos de combustión, siendo su reducción el principal reto tecnológico de la industria del motor en la actualidad.
- Al no haber nitrógeno, la concentración de CO_2 en los gases de escape es muy elevada. Esto facilita enormemente su captura, permitiendo reducir significativamente la huella de carbono del sistema de combustión. Además el propio CO_2 capturado puede ser utilizado como materia prima en la producción de combustibles sintéticos reduciendo la dependencia energética del petróleo.
- Como no existen limitaciones térmicas por la emisión de NO_x , en el ámbito de los motores de combustión interna son alcanzables mayores temperaturas de combustión y presiones, y por lo tanto mayores eficiencias, un menor consumo y emisión de CO_2 . Además las altas temperaturas de combustión permitirían también reducir la formación y emisión de humos y partículas, cuyos efectos negativos son comparables a los NO_x .
- Dependiendo del nivel de dilución en gases de escape, si este no es muy alto, la cinética química de la reacción de combustión es mucho más rápida. Esto en motores de combustión interna alternativos permite la realización de una combustión más centrada entorno al punto muerto superior, con menores emisiones de CO e hidrocarburos sin quemar y con unas menores pérdidas de calor.

Como resulta evidente, la oxicomcombustión es más difícil y compleja de implementar que un proceso típico de combustión aire-combustible, al necesitar de una fuente estable y duradera de oxígeno puro. En este sentido las principales tecnologías para la obtención de oxígeno puro son la destilación criogénica del aire, los

procesos industriales de adsorción del nitrógeno, la separación química del oxígeno y el nitrógeno atmosféricos, la electrólisis del agua y la tecnología de membranas de separación [1].

De todas estas tecnologías, la única aplicable al sector del transporte y en concreto al del automóvil, es la de las membranas de separación, al ser necesario un sistema de peso y volumen reducidos, coste no demasiado elevado, rápida puesta en marcha y fiabilidad y durabilidad elevadas.

Por estos motivos el presente proyecto centra su objetivo en el análisis de la implementación de un sistema de membranas de separación en un vehículo de motor de encendido provocado, para la realización de oxicomcombustión, con el objeto de anular la emisión de óxidos de nitrógeno y poder posteriormente implementar un sistema de captura de CO₂.

2.2 Tecnologías para la obtención de oxígeno puro

Como se ha presentado en el apartado anterior, en la actualidad existen varias tecnologías capaces de producir el oxígeno necesario para la realización de la oxicomcombustión. De esta forma, el presente apartado se centra en la explicación detallada de cada una de estas tecnologías, con especial atención a la tecnología de membranas de separación, el objeto principal de estudio de este proyecto.

En este apartado, se busca también la comparación de las distintas tecnologías con el objetivo de justificar la elección de la tecnología de membranas de separación, para la aplicación de la oxicomcombustión en vehículos de motor de encendido provocado.

2.2.1 La destilación criogénica del aire

El proceso de destilación criogénica del aire es la tecnología más antigua y más desarrollada para la obtención de oxígeno puro, utilizada principalmente por grandes plantas industriales.

La destilación criogénica del aire fue desarrollada por primera vez en 1902 por el ingeniero alemán Carl von Linde [2] y hoy en día es utilizada por grandes compañías como *AIR LIQUIDE*, *AIR PRODUCTS*, *BOC*, *LINDE* o *PRAXAIR*, para la producción de oxígeno, nitrógeno y argón puros, para su posterior aplicación en otras industrias como la sanitaria, la de fundición y la de producción de energía.

En el sector de la generación de energía, la destilación criogénica del aire se utiliza para la obtención de oxígeno, con el objeto de realizar oxicomcombustión en centrales térmicas de carbón, tal y como viene representado en la figura 2.2. En este sector la destilación criogénica del aire presenta importantes ventajas frente a los demás sistemas de producción de oxígeno puro, al permitir obtener de manera estable grandes caudales de oxígeno puro, necesarios para la producción de una elevada potencia eléctrica a través de la quema de carbón.

Este sistema de generación de oxígeno, oxicomcombustión y posterior captura de CO_2 , se plantea como una alternativa ecológica de generación de energía, con una nula emisión de NO_x y una baja emisión de CO_2 , utilizando una fuente de energía barata, de fácil acceso y de gran densidad energética como el carbón.

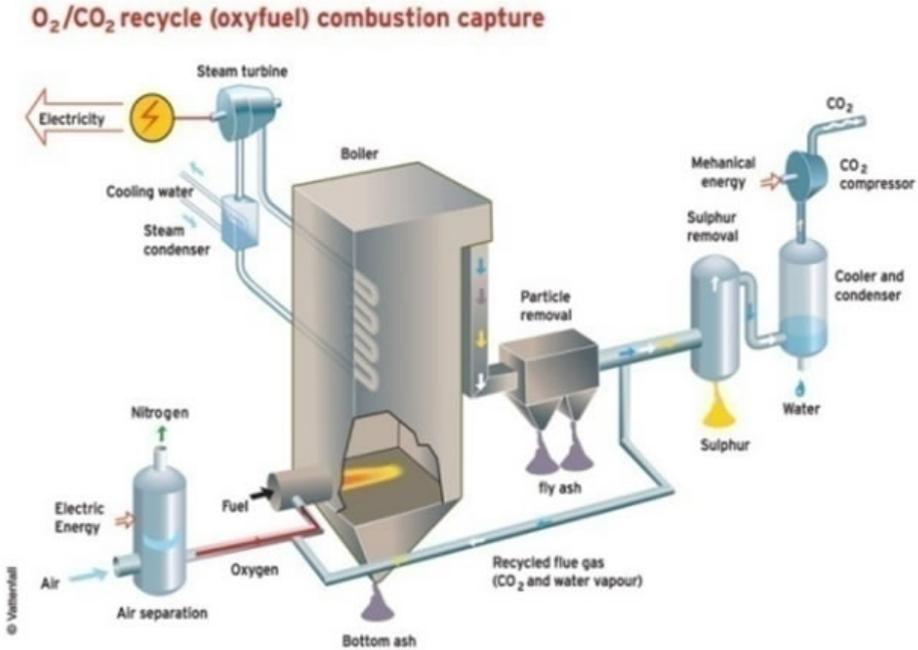


Figura 2.1: Esquema de una central térmica de carbón de oxicomcombustión

Aunque este sistema es aplicable a todo tipo de centrales térmicas de combustible fósil, ya sean de carbón, gas natural o petróleo, hasta el momento su aplicación se ha centrado principalmente en las de carbón, al ser las que por las características de su combustible, presentan unos mayores problemas de emisión de CO₂ y NO_x.

En este sentido se puede destacar como central térmica de carbón con oxicomcombustión la central de Schearze Pumpe en Vattenfall, Alemania [3]. Esta central inició su funcionamiento en 2008 con una potencia de 30 MW, la cual ha sido incrementada paulatinamente hasta el valor de 300 MW. Esta central utiliza una mezcla lignito y antracita, los cuales quema con el oxígeno obtenido en una central de destilación criogénica del aire. El CO₂ capturado gracias a la oxicomcombustión, es almacenado bajo tierra para evitar su emisión a la atmósfera.

Los trabajos desarrollados en esta central han permitido ver que la energía necesaria para la obtención del oxígeno y la compresión y captura del CO₂, representan un 6,8% y un 3,5%, de la energía total generada en un proyecto futuro más ambicioso de 2026 kW.

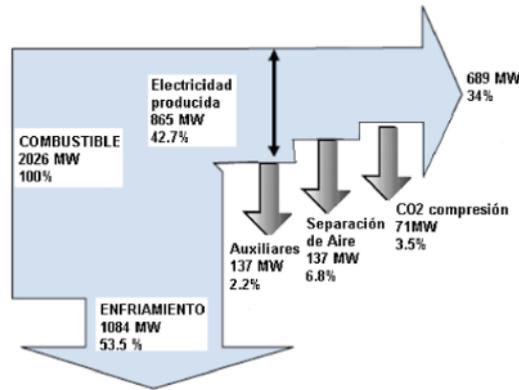


Figura 2.2: Diagrama de flujos de potencia en una central de oxidación. Fuente: [3]

Como puede verse, la destilación criogénica del aire es una técnica desarrollada y operativa para la obtención de oxígeno puro. Esta tecnología permite obtener grandes caudales de oxígeno con purezas superiores al 95 % [2], pero presenta grandes inconvenientes que invalidan completamente su aplicación en el sector del transporte:

- Requiere de un costoso, complejo y muy voluminoso sistema de tratamiento y procesado del aire atmosférico, tal y como se puede apreciar en la figura 2.3. Por ello este sistema solo es posible en grandes aplicaciones estáticas, siendo imposible en aplicaciones móviles.
- Requiere una gran cantidad de potencia para arrancar y operar, lo cual hace que solo sea eficiente en aplicaciones de gran generación de potencia.
- Su arranque y parada no son inmediatos, en los mejores casos requieren tiempos del orden de unas pocas horas, algo totalmente incompatible con la operación del motor de un vehículo.

En conclusión, la destilación criogénica del aire es un proceso desarrollado y viable para la obtención de oxígeno puro, sin embargo solo es aplicable en grandes plantas de generación de energía, siendo totalmente inviable en aplicaciones móviles.

2.2.2 Los procesos industriales de adsorción del nitrógeno

Los procesos industriales de adsorción del nitrógeno basan su funcionamiento en la capacidad de ciertos materiales para absorber el nitrógeno atmosférico [1].

Uno de los materiales más utilizados son las zeolitas, destacando principalmente las zeolitas 13X y 10X [4]. Las zeolitas son cristales de aluminosilicato de elementos alcalinos o alcalinotérreos como sodio, potasio y calcio. La superficie de este tipo de zeolitas está formada por diferentes óxidos cargados negativamente y cationes aislados, los cuales presentan una gran afinidad eléctrica con las moléculas de nitrógeno, siendo capaces de absorberlo en contacto con el aire.

La figura 2.4 representa el proceso de adsorción. En el, el aire inicialmente comprimido, es filtrado para eliminar las posibles partículas. Tras ello es introducido en una serie de columnas cuyas paredes están hechas de zeolitas, de forma que el aire va perdiendo nitrógeno conforme avanza por ellas, obteniéndose a la salida una corriente enriquecida de oxígeno. Los sistemas típicos constan de múltiples columnas, de forma que cuando una se satura, se cierra para poder regenerarla eliminando el nitrógeno acumulado, tiempo durante el cual el aire circula por otra columna, permitiendo de esta forma conseguir un flujo estable y continuo de oxígeno.

De esta forma se pueden obtener flujos de oxígeno con una pureza de hasta el 94 %, habiendo impurezas de argón y nitrógeno residual [5].

Frente a la destilación criogénica, la adsorción presenta la ventaja de que no necesita un intercambiador de calor para enfriar el aire y el sistema solo necesita de unos pocos minutos para arrancar. Sin embargo su coste económico es mucho más elevado, es una tecnología aún en sus primeras etapas de desarrollo, requiere de sistemas adicionales para la eliminación del argón, y el caudal de oxígeno enriquecido obtenido esta íntimamente relacionado con la superficie de zeolita expuesta, siendo con la tecnología actual, inviable un sistema basado en la adsorción, de peso lo suficientemente reducido como para ser utilizable en aplicaciones móviles [1].

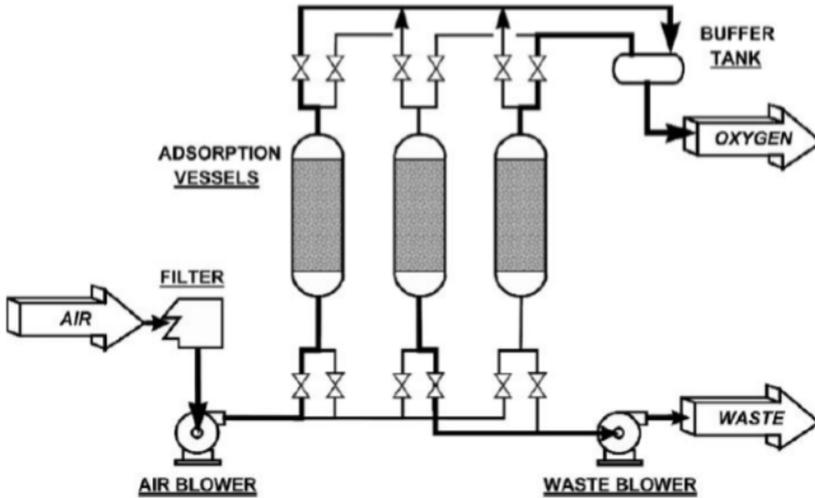


Figura 2.4: Esquema del proceso de adsorción basado en zeolitas. Fuente: [1]

2.2.3 La separación química del oxígeno y el nitrógeno atmosféricos

Los procesos químicos de separación del oxígeno y el nitrógeno atmosféricos conceptualmente son muy similares a los procesos de adsorción, pero con la diferencia de que estos se basan en la utilización de materiales que presentan la habilidad de absorber el oxígeno atmosférico, bajo unas determinadas condiciones de presión y temperatura [1] y [6].

En este sentido, uno de los procesos más destacados es el desarrollado por *Air Products y Chemicals Allentown*, mostrado en la figura 2.5.

En este sistema, la absorción del oxígeno se consigue gracias a una corriente circulante de sal fundida, seguida por la des-absorción mediante la combinación de calor y presión en la corriente de sal.

En este sistema, el aire es inicialmente filtrado y comprimido a una presión de 12 bares, tras esto el aire circula por unas columnas de base absorbente que eliminan el agua y el CO_2 para evitar que estos degraden la sal en las siguientes etapas.

Una vez eliminados el agua y el CO_2 , el aire es calentado en un intercambiador hasta una temperatura de entre 480 y 650°C. Después de esto, el aire caliente entra por la base del absorbedor donde entra en contacto con la sal fundida. Allí el

oxígeno al reaccionar químicamente con la sal es eliminado de la corriente y absorbido por la sal. Posteriormente la sal líquida que contiene el oxígeno es calentada y fluye hacia la columna de des-absorción, donde el oxígeno se separa en estado gaseoso de la sal líquida. Tanto el flujo de oxígeno resultante como los productos residuales, por su elevada temperatura se utilizan para regenerar y así reducir las necesidades energéticas del proceso.

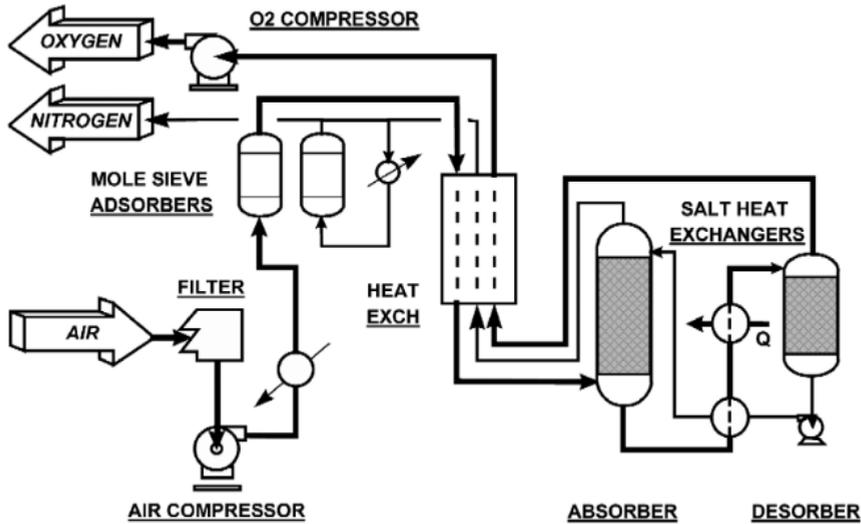


Figura 2.5: Esquema del proceso químico de separación del oxígeno y el nitrógeno atmosféricos. Fuente: [1]

Este sistema permite obtener un flujo de oxígeno de gran pureza, superior al 99 %, sin embargo requiere un gran aporte de calor, presenta un diseño costoso y complejo, esta sometido a graves problemas de corrosión, y es inviable en aplicaciones móviles por su peso y tamaño.

2.2.4 La electrólisis del agua

La electrólisis del agua es el proceso de descomposición del agua en oxígeno e hidrógeno gaseosos al aplicarse una corriente eléctrica continua.

En el proceso de la electrólisis del agua, un cátodo y un ánodo, normalmente de platino o iridio, conectados a una fuente de corriente continua son introducidos en un depósito de agua, a la cual se le añade una pequeña cantidad de KOH , $NaOH$ o H_2SO_4 para incrementar su conductividad eléctrica y reducir de esta forma la energía eléctrica necesaria para activar el proceso [7].

En el cátodo negativo se produce una reacción de reducción en la cual los cationes de hidrógeno se combinan con los electrones del cátodo, generándose hidrógeno gaseoso.



En el ánodo positivo se produce una reacción de oxidación en la cual se genera oxígeno gaseoso, cationes de hidrógeno y electrones.

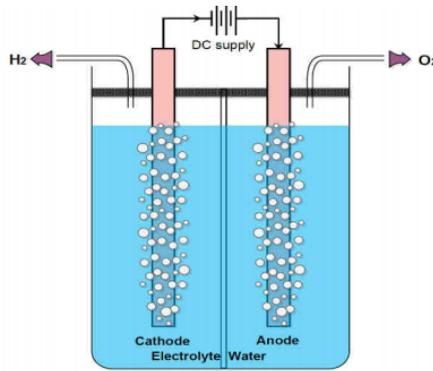
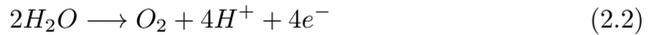


Figura 2.6: Esquema del proceso de electrólisis del agua

Se pueden distinguir tres procesos principales de electrólisis, la electrólisis alcalina, la electrólisis de membrana y la electrólisis de alta temperatura [7].

La electrólisis alcalina es el proceso más sencillo y desarrollado, mostrado en la figura 2.6. Esta tecnología tiene un coste más reducido que las demás, opera entre 40-90°C, su eficiencia ronda el 70% y tiene una larga duración. Sin embargo los gases obtenidos presentan una pureza reducida, tiene problemas de corrosión y el flujo de gas generado es difícil de controlar.

La electrólisis de membrana opera entre 20-100°C, presenta una elevada eficiencia, un buen control del flujo de gas, una gran pureza en los gases obtenidos y es un diseño compacto y de rápida respuesta. Sin embargo es una tecnología nueva y aún en desarrollo, con un elevado coste económico, problemas de corrosión y una duración reducida.

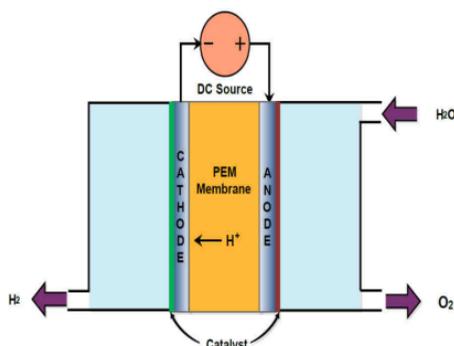


Figura 2.7: Esquema del proceso de electrólisis de membrana

En cuanto a la electrólisis de alta temperatura, esta tecnología presenta la máxima eficiencia, pero requiere de elevadas presiones y temperaturas (700-1000°C), su desarrollo actual es muy pobre y presenta problemas de resistencia térmica de los materiales muy importantes.

En conclusión, aunque la electrólisis del agua es una tecnología desarrollada capaz de generar oxígeno gaseoso de gran pureza. No es válida para la realización de la oxidación, ya que además de necesitar un suministro elevado de agua, el proceso sería energéticamente negativo, para poder realizar la electrólisis se necesitaría más energía que la generada en el proceso de combustión, por las sucesivas transformaciones energéticas necesarias.

2.2.5 Tecnología de membranas de separación de oxígeno

La tecnología de obtención de oxígeno mediante el uso de membranas permeables de separación es relativamente nueva, aunque en los últimos 20 años ha tenido un amplio desarrollo por sus importantes ventajas frente a los sistemas de adsorción y destilación criogénica, como fuente estable de oxígeno para la realización de oxidación [8].

Las membranas de separación de oxígeno permiten un suministro estable de oxígeno fácilmente escalable, al estar estrechamente relacionado con el área de la membrana expuesta al flujo de aire. De esta forma son aplicables tanto para grandes centrales térmicas de generación de energía como para aplicaciones móviles de pequeño tamaño relacionadas con el sector del transporte.

Para el entorno de las centrales térmicas de generación de energía, donde son necesarios grandes caudales de oxígeno de gran pureza, estudios como [9] han demostrado que las membranas de separación de oxígeno permiten obtener

unas mayores eficiencias y potencias, que las conseguidas mediante la destilación criogénica del aire.

En el entorno del transporte sobre el cual se centra este proyecto, las membranas de separación son la única tecnología válida para la obtención del oxígeno necesario para realizar la oxicomustión, ya que es el único sistema con un tiempo y energía de arranque reducidos, y un tamaño lo suficientemente compacto como para implementarse en un vehículo sin afectar negativamente al peso o al espacio disponible.

Dentro de las membranas de separación para la obtención de oxígeno se pueden distinguir dos tipos de membranas, las membranas poliméricas semipermeables de difusión y las membranas de transporte iónico-electrónico de tipo *MIEC*.

Las segundas presentan una eficiencia muy superior en la separación del oxígeno y el nitrógeno, siendo necesaria una menor área para conseguir el mismo flujo de oxígeno. Además, las primeras son incapaces de eliminar completamente el nitrógeno [1], motivo por el cual las segundas, las membranas de transporte iónico-electrónico de tipo *MIEC*, son el tipo de membranas escogidas para el presente proyecto, cuyo objetivo es obtener un flujo libre de nitrógeno para conseguir unas nulas emisiones de NO_x .

Membranas poliméricas de difusión

Las membranas poliméricas de difusión para la separación de oxígeno, están hechas de materiales poliméricos con diferentes ratios de difusión del oxígeno y el nitrógeno.

En este tipo de membranas, el flujo de oxígeno obtenido está determinado por la superficie expuesta y es una función de la diferencia de presiones entre los flujos a ambos lados de la membrana. En estos sistemas, el oxígeno, debido al menor tamaño de sus moléculas frente al tamaño de las moléculas de nitrógeno, difunde más fácilmente a través de los poros de la membrana. La existencia de otros gases en el aire cuyas moléculas son más pequeñas que las del oxígeno y el inevitable paso de una fracción de nitrógeno relativamente importante, suponen que el flujo resultante al otro lado de la membrana tenga una proporción de oxígeno de entorno al 25-50 %, siendo el resto principalmente nitrógeno.

Este hecho hace que este tipo de membranas no sean muy eficientes en la reducción de la emisión de NO_x .

Las mayores ventajas de estas membranas son su simplicidad y su capacidad para operar en condiciones térmicas similares a las ambientales, siendo únicamente necesario incrementar la presión del flujo de aire para forzar la difusión a través de las membranas.

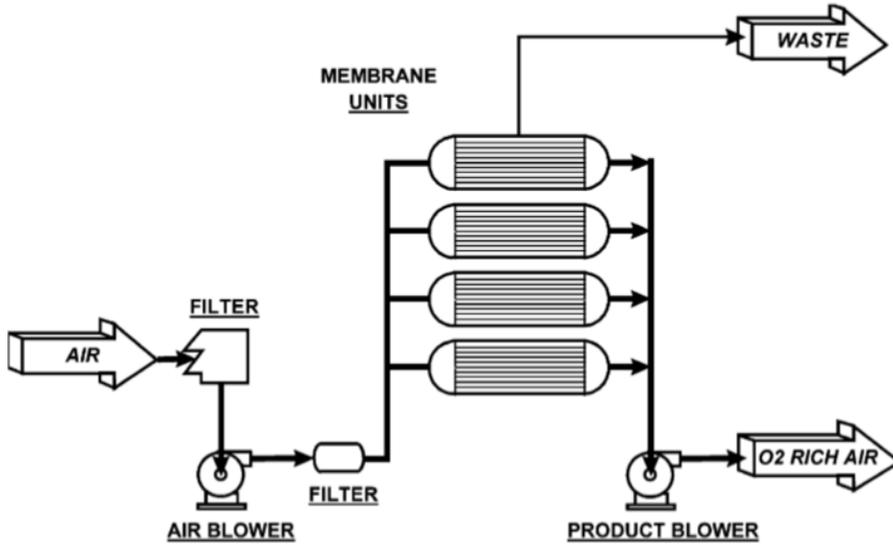


Figura 2.8: Esquema de un sistema de obtención de oxígeno basado en membranas poliméricas de difusión

La figura 2.8 muestra un esquema típico de un sistema de obtención de oxígeno basado en membranas poliméricas de difusión. Como se puede observar, el aire inicialmente filtrado es comprimido por un compresor centrífugo y tras un segundo proceso de filtrado, entra en las membranas poliméricas. Estas se disponen en módulos tubulares cilíndricos para incrementar el área expuesta minimizando el volumen del sistema. Tras atravesar los módulos de membranas, el aire que no ha podido difundir a la otra parte de las membranas, principalmente nitrógeno, es desechado. El flujo rico en oxígeno resultante es bombeado por un segundo compresor centrífugo para mantener de esta forma un gradiente de presiones elevado a ambos lados de la membrana, que favorezca la difusión del oxígeno.

Esta tecnología se puede ajustar hasta aplicaciones con un requisito máximo de 20 toneladas de oxígeno por día [1] y su rápido tiempo de arranque la hace atractiva en aplicaciones de funcionamiento discontinuo. Sin embargo, como se ha remarcado anteriormente la elevada fracción de nitrógeno en el flujo resultante penaliza su utilización en aplicaciones de oxicomustión.

Membranas de transporte iónico-electrónico de tipo *MIEC*

Las membranas de transporte iónico-electrónico de tipo *MIEC* están formadas por óxidos inorgánicos cerámicos, y son capaces de generar un flujo rico en oxígeno gracias al paso de los iones de oxígeno a través de su estructura cristalina [1].

Este proceso de conducción mixta iónica-electrónica en óxidos inorgánicos cerámicos, fue inicialmente descrito por Takehiko Takahashi en 1976 [10], en sus estudios sobre los óxidos cerámicos de $\text{Bi}_2\text{O}_3\text{BaO}$. Pronto se pudo ver el potencial de dicho fenómeno en la conducción de iones de oxígeno en membranas, siendo los primeros trabajos referentes a ello los realizados por Cales y Baumard en 1982 [11], sin embargo no fue hasta 1985 cuando Yasutake Teraoka consiguió un flujo estable de oxígeno a través de una membrana de perovskita [12] [13]. Desde entonces, las membranas de conducción mixta iónica-electrónica, han tenido un amplio desarrollo, sobre todo en los últimos años, como mecanismo para conseguir un flujo rico en oxígeno, para posteriormente ser aprovechado en la generación de energía limpia a través de oxicomustión o también en la síntesis de combustibles.

En estas membranas, a temperaturas elevadas y bajo una significativa diferencia de presiones parciales de oxígeno a ambos lados de la membrana, el oxígeno fluye en forma de iones desde el lado de alta presión parcial al de baja presión parcial, consiguiéndose como resultado un flujo rico en oxígeno al otro lado de la membrana, con concentraciones que pueden llegar hasta el 50 % [14].

La principal ventaja de este tipo de membranas frente a las membranas de difusión, es que a diferencia de estas últimas, presentan una selectividad del 100 % al paso del oxígeno [15], permitiendo en consecuencia conseguir un flujo rico en oxígeno sin trazas de argón u otras moléculas más ligeras, pero lo que es más importante, sin contenido en nitrógeno, y por lo tanto ideal para conseguir un proceso de oxicomustión sin emisión de NO_x .

Adicionalmente las membranas de transporte iónico-electrónico, requieren de un menor salto de presiones a ambos lados de la membrana, de tan solo 1 bar como mínimo, lo cual supone unos menores esfuerzos estructurales en ella, permitiendo membranas de menor espesor. Esto resulta además en una mayor eficiencia en peso y área frente a las membranas poliméricas, para conseguir el mismo caudal de oxígeno, las membranas *MIEC* presentan un menor peso y área.

Por estos motivos las membranas de tipo *MIEC* están siendo objeto de un amplio desarrollo y estudio en los últimos años, como una tecnología capaz de generar una fuente estable de un gas con alta concentración de oxígeno para la realización de la oxicomustión [16].

Cabe destacar que dentro de las membranas de separación basadas en el transporte de iones de oxígeno, existen a su vez dos tipos principales, las membranas de conducción iónica pura y las membranas de conducción mixta iónica-electrónica (*MIEC*) [17].

En las membranas de conducción iónica pura, los iones de oxígeno son transportados por el material de la membrana mientras que los electrones son transportados por un sistema externo, normalmente un electrodo. La corriente eléctrica

transportada por los electrodos impide que la membrana se cargue negativamente, lo cual saturaría su capacidad de transportar oxígeno, pudiéndose además controlar el flujo de oxígeno que atraviesa la membrana, mediante el control de dicha corriente eléctrica [13].

Por otro lado, en las membranas de conducción mixta iónica-electrónica, el material de la membrana transporta tanto los iones de oxígeno como los electrones. Pudiendo distinguirse además entre membranas *MIEC* mono-fase, en las cuales un único material es capaz de transportar tanto los iones de oxígeno como los electrones, y las membranas *MIEC* doble-fase en las cuales un material transporta los iones de oxígeno y el otro los electrones, tal y como se puede apreciar en la figura 2.12.

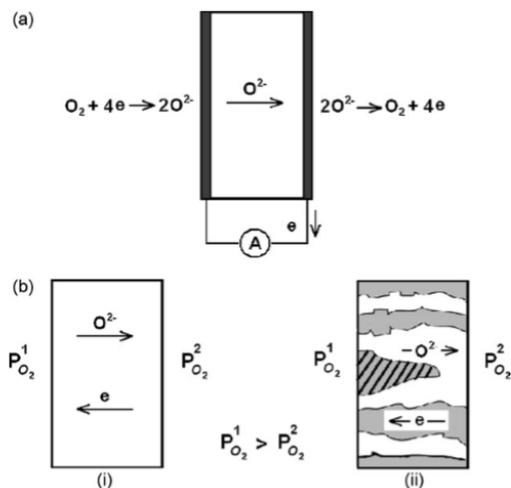


Figura 2.9: Tipos de membranas basadas en el transporte de iones de oxígeno. (a) Membranas de conducción iónica pura (b) Membranas de conducción mixta iónica-electrónica, mono-fase (I) y doble-fase (II)

En este proyecto se utilizará un modelo de membrana de conducción mixta iónica-electrónica (*MIEC*), por ser la tecnología desarrollada en el Instituto de tecnología química de Valencia para el proyecto de investigación sobre oxidcombustión llevado a cabo en el Instituto CMT-Motores Térmicos de Valencia.

Además, cabe destacar que al no necesitar un circuito eléctrico externo para el transporte de los electrones, las membranas de conducción mixta iónica-electrónica frente a las membranas de conducción iónica pura, presentan una operación y fabricación más simples y con un coste económico muy inferior [15].

La configuración típica del sistema de obtención de oxígeno basado en membranas de tipo *MIEC* se puede apreciar en la figura 2.10.

La necesidad de altas temperaturas y presiones en una membrana *MIEC*, hace necesario comprimir y calentar el aire de admisión del sistema. Dicho calentamiento suele realizarse con un regenerador con los flujos de salida de la *MIEC*, lo cual permite aprovechar el exceso de calor a la entrada del sistema de combustión posterior, aumentando el rendimiento del sistema.

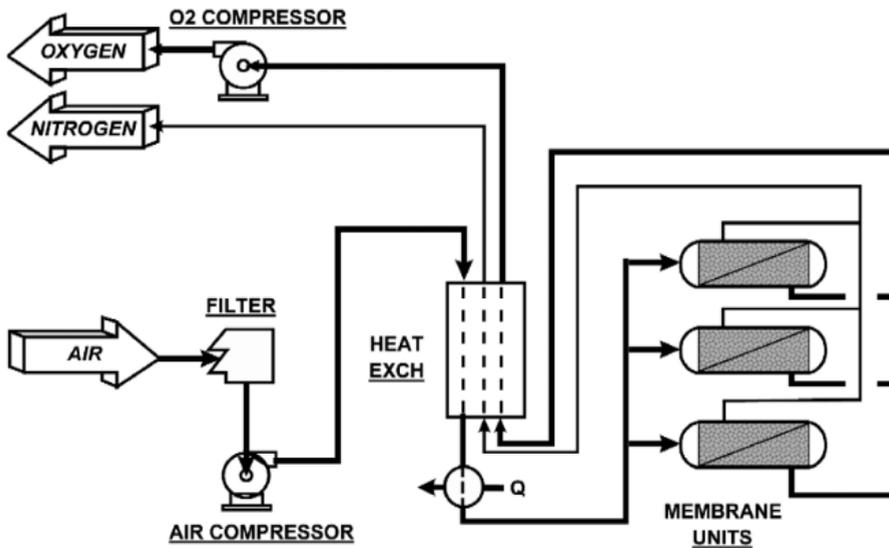


Figura 2.10: Esquema de la configuración de un sistema de obtención de oxígeno basado en membranas *MIEC*. Fuente: [1]

2.2.6 Comparación entre los distintos métodos de obtención de oxígeno puro

A modo de conclusión de este apartado, se realiza una comparación crítica entre los distintos métodos de obtención de un flujo rico en oxígeno expuestos, para de esta forma justificar la utilización de membranas de tipo *MIEC*.

En cuanto al primer método, la destilación criogénica del aire, cabe destacar que es una tecnología plenamente desarrollada, probada y utilizada, que permite obtener un caudal grande y estable, con una pureza muy elevada de oxígeno. Es una tecnología utilizada actualmente en plantas térmicas de oxicomustión de carbón, pero presenta importantes inconvenientes que imposibilitan su utilización.

Para poder realizarse, la destilación criogénica del aire, necesita de un gran aporte de energía y un tiempo de arranque del orden de varias horas, algo totalmente incompatible con el sector del transporte, que se caracteriza por un funcionamiento discontinuo del motor. Además los sistemas de destilación criogénica del aire presentan un gran peso y tamaño y no son escalables a los bajos flujos requeridos por un motor MCI típico de un automóvil. En balance, la destilación criogénica del aire, es una técnica completamente válida en grandes centrales térmicas, pero imposible de aplicar en vehículos.

En cuanto al segundo método, los procesos industriales de adsorción del nitrógeno, presentan la ventaja frente a la destilación criogénica del aire, de que el sistema solo requiere un tiempo del orden de minutos para arrancar completamente, sin embargo, su coste económico es muy elevado, es el método más caro, es una tecnología con un desarrollo muy pobre, y al igual que la destilación criogénica, requiere de sistemas de gran tamaño y peso, imposibles de utilizar en vehículos.

Respecto al tercer método, la separación química del oxígeno y el nitrógeno atmosféricos, este método destaca por su capacidad para obtener un flujo de oxígeno de gran pureza, del orden del 99%. Sin embargo como ya se ha señalado, requiere del orden de horas para arrancar, tiene un coste muy elevado y un diseño muy complejo, debido a los problemas de corrosión, causados por la utilización de sales fundidas, y el sistema de separación de oxígeno presenta un tamaño y peso muy elevados. Siendo esta tecnología en consecuencia inviable en aplicaciones móviles.

En cuanto a la electrólisis del agua, esta tecnología destaca por su sencillez, bajo coste y reducido tiempo de arranque, al tiempo que es el proceso más antiguo y desarrollado con capacidad de obtener oxígeno puro. Sin embargo, como se ha destacado anteriormente, la energía necesaria para electrolizar el agua, es menor que la que se generaría mediante la combustión del oxígeno resultante, lo cual hace ineficiente su utilización en procesos de oxicomcombustión.

La tecnología basada en la utilización de membranas de difusión presenta sistemas de obtención de oxígeno de bajo peso y volumen, que requieren de poco tiempo para funcionar y que no tienen un coste elevado, sin embargo no separan completamente el nitrógeno de aire, lo cual hace que no sean válidas para reducir la emisión de NO_x .

Por último la tecnología basada en la utilización de membranas de transporte iónico-electrónico de tipo *MIEC*, presentan un coste comparativamente reducido frente a las otras tecnologías, requieren de muy poco tiempo para iniciar su funcionamiento, es una tecnología con un grado de desarrollo razonable, los sistemas necesarios son escalables en tamaño y peso para aplicaciones móviles, y lo más importante, son capaces de separar completamente el nitrógeno, lo cual las hace muy útiles como método para eliminar la emisión de NO_x .

En conclusión las membranas de transporte iónico-electrónico de tipo *MIEC* son la única tecnología capaz de generar un flujo rico en oxígeno y sin contenido en nitrógeno, para la realización de una oxicomcombustión sin emisión de NO_x en un vehículo.

Por ello el presente trabajo busca estudiar la aplicación de dicha tecnología en un automóvil equipado con motor de encendido provocado.

Tecnología	Grado de desarrollo	Rango económico (sTPD)	Límite de pureza de Oxígeno
Adsorción	En desarrollo	<150	~ 95
Procesos químicos	Investigación	>150	>99
Destilación Criogénica	Desarrollada y operativa	>20	>99
Membranas de separación	Desarrollada	<20	~ 50

Tabla 2.1: Comparación entre las distintas tecnologías para la obtención de oxígeno. Adaptado de [1]

2.3 Descripción de las membranas de conducción mixta iónica-electrónica

Una vez descritos los principales métodos de separación de oxígeno y justificada la utilización de membranas de conducción mixta iónica-electrónica, este apartado se centra en una explicación más profunda y extensa de su funcionamiento y composición, para una mejor comprensión de las mismas.

2.3.1 El mecanismo del transporte de oxígeno a través de las membranas *MIEC*

En las membranas de conducción mixta iónica-electrónica, la fuerza que provoca el paso de los iones de oxígeno de un lado al otro de la membrana es la diferencia de presiones parciales del oxígeno a ambos lados de la membrana, tal y como se puede apreciar en la figura 2.11

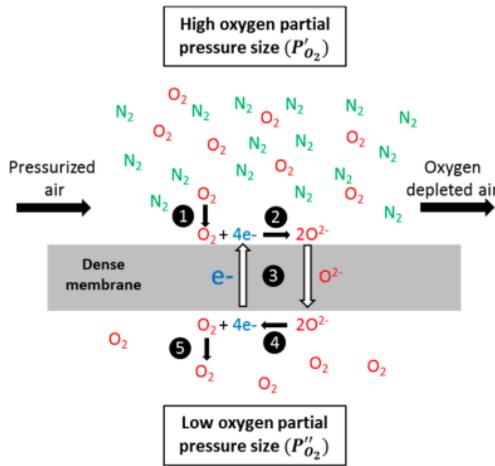


Figura 2.11: Representación esquemática del proceso de transporte del oxígeno a través de una membrana de tipo *MIEC*. Fuente: [13]

El proceso de traspaso de los iones de oxígeno a través de una membrana de conducción mixta iónica-electrónica, se puede estructurar de manera simplificada en 5 procesos sucesivos [15]:

1. En primer lugar, ocurre la transferencia de masa de oxígeno a la superficie del lado de alimentación, el lado de la membrana de alta presión parcial de oxígeno.

2. Posteriormente las moléculas de oxígeno en la superficie del lado de alimentación, se disocian en iones de oxígeno, los cuales son absorbidos e incorporados en la red cristalina de los materiales de la membrana.



3. Debido al gradiente de presiones entre el lado de alimentación con alta presión parcial de O_2 y el lado permeado de baja presión parcial de O_2 , los iones de oxígeno difunden a través de la red cristalina de los materiales de la membrana, principalmente a través de huecos en la red. Simultáneamente los electrones difunden en dirección opuesta a los iones de oxígeno, para mantener una carga eléctrica neutra en la membrana.
4. Al llegar a la superficie del lado permeado, los iones de oxígeno se recombinan en moléculas de oxígeno que se desprenden de la superficie de la membrana.



5. Finalmente las moléculas de oxígeno generadas en la superficie, difunden en la corriente de gas de arrastre, incorporándose a ella.

2.3.2 Modelo matemático del transporte de oxígeno a través de las membranas *MIEC*

Para la determinación y caracterización del flujo de oxígeno se han desarrollado múltiples correlaciones, como las estudiadas en los trabajos [18] y [19]. En general se acepta, que el flujo de oxígeno a través de una membrana se puede expresar en función de las condiciones y las características de la membrana, según la ecuación 2.5:

$$J_{O_2} = \frac{\sigma_i RT}{4Ln^2 F^2} \ln \left(\frac{P_{O_2}'}{P_{O_2}''} \right) \quad (2.5)$$

Donde los distintos términos son:

- J_{O_2} : Es el flujo específico de oxígeno que atraviesa la membrana, se suele expresar en unidades de $(\text{mol} \cdot \text{cm}^{-1} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{K}^{-1})$.
- σ_i : Es la conductividad iónica del material expresada en $(\text{S} \cdot \text{cm}^{-1})$
- L : Es el espesor de la membrana

- n : Es la carga del portador de la carga eléctrica, normalmente presenta un valor de 2.
- F : Es la constante de Faraday.
- R : Es la constante de los gases ideales.
- T : Es la temperatura del flujo de alimentación.
- P_{O_2}' : Es la presión parcial de oxígeno en el lado de alimentación de la membrana.
- P_{O_2}'' : Es la presión parcial de oxígeno en el lado de barrido de la membrana.

Analizando esta ecuación se pueden extraer importantes conclusiones:

- Un aumento de temperatura resulta en un aumento del flujo específico de oxígeno que atraviesa la membrana. Aumentar la temperatura siempre es beneficioso ya que para un mismo flujo de oxígeno, supone una membrana de menor área y por lo tanto menor coste y peso. La máxima temperatura alcanzable está determinada por los límites estructurales térmicos de los materiales que forman la membrana. En este sentido con algunos materiales como el $((ZrO_2)_{0,9}(CeO_2)_{0,1})_{0,9}(CaO)_{0,1}$ se han llegado a realizar experimentos con hasta $1527^\circ C$ de temperatura [17].

El incremento del flujo específico de oxígeno con la temperatura no es lineal, ya que la conductividad iónica del material tiende a aumentar con la temperatura [18].

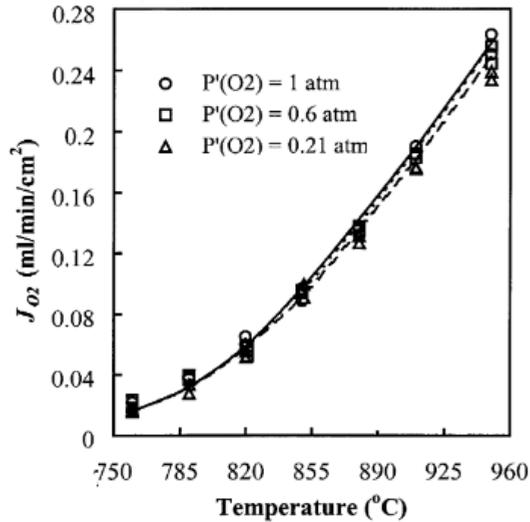


Figura 2.12: Evolución del flujo específico de oxígeno a través de una membrana *MIEC* con la temperatura, para tres presiones parciales de oxígeno en el lado de alimentación (1 atm, 0.6 atm y 0.21 atm) con una presión parcial de oxígeno en el lado de barrido de $2,1 \cdot 10^{-4}$ atm. Fuente: [18]

- Un menor espesor de membrana supone un mayor flujo específico de oxígeno, sin embargo también resulta en una membrana más costosa, difícil de fabricar y más frágil. Al igual que en el caso anterior la tendencia no es lineal, para espesores grandes, la conductividad iónica del material es independiente del espesor de membrana, sin embargo para espesores pequeños la conductividad iónica se ve afectada negativamente conforme el espesor de membrana disminuye, lo cual atenúa la tendencia del aumento de flujo específico de oxígeno, tal y como se puede apreciar en la figura 2.13 [20]:

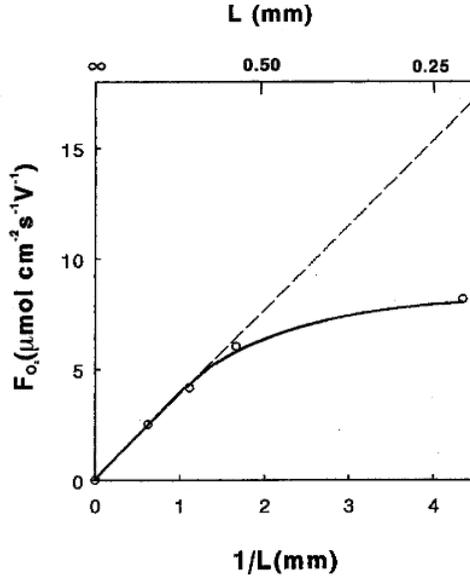


Figura 2.13: Evolución del flujo específico de oxígeno a través de una membrana *MIEC* de óxidos de bismuto y plata, con el espesor de la membrana. Fuente: [20]

- En cuanto al gradiente de presiones parciales de oxígeno entre el lado de alimentación y el de barrido, este es el mecanismo que fuerza el paso del oxígeno del lado de alimentación al lado de barrido. De esta forma un aumento de dicho gradiente de presiones, ya sea a través del aumento de la presión parcial de oxígeno en la alimentación o la disminución de la presión parcial de oxígeno en el barrido, resulta en un aumento del flujo específico de oxígeno, siendo la tendencia logarítmica [18].

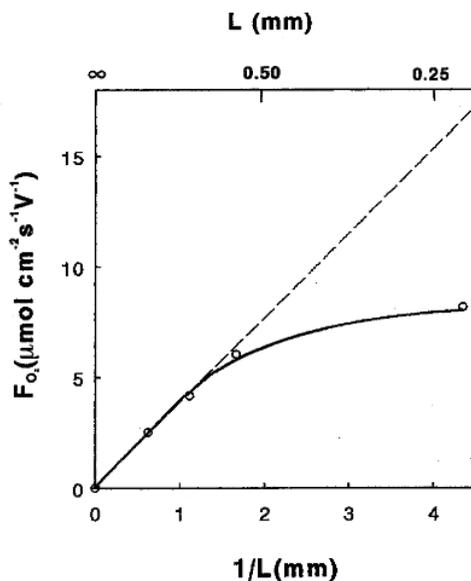


Figura 2.14: Evolución del flujo específico de oxígeno a través de una membrana *MIEC* con la temperatura y la presión parcial de oxígeno en el lado de barrido, con una presión parcial de oxígeno de 0.21 en el lado de alimentación. Fuente: [18]

En el trabajo realizado la membrana utilizada se trata de una membrana de conducción mixta iónica-electrónica (*MIEC*) de $Ba_{0,5}Sr_{0,5}Co_{0,8}Fe_{0,2}O_3$, por ser la membrana diseñada por el Instituto de tecnología química de Valencia (ITQ), y la implementada en el programa *VEMOD* desarrollado por el Instituto CMT-Motores Térmicos, utilizado para los cálculos de este proyecto.

Para el cálculo del flujo específico de oxígeno a través de dicha membrana se utiliza un modelo más sencillo que el definido en la ecuación 2.5. Dicho modelo calculado a partir de las ecuaciones de Wagner, establece que el flujo específico de oxígeno a través de una membrana *MIEC* de $Ba_{0,5}Sr_{0,5}Co_{0,8}Fe_{0,2}O_3$ y configuración tubular, se puede calcular como una función de la temperatura, el espesor d , y la relación de presiones parciales de oxígeno a ambos lados de la membrana, según la ecuación 2.6 [21].

$$J_{O_2} = \chi(T) \ln \left(\frac{P_{O_2}'}{P_{O_2}''} \right) \quad (2.6)$$

$$\chi(T) = \frac{cT}{d} e^{-\frac{K}{T}} \quad (2.7)$$

Donde los coeficientes K y c se determinaron experimentalmente como [21]:

$$c = 1,004 \cdot 10^{-8} (\text{mol} \cdot \text{cm}^{-1} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}) \quad (2.8)$$

$$K = 6201K \quad (2.9)$$

Con este modelo, en el mismo trabajo [21], se analizó la influencia de las temperaturas y la diferencia de presiones parciales de oxígeno, en el flujo específico de oxígeno, tal y como se puede apreciar en la figura 2.15

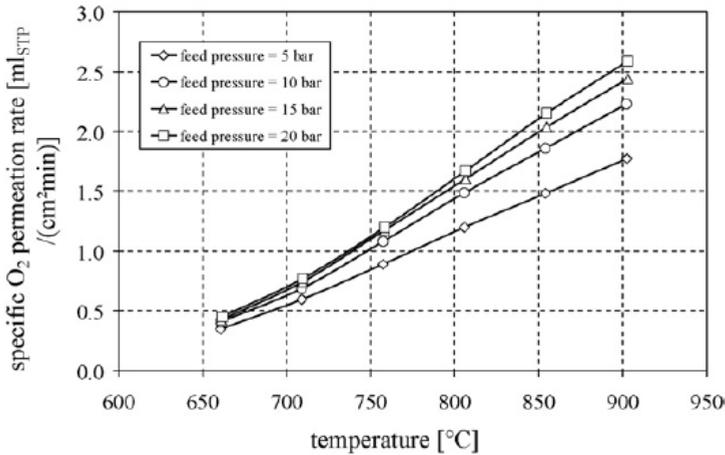


Figura 2.15: Evolución del flujo específico de oxígeno a través de una membrana *MIEC* de $Ba_{0,5}Sr_{0,5}Co_{0,8}Fe_{0,2}O_3$ con la temperatura y la presión de alimentación, para un flujo de aire de $1 \text{ l}_{STP}/\text{min}$, un espesor de 1.5 mm y una presión parcial de oxígeno de barrido de 0,272 bar. Fuente: [21]

Del análisis de estos resultados, resulta evidente que la condición de operación óptima de una membrana *MIEC* se alcanza para altas presiones y temperaturas en el gas de alimentación, esto se traduce en la necesidad de comprimir y calentar el flujo de admisión del motor, lo cual condicionará el diseño y de esta forma, las prestaciones finales del motor, tal y como se verá en los siguientes apartados.

2.3.3 Materiales de las membranas de conducción mixta iónica-electrónica (*MIEC*)

Como se ha adelantado anteriormente, las membranas de conducción mixta iónica-electrónica (*MIEC*), se pueden distinguir a su vez entre membranas mono-fase, en las que un único material es capaz de transportar tanto los iones de oxígeno como los electrones, y las membranas doble fase, en las que un material transporta los iones de oxígeno y el otro los electrones.

Actualmente el interés de desarrollo se está centrando principalmente en el desarrollo de membranas doble-fase, debido a que presentan una estabilidad térmica superior y unas mayores propiedades de flujo específico de oxígeno a través de la membrana. Adicionalmente, las membranas doble-fase, al estar fabricadas con una mezcla de materiales cerámicos y térmicos, presentan una mayor libertad de diseño [13].

Membranas de conducción mixta iónica-electrónica mono-fase

Las membranas mono-fase suelen estar hechas de perovskitas (ABO_3) o fluoritas (AO_2) [13], materiales capaces de transportar simultáneamente iones de oxígeno y electrones. Las membranas de perovskitas son las más atractivas al tener unas buenas propiedades de transferencia, tanto de iones de oxígeno como de electrones, y ser las más desarrolladas y estudiadas hasta el momento. Por el contrario, las fluoritas presentan una conductividad iónica muy superior, pero una conductividad electrónica inferior [22].

Fluoritas

Las fluoritas son estructuras de óxidos normalmente representadas por la abreviatura AO_2 , donde la A representa a un catión grande de valencia +4, normalmente Zr^{+4} o Ce^{+4} [23]. Las fluoritas se caracterizan por tener una estructura cristalina cúbica centrada en las caras, como la que se puede apreciar en la figura 2.16.

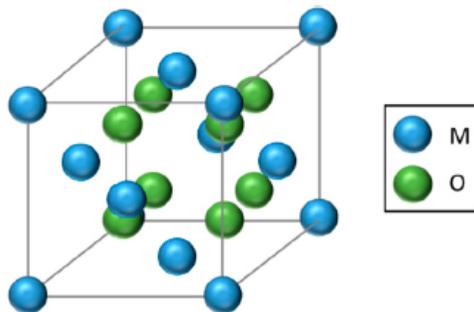


Figura 2.16: Estructura cristalina cúbica centrada en las caras, típica de las fluoritas

Las principales fluoritas utilizadas en membranas *MIEC* son el dióxido de zirconio ZrO_2 , el dióxido de cesio CeO_2 y el trióxido de bismuto Bi_2O_3 [24].

Los óxidos de bismuto presentan los mayores niveles de permeabilidad del oxígeno, sin embargo, presentan una conductividad electrónica muy baja, que resulta en unos flujos de oxígeno muy inferiores comparados con las perovskitas [25].

Los óxidos de zirconio, aunque tienen menores niveles de permeabilidad del oxígeno, destacan por su gran estabilidad térmica, hasta $2370^\circ C$ en su estructura cristalina cúbica, gracias a dopados con tierras raras como Y_2O_3 [26].

En conclusión, el principal beneficio de las fluoritas es su reducida expansión química y su gran estabilidad en ambientes ricos en CO_2 , frente a las perovskitas [27].

Perovskitas

Las perovskitas son estructuras de óxidos normalmente representadas por la abreviatura ABO_3 , donde la A representa un catión de un elemento alcalino y la B un catión de una tierra rara. Como se puede apreciar en la figura 2.18, su estructura cristalina al igual que ocurría con las fluoritas, es del tipo cúbica centrada en las caras [25].

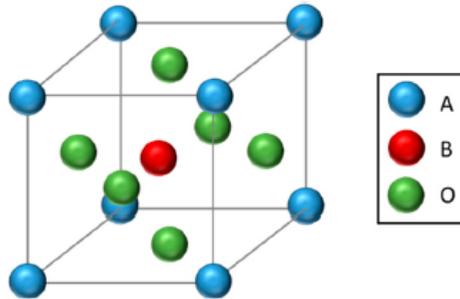


Figura 2.17: Estructura cristalina cúbica centrada en las caras, típica de las perovskitas

En las membranas hechas de perovskitas, la transferencia de oxígeno a través de la membrana sigue una ecuación de tipo Arrhenius, de forma que la transferencia de oxígeno aumenta con la temperatura, estando gobernada principalmente por los huecos en la estructura cristalina de las perovskitas, los cuales aumentan con la temperatura [17].

Las membranas de perovskitas más desarrolladas son las basadas en cobalto, principalmente las membranas SCFO ($\text{Sr}(\text{CO},\text{Fe})\text{O}_3$), BSCF ($\text{Ba}_{0,5}\text{Sr}_{0,5}\text{Co}_{0,8}\text{Fe}_{0,2}\text{O}_3$), BCFT ($\text{BaCo}_{0,7}\text{Fe}_{0,2}\text{Ta}_{0,1}\text{O}_3$) y BCFZ ($\text{BaCo}_{0,7}\text{Fe}_{0,2}\text{Zr}_{0,1}\text{O}_3$) [17] y [13], y las membranas SCMF ($\text{Sr}_{0,5}\text{Ca}_{0,5}\text{Mn}_{0,8}\text{Fe}_{0,2}\text{O}_3$) [16].

Las membranas BSCF, las utilizadas en los cálculos de este proyecto, presentan la mayor capacidad de transferencia de oxígeno de todas [28], que incluso se puede incrementar mediante dopados con aluminio, cesio y níquel [29].

Las membranas SCMF presentan una menor permeabilidad del oxígeno, sin embargo, la ausencia de Bario en su composición, les otorga una estabilidad química superior[16].

Un método para incrementar la permeabilidad del oxígeno de las membranas de perovskitas, es el uso de membranas de micro-canales frente a las membranas más simples de estructura densa. Este tipo de estructura en canales incrementa significativamente tanto el área expuesta al flujo de aire como el flujo específico de oxígeno, pero requieren de un diseño más complejo y costoso [30].

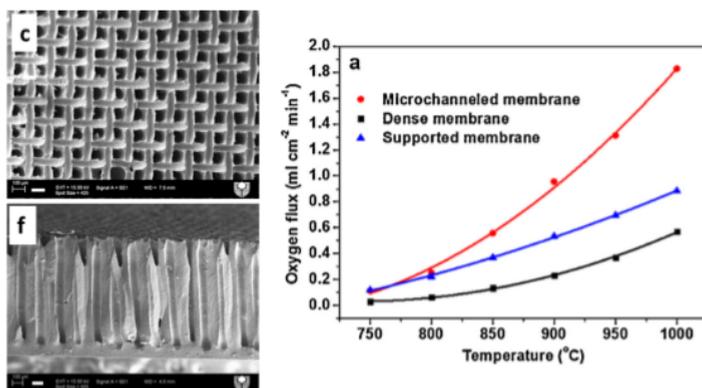


Figura 2.18: Influencia de los distintos tipos de configuraciones estructurales de las membranas de perovskitas en el flujo específico de oxígeno y detalle de la membranas de micro-canales. Adaptado de [30].

Membranas de conducción mixta iónica-electrónica doble-fase

Debido a la dificultad de conseguir materiales que tengan simultáneamente buenas propiedades de transferencia de iones de oxígeno y electrones, en los últimos años ha aumentado el interés por la investigación en membranas doble-fase, las cuales al presentar materiales diferentes para la transferencia del oxígeno y los electrones.

En las membranas doble-fase, las perovskitas y fluoritas, se combinan con una segunda fase metálica o cerámica. La principal ventaja de este tipo de membranas es su mayor estabilidad química y mecánica [31].

Membranas doble-fase cerámica-metal

En este tipo de membranas doble-fase, un metal noble actúa como conductor de los electrones, mientras que las fluoritas o perovskitas cerámicas se encargan de la conducción de los iones de oxígeno.

Con esta composición se han desarrollado un gran número de membranas como las mostradas en la figura 2.19.

Membrane	Temperature (°C)	Thickness (µm)	Oxygen Flux (mol cm ⁻² s ⁻¹)	p_{O_2} (atm)	p_{CO_2} (atm)	Feed Gas	Sweep Gas	Ea (kJ/mol)
(YSZ) _{0.7} -(Pd) _{0.3}	1100	2000	10 ⁻¹⁰	0.209	1.4·10 ⁻³	Air	He	170
(YSZ) _{0.6} -(Pd) _{0.4}	1100	2000	4.3 × 10 ⁻⁸	0.209	0.014	Air	He	82.6
(YSZ) _{0.6} -(Pd) _{0.4}	800	1720	1.6 × 10 ⁻⁸	0.209	0.026	Air	He	-
(YSZ) _{0.5} -(Pd) _{0.5}	1100	800	1.56 × 10 ⁻⁶	0.209	-	Air	CH ₄ ^a	-
(YSZ) _{0.5} -(Pt) _{0.5}	1100	800	1.34 × 10 ⁻⁶	0.209	-	Air	CH ₄ ^a	-
(YSZ) _{0.6} -(In ₉₀ Pt ₁₀) _{0.4}	1100	800	8.18 × 10 ⁻⁷	0.209	-	Air	CH ₄ ^a	-
(YSZ) _{0.5} -(In ₉₀ Pt ₁₀) _{0.5}	1100	800	1.71 × 10 ⁻⁶	0.209	-	Air	CH ₄ ^a	-
(YSZ) _{0.5} -(In ₉₀ Pt ₁₀) _{0.5}	1100	300	4.09 × 10 ⁻⁶	0.209	-	Air	CH ₄ ^a	-
(YSZ) _{0.5} -(In ₉₈ Pt _{2.5} Zr _{2.5}) _{0.5}	1100	300	5.80 × 10 ⁻⁶	0.209	-	Air	CH ₄ ^a	-
[(Bi ₂ O ₃)(Er ₂ O ₃) _{0.6} -Ag] _{0.4}	800	1600	1.19 × 10 ⁻⁷	0.209	0.026	Air	He	-
YSZ-Pd-YSZ	1050	10	2.0 × 10 ⁻⁸	6 × 10 ⁻³	1 × 10 ⁻⁵	Air	-	193
YSZ-Pd-YSZ	1050	10	4.8 × 10 ⁻⁸	6 × 10 ⁻³	1 × 10 ⁻⁵	O ₂	-	193
[(Bi ₂ O ₃) _{0.74} (SrO) _{0.26}] _{0.6} -Ag] _{0.4}	680	1000	5 × 10 ⁻⁸	0.209	0.0024	Air	He	185
[(Bi ₂ O ₃) _{0.75} (Er ₂ O ₃) _{0.25}] _{0.6} -Ag] _{0.4}	852	230	3.08 × 10 ⁻⁷	0.209	0.046	Air	He	48.9
[(Bi ₂ O ₃) _{0.75} (Er ₂ O ₃) _{0.25}] _{0.6} -Ag] _{0.4}	680	129	1.79 × 10 ⁻⁷	1	2 × 10 ⁻⁶	O ₂	Ar	-
[(Bi ₂ O ₃) _{0.75} (CaO) _{0.25}] _{0.6} -Ag] _{0.4}	680	75	2.95 × 10 ⁻⁸	1	2 × 10 ⁻⁶	O ₂	Ar	-
(Bi _{1.5} O _{3.5} Sm _{0.2} O ₃) _{0.6} -Ag] _{0.4}	850	1300	5.80 × 10 ⁻⁷	0.21	0.009	O ₂ /N ₂	He	87.30
(NiFe ₂ O ₄) _{0.4} (Ce _{0.8} Tb _{0.2} O _{2.4}) _{0.6}	1000	680 ^b	1.26 × 10 ⁻⁷	0.21	-	Air	Ar	-
[(Ce _{0.8} Gd _{0.2} O _{2.4})(La _{0.8} Sr _{0.2} MnO _{2.4})] + Pd	1000	680 ^b	1.49 × 10 ⁻⁷	0.21	-	Air	CO ₂	-
(NiFe ₂ O ₄) _{0.4} (Ce _{0.8} Tb _{0.2} O _{2.4}) _{0.6}								
[(Ce _{0.8} Gd _{0.2} O _{2.4})(La _{0.8} Sr _{0.2} MnO _{2.4})] + Pd								

Figura 2.19: Diferentes tipos de membranas doble-fase cerámica-metal. Fuente; [13]

Estas membranas aunque presentan una estabilidad química y mecánica superiores, tienen un menor flujo de oxígeno y presentan un coste muy superior, por su contenido en metales nobles [31].

Membranas doble-fase cerámica-cerámica

Una opción alternativa a las membranas doble-fase cerámica-metal, son las membranas doble-fase cerámica-cerámica, estas aunque presentan una estabilidad menor, también tienen un coste muy inferior al no utilizar metales nobles.

En las membranas doble-fase cerámica-cerámica, un material cerámico como las fluoritas o las perovskitas se encarga de la conducción de los iones de oxígeno, al tiempo que otro material cerámico que puede ser otra perovskita o una espinela se encarga de la conducción de los electrones [13].

Algunas de las principales membranas doble-fase cerámica-cerámica desarrolladas se pueden ver en la figura 2.20.

Estas membranas aunque siguen teniendo un mayor coste y un menor flujo específico de oxígeno frente a las membranas mono-fase BSCF, presentan una mayor estabilidad y con un menor coste que el que tendrían las membranas doble-fase cerámica-metal.

Membrane	Temperature (°C)	Thickness (µm)	Oxygen Flux (mol cm ⁻² s ⁻¹)	P_{O_2} (atm)	\bar{P}_{O_2} (atm)	Feed Gas	Sweep Gas	Ea (kJ mol ⁻¹)
(LSM)(YSZ) two-step sequential tape casting	900	150	3.31×10^{-8}	0.21	0.002	Air	He	145.3
(LSM)(YSZ) phase-inversion tape-casting	900	150	1.90×10^{-7}	0.21	0.002	Air	He	142.5
(PSFO) _{0.4} (CFO) _{0.6}	950	600	1.34×10^{-7}	-	-	20% O ₂ 80% N ₂	CO ₂	-
(PSFO) _{0.4} (CFO) _{0.6}	950	600	1.93×10^{-7}	-	-	20% O ₂ 80% N ₂	He	-
(SDC ₈) _{0.7} (LSFO) _{0.3}	950	1100	1.59×10^{-7}	-	-	Air	He	115
(SDC ₈) _{0.7} (LSFO) _{0.3}	950	1100	1.59×10^{-7}	-	-	Air	CO ₂	115
(SDC ₈) _{0.7} (LSFO) _{0.3}	950	1100	8.92×10^{-7}	-	-	Air	CO ₂	96.2
(SDC ₈) _{0.7} (LBCO) _{0.3}	950	600	4.59×10^{-7}	-	-	21% O ₂ 79% N ₂	He	84.8
(LSM) _{0.5} (CGO) _{0.5}	807	1000	1.8×10^{-8}	18	1	O ₂	-	-
(LSCF) _{0.7} (CGO) _{0.3}	950	800	1.56×10^{-6}	0.209	-	Air	Ar	95
[(LSCF) _{0.7} (CGO) _{0.3}]+Pt	950	700	2.83×10^{-6}	0.209	-	Air	Ar	71
(BSCF) _{0.4} (CGO) _{0.6}	875	500	8.04×10^{-7}	-	-	Air	He	-
(BSCF) _{0.4} (CGO) _{0.6}	950	500	1.33×10^{-6}	-	-	Air	He	-
(BSCF) _{0.4} (CGO) _{0.6}	875	500	1.93×10^{-7}	-	-	Air	^a	46.75
(BSCF) _{0.4} (CGO) _{0.6}	950	500	6.32×10^{-7}	-	-	Air	^a	46.75
(YCCC) + (SDC)	950	1300	2.1×10^{-6}	-	-	Air	^b	82-90

Figura 2.20: Diferentes tipos de membranas doble-fase cerámica-cerámica. Fuente: [13]

2.4 Integración de las membranas MIEC en un motor MEP para la reducción de la emisión de NO_x

Una vez descritas las membranas de conducción mixta iónico-electrónica y justificada su elección para este proyecto, al ser el único método capaz de obtener un flujo rico en oxígeno y sin nitrógeno, aplicable a un proceso de oxicomustión en un vehículo MEP.

El presente apartado busca analizar la integración de dichas membranas en un motor de encendido provocado para la realización de una oxicomustión limpia sin emisión de NO_x .

2.4.1 Diseño de las membranas

Como se ha adelantado en el apartado anterior, para los cálculos de este proyecto se utilizará un modelo de una membrana de conducción mixta iónico-electrónica mono-fase de $Ba_{0,5}Sr_{0,5}Co_{0,8}Fe_{0,2}O_3$.

En las membranas MIEC de este tipo se distinguen dos diseños principales, los diseños planos y los diseños tubulares, los segundos presentan un mayor flujo específico de oxígeno y son significativamente más compactos [32], por lo que serían los más adecuados para una aplicación móvil como la estudiada en este trabajo, en la que el peso y el volumen son factores críticos de diseño.

Estas membranas tubulares se integran en módulos como el que se puede apreciar en la figura 2.21.

Como puede observarse en la figura 2.21, la estructura tubular de este tipo de diseños, permite incrementar el área de membrana expuesta al flujo de aire, disminuyendo de esta forma el volumen y el peso ocupado por el sistema de obtención de oxígeno, facilitando en consecuencia su integración en la planta pulsora.

A su vez, cada uno de los tubos tiene una serie de microcanales como los que se pueden distinguir en la figura 2.22.

En estos diseños, la relación área de membrana expuesta y volumen del sistema depende fundamentalmente del diámetro de los tubos d_t y de la dimensión de los microcanales g .

Para el escalado del sistema de separación de oxígeno se utilizarán los resultados del trabajo [33], en el cual para un diámetro de tubos d_t de 100 mm y un tamaño de canal g de 2 mm, se tiene un diseño de 90,7 m² de área de membrana expuesta, por m³ de volumen ocupado por el sistema de separación de oxígeno.

Debido a las necesidades del motor a estudiar, tal y como se ve en los capítulos 4 y 5, en el diseño de oxidación se tiene un área de membrana que oscila en el rango de 5-10 m^2 , por lo que el sistema de separación de oxígeno en base a los resultados de [33], es totalmente aplicable en un automóvil, sin afectar negativamente al peso o el espacio disponible en el vehículo. Escalando linealmente, en primera aproximación se tendría una membrana con un volumen similar al del depósito de combustible.

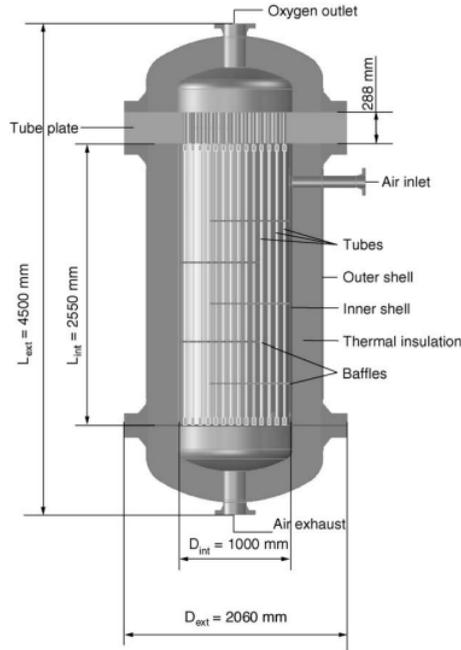


Figura 2.21: Diseño de un módulo de membrana MIEC tubular de 157.3 m^2 . Fuente: [33]

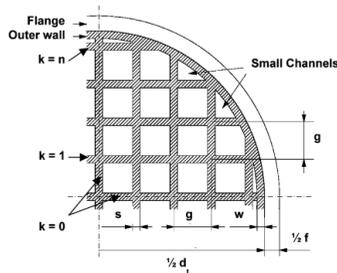


Figura 2.22: Detalle de un cuarto de tubo. Fuente: [33]

2.4.2 Integración membrana-motor

La integración de una membrana MIEC de separación de oxígeno en una planta propulsora de oxidación, se puede realizar según dos diferentes diseños, el diseño 3-end y el diseño 4-end [32], nombrados así por el diferente número de salidas del sistema de separación de oxígeno del aire, tal y como se puede apreciar en la figura 2.23.

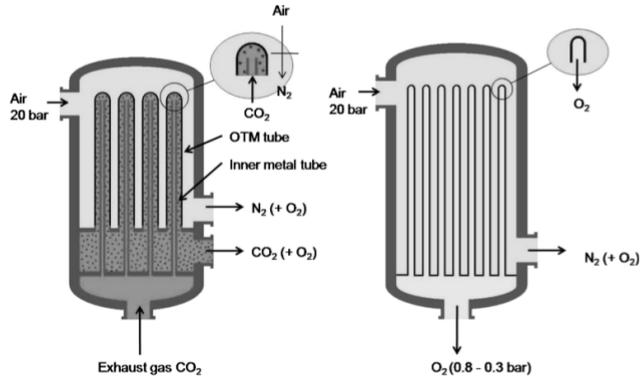


Figura 2.23: Esquema de las membranas MIEC de diseños 3-end (derecha) y 4-end (izquierda). Fuente: [32]

Las diferentes características de estos diseños, resultan en una integración en la planta propulsora diferente, tal y como se ve en la figura 2.24.

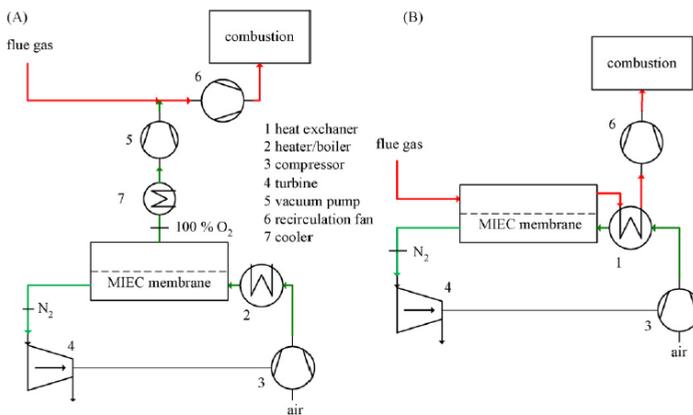


Figura 2.24: Esquema de la integración de los diseños 3-end (A) y 4-end (B) en una planta de oxidación

En un diseño 3-end, al no haber gas de barrido, el oxígeno que pasa al lado permeado es evacuado por un compresor, manteniéndose así el diferencial de presión que controla el flujo de oxígeno del lado de alimentación al lado permeado de la membrana [21]. En este tipo de diseño se puede obtener un flujo de gran pureza de oxígeno, del orden del $\sim 90\%$. Este flujo de gran pureza de oxígeno es mezclado posteriormente con una corriente de gases de escape recirculados, para de esta forma, controlar las temperaturas de combustión por las limitaciones térmicas de los materiales de la cámara.

En un diseño 4-end el propio *EGR* actúa como gas de barrido, de esta forma el oxígeno abandona la membrana ya mezclado con el *EGR*.

En el diseño 3-end, la temperatura alrededor de la membrana es esencialmente constante, sin embargo la presión parcial de oxígeno disminuye a lo largo de la membrana, siendo típicamente del orden de 5 veces menor que la que se tiene con un diseño 4-end [21]. Por el contrario un diseño 4-end asegura una presión parcial de oxígeno prácticamente constante a lo largo de la membrana, aunque la temperatura disminuye a lo largo de la membrana, siendo el parámetro dominante.

Los diseños 3-end presentan menos problemas de estabilidad y envenenamiento de los materiales de la membrana, al no estar la membrana en contacto con el CO_2 del *EGR*, sin embargo los diseños 4-end requieren de menores diferencias de presiones y presentan mayores flujos específicos de oxígeno. Debido a estas mayores prestaciones, el diseño escogido en este proyecto se basa en el concepto 4-end.

Cabe destacar, que dada la necesidad de comprimir y calentar el aire de admisión del motor, para el correcto funcionamiento de la *MIEC*, una estrategia inteligente es utilizar la energía de los flujos de nitrógeno y O_2+EGR para realizar dicho calentamiento e incremento de presión.

En este sentido, el flujo de nitrógeno saliente de la *MIEC*, al tener elevada presión y temperatura es expandido en una turbina que mueve el compresor de alimentación. Además el flujo de O_2+EGR es regenerado con la corriente de aire de admisión, lo que además de dar el calor necesario para el funcionamiento de la *MIEC*, reduce tanto el trabajo del compresor de sobrealimentación de O_2+EGR , como la necesidad de refrigeración a la entrada de los cilindros.

2.5 La captura de CO₂ en la oxidación

Una de las ventajas potenciales más importantes de la oxidación, es su posible combinación con un sistema de captura de CO₂ en el flujo de escape, de esta forma se podría conseguir una planta propulsora completamente limpia y ecológica sin emisión de NO_x ni CO₂, respetuosa con el medio ambiente.

Este apartado se centra en mostrar los problemas medioambientales asociados a la emisión de CO₂ y la capacidad de la oxidación para reducir dichas emisiones.

2.5.1 La emisión de CO₂ y sus principales problemas asociados

En la actualidad, el CO₂ constituye el principal gas de efecto invernadero en la atmósfera terrestre, siendo su principal fuente las actividades humanas y en concreto la quema de combustibles fósiles como fuente de energía. La concentración atmosférica de dióxido de carbono está íntimamente relacionada con la temperatura media global, de esta forma el aumento continuado de la emisión de CO₂ desde la revolución industrial, ha provocado un aumento significativo de la temperatura media terrestre, tal y como se puede apreciar en la figura 2.25.

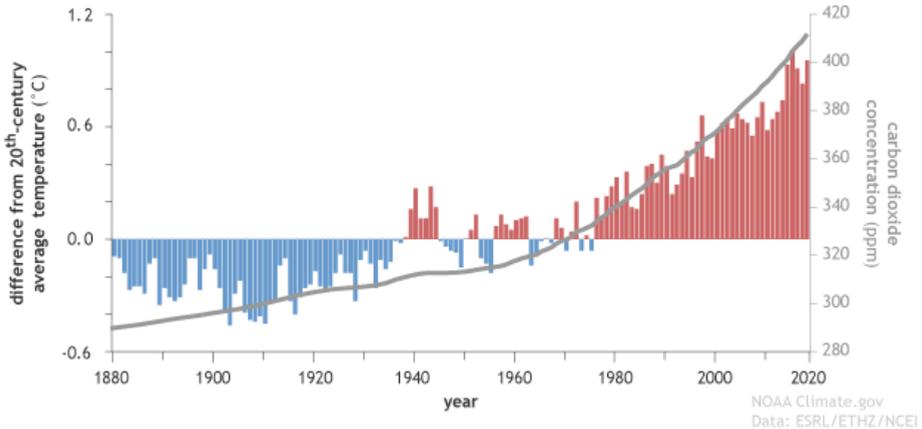


Figura 2.25: Evolución de la temperatura media terrestre y la concentración atmosférica media de CO₂ entre 1880 y 2019. Fuente: [34]

Como se ha comentado, la principal fuente de emisión de CO₂ es la actividad humana, dentro de los distintos sectores industriales y comerciales, la fuente más importante es la generación de energía, siendo el sector del transporte terrestre la segunda fuente principal. Tal y como se puede ver en la figura 2.26, en el año 2014,

el sector del transporte terrestre supuso el 19,5 % de las emisiones totales de CO_2 en la unión europea.

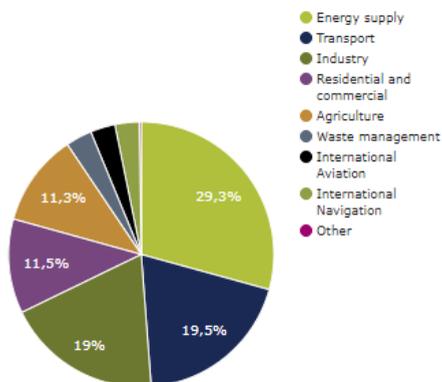


Figura 2.26: Emisión relativa de CO_2 por sectores en la unión europea en 2014. Fuente: [35]

La emisión de CO_2 es inherente a cualquier proceso de combustión de un hidrocarburo, y su reducción pasa por aumentar la eficiencia energética del sistema de combustión, reducir el consumo de combustible. Los diferentes combustibles según su contenido en carbono, presentan diferentes emisiones específicas de CO_2 , tal y como se puede apreciar en la tabla 2.2.

Combustible	kg CO_2 /kW-h	kg CO_2 /GJ
Madera	0,39	109,6
Turba	0,38	106
Lignito	0,36	101,2
Carbón duro	0,34	94,6
Fueloil	0,28	77,4
Gasoleo	0,27	74,1
Petroleo crudo	0,26	73,3
Queroseno	0,26	71,5
Gasolina	0,25	69,3
Gas refinado	0,24	66,7
Gas licuado petroleo	0,23	63,1
Gas natural	0,2	56,1

Tabla 2.2: Emisión específica de CO_2 de diferentes combustibles. Adaptado de: [36]

El aumento de la temperatura media terrestre como consecuencia de las emisiones humanas de CO₂, es el principal problema medioambiental en la actualidad.

Uno de sus efectos más visibles y preocupantes del calentamiento global debido al CO₂ es la fusión del hielo continental de los polos y glaciares. Esto no solo supone la desaparición de un ecosistema único y la posible extinción de su fauna y flora asociados, sino que también resulta en un aumento del nivel del mar y un descenso del caudal de importantes ríos que dependen del régimen de los glaciares en su curso alto.

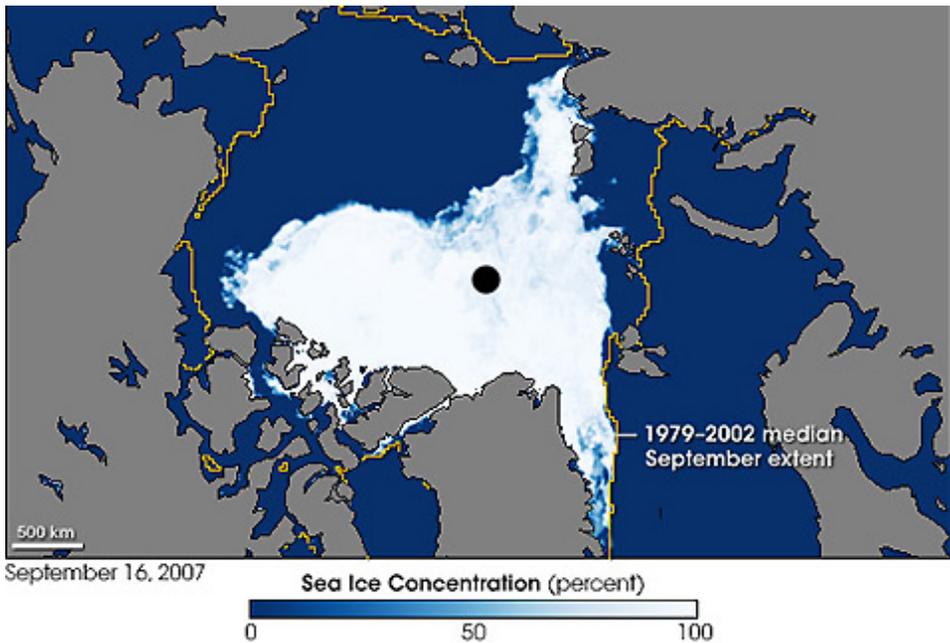


Figura 2.27: Retroceso del hielo ártico en septiembre de 2007 como consecuencia del calentamiento global

El aumento del nivel del mar debido al deshielo de los polos y glaciares supone un gran problema humanitario. En la actualidad, la subida del nivel del mar debida al calentamiento global, se estima en unos 21 cm desde el inicio de la revolución industrial [37], y se calcula que podría afectar a lo largo del siglo XXI a una población de entre 270 y 650 millones de personas al incrementarse el nivel del mar entre 19-59 cm adicionales, dependiendo del escenario climático [38].

Por otro lado, el aumento de las temperaturas como consecuencia de la emisión de CO₂ provoca un desajuste en el clima y la meteorología, aumentando

el número, la frecuencia y la intensidad de los fenómenos meteorológicos extremos [39], inundaciones, sequías, tornados, olas de calor e incluso olas de frío. Este ha sido un efecto muy visible del actual cambio climático y con enormes consecuencias negativas en la economía global.

Debido a estos graves problemas, el 11 de diciembre de 1997, las principales economías mundiales y también las mayores emisoras de CO_2 , establecieron el conocido como protocolo de Kyoto, con el objetivo fundamental de frenar las crecientes emisiones de gases de efecto invernadero, principalmente el CO_2 .

Aunque muchos países europeos consiguieron reducir sus emisiones CO_2 , no se consiguieron los objetivos buscados, y la emisión de CO_2 global aumento un 32 % entre 1990 y 2009, principalmente debido a China y EEUU [40].

En esta línea, en 2015 la práctica totalidad de los países del mundo firmaron los acuerdos de París, con objetivos más ambiciosos en la reducción de CO_2 , para limitar el incremento de la temperatura global entorno a los $2^\circ C$ respecto a los niveles previos a la revolución industrial.

En conclusión, las emisiones de CO_2 suponen un grave problema medioambiental, por ello los distintos organismos nacionales e internacionales buscan cada vez más su reducción, siendo necesarias nuevas tecnologías e innovaciones en el sector del transporte terrestre, el cual representa la segunda fuente de emisiones más importante.

2.5.2 Funcionamiento del proceso de captura de CO_2 en un motor de oxicomcombustión

Como ya se ha adelantado, una de las principales ventajas de la oxicomcombustión frente a la combustión convencional, es la relativa facilidad para capturar el CO_2 generado.

En un proceso normal de combustión de un hidrocarburo con aire, en los gases de escape la fracción de nitrógeno es muy superior a la de CO_2 , además el nitrógeno presenta temperaturas de condensación muy bajas lo cual dificulta enormemente su separación del CO_2 . Por el contrario en un proceso de oxicomcombustión estequiométrico de un hidrocarburo, al no haber nitrógeno, el CO_2 representa entre el 55 % y el 80 % de los gases de escape, dependiendo del combustible utilizado y la calidad de la propia combustión. El resto de los gases es principalmente vapor de agua H_2O , el cual al condensar en condiciones de 1 bar y $100^\circ C$, es fácil de separar del CO_2 . De esta forma la oxicomcombustión es una de las tecnologías más prometedoras en la captura de CO_2 [41].

En este sentido, la estrategia para capturar el CO_2 del escape en un motor de oxicomcombustión, partiría inicialmente por enfriar el flujo de escape a una tempe-

ratura inferior a la de condensación del agua, para de esta forma eliminar el vapor de agua y obtener como resultado un flujo de gran pureza de CO₂.

Posteriormente este flujo de CO₂, sería a su vez comprimido y enfriado a las condiciones necesarias para que cambie a estado líquido, según se puede ver en la figura 2.28, para finalmente ser almacenado en estado líquido en un tanque a presión.

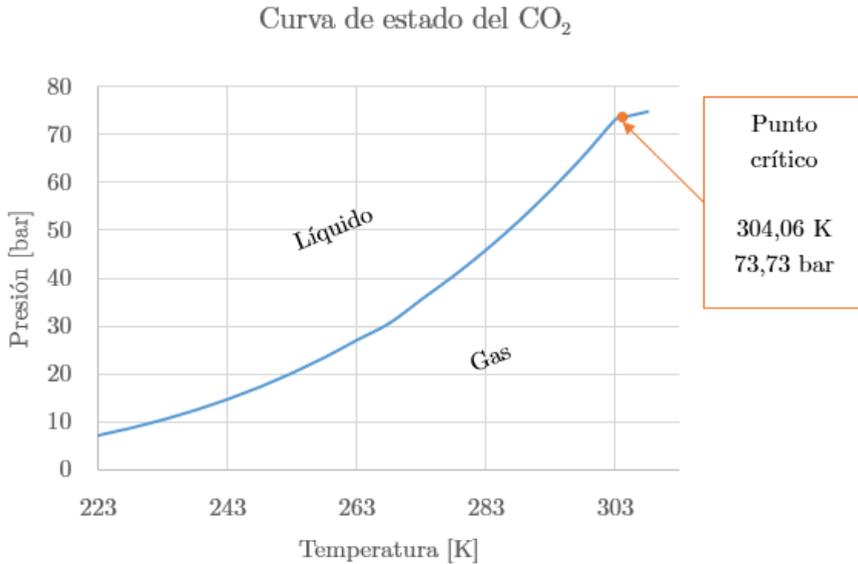


Figura 2.28: Curva de estado del CO₂. Adaptado de: [42]

Las condiciones óptimas de dicha compresión-enfriamiento, dependen mucho del sistema en concreto, tamaños máximos, potencia disponible, tipo y temperatura del refrigerante...

En una aplicación de un motor de encendido provocado de un automóvil, como la estudiada en este proyecto, los fluidos refrigerantes disponibles serían el aire y el agua del motor, luego sería difícil estar por debajo de condiciones térmicas del rango de 35-40°C.

En consecuencia, se debería comprimir el flujo de CO₂ a presiones muy elevadas, superiores a 70 bares, para ello dadas las limitaciones de tamaño sería necesario un compresor volumétrico acoplado al eje motor. Esto último resultaría en una pérdida de eficiencia del motor por la energía necesaria en la compresión del CO₂.

A pesar de esto, cabe destacar que el proceso de captura de CO_2 sería enormemente más sencillo y barato que el que se tendría que hacer en un motor de combustión convencional, además, de realizarse, se podría conseguir un motor completamente limpio, sin NO_x ni CO_2 .

Por otro lado, podría elegirse capturar simplemente una parte del CO_2 , de esta forma no se penalizaría tanto la eficiencia y se seguiría teniendo en primera aproximación menor emisión de CO_2 , aunque sería necesario un estudio más detallado del balance entre pérdida de eficiencia, aumento de consumo y CO_2 capturado.

Capítulo 3

El motor HR13DDT de *Renault–Nissan–Mitsubishi*

Una vez definidos y analizados los óxidos de nitrógeno, y descrito el funcionamiento de la oxcombustión y como esta puede suponer un gran avance en la reducción de NO_x y CO_2 . En este breve capítulo se busca describir el motor HR13DDT de *Renault–Nissan–Mitsubishi*, sobre el cual se realizarán los cálculos y estudios posteriores.

3.1 Descripción y aplicación del motor HR13DDT

El HR13DDT, es un motor de encendido provocado desarrollado por las compañías *Renault* y *Daimler* para las empresas de la alianza *Renault–Nissan–Mitsubishi* en el año 2018, dentro de la nueva gama de motores HR lanzada en 2010 [1].

Se trata de un motor de marcada filosofía *downsizing*, donde su elevado grado de turbo-sobrealimentación le permite entregar un alto nivel de potencia a pesar de su reducida cilindrada.



Figura 3.1: Motor HR13DDT

Por sus buenas prestaciones y su gran versatilidad, este motor ha sido utilizado en una amplia gama de vehículos de las compañías Nissan, Renault y Mercedes, tal y como se puede apreciar en la tabla 3.1.

El motor HR13DDT se desarrolló como un sustituto del motor HR12DDT fabricado entre 2012 y 2016, para poder adaptarse a las nuevas normativas sobre emisiones contaminantes. Frente a este motor anterior, destaca por una cilindrada ligeramente mayor y una sobrealimentación superior, lo cual le permite alcanzar niveles de potencia superiores, con un mejor control del consumo y las emisiones gracias a sistema de distribución variable, y corrigiendo los graves problemas de su predecesor en fugas de aceite y desgaste de válvulas [2].

Vehículos equipado con el HR13 DDT	Año
Mercedes-Benz A-Class	2018
Nissan Qashqai	2018
Renault Megane	2018
Renault Scenic / Grand Scenic	2018
Nissan X-Trail	2019
Renault Captur	2019
Renault Clio	2019
Renault Espace	2019
Renault Kadjar	2019
Renault Talisman	2019
Renault Duster	2020
Renault Samsung XM3	2020
Nissan Kicks	2020

Tabla 3.1: Vehículos equipados con el motor HR13DDT



Figura 3.2: Automóviles equipados con el motor HR13DDT. Nissan X-Trail (arriba izquierda), Renault Kadjar (arriba derecha), Nissan Qashqai (abajo izquierda) y Renault Captur (abajo derecha)

3.2 Principales características del HR13DDT

Entre sus principales características, el motor HR13DDT destaca por ser un motor de inyección directa central de 250 bares, de 4 válvulas por cilindro y 4 cilindros con un volumen total de 1,332 litros.

La cámara de combustión se trata de una cámara de tipo cuña con un ligero *bow* en el pistón. Presenta una relación de compresión volumétrica de 9,6, con una carrera de 83,1 mm y un diámetro de 72,2 mm [3].

El turbo presenta un mando eléctrico para regular el flujo de la turbina y con ello el grado de sobrealimentación, y además como ya se ha nombrado, incorpora un sistema de distribución y encendido variables para optimizar consumo y potencia y reducir emisiones.

El motor en su variable de mayor potencia, la Energy TCe 160, la utilizada como referencia en los cálculos de este proyecto, presenta dos tipos de cajas de cambios, una automática de 7 marchas y una manual de 6 [1].

Entre sus principales prestaciones el motor declara una potencia máxima a 5000 rpm de 157 cv y un par máximo de 270 Nm a 2000 rpm [4].

Dependiendo del vehículo en el que se monta se pueden distinguir diferentes niveles de emisión consumo y aceleración del 0-100 km/h, tal y como se puede ver en la tabla 3.2.

Vehículo equipado con el HR13DDT	Emisiones g CO ₂ /km <i>WLTP</i>	Consumo l/100 km <i>WLTP</i>	0-100 km/h
Nissan Qashqai	156-161	6,9-7,2	9,9
Renault Megane	147-150	6,5-6,6	12,1
Renault Scenic / Grand Scenic	135-158	5,9-7,5	11,2
Nissan X-Trail	165-175	7,3-7,8	11,5

Tabla 3.2: Consumos, emisiones y prestaciones del HR13DDT en diferentes vehículos. Fuentes: [5] y [6]

3.3 Justificación de la elección del HR13DDT

El proyecto realizado se enmarca dentro de el grado de ingeniería aeroespacial en la especialidad de aeromotores. Aunque la idea sería escoger para el estudio un motor de encendido provocado del sector aeronáutico, se escogió un motor de automóvil por ser de los que más datos y conocimiento previo se tiene en el departamento con el cual se realiza el trabajo, el Instituto CMT-Motores Térmicos.

Sin embargo, es preciso señalar que los resultados obtenidos en el trabajo son escalables a cualquier otro motor de encendido provocado del ámbito aeronáutico, con las evidentes diferencias resultantes en pesos, requisitos de potencia y cilindrada.

En este sentido se escogió el motor HR13DDT para el estudio, por ser un motor actual, con el que el Instituto CMT-Motores Térmicos ha realizado múltiples trabajos y proyectos en colaboración con Renault y sobre el que se tienen un gran número de datos, siendo posible además realizar medidas experimentales para ajustar los modelos de combustión y propagación de calor implementados en el programa *VEMOD*, utilizado en los cálculos de los siguientes capítulos.

Capítulo 4

Primer modelo de oxicombustión

Terminada la definición de los óxidos de nitrógeno y el proceso de oxicombustión, y presentado el motor HR13DDT, en base a cuya geometría y características se van a realizar los modelos de oxicombustión, con este capítulo se pone fin a la parte puramente teórica del proyecto con la presentación del programa *VEMOD*, posteriormente se presentan el primer modelo de motor de oxicombustión y sus cálculos y resultados asociados.

4.1 El programa *VEMOD*

Dada la completa imposibilidad de desarrollar un motor real y realizar medidas experimentales por su elevado coste, el elevado tiempo necesario y problemas de seguridad. El diseño del motor de oxicomcombustión se realizó utilizando el programa de modelado virtual de motores *VEMOD*.

El programa *VEMOD*, denominando así por su nombre en inglés *Virtual Engine Model*, es un software de modelado virtual de motores basado en métodos de volumen finitos, desarrollado completamente por el Instituto CMT-Motores Térmicos.

Se trata de un programa de gran potencia de cálculo y con capacidad de representar fielmente el funcionamiento de un motor sin un gran coste computacional, lo que lo hace muy atractivo en el prediseño y modelado de motores.

El programa *VEMOD* basa su funcionamiento en un modelo de acción de ondas que calcula la termo-fluido-dinámica del gas en cada punto del motor, representándose los conductos del motor mediante elementos 1D y los volúmenes, como cilindros, *coolers*..., mediante elementos 0D, tal y como se puede observar en el esquema de la figura 4.1.

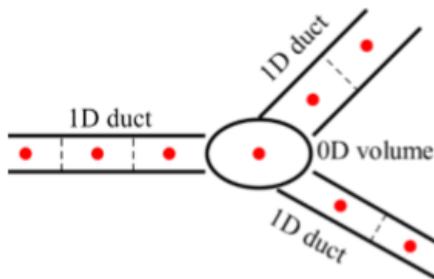


Figura 4.1: Esquema de la conexión entre elementos 1D y 0D implementada en el programa *VEMOD*

El programa *VEMOD* incluye diferentes métodos numéricos de cálculo y múltiples submodelos y correlaciones experimentales para la combustión, transferencias de calor..., que permiten el cálculo realista de todos los fenómenos relevantes que tienen lugar en un motor y una ajustada estimación de las emisiones contaminantes.

Además, este software incluye circuitos de lubricación y refrigeración que permiten un cálculo preciso de las pérdidas de calor y fricción que tienen lugar en un motor.

El programa también permite implementar controladores complejos y un sistema de ECU, consiguiendo de esta forma un control preciso de la operación del motor y simular el que realizarían en la realidad el conjunto de sensores, actuadores y ordenador de abordo de un motor.

La interfaz del programa presenta un diseño depurado, visual, sencillo y fácil de entender, basado en diagramas de bloques, tal y como se aprecia en la figura 4.2, e incluye todos los elementos necesarios para el modelado de un motor, cilindros, válvulas, turbogrupos, inyectores, regeneradores, *coolers*...

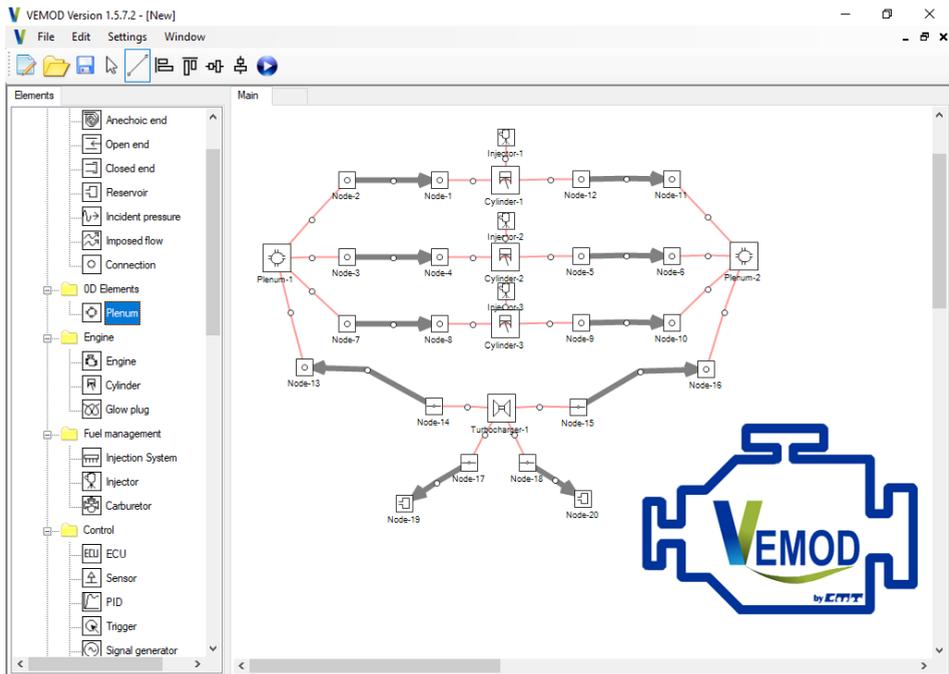


Figura 4.2: Interfaz del programa VEMOD

Todas estas características, unidas a que el programa presenta un modelo de membranas *MIEC* de gran calidad y el hecho de que la licencia es completamente gratuita, son los motivos por los que se decidió la utilización de este software para el modelado del motor de oxícombustión.

4.2 Esquema del primer modelo de motor de oxidación

Del análisis de las características de funcionamiento de las membranas *MIEC* realizado en el capítulo 2, resulta evidente que para garantizar su operación es necesario calentar y presurizar el aire en la admisión.

La forma más eficiente en un motor de combustión interna para realizar dicho calentamiento y compresión, es utilizar la energía térmica de los flujos de escape lo cual se puede conseguir con regeneradores y turbogrupos.

Si lo que se busca además es tener un flujo de escape rico en CO_2 para su posterior captura, resulta necesario tener dos flujos de escape, uno para el nitrógeno y gases residuales de la *MIEC*, y otro para los flujos de escape del motor.

Por otro lado cabe destacar que el oxígeno en la *MIEC* es caro de producir, además un exceso de oxígeno dificultaría la captura de CO_2 en el escape, de esto se puede concluir que el dosado del motor debe ser siempre estequiométrico.

Partiendo de estas conclusiones, se diseñó un primer modelo de motor oxidación tal y como se puede ver en la figura 4.3.

Para realizar dicho modelo, para mayor sencillez se partió inicialmente de las condiciones y las características del motor HR13DDT presentado en el capítulo 3. De esta forma se utilizaron 4 cilindros, de iguales dimensiones y relación de compresión ($\text{RC}=9,6$ Carrera=83,1 mm y Diámetro=72,2 mm) que las que tiene el HR13DDT.

Para los conductos se utilizaron los materiales y tamaños de los conductos del HR13DDT, excepto en los referentes a elementos modificados y nuevos, como la *MIEC* (5) y los regeneradores (2 y 3), donde se utilizaron dimensiones coherentes con las posibles en un motor de coche, y materiales similares a los utilizados en los conductos del HR13DDT original.

Para los circuitos de refrigeración y lubricación se cogieron los datos y condiciones de los circuitos del HR13DDT original, caracterizados por el Instituto CMT-Motores Térmicos en proyectos previos.

En cuanto al diagrama de distribución, se utilizaron las mismas aperturas de válvulas del motor HR13DDT original, por ser estas muy cercanas al óptimo en el modelo de oxidación.

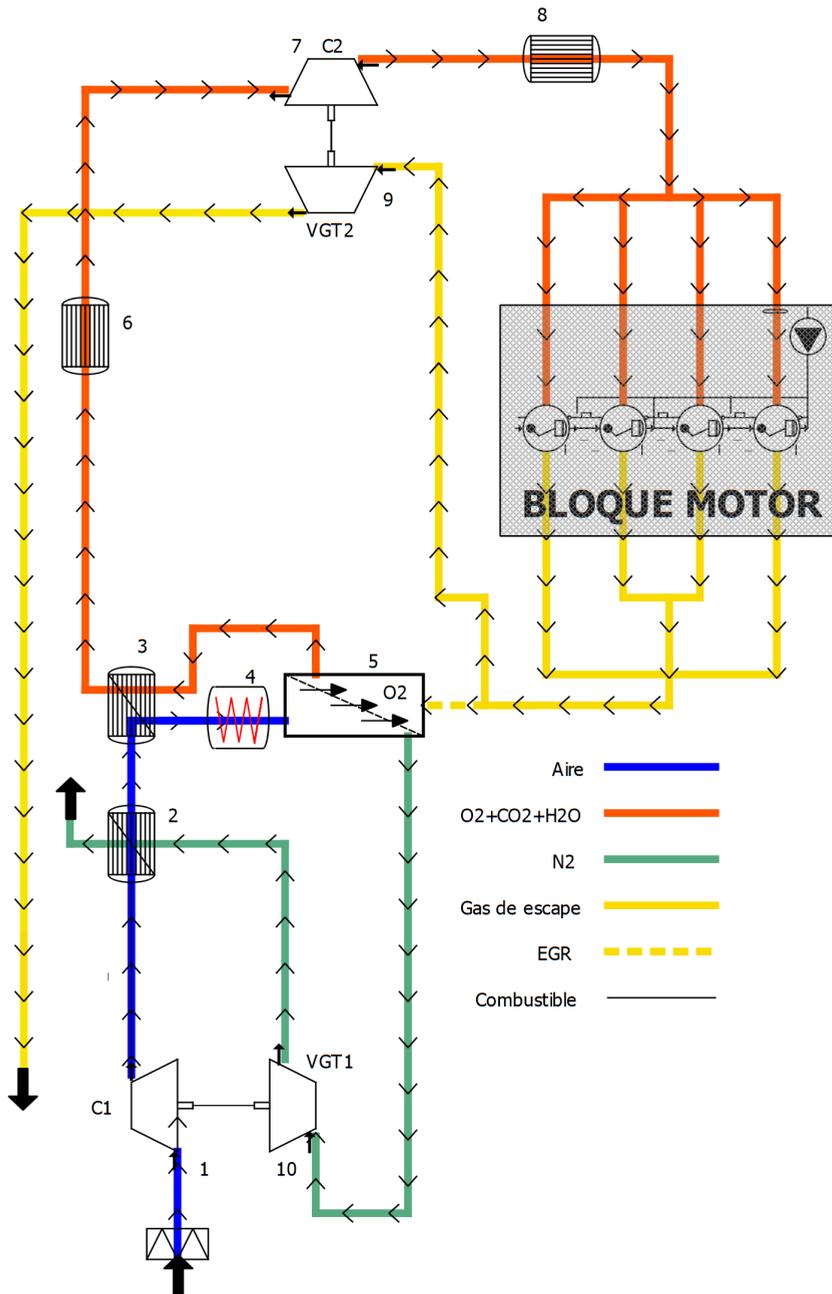


Figura 4.3: Esquema del primer modelo de motor de oxicomustión

Por último para los turbogrupos se cogieron las mismas dimensiones y mapas, caracterizados por el departamento en proyectos previos. De esta forma se consigue simplificar mucho el proceso de diseño del modelo. Posteriormente se realizó un estudio de optimización en la escala de dichos turbos como se puede ver en los apartados posteriores.

A continuación, para una mejor comprensión de los distintos elementos del modelo de la figura 4.3, se procederá a la explicación detallada de cada uno de ellos.

4.2.1 Zona de aire de admisión

Para que la *MIEC* pueda operar con la suficiente producción de oxígeno para hacer todo el sistema estable, es necesario incrementar la temperatura y la presión del aire de entrada a la membrana, a unos valores mínimos de $\sim 700^{\circ}\text{C}$ y ~ 2 bares.

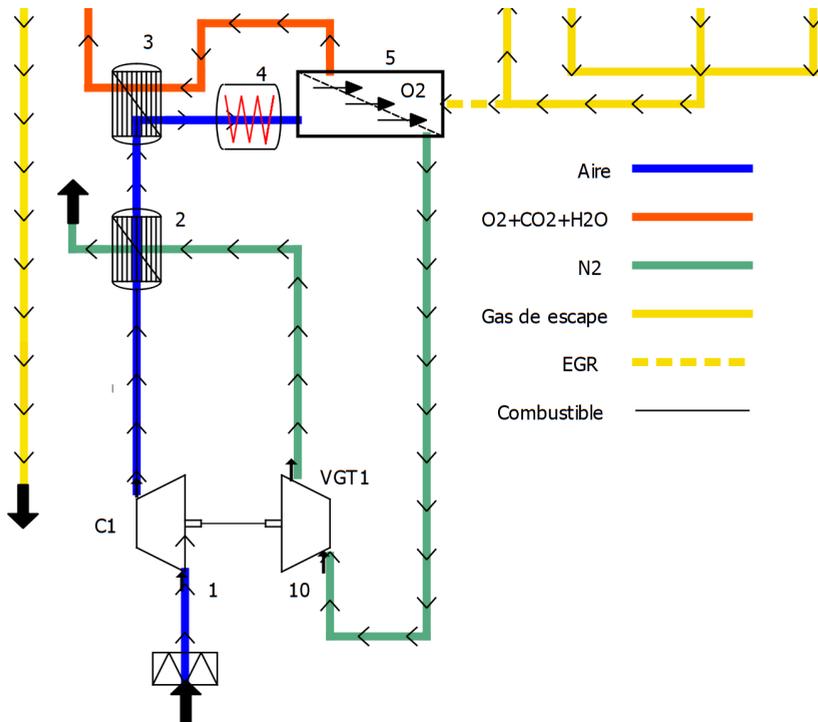


Figura 4.4: Detalle de la zona de aire del primer modelo de motor de oxicomustión

Este proceso de calentamiento y compresión se consigue gracias a la energía de los flujos de los gases de escape y el nitrógeno, tal y como se puede apreciar con mayor detalle en la figura 4.4.

El primer elemento que ve el aire al entrar en el motor es el compresor 1, este compresor se encarga de aumentar la presión del flujo de aire para sobrealimentar el motor y conseguir una mayor potencia, pero sobre todo, para incrementar la producción de oxígeno en la *MIEC*, al estar esta directamente relacionada con la relación de presiones parciales de oxígeno a ambos lados de la membrana, tal y como se explicó en el capítulo 2.

El compresor 1 es arrastrado por una turbina de geometría variable (10), esta turbina extrae la energía del flujo de escape de nitrógeno.

El *rack*, el grado de apertura de la turbina, controla la relación de compresión del compresor 1 y de esta forma la potencia del motor, existiendo un grado de apertura óptimo para cada régimen que determina la curva de plena carga del motor.

Una vez aumentada la presión del aire de admisión, el flujo de aire es calentado en los regeneradores 2 y 3 de eficiencia definida en 0,85, recuperándose de esta forma gran parte del calor del flujo de nitrógeno y el flujo de oxígeno+*EGR* respectivamente.

La función de estos regeneradores es conseguir unas temperaturas altas en la entrada de la *MIEC* que permitan una gran producción de oxígeno.

El elemento (4) es un calentador eléctrico, su función es incrementar la temperatura del aire durante los primeros ciclos de la simulación para de esta forma permitir el arranque del sistema, simulando un proceso de arranque realista basado en un calentamiento inicial del flujo de aire mediante resistencias eléctricas. Tras el transitorio inicial, cuando el motor alcanza un punto de funcionamiento estable, este calentador se desactiva.

Finalmente el flujo de aire entra en la *MIEC*, en ella el oxígeno se transfiere al flujo de barrido, el *EGR*, obteniéndose a la salida un flujo casi puro de nitrógeno de elevada temperatura y presión.

Este flujo de nitrógeno es expandido en la turbina (10) y regenerado en el regenerador (2) con el aire, para aumentar la presión y la temperatura del aire.

4.2.2 Zona de combustión y escape

Una vez explicada en detalle la zona del motor relativa al flujo de admisión, se procede a explicar la zona relativa a la combustión y el escape de CO_2 y H_2O , tal y como se puede ver en la figura 4.5.

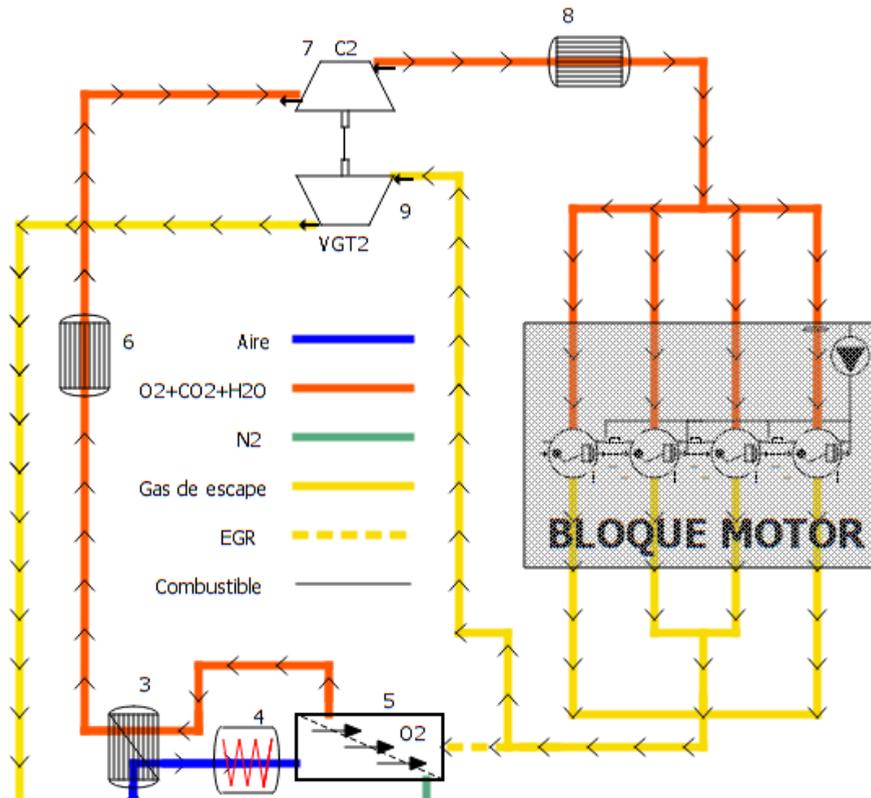


Figura 4.5: Detalle de la zona de combustión y escape del primer modelo de motor de oxidcombustión

El flujo de salida de la *MIEC* (5), está formado por gases de escape, CO_2 y H_2O principalmente, mezclados con el oxígeno producido en *MIEC*.

Este flujo se encuentra a una elevada presión y temperatura, similares a las condiciones del colector de escape del motor de donde procede. Que el flujo de oxígeno+EGR esté a una temperatura elevada no resulta interesante para el funcionamiento del motor, al ser necesario comprimir y quemar este flujo posteriormente, por ello es necesario enfriarlo antes de llegar al compresor 2.

Esto se consigue por un lado regenerando (3) con el flujo de aire de entrada a la *MIEC*, lo cual permite aprovechar eficientemente este calor en el calentamiento de la *MIEC*. Por otro lado, el calor residual que no se ha podido aprovechar en el calentamiento de la *MIEC*, es desechado en un *cooler* (6) con un *target* de temperatura de 35°C.

Después de enfriarse, el gas de barrido de la *MIEC* es aspirado y comprimido en el compresor de oxígeno (7), la función de este compresor es aspirar el gas de *EGR* creando un mayor vacío en el lado de barrido de la *MIEC* lo cual favorece la producción de oxígeno, y sobrealimentar los cilindros, aumentando la potencia del motor.

Este compresor es arrastrado por una turbina de geometría variable (9), movida por los gases de escape que no son *EGR*. Esta turbina constituye el elemento crítico de diseño como se verá en los apartados posteriores, y su *rack*, grado de apertura, determina la fracción de oxígeno en el gas que entra a los cilindros, controlando las temperaturas máximas de combustión y la temperatura de escape y afectando significativamente a la potencia obtenida.

Tras ser comprimido, el flujo de O₂ y *EGR* es enfriado en un segundo *cooler* (8), con un *target* de temperatura de 35°C, para de esta forma aumentar la densidad del flujo a la entrada de los cilindros.

Los gases de escape del motor, al salir del colector se dividen en dos flujos, el gas de *EGR* que barre la membrana, y el gas de escape propiamente dicho, el cual mueve la turbina (9). La división del gas entre ambos flujos está controlada por el *rack*, el grado de apertura de la turbina (9). Cuando la turbina (9) se abre, la contrapresión en el escape disminuye, aumentando el flujo que circula por ella y disminuyendo el flujo de *EGR*, cuando la turbina (9) se cierra, la contrapresión en el escape aumenta, disminuyendo el flujo que circula por ella y aumentando el flujo de *EGR*.

4.3 Limitaciones de diseño y consideraciones adicionales

Una vez presentado el primer modelo de motor de oxicomcombustión basado en la geometría y operación del HR13DDT, se procede explicar las limitaciones que condicionan su diseño y las distintas variables sobre las que se puede actuar para optimizar las prestaciones del motor.

4.3.1 Las limitaciones de diseño y su control

Del análisis del esquema del modelo en la figura 4.3, se puede ver que después de los cilindros y el colector de escape, los elementos más exigidos térmicamente son la membrana y la segunda turbina de geometría variable (9).

Las membranas de transporte iónico electrónico como se pudo ver en el capítulo 2 son capaces de soportar temperaturas muy elevadas, además el flujo de aire a su entrada se encuentra a una temperatura sensiblemente inferior al escape, $\sim 750^{\circ}\text{C}$, por lo que actúa como refrigerante de la misma. En cambio en las turbinas centrípetas de automóvil, la temperatura máxima de operación es un factor crítico en su coste de fabricación y mantenimiento.

De esta forma, se puede considerar que la máxima temperatura aceptable en la turbina, para que esta sea viable económicamente y coherente con la tecnología desarrollada actualmente, es de $\sim 950^{\circ}\text{C}$.

Por otro lado este proyecto busca como un posible desarrollo futuro la implementación del proceso de oxicomcombustión sobre el bloque motor del H13DDT del departamento. La presión máxima que se alcanza en los cilindros de este motor se sabe que es de 104,9 bares según estudios previos.

Para este proyecto se considerara que estos 104,9 bares son la presión máxima con la que se sabe con total certeza que no hay problemas de integridad en los cilindros, por ello se buscará en todo momento que la presión máxima durante la combustión en el modelo de oxicomcombustión no supere dicho valor.

En conclusión se tienen dos limitaciones claras que condicionan el control, el diseño y las prestaciones de este primer modelo de oxicomcombustión.

- Una temperatura máxima de 950°C del flujo de entrada a la segunda turbina de geometría variable (9)
- Una presión máxima de 104,9 bares durante la combustión en los cilindros.

Para la gestión de estas dos limitaciones se tienen dos herramientas en el control del motor:

- Como ya se ha comentado anteriormente, el grado de apertura de la segunda turbina de geometría variable (9), determina cuanto flujo de escape se desvía como *EGR* al barrido de la membrana. De esta forma cuanto más cerrada se encuentra la segunda turbina (9), mayor es el flujo de *EGR* y menor la fracción de oxígeno a la salida de la membrana, lo cual desemboca en unas menores temperaturas máximas de combustión, y en consecuencia también menores en el escape y en la entrada de la turbina.
- Por otro lado, el ángulo de encendido de la mezcla, el momento de la chispa, determina la presión al inicio de la combustión y en consecuencia la presión máxima que se alcanza durante la misma. De esta forma, un encendido más adelantado resulta en una presión mayor, mientras que un encendido más retrasado tiende a reducir las presiones máximas de combustión.

En este sentido se implementó en el modelo un control basado en dos PID tal y como se muestra en la figura 4.6.

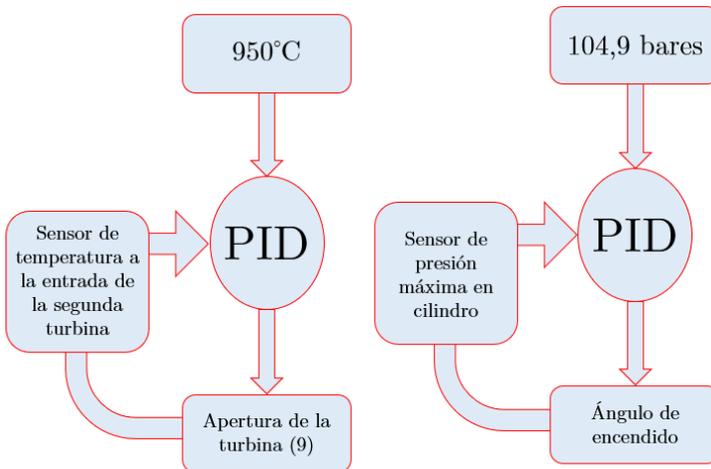


Figura 4.6: Esquema de control del primer modelo de oxicomustión

Un aumento de la apertura de la segunda turbina (9) conduce a un aumento de las temperaturas a la entrada de la misma, mientras que una disminución de la apertura, aumenta el *EGR*, disminuye la fracción de oxígeno en el colector de admisión, y reduce las temperaturas de combustión, escape y de entrada a la turbina.

Un ángulo de encendido respecto al punto muerto superior, menor, aumenta la presión al inicio de la combustión y la presión máxima en el cilindro, mientras que un ángulo mayor, supone una combustión más retrasada y a menor presión.

4.3.2 Grados de libertad con los que optimizar las prestaciones del motor

Con el cumplimiento en todo momento de las limitaciones de diseño expuestas en la sección anterior, el objetivo es partiendo de las características originales de HR13DDT, optimizar lo máximo posible las prestaciones del motor a plena carga. De esta forma las variables sobre las que se tiene libertad de actuación son:

- **Área de la membrana:** Como se pudo ver en el capítulo 2, el flujo de oxígeno producido en la *MIEC*, es directamente proporcional al área de membrana expuesta al flujo de aire. Una mayor área de membrana supone una mayor producción de oxígeno y como resultado una mayor potencia generada. Sin embargo, a mayor área, mayor es el tamaño de la *MIEC* y en consecuencia más negativo es su efecto sobre el espacio disponible y el peso del vehículo. Se buscará utilizar siempre el mínimo área de membrana que permita obtener unas prestaciones similares a las del motor HR13DDT original.
- **Escala del primer y segundo turbogrupos:** Como ya se ha señalado, para el primer modelo de oxicomcombustión se utilizaron primeramente las geometrías y mapas del turbogrupo del HR13DDT original. Aunque esta es una buena estrategia para simplificar el proceso de prediseño, los caudales y las necesidades de control en los turbogrupos en el modelo de oxicomcombustión, difieren ligeramente respecto al motor HR13DDT original, sobre todo en lo referente al segundo turbogrupo de oxígeno-escape (7-9). La estrategia será escalar dichas geometrías y mapas con un factor de escala proporcional al caudal, dicho factor de escala óptimo para cada turbogrupo se determinará con estudios paramétricos.
- **Relación de compresión:** La relación de compresión volumétrica original del HR13DDT es de 9,6, en este motor se encuentra limitada a este valor por problemas de detonación de la carga. Los primeros estudios realizados por el departamento en oxicomcombustión con diluciones de *EGR* entre el 60 %-80 %, indican que el elevado *EGR* tiende a neutralizar mucho la detonación de la carga. Una mayor relación de compresión supone una mayor eficiencia del ciclo y también una mayor potencia obtenida. De esta forma se estudiará como el aumento de la relación de compresión respecto a las condiciones iniciales del HR13DDT, afecta a las prestaciones del motor de oxicomcombustión. buscando optimizar dicho valor, cumpliendo en todo momento la limitación de 104,9 bares de presión máxima en los cilindros.

4.4 Definición de la curva de plena carga

En el modelo planteado de oxicombustión la variable con la que definir el grado de carga del motor, la potencia respecto al máximo en cada régimen, es el *rack*, el grado de apertura, de la primera turbina (10), la del flujo de nitrógeno. De esta forma para cada régimen de giro se tiene un grado de apertura de la turbina de nitrógeno para el cual la potencia es máxima, independientemente del resto de variables de diseño, definiendo en consecuencia dicho grado de apertura óptimo, el punto de plena carga del motor para ese régimen.

El rango de regímenes de giro del motor estudiado en este trabajo abarca desde 1500 rpm a 5000 rpm, con pasos de 500 rpm, en base a los datos experimentales que se tienen del motor HR13DDT.

El objetivo será averiguar el grado de apertura de la turbina de nitrógeno (10) de máxima potencia para cada régimen mediante estudios paramétricos, estableciéndose de esta forma la curva de plena carga del motor de oxicombustión.

Por temas de confidencialidad, y al no ser los datos de potencia del HR13DDT de dominio público, en las gráficas de la figura 4.7, los resultados se muestran adimensionalizados respecto a la potencia máxima del HR13DDT a cada régimen, según los trabajos previos sobre el motor realizados por el departamento. Al ser el objetivo siempre la comparación de las prestaciones del motor de oxicombustión, respecto a las prestaciones del motor original HR13DDT de combustión convencional premezclada.

Todo este estudio se realizará a área de membrana constante de 6 m² y escalas de turbogrupos constantes de valor 1 para ambos, y relación de compresión volumétrica constante de 9,6, según el motor original.

Los resultados de dicho estudio paramétrico se pueden ver en la figura 4.7, como puede verse en dicha figura para cada régimen de giro existe un grado de apertura óptimo que maximiza la potencia, definiendo el punto de plena carga.

En la figura 4.7, el rango de apertura de la turbina de nitrógeno (10) es muy pequeño y se encuentra muy centrado entorno al óptimo. En realidad el rango de estudio para cada caso fue más amplio, de *rack* 20-80. Sin embargo en esta figura el estudio se muestra entorno al óptimo para la mejor visualización de dicho punto.

En el estudio paramétrico inicial se utilizaron pasos de *rack* de 10 que luego se centraron en pasos de *rack* de 2 entorno al paso de 10 de mayor potencia, estos estudios de pasos de *rack* de 2 son los que se muestran en la figura 4.7. Aunque con un paso de *rack* de 2 no se puede establecer el óptimo exacto, si se tiene una precisión elevada sobre él, por lo que no se tiene una gran desviación respecto a él en el estudio paramétrico de la figura 4.7.

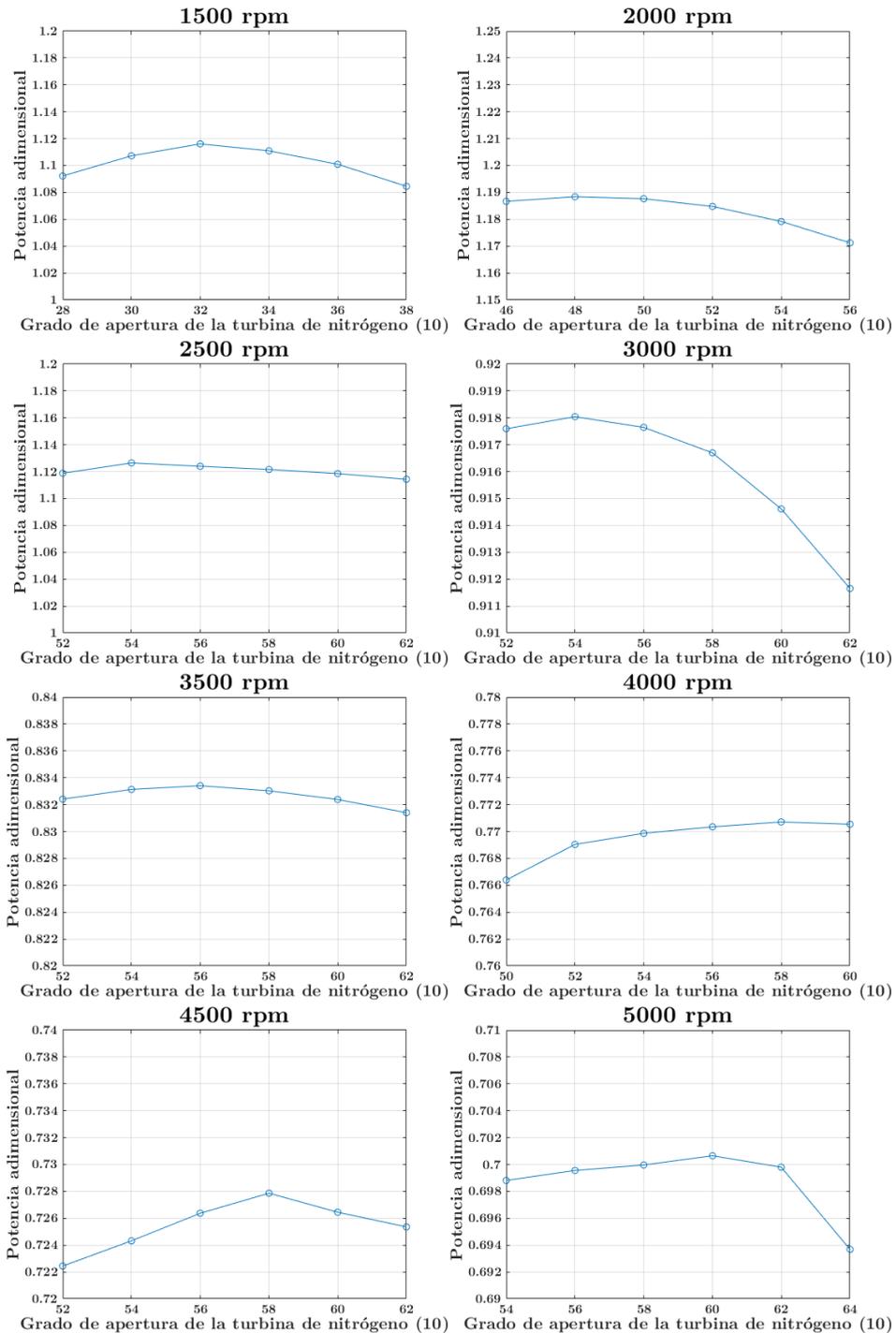


Figura 4.7: Estudio del grado de apertura de la turbina de nitrógeno (10) de máxima potencia. Escala (7-9)=1, Escala (1-10)=1, RC=9,6, Área=6 m²

Por ser el turbogruppo de oxígeno-escape (7-9) demasiado grande, la limitación de temperatura máxima para 1500 rpm, 2000 rpm, 2500 rpm y 3000 rpm no se cumple, será necesario un turbogruppo de oxígeno-escape (7-9) más pequeño tal y como se verá en el apartado siguiente. La turbina de escape (9) es demasiado grande y a bajos regímenes no es capaz de cerrarse lo suficiente como para tener una temperatura máxima de 950°C a su entrada, tal y como se aprecia en la figura 4.8. El tamaño de esta turbina es el aspecto crítico de diseño, los problemas de control de temperatura se solucionarán en los apartados siguientes mediante la reducción de la escala del turbogruppo de oxígeno-escape (7-9) y el aumento de la relación de compresión volumétrica.

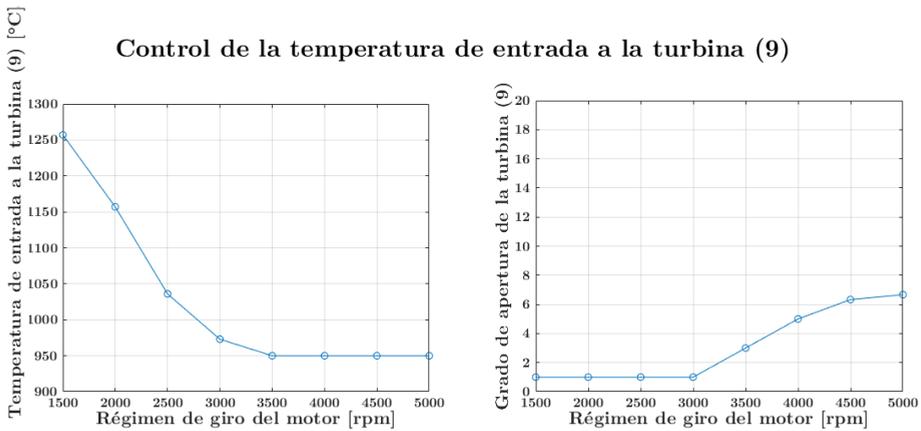


Figura 4.8: Control de la temperatura de entrada a la turbina (9) con su grado de apertura. Escala (7-9)=1, Escala (1-10)=1, RC=9,6, Área=6 m²

En conclusión, partiendo de los resultados del estudio paramétrico expuestos en la figura 4.7, la curva de plena carga del primer modelo de oxicomcombustión queda definida por un grado de apertura de la turbina de nitrógeno (10) para cada régimen, mostrado en la figura 4.9.

Cabe destacar, que una vez ajustadas las escalas de los turbogrupos y modificada la relación de compresión, será necesario revisar la curva de *rack* de plena carga de la figura 4.9, repitiendo el estudio de la figura 4.7, para las nuevas escalas y relación de compresión, aunque como se verá, la curva de *rack* óptimos no será muy diferente.

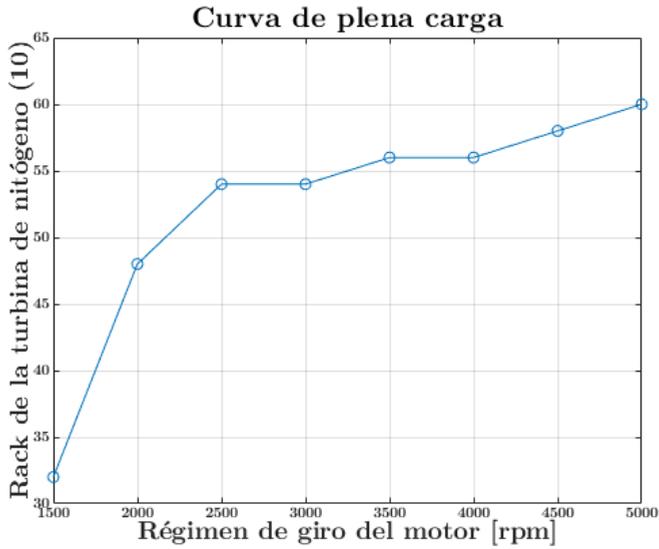


Figura 4.9: Grado de apertura de la turbina de nitrógeno de máxima potencia (10), para cada régimen de giro. Escala (7-9)=1, Escala (1-10)=1, RC=9,6, Área=6 m²

4.5 Escalado de los turbogrupos

Una vez definida la curva de plena carga del modelo de oxicomcombustión, según lo visto en el apartado anterior, en este apartado se busca encontrar los factores de escala óptimos de los turbogrupos de aire-nitrógeno (1-10) y oxígeno-escape (7-9), para dicha curva de plena carga.

En este aspecto el turbogrupo de oxígeno-escape (7-9) es crítico. Por el circular caudales muy inferiores a los del motor original y el turbogrupo de aire-nitrógeno (1-10), además como se podrá ver, su grado de apertura determina la fracción de oxígeno en el colector de admisión, siendo la variable que controla las temperatura en el escape, manteniendo el valor máximo de 950°C . De esta forma, la escala del turbogrupo de oxígeno-escape (7-9) afecta de forma determinante al control de las temperaturas, por lo que se abordará en primer lugar.

4.5.1 Estudio de la escala del turbogrupo de oxígeno-escape (7-9)

Como se acaba de explicar el tamaño de este turbogrupo es crítico en el control de las temperaturas, la estrategia para la optimización de su escala consistirá en, a *rack* de la turbina de nitrógeno (10) de máxima potencia según lo visto en el apartado anterior, y a escala del turbogrupo de aire-nitrógeno (1-10) constante en 1, determinar la escala óptima en los regímenes extremos de 5000 rpm y 1500 rpm y el régimen intermedio de 3000 rpm.

El rango de escala estudiado será de 0,5 a 1, ya que dadas las dimensiones originales del turbogrupo del HR13DDT, se considera que una escala inferior a 0,5 implica un turbogrupo de dimensiones muy reducidas y por lo tanto coste muy elevado.

Al igual que en el apartado anterior, el área de la membrana y la relación de compresión se mantendrán constantes en valores de 6 m^2 y 9,6 respectivamente.

Según esta idea se obtuvieron los resultados que se muestran en la figura 4.10. Al igual que en el apartado anterior, los resultados de potencia están adimensionalizados con la potencia a plena carga del motor HR13DDT a cada régimen de giro.

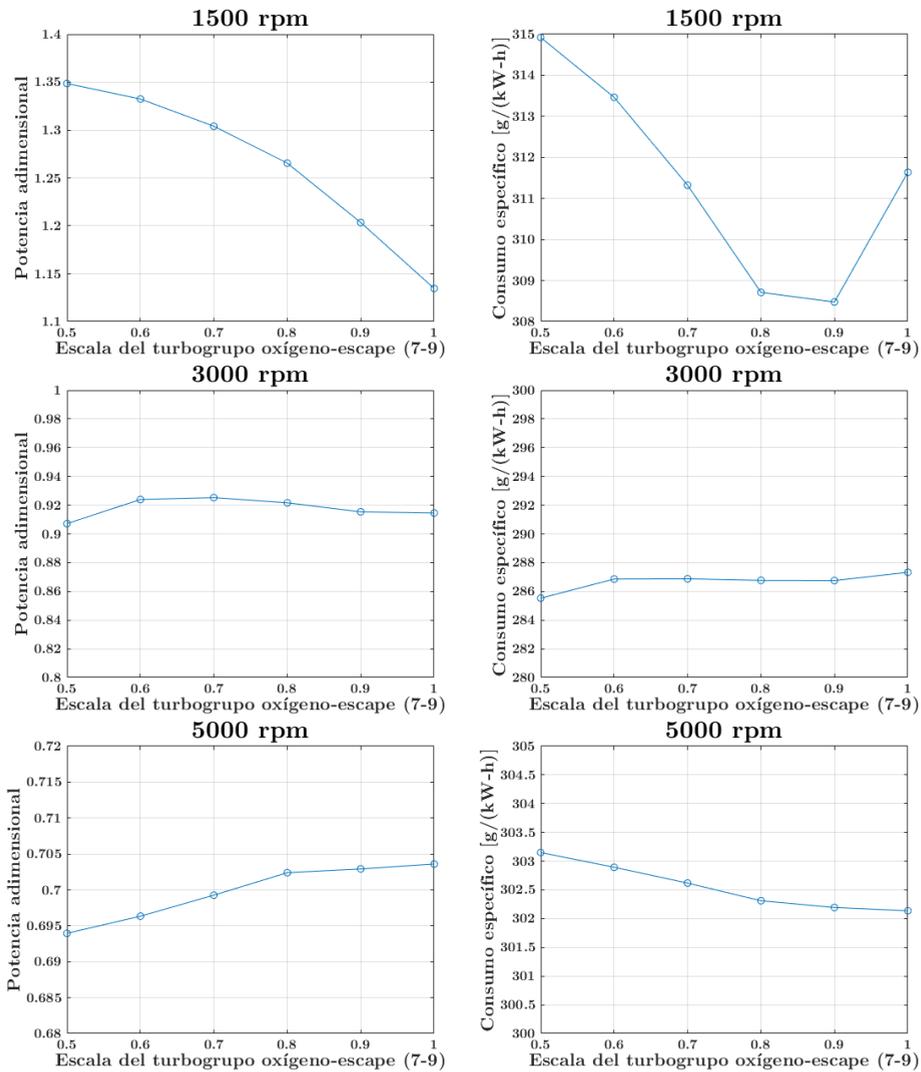


Figura 4.10: Variación de la potencia adimensional y el consumo específico para 1500 rpm, 3000 rpm y 5000 rpm, con la escala del turbogrupo de oxígeno-escape (7-9) 0,5-1. Escala (1-10)=1, RC=9,6, Área=6 m²

Como puede verse en la figura 4.10, la escala óptima del turbogrupo de oxígeno-escape (7-9), varía con el régimen de giro según los diferentes caudales trasegados por el motor, y también si lo que se busca es optimizar consumo o potencia.

A 1500 rpm, en todo momento el motor de oxícombustión produce más potencia que el HR13DDT original. Atendiendo a la potencia, el óptimo para este régimen se sitúa entorno a una escala de 0,5 del turbogrupo de oxígeno-escape (7-9), mientras que si nos centramos en lo relativo al consumo específico la escala óptima se encuentra entre 0,8-0,9.

Para 3000 rpm, el óptimo en potencia se sitúa para una escala de 0,7 y el óptimo en consumo para una escala de 0,5.

Para 5000 rpm, los óptimos en potencia y consumo se sitúan ambos para una escala de 1.

Cabe destacar que aunque la escala en el turbogrupo de oxígeno-escape (7-9) disminuya, se sigue teniendo un problema con las temperaturas en la entrada de la turbina (9), la cual no puede ser controlada por la turbina (9), tal y como se muestra en la figura 4.11.

Control de la temperatura de entrada a la turbina (9)

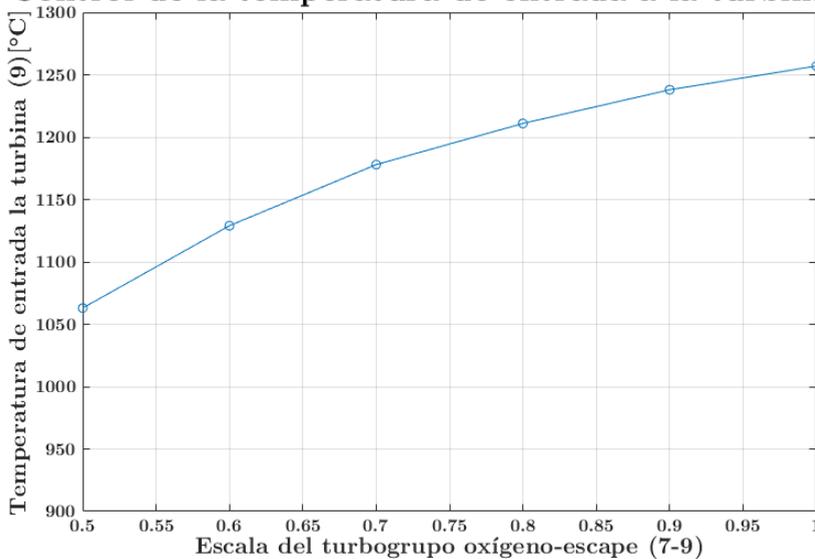


Figura 4.11: Variación de temperatura de entrada a la turbina de escape (9) para 1500 rpm, con la escala del turbogrupo de oxígeno-escape (7-9) 0,5-1. Escala (1-10)=1, RC=9,6, Área=6 m²

Como se puede observar en la figura 4.11, al disminuir el tamaño del turbogrupo de oxígeno-escape (7-9), con la turbina de escape (9) completamente cerrada, las temperaturas a la entrada de dicha turbina disminuyen, por el mayor *EGR*,

sin embargo, esto no es suficiente para cumplir con la limitación de 950°C a la entrada de la turbina de escape (9). Es necesario un cambio adicional en el modelo de oxicomcombustión o un turbogrupo de oxígeno-escape (7-9) aún más pequeño.

Como un turbogrupo de oxígeno-escape (7-9) con una escala inferior a 0,5 sobre la geometría original del HR13DDT sería demasiado pequeño y costoso de fabricar, se decidió apostar por un cambio alternativo que permita unas menores temperaturas en el colector de escape. Este cambio en el modelo es el aumento de la relación de compresión volumétrica, tal y como se verá en el próximo apartado.

Dados los resultados del estudio mostrado en la figura 4.10, se decidió apostar por una escala de 0,7 por ser esta una escala que funciona bien en todos los regímenes y sin ser excesivamente pequeña, no está muy lejos del objetivo de 950°C.

4.5.2 Estudio de la escala del turbogrupo de aire-nitrógeno (1-10)

Una vez conocida la escala óptima del turbogrupo de oxígeno-escape (7-9), se repite el proceso de optimización para el turbogrupo de aire-nitrógeno (1-10), siempre para el *rack* de la turbina de nitrógeno (10) de máxima potencia y a escala del turbogrupo de oxígeno-escape (7-9) constante en 0,7, según el óptimo determinado en la sección anterior.

El área de la membrana y la relación de compresión se seguirán manteniendo constantes en valores de 6 m² y 9,6 respectivamente.

El estudio se centrará igualmente en los regímenes extremos y el régimen intermedio, 1500 rpm, 3000 rpm y 5000 rpm.

Dicho estudio paramétrico se realizará para escalas del turbogrupo de aire-nitrógeno (1-10) de 1 a 1,6.

Los resultados obtenidos en cuanto a potencias y consumos para estos tres regímenes de giro según la escala del turbogrupo de aire-nitrógeno (1-10) se pueden ver en la figura 4.12.

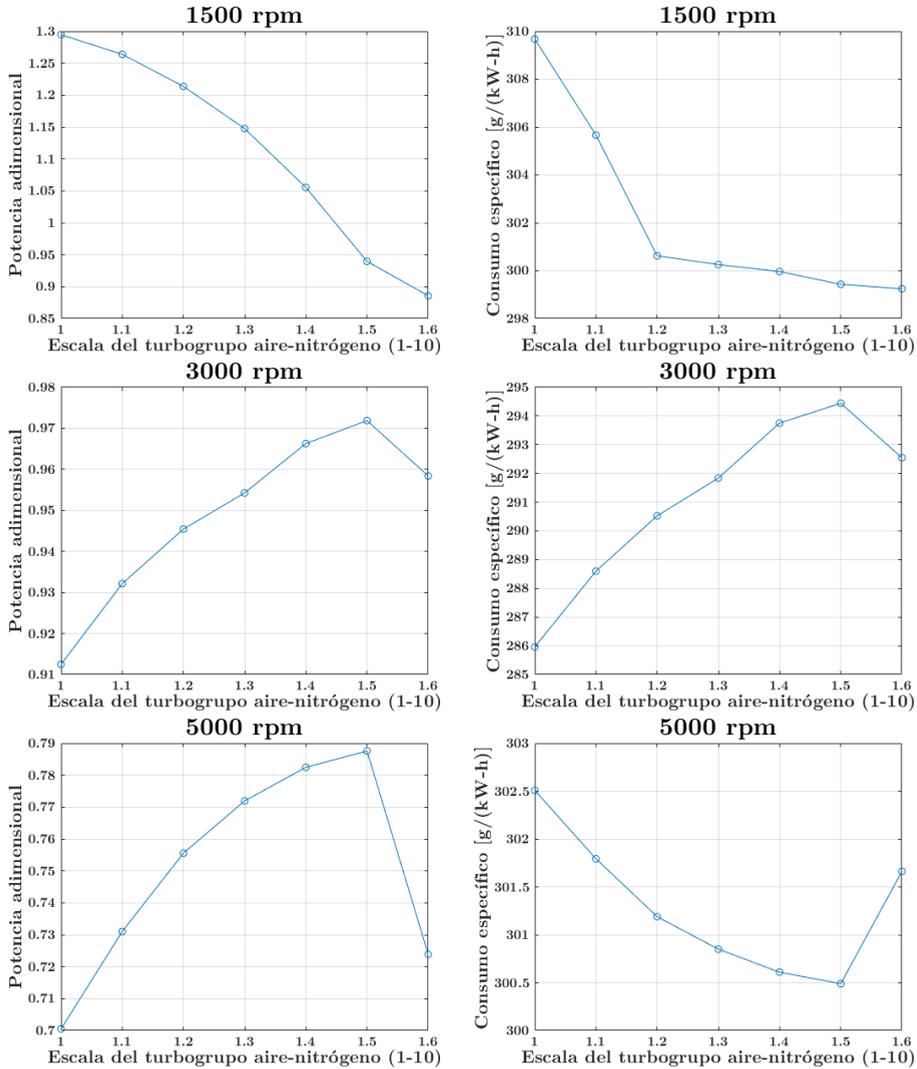


Figura 4.12: Variación de la potencia adimensional y el consumo específico para 1500 rpm, 3000 rpm y 5000 rpm, con la escala del turbogrupo de aire-nitrógeno (1-10) 1-1,6. Escala (7-9)=0,7, RC=9,6, Área=6 m²

Del análisis del estudio de la figura 4.12, se pueden extraer conclusiones significativas.

Aumentar la escala del turbogrupo de aire-nitrógeno (1-10) a 1,5, incrementa la potencia del motor a 3000 y 5000 rpm, regímenes que anteriormente estaban muy

por debajo de la potencia objetivo. Sin embargo también disminuye la potencia a bajos regímenes, donde antes había una mayor potencia al objetivo.

En cuanto al consumo específico, la escala del turbogrupo de aire-nitrógeno (1-10) afecta muy poco a 5000 rpm, habiendo un mínimo en 1,5. A 1500 rpm, al aumentar la escala, el consumo específico disminuye claramente, sin embargo, a 3000 rpm aumenta. Sin embargo como se verá en el próximo apartado, con el aumento de la relación de compresión se podrá compensar dicho aumento de consumo a 3000 rpm.

Una ventaja adicional del aumento de la escala del turbogrupo de aire-nitrógeno (1-10) es que mejora el control de las temperaturas de entrada a la turbina (9), aunque se sigue por encima del objetivo de 950°C , aumentar la escala del turbogrupo de aire-nitrógeno (1-10), disminuye la temperatura de entrada a la turbina (9), tal y como se puede apreciar en la figura 4.13.

Control de la temperatura de entrada a la turbina (9)

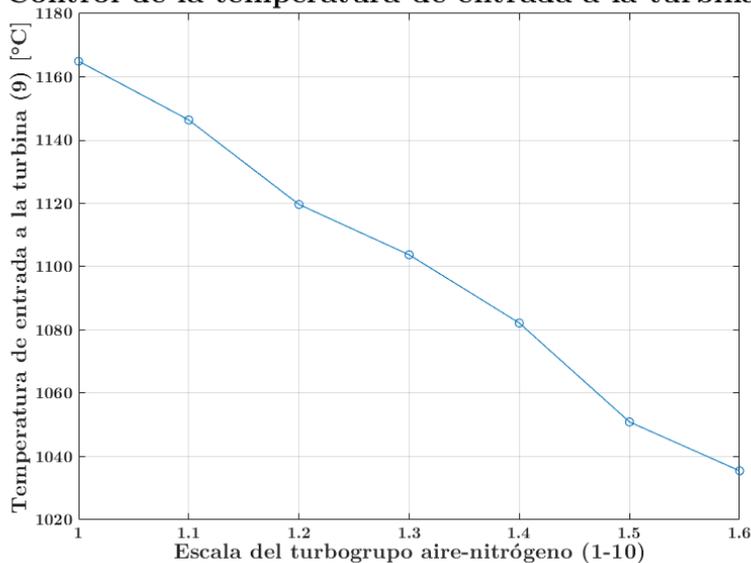


Figura 4.13: Variación de temperatura de entrada a la turbina de escape (9) para 1500 rpm, con la escala del turbogrupo de aire-nitrógeno (1-10) 1-1,6. Escala (7-9)=0,7, RC=9,6, Área=6 m²

Por estos motivos se decidirá apostar por una escala del turbogrupo de aire-nitrógeno (1-10) de 1,5.

4.6 Estudio de la relación de compresión volumétrica

Una vez definidos los puntos de plena carga del motor de oxícombustión según el grado de apertura de la turbina de nitrógeno (10), y dimensionados los tamaños de los turbogrupos de aire-nitrógeno (1-10) y oxígeno-escape (7-9), según los óptimos de potencia y las limitaciones de diseño de 104,9 bares en el cilindro y 950°C de entrada a la turbina de escape (9). En esta sección se busca estudiar el grado de beneficio existente en el aumento de la relación de compresión volumétrica respecto al valor original de 9,6, manteniendo en todo momento las limitaciones de diseño controladas.

De los estudios preliminares realizados por el departamento en base a modelos 0D y cálculos CFD, se vio que en procesos de oxícombustión premezclada con alta dilución de *EGR* como la estudiada en este proyecto, la tendencia de detonación de la carga es muy inferior a la de una combustión convencional premezclada de gasolina. En conclusión y en primera aproximación, serían posibles mayores valores de relación de compresión volumétrica, siempre que se respete la limitación de 104,9 bares de presión máxima en cilindro.

En este sentido, en este apartado se busca el estudio del beneficio existente en el aumento de la relación de compresión, en cuanto a potencia y consumo específico obtenidos para la curva de plena carga.

De esta forma se realizará un estudio paramétrico de la relación de compresión volumétrica de 9,5 a 16,5 para los regímenes extremos de 1500 rpm y 5000 rpm, y el régimen intermedio de 3000 rpm.

Al igual que en los análisis anteriores, se mantendrá constante un área de membrana de 6 m². Además, se utilizarán los *rack* de la turbina de nitrógeno (10) según la curva de plena carga y las escalas de los turbogrupos óptimas determinadas en el apartado anterior, 0,7 para el turbogrupo de oxígeno-escape (7-9) y 1,5 para el turbogrupo de aire-nitrógeno (1-10).

El aumento de la relación de compresión, se busca además con el objetivo de conseguir una menor temperatura de escape y con ello poder controlar las temperaturas a la entrada de la turbina (9) en un máximo de 950°C, esto no había sido posible a bajos regímenes cambiando únicamente los tamaños de los turbogrupos.

Los resultados de este estudio se pueden ver en la figura 4.14.

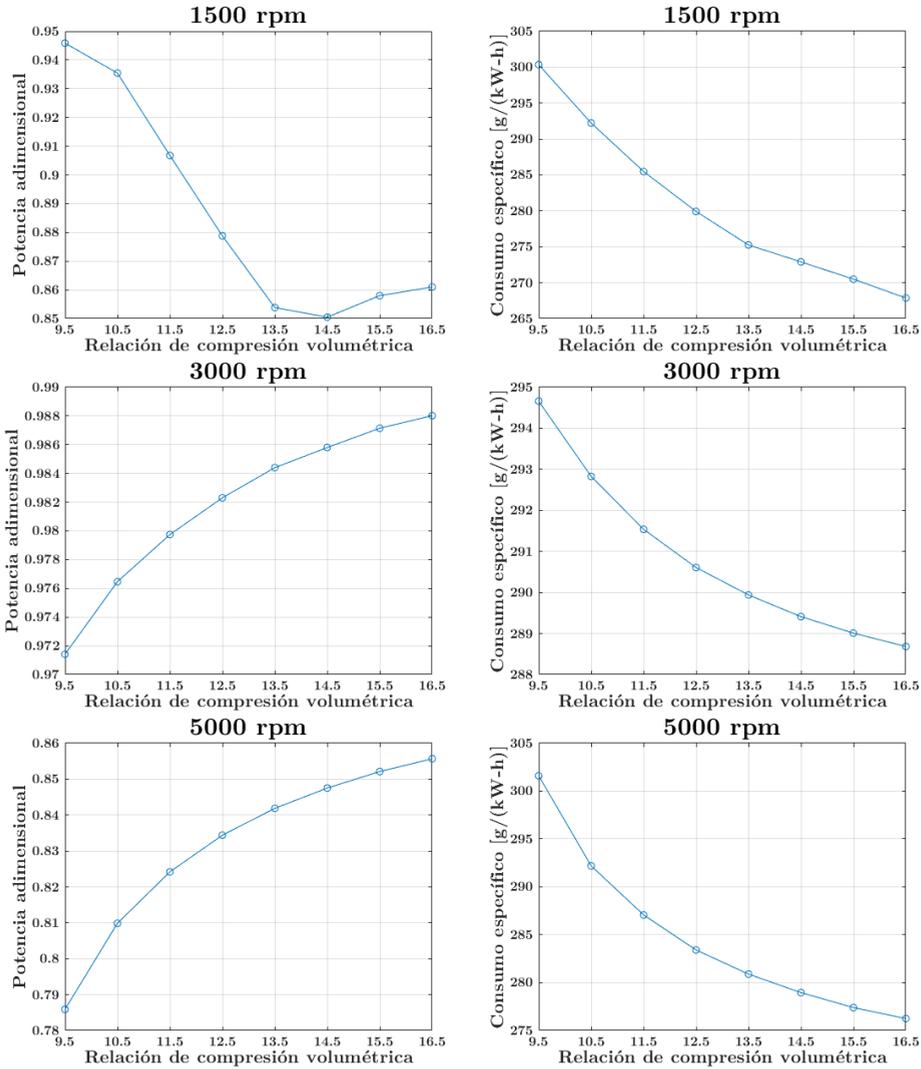


Figura 4.14: Variación de la potencia adimensional y el consumo específico para 1500 rpm, 3000 rpm y 5000 rpm, con la relación de compresión volumétrica. Escala (1-10)=1.5, Escala (7-9)=0.7, Área=6 m²

Como puede verse en el análisis de este estudio paramétrico, para el caso de 1500 rpm la potencia adimensional disminuye al aumentar la relación de compresión hasta 14,5, tras lo cual aumenta. Esta tendencia parece carecer de sentido, pero en realidad es debida al control de la temperatura de entrada a la turbina de escape (9).

Para relaciones de compresión inferiores a 14,5, el grado de apertura de la turbina (9) no es capaz de controlar las temperaturas de escape según la limitación de 950°C a la entrada de la turbina (9). De esta forma los casos de relación de compresión inferior a 14,5 presentan temperaturas superiores al límite, lo cual les hace tener mayor potencia, tal y como se puede ver en la figura 4.15. A partir de una relación de compresión de 14,5, el grado de apertura de la turbina (9) ya es capaz de controlar las temperaturas de escape según la limitación de 950°C , y en consecuencia la potencia aumenta al aumentar la relación de compresión volumétrica.

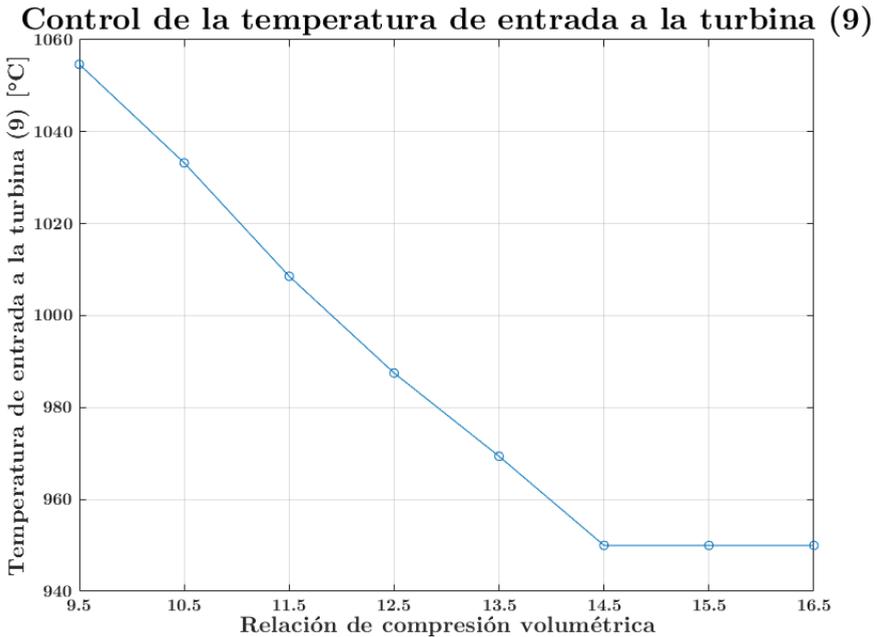


Figura 4.15: Variación de temperatura de entrada a la turbina de escape (9) para 1500 rpm, con la relación de compresión volumétrica. Escala (7-9)=0,7, Escala (1-10)=1,5, Área=6 m²

De esta forma, se puede ver que un aumento de la relación de compresión volumétrica es muy beneficioso en cuanto a consumo y potencia. En consecuencia se estableció una relación de compresión volumétrica de 14,5, al haber incertidumbres sobre la detonación de la carga a relaciones de compresión superiores a 15 y ser el beneficio en aumentar más la relación de compresión residual, por la tendencia asintótica observada en la figura 4.14.

4.7 Revisión de la curva de plena carga

Una vez determinados los óptimos en escalas de los turbogrupos, 0,7 para el turbogrupo (7-9) y 1,5 para el turbogrupo (1-10), y cambiada la relación de compresión volumétrica a 14,5. Como ya se ha mencionado, es preciso revisar el estudio del grado de apertura de máxima potencia de la turbina (10) del apartado 4.4. Para ver como los cambios realizados a la geometría del motor afectan a los puntos de plena carga.

Siguiendo lo realizado en el apartado 4.4, con los nuevos valores se repitieron los estudios paramétricos del grado de apertura de máxima potencia de la turbina (10) para los casos de 1500, 2000, 2500, 3000, 3500, 4000, 4500 y 5000 rpm. El resultado en cuanto a grado de apertura de máxima potencia de la turbina (10), frente al obtenido en el apartado 4.4 es el que se puede apreciar en la figura 4.16.

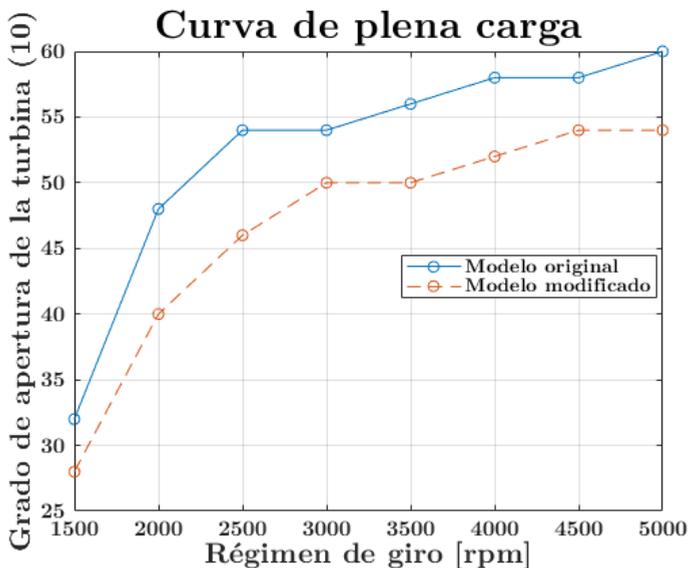


Figura 4.16: Grado de apertura de la turbina (10) de máxima potencia, de plena carga, para el *Modelo original*, Escala (7-9)=1, Escala (1-10)=1 y RC=9,6; y para el *Modelo modificado*, Escala (7-9)=0,7, Escala (1-10)=1,5 y RC=14,5

Como puede observarse en la figura 4.16, al modificar las escalas de los turbogrupos y la relación de compresión según lo visto en los apartados anteriores, el grado de apertura óptimo de la turbina (10), disminuye ligeramente, aunque el cambio es relativamente pequeño.

4.8 Estudio del área de membrana

En los estudios anteriores, el área de membrana se ha mantenido siempre constante en un valor de 6 m^2 . Como se pudo ver en el capítulo 2, la producción de oxígeno es directamente proporcional al área de membrana expuesta al flujo de aire, aunque una mayor área de membrana supone también un mayor tamaño y peso del sistema de separación de oxígeno.

Un aumento del área de membrana supone un mayor flujo de oxígeno de entrada al motor, lo cual desemboca en una mayor potencia generada. En este apartado se pretende estudiar el efecto del área de la membrana *MIEC* sobre las prestaciones del motor, para de esta forma poder determinar el área de membrana adecuada.

De esta forma, se realizó un estudio del área de membrana de 10 a 4 m^2 , obteniéndose los resultados que se pueden ver en la figura 4.17.

En cuanto a la potencia, por cuestiones de confidencialidad, está adimensionalizada respecto a la máxima potencia del motor HR13DDT a 5000 rpm . Adicionalmente se muestran las curvas de prestaciones del HR13DDT, para su comparación con el motor de oxicombustión diseñado en este capítulo.

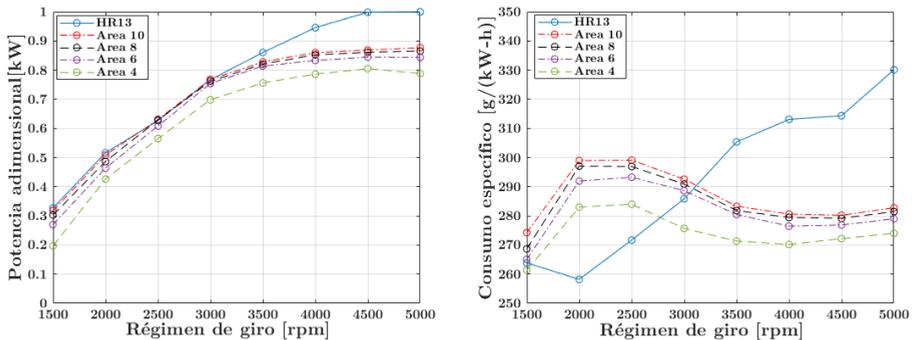


Figura 4.17: Evolución de la potencia y el consumo específico con el área de membrana para 10 , 8 , 6 y 4 m^2 y su comparación con el motor HR13DDT original. Escala (7-9)=0,7, Escala (1-10)=1,5 y $RC=14,5$

Como se puede ver en la figura 4.17, el modelo de motor de oxicombustión tiene una potencia comparable al motor HR13DDT original, a regímenes inferiores a 3500 rpm la diferencia con el HR13DDT es muy pequeña del orden del 1-5 %, solo a regímenes altos el motor de oxicombustión tiene una potencia apreciablemente menor, del orden del 85 % de la potencia del HR13DDT.

En cuanto al consumo específico, el motor de oxicomcombustión presenta una tendencia muy diferente al motor original, bastante plana con el régimen de giro. Para bajos regímenes de giro el motor de oxicomcombustión presenta un mayor consumo específico, con un máximo entre 2000-2500 rpm, mientras que para altos regímenes de giro el consumo específico del motor de oxicomcombustión es apreciablemente menor. Con el motor de oxicomcombustión el consumo específico queda acotado entre 300 y 260 g/kWh, unos valores razonables con el estado del arte en motores de encendido provocado.

En balance, aunque el motor de oxicomcombustión presenta una menor potencia que el HR13DDT, esta sigue siendo elevada, además en cuanto al consumo, presenta unos consumos muy inferiores al HR13DDT a alto régimen.

Analizando la influencia del área de membrana, se puede ver que la ganancia en potencia al pasar de 6 a 10 m² no es muy significativa, sin embargo si que hay una pérdida de potencia más apreciable al bajar a 4 m².

Si tenemos en cuenta la relación establecida en el capítulo 2 de 90,7 m² de membrana por cada metro cúbico del sistema de separación de oxígeno y escalamos linealmente, unas áreas de 10, 8, 6 y 4 m² equivalen a 110, 88, 66 y 44 litros de volumen ocupados por el sistema de separación de oxígeno.

En consecuencia al no haber prácticamente ganancia en potencia al aumentar el área de membrana de 6 a 10 m², no parece interesante realizar dicho aumento, ya que esto supondría una membrana de mayor peso y volumen. Por otro lado, tampoco parece ser una buena opción bajar a 4 m², ya que con este cambio la pérdida en potencia ya es más clara.

En conclusión y a tenor de los resultados mostrados en la figura 4.17, se escogió como valor adecuado para el área de membrana unos 6 m². En primera aproximación esto implica un sistema de separación de oxígeno con un volumen de 66 litros, similar al volumen ocupado por el depósito de combustible.

4.9 Resultados del modelo final

Una vez definidas la curva de plena carga, las escalas óptimas de los turbogrupos, la relación de compresión y el área de membrana, en este apartado se muestran algunos de los principales resultados del modelo final.

En base a lo estudiado en los apartados anteriores, el modelo final presenta un área de membrana de 6 m^2 , una escala para el turbogrupos de aire-nitrógeno (1-10) de 1,5, una escala para el turbogrupos de oxígeno-escape (7-9) de 0,7 y una relación de compresión volumétrica de 14,5.

En cuanto a potencia, consumo específico y torque, el modelo de oxicom-bustión diseñado presenta frente al HR13DDT las prestaciones que se muestran en la figura 4.18.

Al igual que en el apartado anterior, la potencia esta adimensionalizada respecto a la potencia máxima del HR13DDT a 5000 rpm. El torque esta adimensionalizado respecto al torque máximo del HR13DDT.

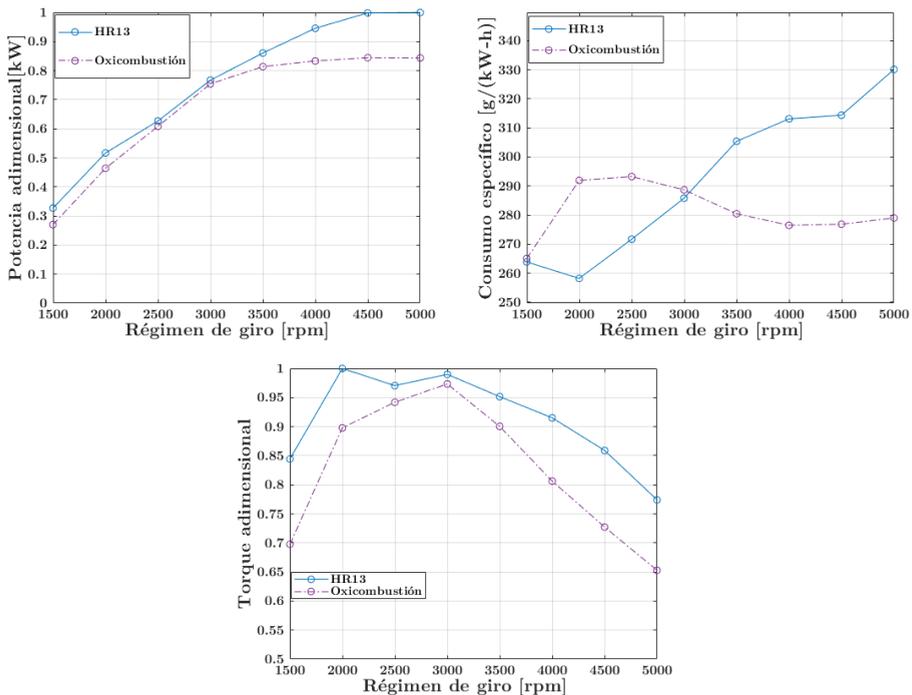


Figura 4.18: Potencia, consumo específico y torque del modelo final de motor de oxicom-bustión comparado con el motor HR13DDT original. Escala (7-9)=0,7, Escala (1-10)=1,5, RC=14,5 y Área=6 m²

Como puede verse en la figura 4.18, el modelo de motor de oxicomcombustión tiene una potencia y un torque comparables al motor original, con un consumo mejor a altos regímenes, aunque algo peor a bajos regímenes. Pero la principal ventaja del motor de oxicomcombustión es que carece de emisiones de NO_x y presenta un gran potencial en la captura de CO_2 .

En cuanto al funcionamiento de los turbogrupos, el compresor de aire (1) y la turbina de nitrógeno (10), presentan las prestaciones que se pueden ver en la figuras 4.19 y 4.20.

En estas figuras se puede apreciar que el compresor de aire (1) se encuentra trabajando en un punto de eficiencia muy bueno, entre 0,8 y 0,83, a excepción del régimen de 1500 rpm en el cual la eficiencia se ve limitada a 0,71.

Así mismo, la relación de compresión entre 2000 y 5000 rpm es elevada, siendo máxima a 3000 rpm, coincidiendo con el máximo torque. A partir de 3000 rpm la relación de compresión cae ligeramente, siendo una de las principales causas de la menor potencia del motor de oxicomcombustión frente al HR13DDT a alto régimen.

En cuanto a la turbina de nitrógeno (10), aunque su eficiencia y su relación de expansión son menores, tal y como se puede ver en la figura 4.20, también se encuentra en un buen punto de funcionamiento.

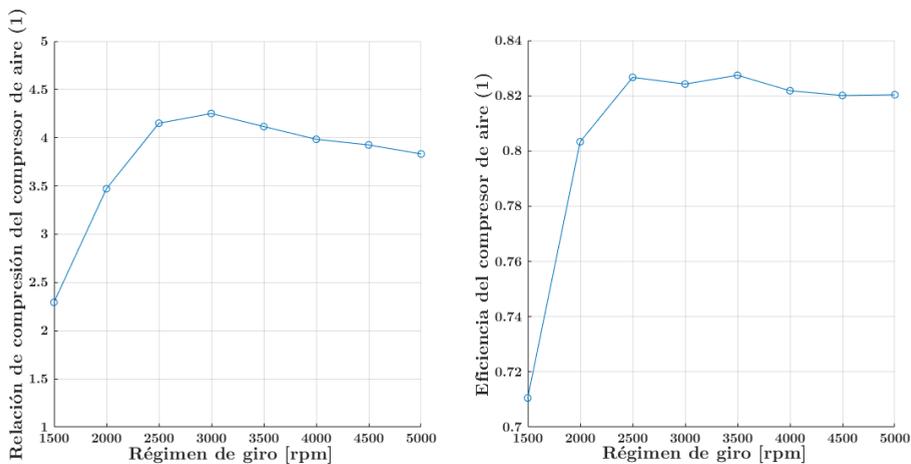


Figura 4.19: Prestaciones del compresor de aire (1). Escala (7-9)=0,7, Escala (1-10)=1,5, RC=14,5 y Área=6 m²

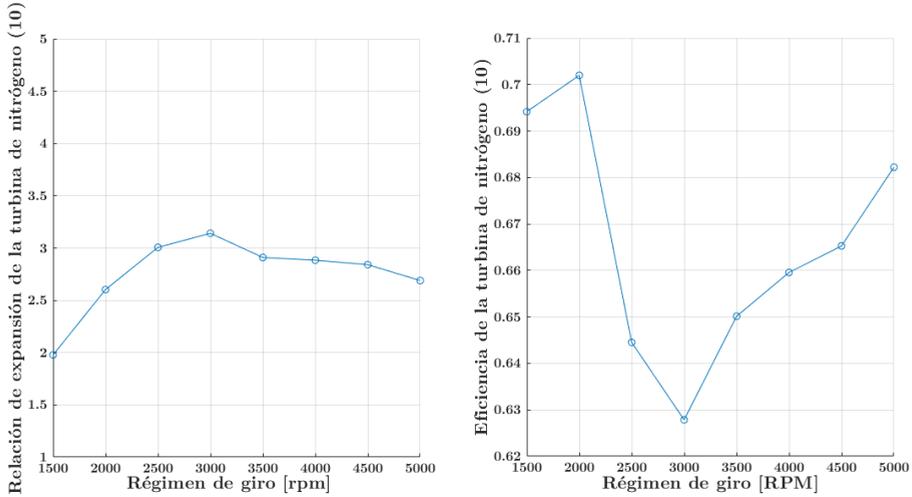


Figura 4.20: Prestaciones de la turbina de nitrógeno (10). Escala (7-9)=0,7, Escala (1-10)=1,5, RC=14,5 y Área=6 m²

En lo que respecta a los componentes del segundo turbogrupo, el compresor de oxígeno (7) y la turbina de escape (9), sus prestaciones se pueden ver en las figuras 4.21 y 4.22.

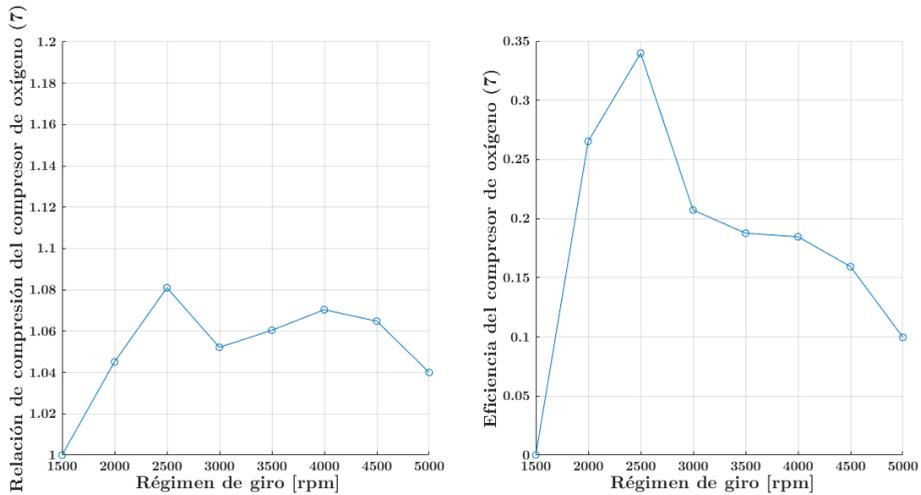


Figura 4.21: Prestaciones del compresor de oxígeno (7). Escala (7-9)=0,7, Escala (1-10)=1,5, RC=14,5 y Área=6 m²

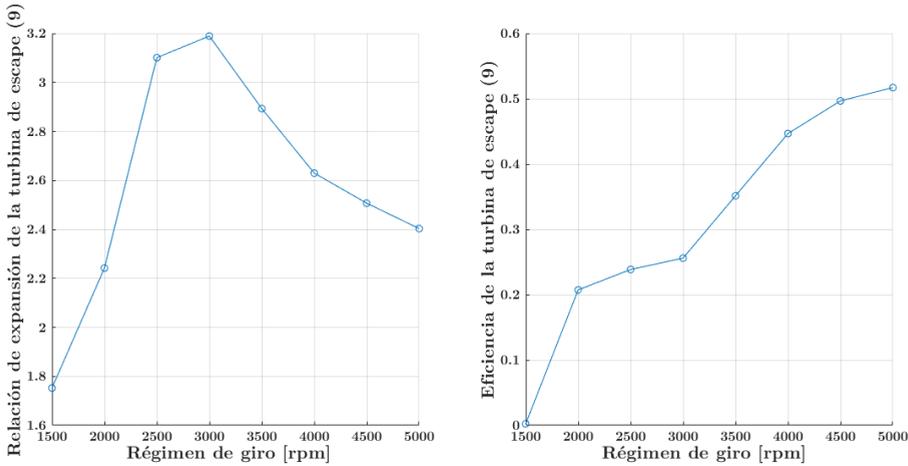


Figura 4.22: Prestaciones de la turbina de escape (9). Escala (7-9)=0,7, Escala (1-10)=1,5, RC=14,5 y Área=6 m²

Como puede verse en la figura 4.21, el compresor de oxígeno (7) trabaja en un punto de funcionamiento pésimo. De hecho a 1500 rpm su acción es nula y la máxima relación de compresión que se consigue es de 1,08 a 2500 rpm, esto es debido a que la condición de 950°C a la entrada de la turbina (9) obliga a recircular la mayor parte de los gases de escape para bajar la fracción de oxígeno y con ello las temperaturas de combustión y escape. Esto supone un grado de apertura en la turbina de escape (9) muy pequeño y un flujo másico en ella muy reducido, lo cual desemboca en una eficiencia y un trabajo de compresión muy malos.

El reducido flujo que circula por la turbina de escape (9), frente al que circula en el compresor de oxígeno (7), como consecuencia del intenso *EGR* necesario para controlar las temperaturas, desemboca en una eficiencia de expansión muy mala. Esta aumenta con el régimen de giro al aumentar el grado de apertura de la turbina de escape (9).

Por ultimo, en cuanto al régimen de giro de los turbogrupos, este se puede apreciar en la figura 4.23. Cabe destacar que el turbogrupo de oxígeno-escape (7-9), a 1500 rpm no funciona, a ese régimen, simplemente su turbina (9) actúa como una válvula que controla con su apertura el *EGR* y de esta forma las temperaturas de combustión y escape.

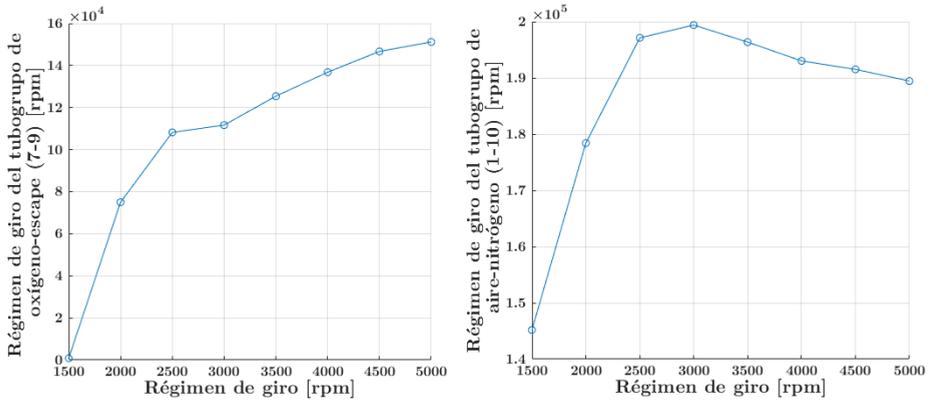


Figura 4.23: Régimen de giro de los turbogrupos. Escala (7-9)=0,7, Escala (1-10)=1,5, RC=14,5 y Área=6 m²

El control de las limitaciones de diseño del motor, presión máxima de 104,9 bar en el cilindro y 950°C a la entrada de la turbina de escape (9), se consigue mediante el ajuste del ángulo de encendido y el grado de apertura de la turbina de escape (9) respectivamente. El valor de dichos controles se puede ver en la figura 4.24.

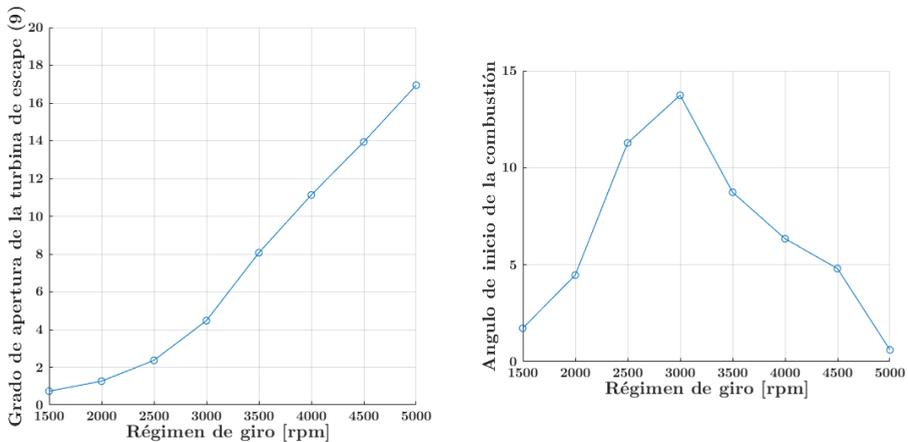


Figura 4.24: Ángulo de encendido en grados desde el PMS y grado de apertura de la turbina de escape (9). Escala (7-9)=0,7, Escala (1-10)=1,5, RC=14,5 y Área=6 m²

El control de las temperaturas de escape mediante el aumento de *EGR* conseguido a través del cierre de la turbina de escape (9), resulta en unas fracciones

de oxígeno en el colector de admisión muy reducidas, de 0,19. Esto como se verá en el siguiente apartado, invalida este modelo y hace necesario el desarrollo del segundo modelo de motor de oxicomcombustión, cuestión abordada en el capítulo 5.

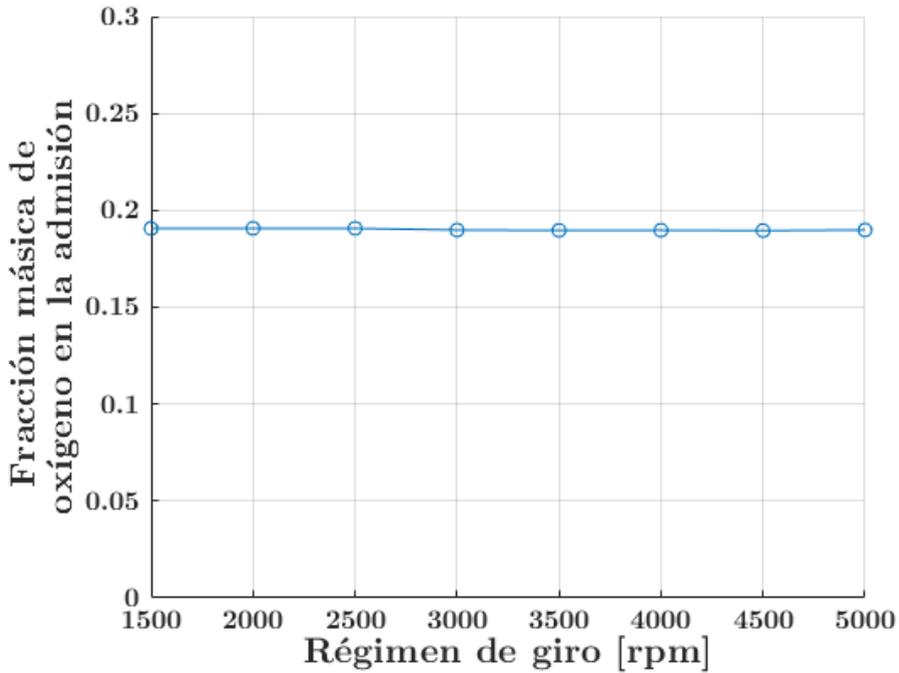


Figura 4.25: Fracción másica de oxígeno en la admisión. Escala (7-9)=0,7, Escala (1-10)=1,5, RC=14,5 y Área=6 m²

4.10 Revisión de las leyes de combustión y justificación del segundo modelo de motor de oxicomcombustión

En paralelo a la realización de este proyecto, el departamento estuvo ajustando las leyes de combustión para la combustión premezclada de oxígeno con alto grado de *EGR*, mediante modelos de combustión 0D y cálculos *CFD*.

Con los nuevos modelos desarrollados se pudo ver que una combustión premezclada estable, requería una mayor fracción de oxígeno y una menor dilución de *EGR* de lo que inicialmente se había planteado como válido.

En el primer modelo de motor de oxicomcombustión planteado y explicado en este capítulo, se trabaja siempre con una concentración de oxígeno en el colector de admisión de 0,19, limitada a este valor por la condición de diseño de 950°C a la entrada de la turbina (9), esto implica duraciones de combustión mucho más largas de las inicialmente estimadas, incompatibles con el funcionamiento de un motor alternativo tal y como se pudo ver al revisar las leyes de combustión, véase la figura 4.26.

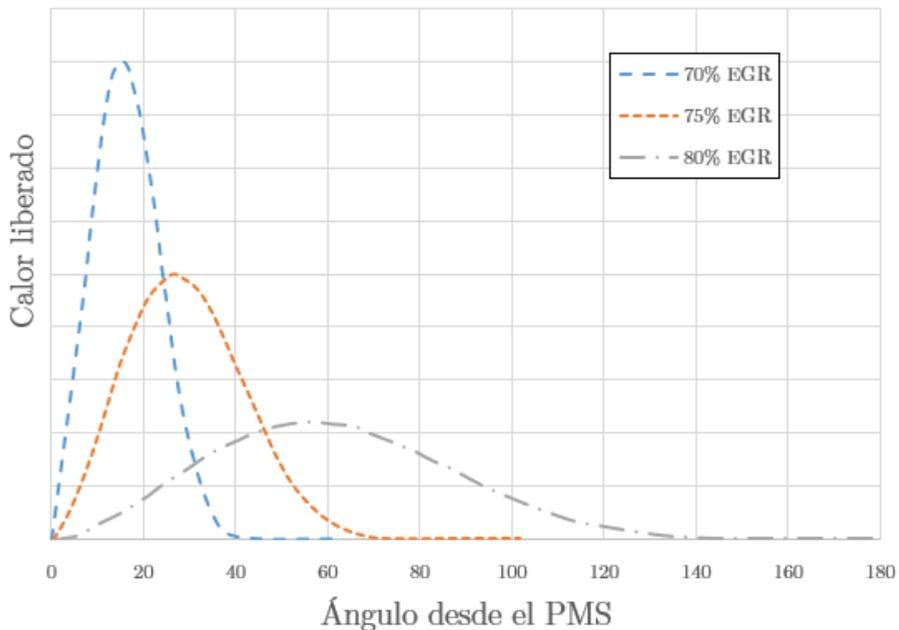


Figura 4.26: Evolución de la liberación de calor en oxicomcombustión premezclada en función de la tasa de *EGR* en el colector de admisión

En conclusión se vio que era necesario trabajar con un mínimo de fracción de oxígeno del 0,3 en el colector de admisión para tener una combustión estable. Trabajar con esta fracción de oxígeno en el primer modelo de motor de oxicomcombustión planteado en este capítulo se vio que era imposible ya que al reajustar las leyes de combustión según lo visto en este apartado, resultaban temperaturas de escape muy elevadas, muy superiores al límite marcado de 950°C.

Es por esto que en base a los resultados de los nuevos modelos de oxicomcombustión vistos en este apartado, hubo que diseñar un nuevo modelo de motor de oxicomcombustión capaz de trabajar con fracciones de oxígeno de 0,3 en el colector de admisión, sin comprometer térmicamente el funcionamiento de las turbinas.

El diseño, ajuste y estudio de este segundo modelo de motor de oxicomcombustión se aborda en el siguiente capítulo del proyecto.

Capítulo 5

Segundo modelo de oxidcombustión

Vistos los problemas del primer diseño del motor de oxidcombustión y ante el reto de conseguir un modelo capaz de tener fracciones de oxígeno del orden de 0,3 en el colector de admisión, pero manteniendo al mismo tiempo unas temperaturas a la entrada de las turbinas de un máximo de 950°C. Fue necesario el diseño de un segundo modelo de oxidcombustión.

En este capítulo se procede a la explicación de dicho segundo modelo y su proceso de optimización, mostrándose los resultados finales con este nuevo diseño.

5.1 Esquema del segundo modelo de oxiconcombustión

Como se ha podido ver, el primer modelo del apartado anterior presentaba graves problemas que imposibilitaban su funcionamiento estable según los modelos de combustión 0D desarrollados por el departamento en paralelo a este proyecto.

En base a estos modelos, para conseguir una combustión estable, es necesaria una concentración de oxígeno de 0,3 en el colector de admisión. Sin embargo en el primer modelo, esto es imposible de conseguir sin producir unas temperaturas a la entrada de la turbina de escape invariablemente elevadas. La limitación de temperatura de 950°C a la entrada de la turbina de escape implica una concentración de oxígeno en el colector de admisión del rango de 0,19.

Por otro lado, el entrar a bajas temperaturas en los cilindros, aunque mejora el rendimiento volumétrico, afecta negativamente a la duración de la combustión, y por lo tanto a su estabilidad. De esta forma parece que el *cooler* a la entrada del colector de admisión del primer modelo, no es un elemento de gran beneficio.

Además, estudios y trabajos previos en el departamento han mostrado que es más fácil conseguir regeneradores capaces de alcanzar temperaturas del orden de ~1300°C, que turbinas centrífugas de más de 1000°C.

Partiendo de estas conclusiones y ante la necesidad de un modelo capaz de conseguir concentraciones de oxígeno de 0,3 en el colector de admisión, pero sin quemar las turbinas, se diseñó un modelo basado en un regenerador en el flujo de escape y sin *cooler* a la entrada del colector de admisión, tal y como se aprecia en la figura 5.1.

Además este modelo incorpora dos nuevos elementos de diseño, un *bypass* (2) en los regeneradores (3), (4) y (5), y otro *bypass* en el escape (11), que permiten controlar las temperaturas de entrada a la *MIEC* (8) entorno a 1000°C en el lado de aire, manteniendo al mismo tiempo una elevada temperatura en la entrada de la turbina (12) y la *MIEC* (8) en el lado de barrido, entorno a 950°C. Esto impide unas temperaturas excesivas en la *MIEC* (8) y optimiza el funcionamiento de la *MIEC* (8) y la turbina (12) para todo régimen de giro.

A continuación se procederá a explicar de manera detallada el esquema del segundo modelo de motor de oxiconcombustión, para la mejor comprensión de su funcionamiento.

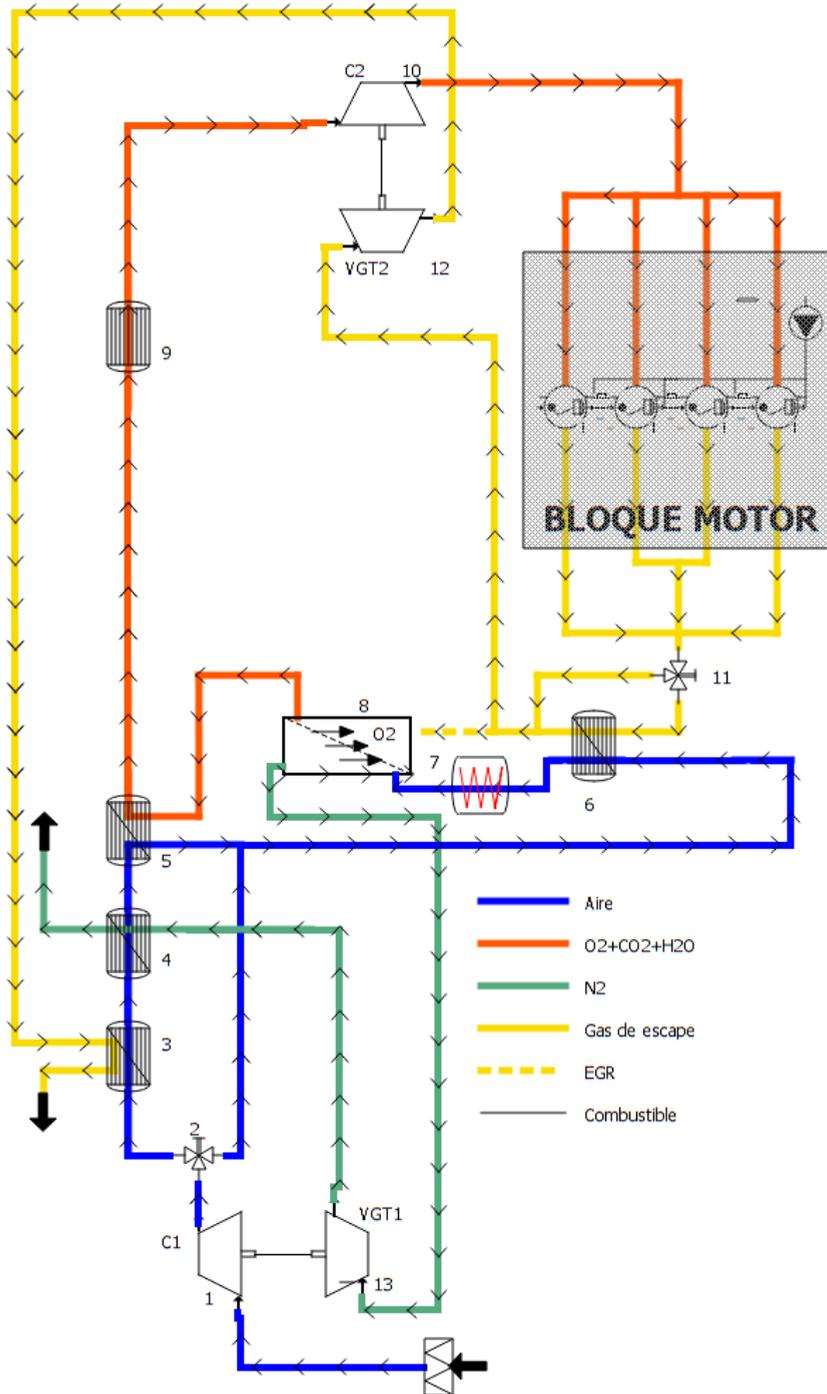


Figura 5.1: Esquema del segundo modelo de motor de oxicomustión

5.1.1 Zona de aire de admisión

El principal avance del segundo modelo respecto al primero en lo relativo a la admisión del aire, es el *bypass* (2) de los regeneradores (3), (4) y (5), tal y como se puede apreciar con mayor detalle en la figura 5.2.

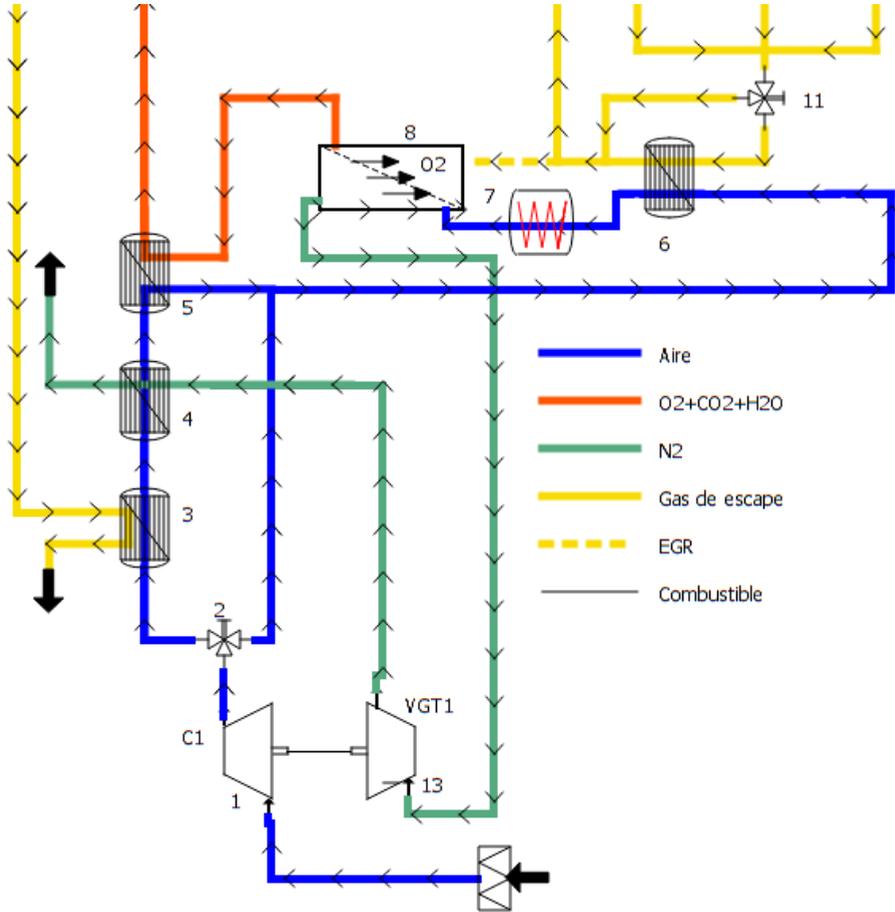


Figura 5.2: Detalle de la zona de aire del segundo modelo de motor de oxidación

En los primeros cálculos durante el diseño de este segundo modelo, se vio que la intensa regeneración en los regeneradores (3), (4), (5) y (6) para regímenes elevados, resultaba en temperaturas muy elevadas a la entrada de la MIEC (8), superiores al su límite térmico de diseño, marcado de 1000°C. Sin embargo, para regímenes de motor reducidos, la intensa regeneración permitía una producción de oxígeno y prestaciones elevadas.

De esta forma, se implementó un *bypass* (2) a los regeneradores (3), (4) y (5). La función de este *bypass* (2) es controlar la regeneración del flujo de admisión para conseguir en todo régimen de giro del motor, temperaturas de 1000°C de entrada del aire a la *MIEC* (8).

En este modelo al igual que el anterior, la compresión del aire de admisión en el compresor (1), se consigue gracias a una turbina de geometría variable (13), cuyo grado de apertura controla la potencia del motor.

Tras ser comprimido, el aire llega a la válvula de *bypass* (2), dependiendo de si el aire a la entrada de la *MIEC* (8) es mayor o menor de 1000°C, la válvula de *bypass* (2) se abre o se cierra respectivamente para controlar una temperatura a la entrada de la *MIEC* (8) de 1000°C.

El flujo que no pasa por el *bypass* es calentado con los flujos de escape, nitrógeno y oxígeno+*EGR* en los regeneradores (3), (4) y (5).

Después de unirse los flujos de *bypass* y de los regeneradores, todo el flujo de aire es calentado con el escape a alta temperatura en el regenerador (6). Esto permite enfriar el flujo de escape, lo cual hace posible tener fracciones de oxígeno en el colector de admisión de 0,3, sin quemar la turbina de escape (12).

Al igual que ocurría en el primer modelo, un calentador eléctrico (7) que simula un sistema de resistencias, calienta el aire de admisión durante los primeros ciclos para permitir el arranque del motor. Cuando el motor alcanza un funcionamiento estable el calentador (7) se desactiva.

Después de ser calentado y comprimido, el aire entra a la *MIEC* (8), en ella el oxígeno pasa al gas de barrido, obteniéndose como resultado un flujo rico en nitrógeno a alta temperatura y presión, a la salida de la *MIEC* (8).

La energía de este flujo de nitrógeno es aprovechada para mover una turbina de geometría variable (13) y calentar el aire de admisión en el regenerador (4).

5.1.2 Zona de combustión y escape

Una vez explicado el funcionamiento de la zona de aire del motor, se procede a explicar de forma detallada la zona de combustión y gases de escape, la cual se puede ver representada en la figura 5.3.

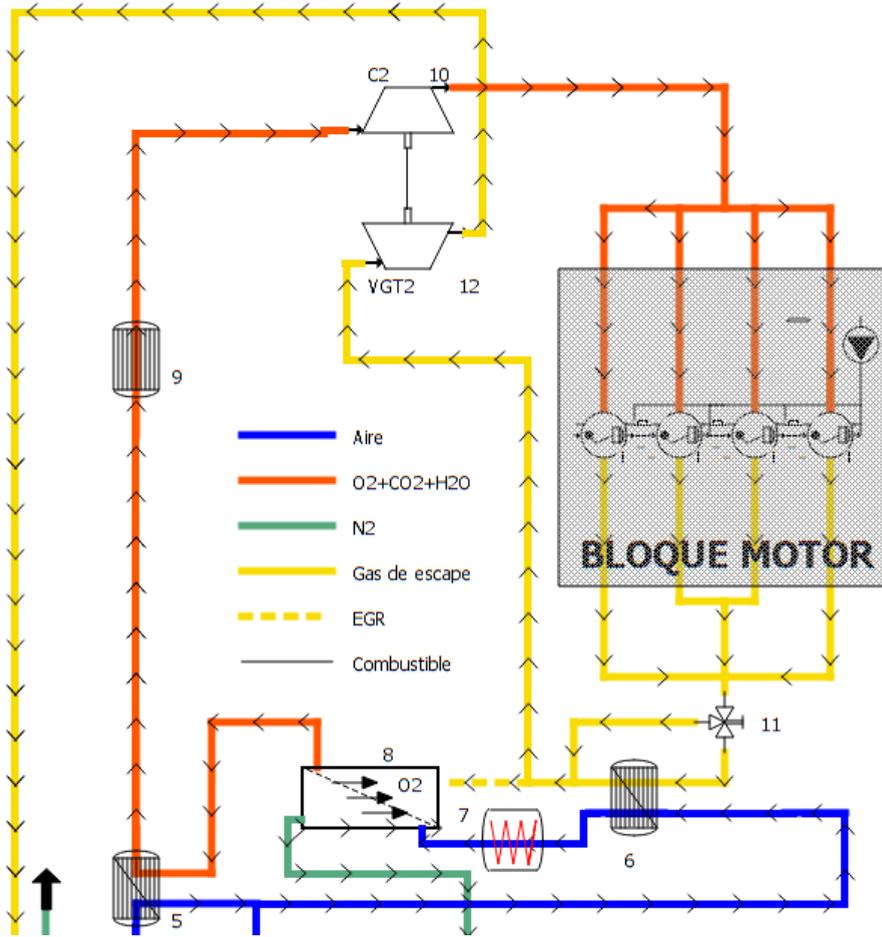


Figura 5.3: Detalle de la zona de combustión y gases de escape del segundo modelo de motor de oxicomcombustión

Al igual que ocurría en la zona de aire, el principal cambio respecto al primer modelo explicado en el capítulo 4, es el *bypass* (11) que controla el flujo de escape que atraviesa el regenerador (6).

El gas de barrido tras salir de la MIEC (8) es enfriado para posteriormente poder ser comprimido y entrar a los cilindros. Dicho enfriamiento se realiza a través del regenerador con el aire (5) y el cooler (9), con un objetivo de temperatura de 35°C.

El compresor (10) aspira el gas de barrido, favoreciendo la producción de oxígeno en la *MIEC* (8) y sobrealimentando el motor. Este compresor es arrastrado por una turbina de geometría variable (12), movida por el gas de escape.

Tras la combustión, los gases de escape llegan a la válvula de *bypass* (11), la función de esta válvula es controlar la regeneración del escape con el aire en el regenerador (6), para evitar un enfriamiento excesivo de los gases de escape. Esto se debe ya que al igual que se necesitan altas temperaturas en el lado de aire, también lo son necesarias en el lado de barrido, para aumentar la producción de oxígeno en la *MIEC* (8). De esta forma, el objetivo de este *bypass* (11) es mantener una temperatura de 950°C a la entrada de la *MIEC* (8) en el lado de barrido, para tener una alta temperatura en ella que favorezca la producción de oxígeno y no superar las limitaciones térmicas de la turbina (12) que se encuentra en la misma línea.

Después de pasar por el regenerador (6), el escape se divide en dos flujos, un flujo de *EGR* que atraviesa el lado de barrido de la *MIEC* (8), y el flujo de escape propiamente dicho, el cual mueve la turbina de geometría variable (12) y regenera con el aire de admisión en el regenerador (3).

El grado de apertura de la turbina (12) controla la contrapresión en el escape y de esta forma la división del escape. Cuando la turbina (12) se cierra el flujo de *EGR* aumenta disminuyendo la fracción de oxígeno en el colector de admisión, cuando la turbina (12) se abre, la contrapresión disminuye, pasando más flujo por la turbina y menos por el *EGR*, aumentando como consecuencia la fracción de oxígeno en el colector de admisión. El objetivo de control de la apertura de la turbina de escape (12) es conseguir una fracción de oxígeno de 0,3 en el colector de admisión para permitir una combustión estable en base a los nuevos modelos de oxicomcombustión.

5.2 Limitaciones de diseño y consideraciones adicionales

Al igual que ocurría con el primer modelo expuesto en el capítulo anterior, en este modelo existen limitaciones que condicionan y cierran el diseño y el funcionamiento del motor. Al mismo tiempo se tiene libertad de actuación sobre determinadas variables con las que maximizar las prestaciones cumpliendo las limitaciones de diseño.

5.2.1 Las limitaciones de diseño y su control

Las limitaciones de diseño que marcan el funcionamiento de este motor son la presión máxima en el cilindro de 104,9 bares, al igual que en el modelo anterior, una fracción de oxígeno mínima en el colector de admisión de 0,3 para asegurar una combustión estable, y una temperatura de entrada a la *MIEC* (8) de 1000°C en el lado de aire y de 950°C en el lado de barrido, para no quemar la turbina (12) que se encuentra en la misma línea.

Por un lado, la presión de 104,9 bares, se marcó como la presión máxima sobre la cual se sabe que no se está comprometiendo la integridad del cilindro por los estudios previos del departamento en el HR13DDT. Siguiendo esta idea y al igual que en el capítulo anterior, el control de la presión en el cilindro se consigue ajustando el ángulo de inicio de la combustión, de encendido de la mezcla, gracias a la actuación de un controlador PID.

En cuanto a la fracción másica de oxígeno de 0,3 en el colector de admisión, su control se consigue a través del grado de apertura de la turbina de escape (12). Al controlar la contrapresión de escape la apertura de la turbina (12), cuando la turbina se abre, la contrapresión de escape disminuye, aumentando el flujo de escape y disminuyendo el *EGR*, lo cual aumenta la fracción de oxígeno en el colector de admisión, cuando la turbina se cierra, la contrapresión aumenta, disminuyendo el flujo de escape y aumentando el *EGR*, lo cual disminuye la fracción de oxígeno en el colector de admisión. De esta forma, la fracción de oxígeno en el colector de admisión se controla con un PID en el grado de apertura de la turbina de escape (12).

En lo referente a las temperaturas de entrada a la *MIEC* (8), tal y como se vio en el capítulo 2, para conseguir una producción de oxígeno elevada, resulta necesario que los flujos entren a la *MIEC* a temperaturas altas, sin embargo los materiales que forman las membranas *MIEC* también tienen limitaciones térmicas de operación, que en el caso de las membranas de tipo *BSCF* como las utilizadas en este proyecto, se encuentran en el rango de 1000°C. De esta forma se busca limitar las temperaturas de entrada a la membrana a este valor, lo cual se consigue con dos *bypass*.

El *bypass* de la admisión (2) controla la regeneración del aire en los regeneradores (3), (4) y (5), si las temperaturas del aire a la entrada de la *MIEC* (8) son mayores a 1000°C , el *bypass* (2) se abre disminuyendo el flujo de aire que se calienta en los regeneradores (3), (4) y (5) y con ello la temperatura del aire a la entrada de *MIEC* (8). Por el contrario, si las temperaturas del aire a la entrada de la *MIEC* (8) son menores a 1000°C el *bypass* (2) se cierra, aumentando el calentamiento del aire los regeneradores (3), (4) y (5), e incrementándose como resultado la temperatura de entrada del aire a la *MIEC* (8).

En cuanto al lado de barrido, aunque lo óptimo sería estar entrando a la *MIEC* (8) también a 1000°C , esto no es posible, ya que al estar en la línea de escape también la turbina (12), entrar a 1000°C en la *MIEC* (8) supondría entrar a más de 950°C en la turbina de escape (12), lo cual como se vio en el capítulo anterior supera sus límites térmicos operativos. En consecuencia el *bypass* (11) controla la regeneración del regenerador (6), con el objetivo de entrar siempre en la *MIEC* (8) a una temperatura de 950°C , para de esta forma tener unas altas temperaturas en la *MIEC* (8) que favorezcan la generación de oxígeno, pero preservando al mismo tiempo la integridad térmica de la turbina de escape (12).

Cuando la temperatura del *EGR* a la entrada de la *MIEC* (8) es mayor a 950°C , el *bypass* (11) se cierra, aumentando el enfriamiento del gas de escape con el aire en el regenerador (6), cuando la temperatura del *EGR* a la entrada de la *MIEC* (8) es menor a 950°C , el *bypass* (11) se abre, disminuyendo el enfriamiento del gas de escape con el aire en el regenerador (6), lo cual a aumenta la temperatura del *EGR*.

El control de los *bypass* (2) y (11) actúa de manera directa sobre el funcionamiento del regenerador (6), el acoplamiento de ambas actuaciones resulta beneficioso en el control de las temperaturas efectuado por cada *bypass*.

Si la temperatura del aire a la entrada de la *MIEC* (8) es superior a 1000°C , el *bypass* (2) se abre, esto mete un aire más frío al regenerador (6) lo cual enfría el flujo de *EGR*, en consecuencia para mantener los 950°C en el *EGR* a la entrada de la *MIEC*, el *bypass* (11) se abre también disminuyendo la regeneración en el regenerador (6), lo cual contribuye además a reducir el calentamiento del aire y su temperatura a la entrada de la *MIEC* (8), reforzando la actuación del *bypass* (2).

Si la temperatura del *EGR* a la entrada de la *MIEC* (8) es mayor a 950°C , el *bypass* (11) se cierra, aumentando como consecuencia la temperatura del aire por la mayor regeneración en el regenerador (6). Esto provoca que el *bypass* (2) se abra para mantener el aire a 1000°C , en la entrada a la *MIEC*, lo cual disminuye la temperatura de el aire a la entrada del regenerador (6), lo que favorece el enfriamiento del escape, reforzando la actuación del *bypass* (11).

Como puede verse la actuación de ambos controles se retroalimenta mejorando el control individual de ambas variables.

En conclusión y según lo visto en este apartado, para cumplir con las limitaciones de diseño aquí expuestas, se implementó un control basado en 4 PID, tal y como se muestra en la figura 5.4.

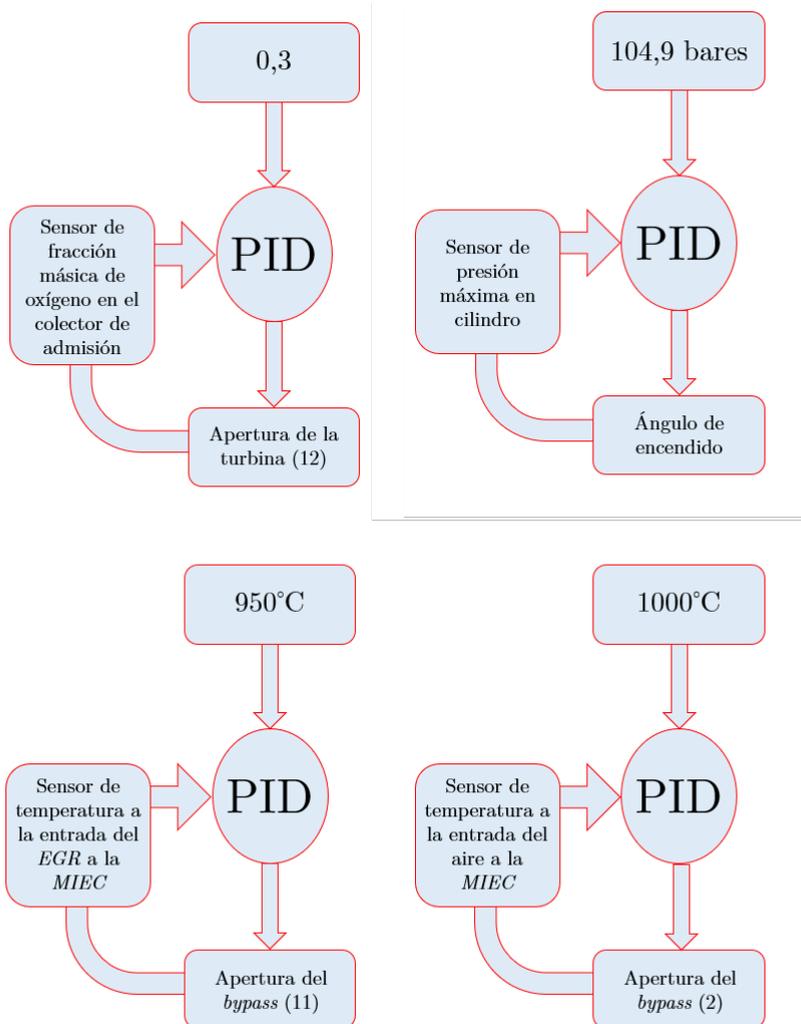


Figura 5.4: Esquema de control del segundo modelo de oxidación

5.2.2 Grados de libertad con los que optimizar las prestaciones del motor

Al igual que en el primer modelo de motor de oxicomcombustión expuesto y explicado en el capítulo anterior, cumpliendo con las limitaciones de diseño señaladas, se puede actuar sobre ciertas variables para optimizar el funcionamiento del motor e incrementar sus prestaciones.

Las variables sobre las que se puede actuar son el área de la membrana *MIEC*, las escalas de los turbogrupos respecto a la geometría del turbogruppo del motor HR13DDT original, y la relación de compresión volumétrica.

La estrategia para determinar los valores óptimos de estas variables será similar a la realizada en el capítulo anterior y consistirá en estudios paramétricos de las distintas variables de forma individualizada partiendo de las características del motor HR13DDT original.

5.3 Definición de la curva de plena carga

Al igual que en el diseño del capítulo anterior, el primer paso es dada la geometría del HR13DDT, para relación de compresión de 9,6, escalas de los turbogrupos iguales a 1 y un área de membrana base de 6 m², y controlando el motor según las limitaciones de diseño, determinar el grado de apertura de la turbina de nitrógeno (13) que maximiza la potencia, definiendo la curva de plena carga.

De esta forma se realizó un estudio paramétrico del grado de apertura de la turbina de nitrógeno (13) para los regímenes de giro del motor de 1500 a 5000 rpm, con pasos de 500 rpm. Al igual que se hizo en el capítulo anterior, el estudio se realizó entre un rango de grado de apertura de 20 a 80 de la turbina de nitrógeno (13). En la figura 5.5 donde se muestran los resultados de este estudio paramétrico, el rango que se muestra está centrado entorno al óptimo, para una mejor visualización del mismo.

De igual forma, los resultados de potencia están adimensionalizados respecto a la potencia a plena carga del motor HR13DDT para cada régimen, al ser el objetivo la comparación del funcionamiento del motor de oxcombustión respecto al motor original de aire, y por cuestiones de confidencialidad.

Como puede verse en el estudio paramétrico de la figura 5.5, por encima se 2500 rpm se tiene menos potencia que en el motor HR13DDT. Este defecto en potencia es más acusado cuanto mayor es el régimen de giro. Esto se podrá solucionar parcialmente en los siguientes apartados, mediante el ajuste de las escalas de los turbogrupos y el aumento de la relación de compresión.

La figura 5.6 muestra un resumen del estudio paramétrico de la figura 5.5, donde se puede ver el grado de apertura de la turbina de nitrógeno (13), que maximiza la potencia del motor para cada régimen de giro, definiendo la curva de plena carga.

Como puede verse, al aumentar el régimen de giro, el grado de apertura de la turbina de nitrógeno (13) de máxima potencia, de plena carga, es mayor, sin embargo, al igual que ocurría en el modelo del capítulo anterior, la tendencia no es monótona. Esto se debe al paso utilizado, si se hubiera utilizado un paso más preciso, de 0,5-1 la tendencia sería monótona, sin embargo por el significativo coste computacional adicional se decidió limitar el paso de grado de apertura a 2. Además como se puede ver en la figura 5.5, los óptimos en general son muy planos, por lo que no se está cometiendo un error elevado al limitar el paso de grado de apertura a 2.

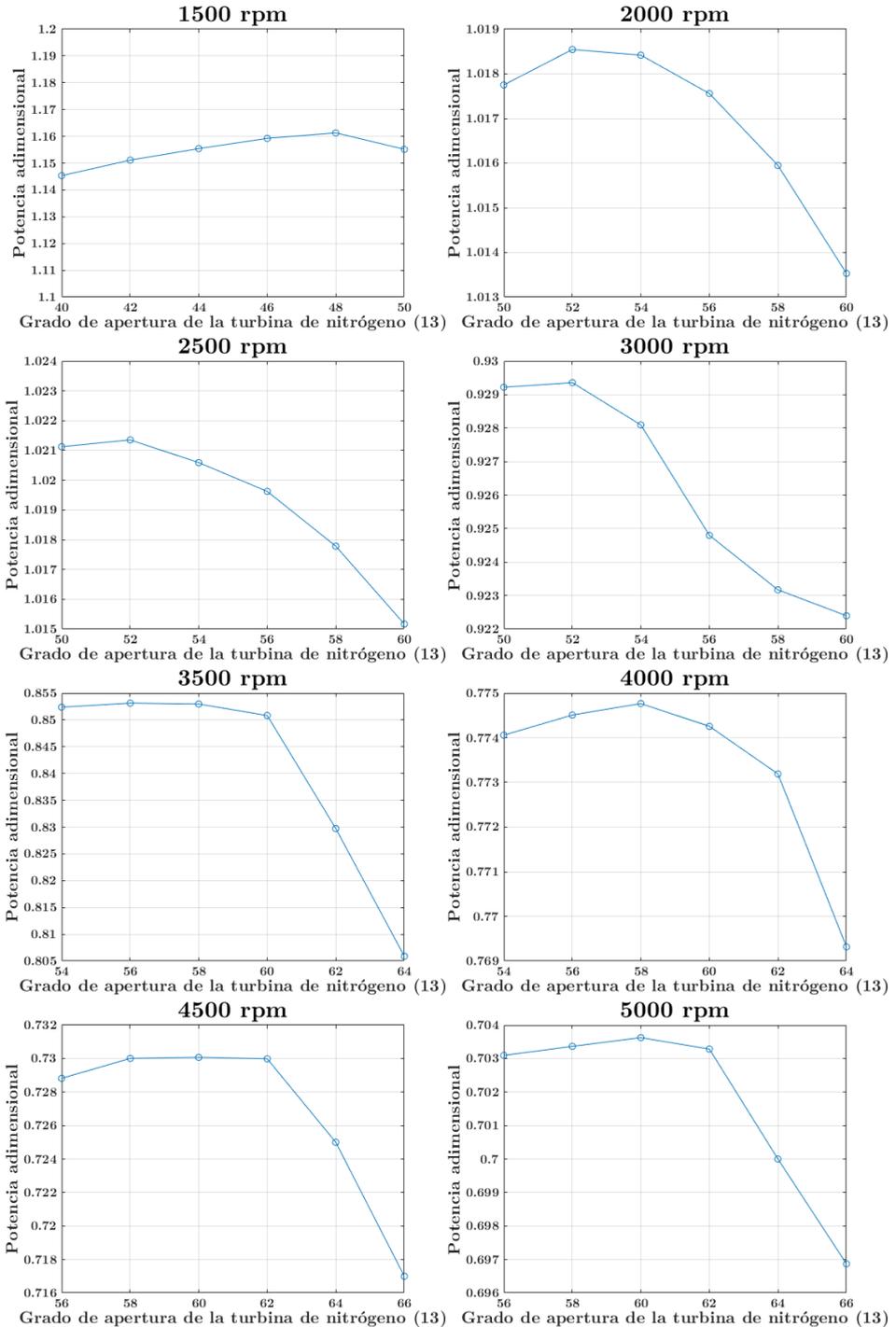


Figura 5.5: Estudio del grado de apertura de la turbina de nitrógeno (13) de máxima potencia. Escala (10-12)=1, Escala (1-13)=1, RC=9,6, Área=6 m²

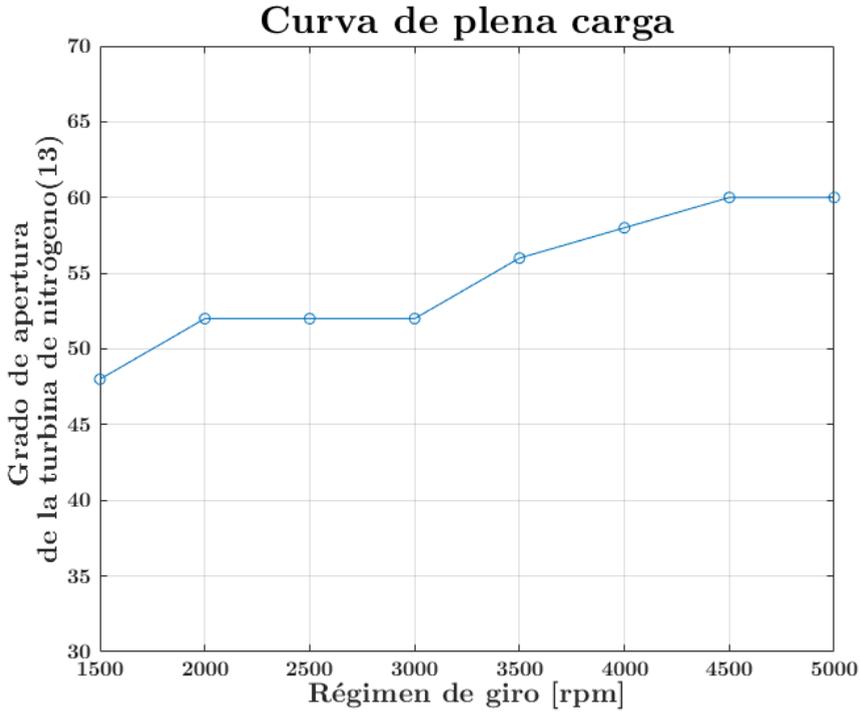


Figura 5.6: Grado de apertura de la turbina (13) de máxima potencia, de plena carga. Escala (10-12)=1, Escala (1-13)=1, RC=9,6, Área=6 m²

Al igual que en el capítulo anterior, una vez se cambien la relación de compresión y las escalas de los turbogrupos a sus valores óptimos, será necesario revisar la curva de grado de apertura de la turbina de nitrógeno (13) de máxima potencia, para reajustar a curva de plena carga según las nuevas geometrías.

5.4 Escalado de los turbogrupos

Una vez definida la curva de grado de apertura de la turbina de nitrógeno (13) de máxima potencia, de plena carga, el objetivo es determinar para dicha curva, las escalas de turbogrupos óptimas respecto a la geometría del turbogrupo original del HR13DDDT. De esta forma, se realizarán estudios paramétricos en la escala de ambos turbogrupos por separado de manera similar a lo realizado en el capítulo anterior.

5.4.1 Estudio de la escala del turbogrupo de oxígeno-escape (10-12)

En este nuevo diseño la escala del turbogrupo de oxígeno-escape (10-12) no es un factor tan crítico como en el diseño del capítulo anterior, al estar la temperatura de entrada a la turbina (12) controlada por el *bypass* (11) y no por el grado de apertura de la turbina (12). El grado de apertura de la turbina (12) controla el flujo de *EGR*, al igual que en el capítulo anterior, sin embargo en este nuevo diseño, este control tiene como objetivo conseguir una fracción de oxígeno en el colector de admisión mínima de 0,3, a diferencia del capítulo anterior, en el que se buscaba limitar las temperaturas de entrada a la turbina de escape.

De esta forma el escalado del turbogrupo de oxígeno-escape (10-12) es más sencillo, en primera aproximación se podrá buscar maximizar la potencia, sin que sea un problema crítico el hecho de que a bajo régimen haya exceso de oxígeno, siempre y cuando no se superen temperaturas de entrada al regenerador de escape (6) del orden de 1300-1350°C, el cual se considera como su límite térmico teórico en un regenerador de coste razonable.

El estudio de la escala del turbogrupo de oxígeno-escape (10-12) se realizará para escalas de 0,5 a 1,5 con pasos de 0,1, para los regímenes de giro de 1500, 3000 y 5000 rpm. El área de membrana del estudio será de 6 m², se conservará la relación de compresión volumétrica original del HR13DDT de 9,6, y la escala del turbogrupo de aire-nitrógeno (1-13) se mantendrá en un valor de 1.

El estudio de la escala del turbogrupo de oxígeno-escape (10-12), se puede ver en la figura 5.7. Al igual que lo realizado en los apartados anteriores, la potencia se encuentra adimensionalizada respecto a la potencia del HR13DDT a cada régimen, por cuestiones de confidencialidad.

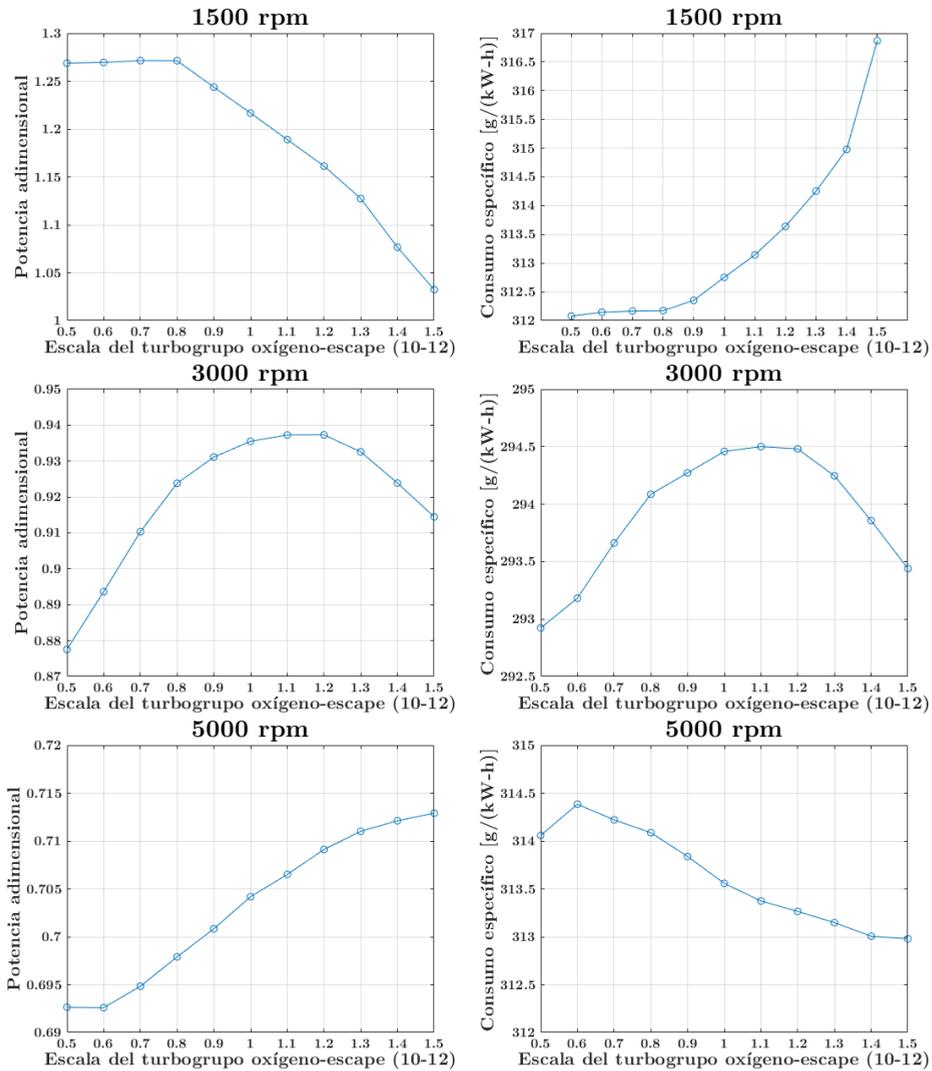


Figura 5.7: Variación de la potencia adimensional y el consumo específico para 1500 rpm, 3000 rpm y 5000 rpm, con la escala del turbogrupo de oxígeno-escape (10-12) 0,5-1,5. Escala (1-13)=1, RC=9,6, Área=6 m²

Analizando la figura 5.7, se puede ver que la escala del turbogrupo de oxígeno-escape (10-12) óptima varía con el régimen de giro y depende de si lo que se busca es optimizar la potencia o el consumo.

A 1500 rpm, el óptimo en potencia se sitúa en una escala de 0,8 y el mínimo consumo se obtiene para una escala de 0,5. A 3000 rpm el óptimo en potencia se sitúa entre 1,1 y 1,2, punto que coincide con el mayor consumo, aunque la variación del consumo es muy pequeña. Por último, a 5000 rpm, el óptimo en potencia y consumo se sitúa en una escala de 1,5.

A la vista de estos resultados, se decidió utilizar una escala 1,1, por estar cerca del óptimo en potencia al régimen intermedio de 3000 rpm y ser una escala con unas prestaciones razonablemente buenas en los otros regímenes.

5.4.2 Estudio de la escala del turbogrupo de aire-nitrógeno (1-13)

Una vez determinada la escala óptima del turbogrupo de oxígeno-escape (10-12) en un valor de 1,1, el objetivo ahora es determinar para dicho valor, la escala óptima del turbogrupo de aire-nitrógeno (1-13), de esta forma, se realizará un estudio paramétrico de dicha escala entre 1 y 1,7 para los regímenes de 1500, 3000 y 5000 rpm.

Para este estudio el área de la membrana y la relación de compresión volumétrica seguirán siendo de 6 m^2 y 9,6 respectivamente, la escala del turbogrupo de oxígeno-escape (10-12) será de 1,1, según lo visto en el apartado anterior. Los resultados del estudio se pueden apreciar en la figura 5.8.

Analizando los resultados de la figura 5.8, se puede ver que al igual que en el caso anterior, el punto óptimo varía con el régimen de giro.

Para 1500 rpm, la máxima potencia se alcanza para una escala de 1,3, para escalas mayores la potencia disminuye, al tiempo que el consumo aumenta. Para 3000 rpm la máxima potencia se alcanza para una escala de 1,4-1,5, punto que desafortunadamente coincide también con el máximo consumo. Finalmente para el caso de 5000 rpm, la máxima potencia y el mínimo consumo se alcanzan a una escala 1.4-1,5.

Buscando aumentar la potencia principalmente en los regímenes altos, por ser estos los que parten de un mayor déficit de potencia original, se decidió apostar por una escala de 1,45 para el turbogrupo de aire-nitrógeno (1-13). El aumento que dicha elección supone en el consumo para 1500 y 3000 rpm se podrá compensar mediante el aumento de la relación de compresión en el siguiente apartado.

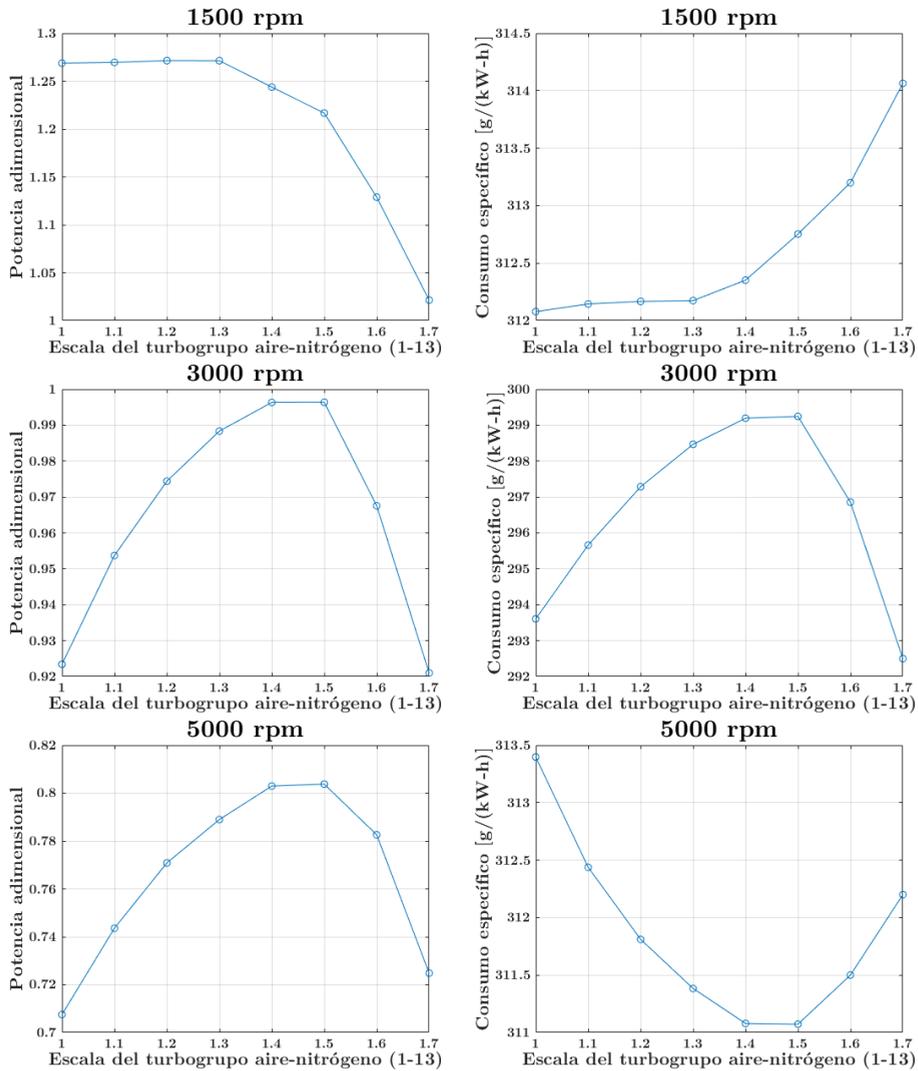


Figura 5.8: Variación de la potencia adimensional y el consumo específico para 1500 rpm, 3000 rpm y 5000 rpm, con la escala del turbogrupo de aire-nitrógeno (1-13) 1-1,7. Escala (10-12)=1,1, RC=9,6, Área=6 m²

5.5 Estudio de la relación de compresión volumétrica

Como ya se vio en el capítulo anterior, en el motor de oxicomustión, dada la menor tendencia a la detonación de la carga, según lo estudiado por el departamento en proyectos previos, es posible incrementar la relación de compresión volumétrica del motor, manteniendo siempre la limitación de 104,9 bares de presión máxima mediante el ajuste de ángulo de inicio de la combustión, para no afectar a la integridad física del cilindro.

Incrementar la relación de compresión supone un aumento de la potencia y una reducción del consumo bastante interesantes, al tiempo que como ya se vio, permite unas menores temperaturas de escape, lo cual facilita el diseño del regenerador de escape (6).

En este apartado se busca investigar el beneficio del aumento de la relación de compresión, mediante un estudio paramétrico de relación de compresión entre 9,5 y 16,5, manteniendo las escalas óptimas para los turbogrupos determinadas en el apartado anterior y un área de membrana de 6 m². Los resultados del estudio paramétrico se pueden ver en la figura 5.9.

Como puede verse, el aumento de la relación de compresión supone un menor consumo específico por la mayor eficiencia térmica del ciclo, tendencia que se puede observar claramente en todos los regímenes de giro. Esta tendencia es asintótica, cuanto mayor es la relación de compresión menor es la disminución en consumo específico.

En cuanto a la potencia, en principio y basándonos en los principios termodinámicos, a mayor relación de compresión, mayor debería ser la potencia obtenida, esta tendencia se cumple a 3000 y 5000 rpm, pero no a 1500 rpm. Esto se debe a que el sistema de generación de oxígeno depende directamente del calor de los flujos de escape.

Cuanto mayor es la relación de compresión, menor es la temperatura del flujo de escape, esto supone una menor energía térmica disponible en el escape para regenerar el aire de admisión y calentar la *MIEC*. A 3000 rpm y 5000 rpm, esto no supone un problema al haber aún a relaciones de compresión muy elevadas, exceso de calor que se puede gestionar con los *bypass*, sin embargo a 1500 rpm no hay suficiente calor en el escape, de forma que ni siquiera con una relación de compresión de 9,5 se puede calentar la *MIEC* a 1000°C, tal y como se aprecia en la figura 5.10.

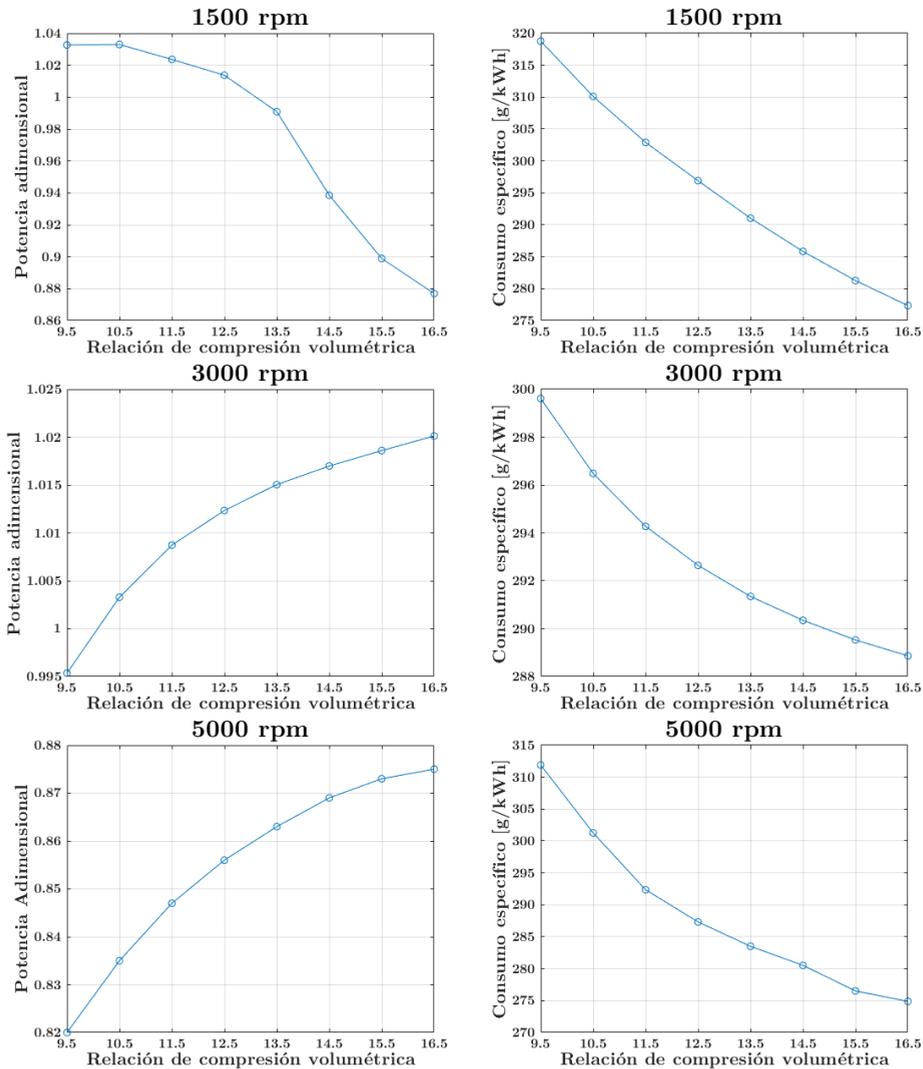


Figura 5.9: Variación de la potencia adimensional y el consumo específico para 1500 rpm, 3000 rpm y 5000 rpm, con la relación de compresión volumétrica. Escala (10-12)=1,1, Escala (1-13)=1,45, Área=6 m²

Esta falta de calor en el escape a 1500 rpm, se vuelve más acusada cuanto mayor es la relación de compresión, lo cual supone una *MIEC* a menor temperatura conforme la relación de compresión aumenta. Una menor temperatura en la *MIEC* afecta negativamente a la producción de oxígeno en ella, lo cual acaba suponiendo una menor producción de oxígeno conforme aumenta la relación de compresión

y en consecuencia una menor potencia, por la menor cantidad de combustible quemado.

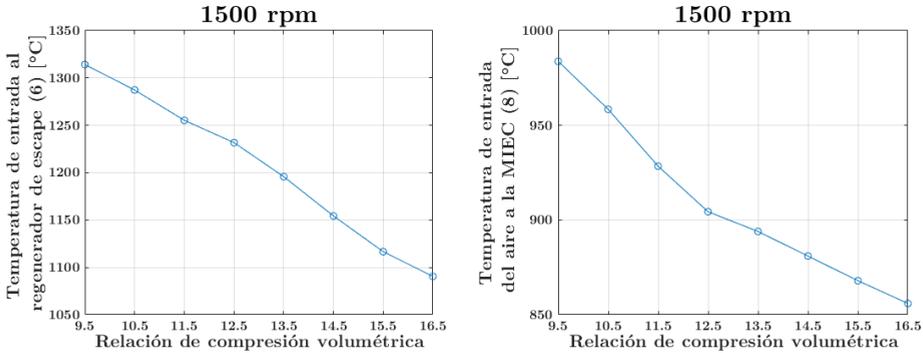


Figura 5.10: Variación de la temperatura de entrada del flujo de escape al regenerador (6) y el flujo de aire a la MIEC (8) para 1500 rpm, con la relación de compresión volumétrica. Escala (10-12)=1,1, Escala (1-13)=1,45, Área=6 m²

A pesar de este efecto negativo a bajo régimen, en balance, el aumento de la relación de compresión es muy beneficioso ya que como se puede analizar en la figura 5.9, la disminución del consumo específico es muy apreciable, sobre todo alto y bajo régimen, al tiempo que el aumento de la relación de compresión permite un ligero incremento de la potencia a alto régimen, compensando en parte el déficit de potencia presente a 5000 rpm.

Por ello, se decidió incrementar la relación de compresión volumétrica a 14,5. Se decidió limitar el incremento a este valor al haber incertidumbre respecto a la detonación de la carga para relaciones de compresión superiores a 15, en base a los estudios realizados por el departamento en paralelo a este proyecto.

5.6 Revisión de la curva de plena carga

Como ya se vio en el cuarto capítulo, los cambios realizados en los turbogrupos y la relación de compresión suponen una ligera variación en el grado de apertura de la turbina de nitrógeno (13) de máxima potencia, de plena carga. En este apartado, partiendo de la nueva relación de compresión (14,5) y la escala de los turbogrupos de aire-nitrógeno (1,45) y oxígeno-escape (1,1), se repite el estudio paramétrico del apartado 5.3, para determinar la nueva curva de apertura de la turbina de nitrógeno (13) de plena carga.

El resultado obtenido comparado con el del apartado 5.3, se puede ver en la figura 5.11.

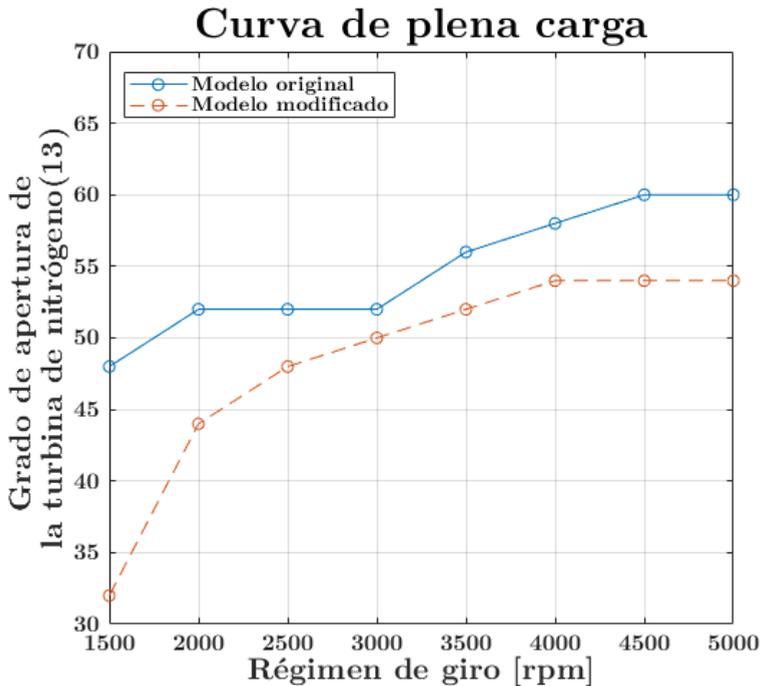


Figura 5.11: Grado de apertura de la turbina (13) de máxima potencia, de plena carga, para el modelo original (Escala (10-12)=1, Escala (1-13)=1, RC=9,6, Área=6 m²) y el modelo modificado (Escala (10-12)=1.1, Escala (1-13)=1.45, RC=9,6, Área=6 m²)

De manera similar a lo visto en el segundo capítulo, los cambios realizados en el motor suponen un grado de apertura de la turbina (13) ligeramente menor para las condiciones de plena carga.

5.7 Estudio del área de membrana

De igual forma a lo realizado en el capítulo 4, una vez encontrados los puntos óptimos en lo relativo a la relación de compresión (14,5) y la escala de los turbogrupos de aire-nitrógeno (1,45) y oxígeno-escape(1,1), y ajustado el grado de apertura de la turbina de nitrógeno (13) de máxima potencia, es preciso estudiar la influencia del área de membrana en las prestaciones del motor.

En este sentido, se realizó un estudio paramétrico del área de membrana de 4 a 10 m², tal y como se puede apreciar en la figura 5.12.

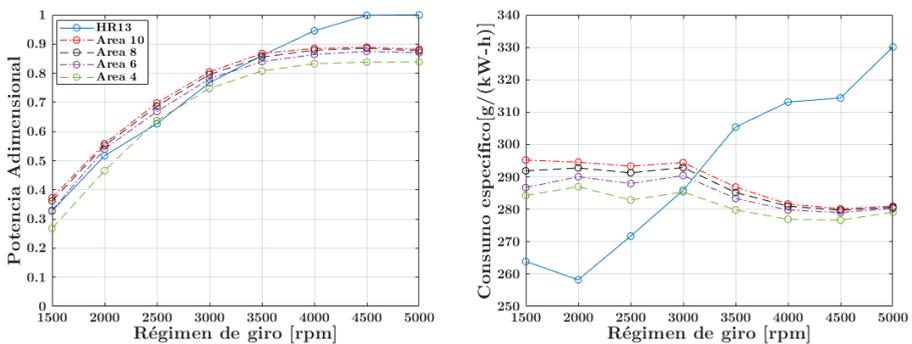


Figura 5.12: Evolución de la potencia y el consumo específico con el área de membrana para 10, 8, 6 y 4 m² y su comparación con el motor HR13DDT original. Escala (10-12)=1,1, Escala (1-13)=1,45 y RC=14,5

Como se puede apreciar en el estudio de la figura 5.12, un aumento en el área de la membrana a 8-10 m² no supone un gran aumento en potencia, por otro lado, utilizar membranas más pequeñas, de 4 m², aunque reduce el tamaño y el peso del sistema de separación de oxígeno, suponen una disminución apreciable en las prestaciones del motor.

El caso de 6 m² presenta una potencia similar al HR13DDT con un consumo mayor a bajo régimen pero menor a alto régimen, por ello se concluye que a la vista de los resultados utilizar un área de 6 m² parece ser una opción adecuada teniendo en cuenta los compromisos de potencia del motor y peso y volumen del sistema de separación de oxígeno.

5.8 Resultados del modelo final

Tras haberse determinado la relación de compresión volumétrica en un valor de 14,5, la escala del turbogrupo de aire-nitrógeno (1-13) en 1,45, la escala del turbogrupo de oxígeno-escape (10-12) en 1,1 y el área de membrana en 6 m². En este apartado se muestran los resultados más importantes del modelo final. A diferencia del modelo mostrado y desarrollado en el capítulo 4, este es completamente válido, ya que las leyes de liberación de calor se ajustan a lo estudiado mediante modelos 0D tal y como se expuso en el apartado 4.10.

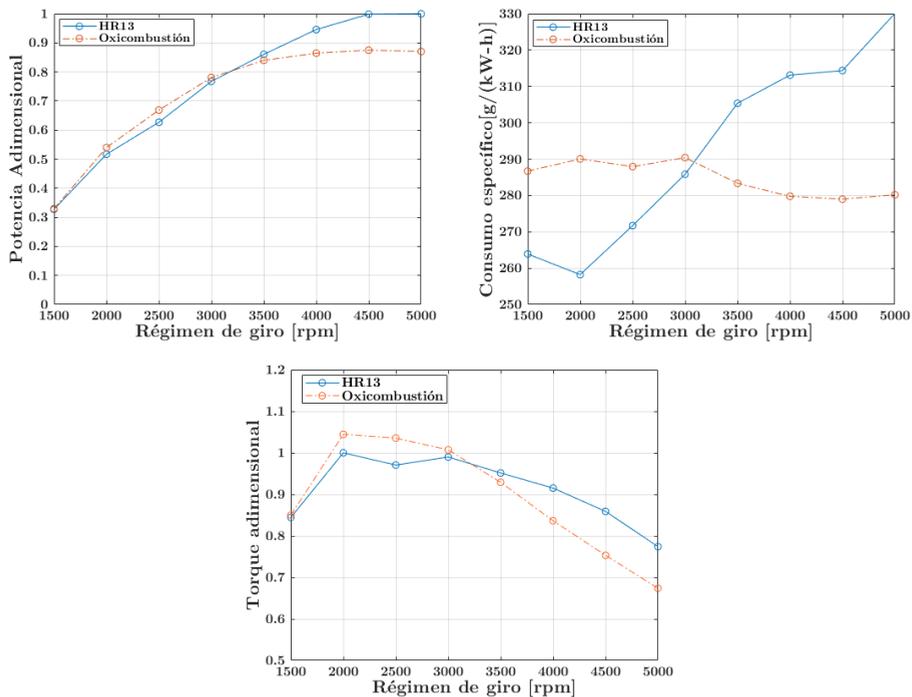


Figura 5.13: Potencia, consumo específico y torque del modelo final de motor de oxicomcombustión comparado con el motor HR13DDT original. Escala (10-12)=1,1, Escala (1-13)=1,45, RC=14,5 y Área=6 m²

En cuanto a potencia y consumo específico, tal y como se puede ver en la figura 5.13, el motor de oxicomcombustión presenta una potencia y un torque comparables al motor de aire, al mismo tiempo presenta un consumo específico muy plano, poco dependiente del régimen de giro, superior al consumo del motor de aire a bajo régimen, pero menor a alto régimen.

En lo que respecta a la operación de los turbogrupos, el compresor de aire (1) y la turbina de nitrógeno (13) presentan las prestaciones que pueden verse en las figuras 5.14 y 5.15.

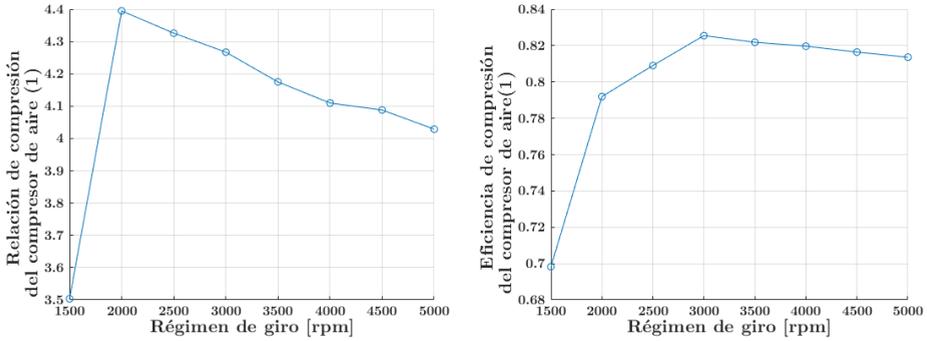


Figura 5.14: Prestaciones del compresor de aire (1). Escala (10-12)=1,1, Escala (1-13)=1,45, RC=14,5 y Área=6 m²

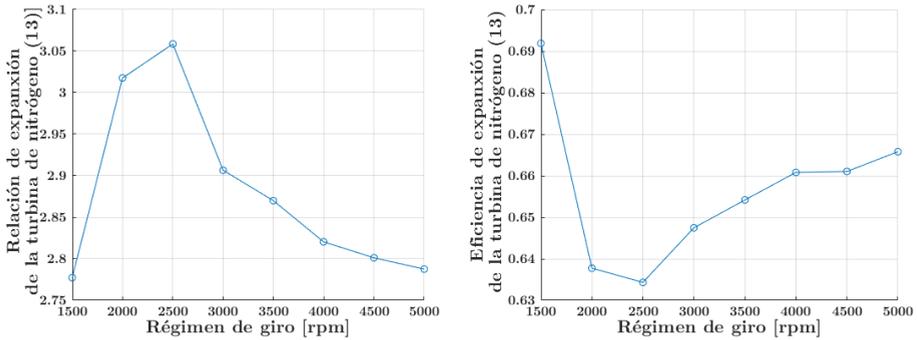


Figura 5.15: Prestaciones de la turbina de nitrógeno (13). Escala (10-12)=1,1, Escala (1-13)=1,45, RC=14,5 y Área=6 m²

Como se puede ver en ambas figuras, tanto el compresor (1) como la turbina (13) operan con buena eficiencia y una elevada relación de compresión y expansión. La máxima relación de compresión del compresor (1) coincide con el régimen de máximo torque 2000 rpm, para regímenes de giro mayores la relación de compresión decae ligeramente, siendo una de las causas principales de la pérdida de torque a regímenes altos.

En cuanto al turbogrupos de oxígeno-escape (10-12), la exigencia de controlar el *EGR* supone un mayor flujo en el compresor que en la turbina, esto afecta

negativamente a las prestaciones de sus componentes, tal y como se observa en las figuras 5.16 y 5.17. De esta forma, para 1500 rpm, la turbina actúa únicamente como una válvula de contrapresión que con su grado de apertura controla el flujo de *EGR*, sin ser capaz de entregar la potencia necesaria para comprimir el flujo de oxígeno+*EGR*.

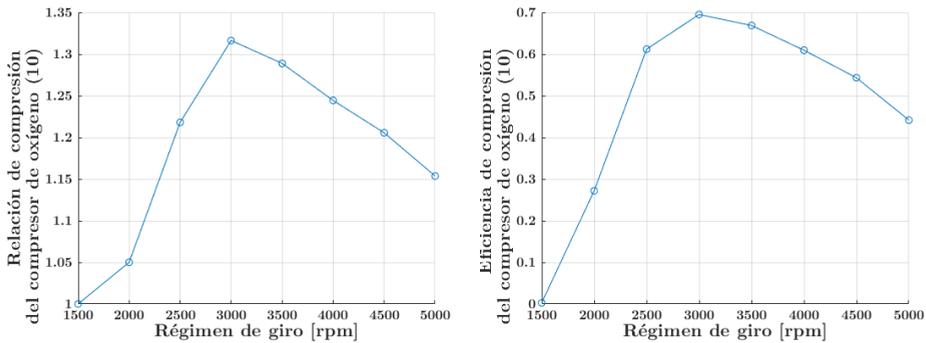


Figura 5.16: Prestaciones del compresor de oxígeno (10). Escala (10-12)=1,1, Escala (1-13)=1,45, RC=14,5 y Área=6 m²

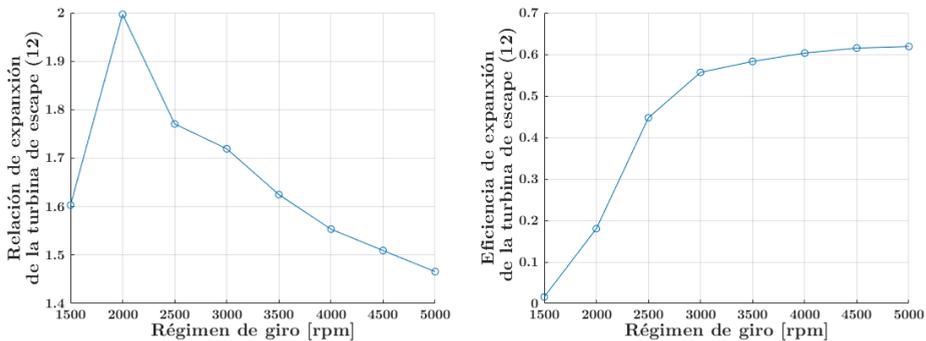


Figura 5.17: Prestaciones de la turbina de escape (12). Escala (10-12)=1,1, Escala (1-13)=1,45, RC=14,5 y Área=6 m²

La máxima relación de compresión del compresor de oxígeno (10) es de 1,315 y para 3000 rpm, régimen a partir del cual desciende contribuyendo también a la pérdida de torque del motor a alto régimen. La eficiencia del compresor de oxígeno (10) evoluciona desde un valor nulo a 1500 rpm, a un máximo de 0,69 a 3000 rpm.

En lo que respecta al régimen de giro de los turbogrupos, mostrado en la figura 5.18, el régimen de giro del turbogrupo de aire-nitrógeno (1-13) es aprecia-

blemente superior al del turbogrupo de oxígeno-escape (10-12), sin embargo cabe destacar que aún existe margen con el máximo régimen de giro del turbogrupo, marcado en 240.000 rpm. El turbogrupo de oxígeno-escape (10-12) a 1500 rpm no trabaja, esto se debe a lo ya nombrado anteriormente de que la obligación de mantener una fracción de oxígeno de 0,3 en la admisión, supone una turbina de escape (12) demasiado cerrada sin energía suficiente para mover el compresor de aire (10). Para regímenes superiores a 1500 rpm, el turbogrupo de oxígeno-escape (10-12) si trabaja, aunque a un régimen menor que el de aire-nitrógeno (1-13).

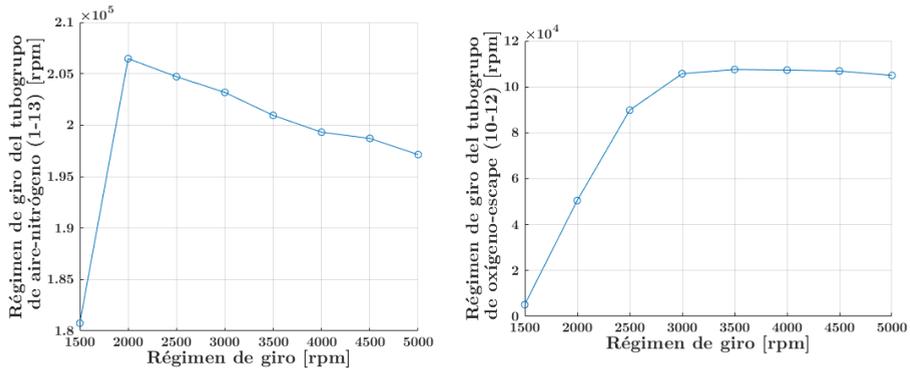


Figura 5.18: Régimen de giro de los turbogrupos. Escala (10-12)=1,1, Escala (1-13)=1,45, RC=14,5 y Área=6 m²

En cuanto al control de la fracción de oxígeno en el colector de admisión, la condición de 0,3 de fracción de oxígeno mínima para asegurar una combustión estable, se consigue regulando con el grado de apertura de la turbina de escape (12), tal y como se muestra en la figura 5.19.

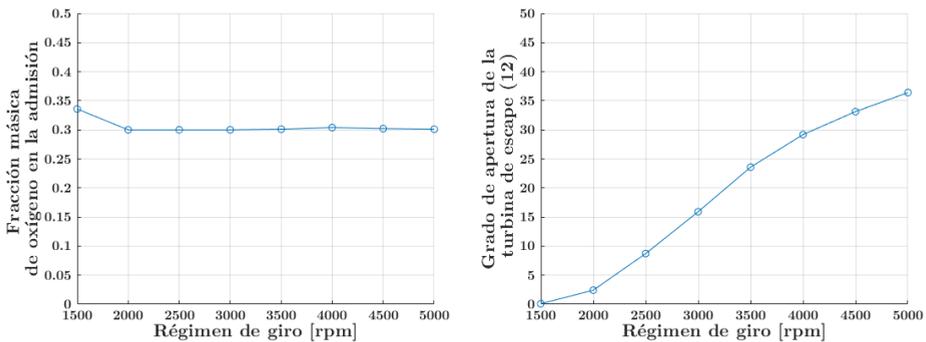


Figura 5.19: Fracción de oxígeno en el colector de admisión y su control. Escala (10-12)=1,1, Escala (1-13)=1,45, RC=14,5 y Área=6 m²

Como puede apreciarse en la 5.19, para 1500 rpm la turbina (12) aún estando completamente cerrada, no es capaz de conseguir una fracción de oxígeno de 0,3, se queda en 0,34. Sin embargo esto no supone un problema, ya que por cuestiones de transferencia de calor en las válvulas y el colector de escape, los regímenes en los cuales el regenerador de escape esta térmicamente más exigido son los de entre 3000 y 4500 rpm, tal y como se ve en la figura 5.20. Como puede apreciarse en dicha figura no se supera el rango marcado de 1300-1350°C de entrada al regenerador, por lo cual, en base al estado del arte, sería posible el diseño de dicho regenerador, aunque con un coste económico muy elevado.

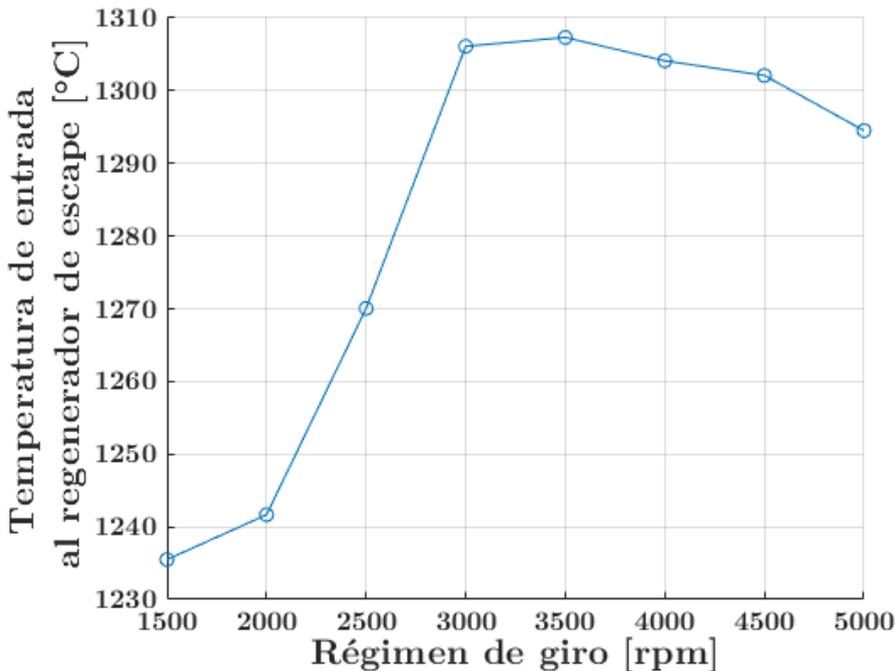


Figura 5.20: Temperatura de entrada del flujo de escape al regenerador (6) . Escala (10-12)=1,1, Escala (1-13)=1,45, RC=14,5 y Área=6 m²

Por último en lo que respecta al control de las temperaturas a la entrada de la MIEC, 1000°C en el lado de aire y 950°C en el lado de escape, este control se consigue gracias al *bypass* (2) y *bypass* (11) respectivamente. El valor de la apertura de dichas válvulas de *bypass* varía con el régimen de giro según la tendencia que se puede ver en la figura 5.21.

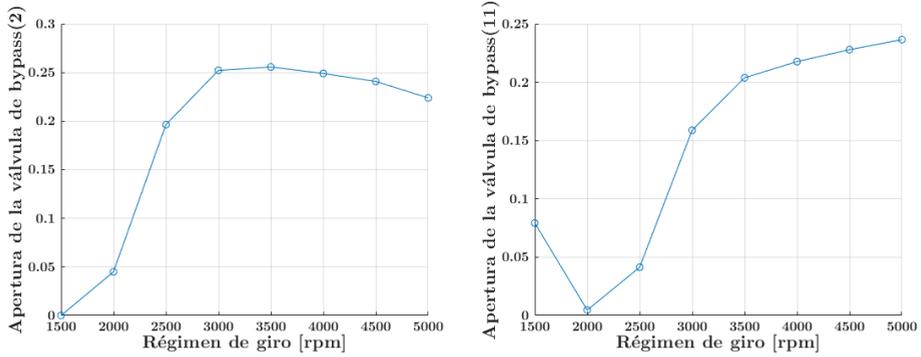


Figura 5.21: Grado de apertura de las válvulas de *bypass*. Escala (10-12)=1,1, Escala (1-13)=1,45, RC=14,5 y Área=6 m²

Los regímenes con mayores temperaturas en la admisión entre 3000 y 5000 rpm, son los que requieren una mayor apertura del *bypass* (2) para controlar una temperatura de 1000°C en el lado de aire a la entrada de la *MIEC*, a dichos regímenes debido a la mayor velocidad del flujo, la regeneración en el regenerador (6) es más elevada, lo cual supone que para no enfriar demasiado el flujo de escape y mantener una temperatura de 950°C en el lado de escape, es necesario abrir más el *bypass* (11).

5.9 Consumo a cargas parciales

Hasta ahora todos los cálculos y resultados mostrados se han realizado para la curva de plena carga. En este apartado se calculan algunos puntos de carga parcial, mostrándose el consumo específico resultante en dichos puntos.

La regulación de la carga del motor se realiza de forma cuantitativa a través de una mariposa a la entrada del colector de admisión y el grado de apertura de la turbina de nitrógeno (13). Con la combinación de estos dos parámetros se consiguieron calcular puntos de cargas parciales de hasta el 25-30 % de carga. No se pudieron calcular puntos de menor carga por problemas numéricos en el arranque de la simulación.

La figura 5.22 muestra un mapa de calor bidimensional, en el cual se puede ver como evoluciona el consumo específico con el régimen de giro y la potencia adimensional, pudiendo distinguirse el consumo de los diferentes grados de carga.

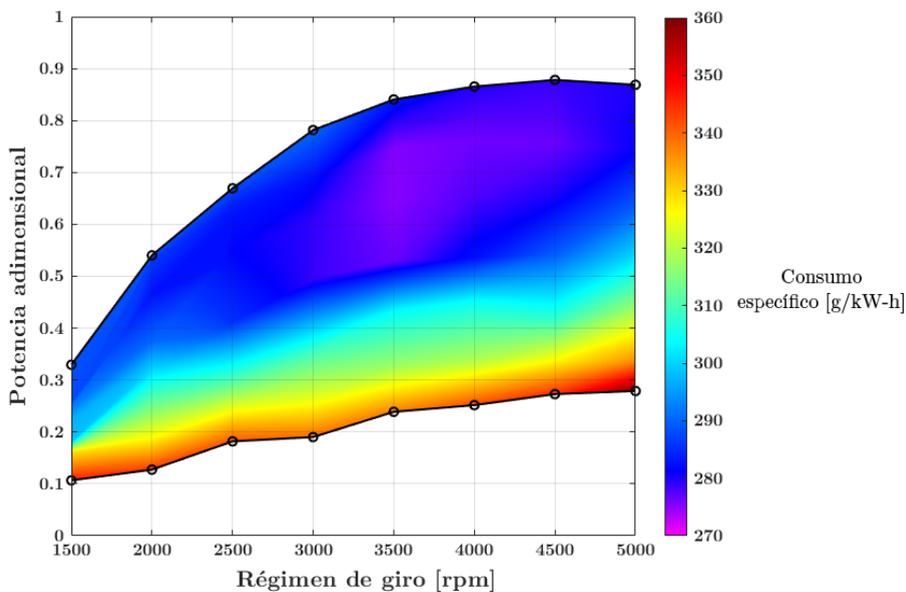


Figura 5.22: Evolución del consumo específico con la potencia adimensional y el régimen de giro para el modelo final de motor de oxcombustión. Escala (10-12)=1,1, Escala (1-13)=1,45, RC=14,5 y Área=6 m²

Analizando la figura 5.22 se pueden ver dos tendencias significativas.

El mínimo consumo específico tiene lugar entorno a 3500 rpm y a grados de carga medios-altos. Donde el cierre de la mariposa es reducido y al estar lejos de la condición de presión máxima de 104,9 bares, se puede centrar completamente la combustión adelantando el ángulo de encendido.

A bajos grados de carga, la elevada pérdida de presión generada por una mariposa muy cerrada supone un consumo específico muy elevado, el cual es máximo a cargas bajas y regímenes de giro muy altos.

Como se puede ver, utilizar como regulador de la carga una mariposa de admisión tiene problemas de alto consumo a baja carga, esto se podría solucionar en proyectos futuros mediante la combinación con sistemas de regulación de la carga alternativos, como la desactivación de cilindros, el ajuste de la renovación de la carga y dosados relativos pobres.

Capítulo 6

Conclusión y desarrollos futuros

Como se ha podido ver en el proyecto, la oxicomustión es una tecnología viable para reducir las emisiones contaminantes derivadas de la actividad humana y aplicable en el sector del transporte.

En este breve capítulo se hace un balance del proyecto centrándose los aspectos más relevantes vistos en él y se exponen los principales desarrollos a abordar en posibles proyectos futuros.

6.1 Conclusión y balance del proyecto

Como se mostró en el primer capítulo del proyecto, los óxidos de nitrógeno emitidos por acción del hombre, son causantes de graves problemas medioambientales. El sector del transporte y en concreto el del automóvil, constituye su principal fuente de emisión, con el añadido de que esta tiene lugar principalmente en lugares densamente poblados, donde los efectos sobre la salud humana son más significativos.

Con el ánimo de poner freno a estas emisiones y sus problemas derivados, en las últimas décadas las normativas han evolucionado hacia niveles superiores de exigencia y control. En paralelo a estas medidas la industria ha desarrollado, investigado y aplicado numerosas tecnologías y sistemas para la reducción de la emisión de óxidos de nitrógeno.

De todos los avances propuestos en la reducción de la emisión de NO_x , la oxicomustión sin nitrógeno es la única tecnología capaz de anular completamente la formación y emisión de NO_x , sin afectar negativamente al resto de emisiones en primera aproximación.

Al mismo tiempo la oxicomustión estequiométrica presenta una ventaja determinante en la captura del CO_2 , al producir un flujo de escape de esencialmente CO_2 y H_2O , donde la separación y captura del CO_2 es mucho más fácil dada la sencilla condensación del agua mediante el enfriamiento del flujo de escape.

Como se pudo ver en el segundo capítulo, de entre todas las tecnologías que permiten la obtención de un flujo rico en oxígeno sin presencia de nitrógeno, necesario para la realización y el mantenimiento de la oxicomustión, las membranas de conducción iónica electrónica mixta (*MIEC*) son el mejor método para la aplicación de la oxicomustión al sector del transporte, por su facilidad y rapidez de arranque, sus buenas prestaciones y sus relativamente reducidas dimensiones.

Del análisis de su aplicación en motores de encendido provocado de transporte terrestre mediante el diseño de los motores de oxicomustión de los capítulos 4 y 5, se pudo ver que la oxicomustión es viable y que existe la posibilidad de desarrollar motores de oxicomustión de prestaciones comparables a los actuales motores de encendido provocado de aire, con la enorme ventaja de la anulación de la emisión de NO_x y el gran potencial en el secuestro de CO_2 .

En conclusión y a tenor de lo estudiado e investigado en este proyecto, aunque la oxicomustión supone un grado de complejidad y coste superior en los motores y es una tecnología completamente nueva y aún en investigación, es una tecnología viable en el sector del transporte, con gran potencial en la reducción del impacto humano en el medio ambiente, lo cual le otorga amplias posibilidades de desarrollo e investigación a medio y largo plazo.

6.2 Desarrollos futuros

A pesar de la extensión del trabajo presentado en este documento, dada la limitada duración de los proyectos fin de grado y los reducidos recursos disponibles, existen líneas de investigación no tratadas en este proyecto que merecen un estudio y análisis más profundos, a poder realizar en proyectos y trabajos futuros.

- El proyecto se ha centrado en el estudio de la aplicación de la oxicomcombustión en el transporte terrestre, concretamente en los vehículos con motor de encendido provocado. Cabe destacar que en base a lo visto en este proyecto, en primera estimación, la oxicomcombustión es completamente aplicable a otros tipos de motores como los de encendido por compresión y otros medios de transporte como el marítimo y el aéreo, con los evidentes cambios de configuración y funcionamiento, por las distintas características de los motores. Se escogió para el estudio el transporte terrestre, por ser esta la principal línea de investigación y desarrollo del instituto CMT, adicionalmente se centró el proyecto en los motores de encendido provocado, por la disponibilidad de datos experimentales y conocimiento sobre un motor base actual como es el HR13DDT, a partir del cual empezar el desarrollo de los modelos de motor de oxicomcombustión. En resumen sería interesante en futuras líneas de investigación, el estudio más detallado de la aplicación de la oxicomcombustión a otros sectores del transporte y tipologías de motor.
- Como se ha podido ver en el desarrollo del proyecto, una de las principales limitaciones que condicionaron el diseño del motor fue la incertidumbre en la ley de combustión, de esta forma el primer modelo inicialmente válido mostrado en el capítulo cuarto, demostró ser finalmente inviable debido a consideraciones inicialmente erróneas. Tras la revisión de las leyes de combustión en base a modelos 0D desarrollados por el departamento en paralelo a este proyecto, se diseñó el segundo modelo de motor de oxicomcombustión, visto en el quinto capítulo, completamente viable y funcional. Sin embargo, para la correcta estimación de las demás emisiones contaminantes CO, HC sin quemar, humos y partículas, son precisos modelos de combustión más complejos para lo cual son necesarios estudios *CFD* y experimentales más profundos.
- El diseño del motor realizado en este proyecto, ha sido puramente virtual, dado el elevado coste en dinero y tiempo de la construcción de un motor real. Aunque en todo momento del diseño se buscó darle a los diferentes componentes del motor diseñado, unas características coherentes con el estado del arte actual en la fabricación de motores, sería necesario un análisis individualizado y más detallado de cada uno de los componentes del motor diseñado, antes de plantear su fabricación real, para poder estimar de manera realista el coste económico de fabricación así como su integración en un vehículo.

- En cuanto a la captura del CO₂, esta se ha planteado como una ventaja potencial en el motor diseñado, sin embargo no se ha analizado en detalle dicho proceso. Como ya se comentó, la captura del CO₂ del escape consiste en un proceso de enfriamiento, compresión y enfriamiento del flujo de escape, con el objetivo de separar el vapor de agua y posteriormente llevar el CO₂ a su punto de condensación. El punto de condensación así como la fracción del CO₂ total capturada, presentan un punto óptimo que depende de múltiples factores, eficiencia, disponibilidad de almacenamiento, potencia gastada en la compresión, dimensiones del *cooler*...

La búsqueda de dicho punto óptimo en la captura de CO₂, sería un proyecto futuro de gran interés de estudio en el marco de la reducción de la huella de carbono derivada de la actividad humana.

- El control de la carga del segundo modelo de oxidación se ha realizado de manera cuantitativa a través de una combinación del grado de apertura de la turbina de nitrógeno (13) y una mariposa de estrangulación a la entrada del colector de admisión, aunque este sistema permite controlar la carga de manera estable, supone un elevado aumento del consumo específico a bajas cargas, por la elevada pérdida de presión del flujo de admisión en la mariposa. En proyectos futuros se podrían estudiar sistemas más complejos y eficientes de regulación de la carga basados en desactivación de cilindros e incluso dosados relativos pobres.
- Para el arranque del sistema de generación de oxígeno se simuló un calentador eléctrico con el objetivo de llevar una temperatura elevada a la *MIEC* y así arrancar los primeros ciclos del motor de oxidación, este calentador simularía un sistema real basado en resistencias eléctricas conectadas a una batería. Podrían estudiarse sistemas de arranque alternativos basados en un depósito de oxígeno para quemar los primeros ciclos o un *bypass* a la *MIEC*, según el cual el motor realizaría una combustión inicial de aire-combustible hasta calentar la *MIEC*, momento en el cual se cerraría el *bypass* y se pasaría a realizar oxidación.

Capítulo 7

Pliego de condiciones

En este capítulo se busca detallar y explicar el correcto cumplimiento de la normativa vigente sobre seguridad, salud e higiene durante la realización del presente proyecto fin de grado.

También se pretende describir como la realización del proyecto se ajustó a las directrices dispuestas en la normativa marco de trabajos fin de grado y fin de máster de la Universitat Politècnica de València.

Adicionalmente, dada la situación de confinamiento general debida a la pandemia de *COVID-19*, ocurrida en España entre marzo y junio de 2020. En este capítulo se explica también, como se adaptó el desarrollo del trabajo a dicha situación.

Por último se realizará una sencilla estimación del impacto medioambiental en cuanto a huella de carbono, debida a la realización del proyecto.

7.1 Introducción al marco legal

El presente proyecto fin de grado se ha realizado cumpliendo en todo momento la normativa legal sobre las disposiciones mínimas de seguridad y salud en el entorno de trabajo, dispuesta en el Real Decreto 486/1997, de 14 de abril, de última actualización el 13/11/2004 [1].

Al mismo tiempo se ha seguido en todo momento la normativa marco de trabajos fin de grado de la *Universitat Politècnica de València*, aprobada en el 7 de marzo de 2013 y dispuesta en el documento [2].

7.2 Sobre la normativa marco de trabajos fin de grado de la *Universitat Politècnica de València*

La normativa marco de trabajos fin de grado de la *Universitat Politècnica de València*, establece la líneas legales sobre las cuales se sustenta y regula la realización y evaluación de los trabajos fin de grado realizados en la *Universitat Politècnica de València*.

Este apartado realiza un resumen de los principales puntos legales de dicha normativa, explicando como el trabajo fin de grado aquí expuesto, los ha cumplido.

7.2.1 Sobre la oferta y asignación del trabajo fin de grado

La normativa marco de trabajos fin de grado de la *Universitat Politècnica de València*, establece en su artículo séptimo sobre oferta y asignación de TFG y TFM, en su punto primero que:

Antes del comienzo de cada curso académico, la ERT requerirá a los departamentos implicados en la docencia del título la remisión de propuestas para ofertar TFG o TFM, siguiendo el procedimiento indicado en el anexo I. Cuando la ERT sea un departamento, el requerimiento se dirigirá al resto de departamentos implicados en la docencia y a cada uno de los profesores de la propia ERT que cumplan las condiciones exigidas en el artículo 4 [2].

Siguiendo las disposiciones de este punto, el presente proyecto fin de grado fue ofertado por el instituto CMT-Motores Térmicos de Valencia, departamento de investigación, desarrollo y educación perteneciente a la *Universitat Politècnica de València*, por el profesor contratado doctor Luis Miguel García-Cuevas González.

La oferta de dicho trabajo fin de grado fue realizada a inicios de mayo de 2019, dentro del ámbito del grado de Ingeniería Aeroespacial en la especialidad de aeromotores.

7.2.2 Sobre la matrícula del trabajo fin de grado

En lo referente al proceso de matrícula en un TFG, la normativa marco de trabajos fin de grado de la *Universitat Politècnica de València*, dispone en su artículo 6 punto 1 que:

Para poder efectuar la matrícula del TFG o TFM será condición necesaria estar matriculado de todos los ECTS pendientes para finalizar los estudios conducentes al título [2].

Adicionalmente establece en el segundo punto del mismo artículo que:

La matrícula del TFG o TFM podrá hacerse efectiva en cualquier fecha del curso hasta 30 días naturales después de la fecha de entrega de las actas del primer semestre. Excepcionalmente y cuando exista causa que lo justifique, la CAT podrá autorizar la matrícula del TFG o del TFM con posterioridad a esa fecha [2].

A lo que el tercer punto añade que:

La matrícula del TFG o TFM en un curso académico otorga el derecho para presentar el trabajo en cualquiera de las convocatorias que se realicen en dicho curso académico, sin límite de número de convocatorias, de acuerdo con los plazos y procedimientos que se establecen en esta normativa Marco, las que se definan en las normativas propias de las ERT o los acuerdos que a tal efecto adopte el Consejo de Gobierno [2].

Siguiendo lo dispuesto en estos artículos, el alumno Ignacio Cuenca Alcocel, se matriculó en la plataforma de la ETSID para trabajos fin de grado el 17 de julio de 2019, para su realización y presentación a lo largo del curso académico 2019-2020, tras haberse matriculado previamente en todos los 48 créditos aún no cursados, correspondientes al cuarto curso del grado de Ingeniería Aeroespacial en la especialidad de aeromotores.

La propuesta del trabajo fin de grado con el título de *Oxicombustión en motores de encendido provocado con producción de oxígeno in-situ mediante membranas de separación*, fue presentada ante la secretaria de la ETSID por el tutor del proyecto Luis Miguel García-Cuevas González, al finalizar con éxito por parte del alumno el primer semestre del cuarto curso del grado de Ingeniería Aeroespacial en la especialidad de aeromotores. Dicha propuesta fue aceptada el 6 de abril de 2020.

7.2.3 Sobre la naturaleza del trabajo fin de grado

En lo relativo a la naturaleza de los trabajos fin de grado, la normativa marco de trabajos fin de grado de la *Universitat Politècnica de València*, establece en su artículo tercero punto primero que:

Los TFG y TFM deberán estar orientados a la aplicación y evaluación de competencias asociadas al título [2].

Donde el punto tercero del tercer artículo dispone que:

Los TFG y TFM consistirán en la realización de un trabajo o proyecto original en el que queden de manifiesto conocimientos, habilidades y competencias adquiridas por el estudiante a lo largo de sus estudios y, expresamente, las competencias asociadas a la materia TFG o TFM, tal y como se indique en la memoria de verificación [2].

En este sentido el proyecto fin de grado presentado se centra en el estudio de la combustión y el funcionamiento y el control de los motores de encendido provocado, atendiendo a las características de la oxcombustión como método disruptivo en la reducción de las emisiones contaminantes.

En consecuencia en este trabajo se desarrollan y ponen en práctica los conocimientos, habilidades y competencias adquiridos en las asignaturas de Combustión (11908), Motores alternativos (11909) y Ensayos en Sistemas Propulsivos (11910), cursadas por el alumno en el cuarto curso del grado de Ingeniería Aeroespacial dentro de la especialidad de aeromotores.

Por otro lado, la normativa marco de trabajos fin de grado de la *Universitat Politècnica de València*, establece en su artículo tercero punto quinto que:

La materia TFG y TFM podrá organizarse mediante actividades de docencia reglada en forma de seminario, taller o similar; mediante trabajo autónomo y tutelado del estudiante; o mediante una mezcla de ambas [2].

En lo referente a este aspecto, cabe señalar que este proyecto se ha tratado de un trabajo autónomo, guiado, tutelado y revisado por el tutor Luis Miguel García-Cuevas González, con la colaboración de Fabio Alberto Gutierrez Castro.

Por último en lo referente al alcance y duración de los proyectos fin de grado, la normativa marco de trabajos fin de grado de la *Universitat Politècnica de València*, establece en su artículo tercero punto sexto que:

El alcance, contenido y nivel de exigencia de los TFG y TFM deberá adecuarse a la asignación de ECTS que dicha materia haya recibido en la memoria de verificación. A tal efecto, las ERT velarán para que el tiempo de dedicación requerido para la realización del TFG o TFM se adecúe al número de ECTS asignados al mismo y pueda ser evaluado en el periodo académico previsto en la estructura del plan de estudios [2].

Siguiendo este punto, la realización del trabajo fin de grado se ha centrado a lo largo del segundo semestre del curso de 2019-2020. Los contenidos y nivel de exigencia se han ajustado al peso en créditos de dicho proyecto y no se ha excedido el tiempo previsto para su realización.

7.2.4 Sobre los tutores del trabajo fin de grado

En lo que concierne a los tutores de los trabajos fin de grado, la normativa marco de trabajos fin de grado de la *Universitat Politècnica de València*, dispone en su artículo 4, puntos primero y segundo que:

Cuando parte o la totalidad de los ECTS asignados a la materia se organicen mediante trabajo autónomo y tutelado, para la realización de su TFG o TFM, los estudiantes contarán con la dirección de un tutor académico que supervisará el trabajo académico y les dará apoyo en la gestión administrativa. Es responsabilidad de la ERT asignar tutores a todos los estudiantes matriculados en la materia TFG o TFM cuando esta tenga ECTS asignados a trabajo autónomo y tutelado [2].

Optativamente, en los TFG y TFM realizados en la UPV podrá asignarse un único cotutor académico. Excepcionalmente, cuando la complejidad del trabajo así lo aconseje o cuando se den circunstancias que lo merezcan a juicio de la CAT, podrá asignarse más de un cotutor académico [2].

Además sobre las características y la cualificación de dichos tutores, los puntos cuarto y quinto del artículo 4 disponen que:

Podrá ser tutor de TFG o TFM el profesorado que imparta docencia en el título, o la haya impartido en los dos cursos anteriores, o el profesorado adscrito a la ERT [2].

Podrá actuar como cotutor académico cualquier miembro del PDI de la UPV.

Siguiendo lo aquí dispuesto, el tutor del proyecto es Luis Miguel García-Cuevas González profesor contratado doctor de la *UPV*, el cual dentro del grado de Ingeniería Aeroespacial, imparte clases en las asignaturas de Aerodinámica II (11898), Introducción a la Ingeniería Aeronáutica (11960) y Tecnología Aeroespacial (11880).

El trabajo se realizó siempre bajo la supervisión, dirección y orientación del tutor. Dicha coordinación se llevo a cabo de manera fundamentalmente telemática dada la necesidad del teletrabajo a consecuencia de la situación del *COVID-19*, utilizando para ello las herramientas dispuestas por la *UPV*, especialmente la aplicación de Microsoft Teams.

7.3 Sobre el Real Decreto 486/1997 sobre seguridad y salud en el lugar de trabajo

El marco legal español sobre seguridad y salud en el lugar de trabajo viene definido por el Real Decreto 486/1997 sobre seguridad y salud en el lugar de trabajo.

Aunque inicialmente la realización del presente proyecto fin de grado, esperaba ser en el edificio 6D del campus de Vera de la *UPV*, en el cual se encuentran las instalaciones del instituto CMT-Motores Térmicos. La situación de confinamiento general en España a consecuencia de la pandemia de *COVID-19*, obligó a la completa realización del proyecto de manera telemática en el domicilio del alumno, habiéndose realizado en el instituto CMT-Motores Térmicos, solo unas pocas reuniones de coordinación iniciales.

Cabe destacar que de esta forma, mediante el trabajo telemático, se cumplieron todas las disposiciones sobre distancia social y confinamiento domiciliario recogidas en el Real Decreto 463/2020 del 14 de marzo, por el que se limita la libertad de movimientos declarándose el estado de alarma para la gestión de la situación de crisis sanitaria ocasionada por el *COVID-19* [3].

En todo caso, en ambos lugares, tanto el domicilio personal como el edificio 6D del campus de Vera de la *UPV*, se cumplieron en todo momento las disposiciones sobre seguridad y salud en el lugar de trabajo, recogidas en el Real Decreto 486/1997.

7.4 Impacto en huella de carbono del trabajo fin de grado

Como se ha podido ver en el presente documento, principalmente en el segundo capítulo, los gases de efecto invernadero, fundamentalmente el CO₂, tienen efectos ampliamente negativos sobre el medio ambiente.

La emisiones de CO₂ son consustanciales a toda actividad humana, y su necesidad de reducción para poner freno al cambio climático actual, hace preciso su estudio y cálculo.

En este sentido, para el cálculo de la emisión de CO₂ como consecuencia del presente proyecto, se ha utilizado la web *Carbon Footprint*, cuyo funcionamiento esta avalado y certificado por las normativas ISO 9001:2015 y ISO 14001:2015.

Las distintas actividades que se incluyen en el cálculo de la huella de carbono son:

- Se calcula un consumo eléctrico total en equipos de ordenador y sistemas de iluminación de 165,12 kWh, tal y como se puede ver de forma más detallada en el capítulo 8.
- Para la climatización del puesto de trabajo en el domicilio personal del alumno, se utilizó un sistema de calefacción de gas natural de un consumo estimado de 174,85 kWh.
- Para las reuniones de coordinación que se realizaron en el edificio 6D previamente al confinamiento debido al *COVID-19*, se realizaron 4 viajes en tren de 120 km.
- Al no ser necesaria la impresión del trabajo fin de grado dada su entrega telemática no se consideran gastos de papel o impresión debidos al TFG.

De la suma de todos estos elementos, la herramienta de cálculo de la web *Carbon Footprint* estima una huella de carbono de 102,52 kg CO₂ emitidos como consecuencia de la realización de este trabajo fin de grado.

Capítulo 8

Presupuesto

Todo proyecto de investigación y desarrollo conlleva asociado un coste económico, derivado del trabajo humano y los equipos y medios necesarios en su realización. En este sentido, este último capítulo aborda el estudio detallado del coste económico del desarrollo y realización del proyecto.

8.1 Presupuesto desglosado

Para una mejor explicación y comprensión de los costes económicos derivados de la realización del proyecto, se presenta en primer lugar el presupuesto desglosado según los diferentes conceptos económicos.

8.1.1 Coste de personal

En la realización de este proyecto participaron tres personas, el autor Ignacio Cuenca Alcocel, el tutor Luis Miguel García-Cuevas González, profesor contratado doctor de la *UPV* y en calidad de colaborador, el personal de investigación del instituto CMT-Motores Térmicos, Fabio Alberto Gutiérrez Castro.

Para la estimación del salario del alumno, se utiliza como referencia la cuantía de las becas de colaboración del ministerio para la realización de trabajos fin de grado. Estas becas corresponden a 2000 € por un trabajo estimado de 300 horas, lo cual equivale a 6,67 €/h. Se estima que el alumno dedicó al presente proyecto un total de 8 horas al día durante 40 días lo cual equivale a 320 horas.

En cuanto al tutor Luis Miguel García-Cuevas González, al ser profesor contratado doctor de la *UPV*, el salario anual del mismo supone 29476 € por 1700 horas anuales, según el portal de transparencia de la *UPV*, lo cual equivale a 17,34 €/h.

En lo que respecta a la colaboración de Fabio Alberto Gutiérrez Castro, se utiliza como referencia el salario para ayudantes establecido por el portal de transparencia de la *UPV*, según dicho portal el salario anual de un ayudante supone 19005 € por 1700 horas anuales, esto equivale a 11,18 €/h.

Teniendo en cuenta la dedicación horaria de cada uno de los tres participantes en el presente proyecto, el coste estimado en salarios se puede ver en la tabla 8.1.

Sujeto	Horas dedicadas	Salario horario	Salario total
Ignacio Cuenca Alcocel	320	6,67 €/h	2.134,40 €
Luis Miguel García-Cuevas González	22	17,34 €/h	381,48 €
Fabio Alberto Gutiérrez Castro	45	11,18 €/h	503,10 €
			3.018,98 €

Tabla 8.1: Costes salariales del proyecto

Adicionalmente, en el caso de Luis Miguel García-Cuevas González y Fabio Alberto Gutiérrez Castro, al estar sus sueldos económicamente vinculados a la actividad de la *UPV*, el estado ha de abonar unas cuotas adicionales a la seguridad social sobre su salario bruto, tal y como se expone en la tabla 8.2:

Concepto	Cuantía
Contingencias comunes	23,60 %
Desempleo	6,70 %
Formación profesional	0,60 %
AT y EP	1,00 %
FOGASA	0,20 %
Total	32,10 %

Tabla 8.2: Desglose de las cuotas de la seguridad social

De la suma de las cuotas a la seguridad social y el coste salarial de los participantes en el proyecto, el coste total económico en personal se puede ver en la tabla 8.3.

Concepto	Cuantía
Coste total salarial	3.018,98 €
Coste total cuotas	283,06 €
Coste total personal	3.302,04 €

Tabla 8.3: Coste total en personal del proyecto

8.1.2 Costes de operación

En esta sección se evalúa el coste de operación del proyecto, el cual incluye los viajes realizados para su ejecución, las licencias de los programas utilizados y los consumos de electricidad y demás material necesario.

En cuanto a los desplazamientos realizados para la ejecución del proyecto, estos fueron muy reducidos, dada la situación de confinamiento general debida a la pandemia de *COVID-19* en España entre marzo y junio. Solo se realizaron 4 viajes en tren, de 120 km cada uno, con el objeto de realizar reuniones de coordinación sobre la realización y ejecución del proyecto. Todos estos viajes se realizaron previamente al confinamiento decretado el 13 de marzo de 2020. El coste de estos viajes sin IVA se puede ver en la tabla 8.4.

En cuanto a las licencias de los programas utilizados, para el desarrollo del proyecto se utilizaron principalmente los siguientes programas:

Concepto	Unidades	Coste unitario	Total
Desplazamiento en tren	4	12,73 €	50,92 €

Tabla 8.4: Tabla de costes de desplazamientos

- Para todos los cálculos realizados sobre los modelos de motor de oxicom-bustión, se utilizó el programa *VEMOD*, este es un *software* desarrollado por el propio instituto CMT-Motores Térmicos, por lo que es totalmente gratuito.
- Para el dibujo de los esquemas de los motores diseñados en *VEMOD*, se utilizó el programa *QElectroTech*, este se trata de un *software* completamente libre y gratuito.
- Para el postprocesado de los datos y su visualización gráfica se programó un código en el *software* de *Matlab*. La licencia utilizada de este programa es la proporcionada por la *UPV*, según la *web* de *MathWorks* el coste de dicha licencia es de 250 € por alumno y año. Para le ejecución de este trabajo se han empleado 4 meses lo cual implica un total de 83,33 € de la licencia anual.
- Dada la situación de confinamiento general y la obligación del teletrabajo a consecuencia de la pandemia de *COVID-19*, para la organización y coordinación del proyecto se utilizó el *software* de *Microsoft Teams*, la licencia de dicho programa es proporcionada por la *UPV* y tiene un coste mensual de 4,20 € en su versión anual.
- Para la redacción del proyecto se utilizó el *software online* de escritura *latex*, *Overleaf*, en su versión gratuita.

En balance, el coste en licencias del proyecto sin IVA se puede ver reflejado en la tabla 8.5.

Software	Meses	Coste mensual	Coste total
<i>Matlab</i>	4	20,83 €	83,32 €
<i>Microsof Teams</i>	4	4,20 €	16,80 €
			100,12 €

Tabla 8.5: Coste en licencias del proyecto

Para la realización del proyecto se utilizó un ordenador sobremesa, con dos pantallas conectadas, adicionalmente la habitación donde se realizó el proyecto estaba iluminada con unas lámparas fluorescentes y aclimatada con un sistema de

calefacción por gas natural. El consumo en kWh de todos estos equipos y su coste sin IVA, se puede ver en la tabla 8.6.

Concepto	Consumo [kWh]	Coste unitario [€/kWh]	Coste total
Ordenador sobremesa	128	0,22	28,16 €
Pantallas	25,6	0,22	5,63 €
Iluminación	11,52	0,22	2,53 €
Calefacción gas natural	174,85	0,06	10,49 €
			46,82 €

Tabla 8.6: Costes de consumos

Teniendo en cuenta que el IVA sobre los transportes es del 10 % y sobre las licencias de los programas utilizados y los consumos eléctricos es del 21 %. El balance general en costes de operación del proyecto se puede ver en la tabla 8.7.

Concepto	Coste	IVA	Coste total
Consumos eléctricos	46,82 €	21 %	56,65 €
Desplazamientos	50,92 €	10 %	56,01 €
Licencias informáticas	100,12 €	21 %	121,15 €
			233,81 €

Tabla 8.7: Costes totales de operación del proyecto

8.1.3 Costes de equipos

Como se ha mencionado en el apartado anterior, para la realización de este proyecto se hizo uso de un ordenador sobremesa con conexión a dos pantallas. El objetivo de esta sección es estudiar el coste en amortización de estos equipos generado por el proyecto.

El ordenador utilizado para este proyecto, se trata de un equipo sobremesa denominado *Hp Pavilion Gaming Desktop 690-00xx*, adquirido en 2019. Este ordenador esta equipado con un procesador *hexa-core* i7-8700 a 3,20 GHz, una memoria *RAM* de 16 GB y una tarjeta gráfica 1050 GTX de 2 GB. El coste de este equipo en el momento de su adquisición fue de 785,12 € sin IVA.

Las pantallas utilizadas son dos del modelo *HP 24fw* adquiridas en 2019 y de coste inicial en el momento de su adquisición de 115,70 € sin IVA, cada una.

Para la estimación del coste amortizado de la utilización de estos equipos, se considera un periodo de amortización de 5 años, con un valor residual al finalizar dicho periodo del 75 %. Teniendo en cuenta que el periodo de utilización de estos equipos para la realización del proyecto, ha sido de 4 meses, el coste amortizado de los mismos aparece calculado en la tabla 8.8.

Equipo	Coste de adquisición	Periodo de utilización	Coste amortizado
Ordenador sobremesa	785,12 €	4 meses	39,26 €
Pantalla	231,404 €	4 meses	11,57 €
			50,83 €

Tabla 8.8: Costes de amortización de equipos sin IVA

Teniendo en cuenta que el IVA de los equipos informáticos es del 21 %, el coste total de amortización de equipos es el que se muestra en la tabla 8.9.

Equipo	Coste	IVA	Coste total
Ordenador sobremesa	39,26 €	21 %	47,50 €
Pantalla	11,57 €	21 %	14,00 €
			61,50

Tabla 8.9: Costes de amortización de equipos con IVA

8.1.4 Coste total

De la suma de todos los costes expuestos en los apartados anteriores se obtiene el coste total de realización del proyecto, tal y como se muestra en la tabla 8.10.

Concepto	Cuantía
Coste de personal	3.302,04 €
Coste de operación	197,86 €
Coste de equipos	50,83 €
IVA	740,05 €
	4.290,77 €

Tabla 8.10: Coste total del proyecto

En conclusión el proyecto expuesto en este documento tiene un coste total estimado de **4.290,77 €**.

8.1.5 Margen neto y beneficio

El margen neto de un proyecto de las características del aquí presentado en el sector aeroespacial, suele oscilar entre un 5 % y un 10 %. Teniendo en cuenta la definición del margen neto vista en la fórmula 8.1, el ingreso total del proyecto se puede estimar entre 4.516,6 € y 4.767,52 €.

$$\text{Margen neto} = \frac{\text{Ingresos} - \text{Costes totales}}{\text{Ingresos}} \cdot 100 \sim 5 - 10 \% \quad (8.1)$$

Teniendo en cuenta un impuesto de sociedades equivalente al 25 % sobre el beneficio neto, siendo el beneficio neto 56,46 € y 119,18 €.

Bibliografía

Tabla de referencias del Capítulo 1

- [1] EPA. “Nitrogen Oxides (NO_x), Why and How They Are Controlled”. En: (1999) (vid. pág. 6).
- [2] Czestochowa University of Technology. “The kinetics of nitrogen oxides formation in the flame gas”. En: *Economic and Environmental Studies* (2015) (vid. pág. 6).
- [3] Massachusetts Institute of Technology. “Experimental and Theoretical Study of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines”. En: *GORDON AND BREACH, SCIENCE PUBLISHERS* (1970) (vid. pág. 6).
- [4] Stephen R. Turns. *An introduction to combustion: concepts and applications*. 2.^a ed. McGraw-Hill, 2000 (vid. pág. 7).
- [5] R.W. Dibble J. Warnatz U. Maas. *Combustion Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation*. 4.^a ed. Springer, 2006 (vid. págs. 10-12).
- [6] Technical University of Denmark. “Modeling Nitrogen Chemistry in Combustion”. En: () (vid. pág. 12).
- [7] William C.Trogler. “Physical properties and mechanisms of formation of nitrous oxide”. En: *Elsevier* (1998) (vid. pág. 14).
- [8] European Environment Agency. *Emissions of the main air pollutants in Europe*. 2015. URL: <https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/indicators/main-anthropogenic-air-pollutant-emissions/assessment-6#tab-used-in-publications> (visitado) (vid. pág. 16).
- [9] Sivakumaran Sivaramanan. “ACID RAIN, CAUSES, EFFECTS AND CONTROL STRATEGIES”. En: *ResearchGate* (2015) (vid. pág. 17).
- [10] Real Academia Española. *Definición de esmog*. 2019. URL: <https://dle.rae.es/esmog> (visitado) (vid. pág. 18).

-
- [11] Nancy A. Marley Jeffrey S. Gaffney y John F. Frederick. *ENVIRONMENTAL AND ECOLOGICAL CHEMISTRY - Volume II*. 1.^a ed. Encyclopedia of Life Support Systems, 2009 (vid. pág. 18).
- [12] Peter V.Hobbs John M.Wallace. *Atmospheric Chemistry*. 2.^a ed. Elsevier, 2006 (vid. pág. 18).
- [13] Jack G. Calvert. “Hydrocarbon Involvement in Photochemical Smog Formation in Los Angeles Atmosphere”. En: (1975) (vid. pág. 19).
- [14] J. H. Seinfeld S. K. Friedlander. “A Dynamic Model of Photochemical Smog”. En: (1969) (vid. pág. 19).
- [15] Tahamtan Pishgharavol. *Photochemical smog*. URL: <http://www.markedbyteachers.com/as-and-a-level/geography/photochemical-smog-3.html> (vid. pág. 20).
- [16] Environmental Protection Agency of USA EPA. “Smog—Who Does It Hurt?”. En: (1999) (vid. pág. 20).
- [17] NOAA. “Stratospheric Ozone”. En: (2008) (vid. pág. 20).
- [18] A. R. Ravishankara R. W. Portmann J. S. Daniel. “Stratospheric ozone depletion due to nitrous oxide: influences of other gases”. En: *US National Library of Medicine* (2011) (vid. pág. 20).
- [19] Drew Shindell (USA) Gunnar Myhre (Norway). *Anthropogenic and Natural Radiative Forcing*. 1.^a ed. 2013 (vid. pág. 21).
- [20] Prima Madan Andy Reisinger Richard Nottage. *Climate Change 2007 Synthesis Report*. 1.^a ed. Intergovernmental Panel on Climate Change, 2007 (vid. pág. 21).
- [21] Michel André. “The ARTEMIS European driving cycles for measuring car pollutant emissions”. En: *Elsevier* (2004) (vid. pág. 23).
- [22] Jelica Pavlovic Alessandro Marotta. “Gaseous Emissions from Light-Duty Vehicles: Moving from NEDC to the New WLTP Test Procedure”. En: (2015) (vid. págs. 23-26).
- [23] Patrick Debal Luc Pelkmans. “Comparison of on-road emissions with emissions measured on chassis dynamometer test cycles”. En: *Elsevier* (2006) (vid. pág. 24).
- [24] J.Muñoz A.Ramos. “NOx emissions from diesel light duty vehicle tested under NEDC and real-world driving conditions”. En: *Elsevier* (2018) (vid. pág. 24).
- [25] Vineet Sood SunilKumar Pathaka. “Real world vehicle emissions: Their correlation with driving parameters”. En: *Elsevier* (2016) (vid. pág. 24).
- [26] Mark A.J.Huijbregts Rik Oldenkamp Rosalievean Zelm. “Valuing the human health damage caused by the fraud of Volkswagen”. En: *Elsevier* (2016) (vid. pág. 24).

- [27] *Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Cycle (WLTC)*. 2019. URL: <https://dieselnet.com/standards/cycles/wltp.php> (vid. pág. 25).
- [28] *European Union emission regulations*. 2020. URL: <https://dieselnet.com/standards/eu/ld.php> (vid. págs. 26-28).
- [29] N.P. Komninos. “Assessing the effect of mass transfer on the formation of HC and CO emissions in HCCI engines, using a multi-zone model”. En: *Elsevier* (2009) (vid. pág. 27).
- [30] K. Nakanishi K. Matsumoto T. Inoue y T. Okumura. “The Effects of Combustion Chamber Design and Compression Ratio on Emissions, Fuel Economy and Octain Number Requirement”. En: *JSTOR* (1977) (vid. pág. 31).
- [31] Hamit Solmaz Alper Calam. “Investigation of effect of compression ratio on combustion and exhaust emissions in A HCCI engine”. En: *Elsevier* (2019) (vid. pág. 32).
- [32] R. L. Bechtold y W. F. Marshall. “VALVE TIMING-ITS EFFECT ON EMISSIONS AND FUEL ECONOMY”. En: *UNITED STATES ENERGY RESEARCH AND DEVELOPMENT ADMINISTRATION* (1977) (vid. pág. 33).
- [33] Tianyu Zhu Haiqiao Wei. “Gasoline engine exhaust gas recirculation – A review”. En: *Elsevier* (2012) (vid. pág. 34).
- [34] Youngjin Cho Jinyoung Cha Junhong Kwon. “The Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on Combustion Stability, Engine Performance and Exhaust Emissions in a Gasoline Engine”. En: *KSME International Journal* (2001) (vid. págs. 34, 35).
- [35] Changlin Yang Yoshiyuki Kidoguchi y Kei Miwa. “Effect of High Squish Combustion Chamber on Simultaneous Reduction of NO_x and Particulate from a Direct-Injection Diesel Engine”. En: *SAE TECHNICAL PAPER SERIES* (1999) (vid. pág. 35).
- [36] Prashant G Kamblec S V Channapattanaa Abhay A Pawarb. “Effect of Injection Pressure on the Performance and Emission Characteristics of VCR engine using Honne Biodiesel as a Fuel”. En: *Elsevier* (2015) (vid. págs. 36, 37).
- [37] *Subsystems Required to Control Low Temperature Combustion Engines*. URL: <https://www.ni.com/es-es/innovations/white-papers/11/subsystems-required-to-control-low-temperature-combustion-engine.html> (visitado) (vid. pág. 39).
- [38] Gonzalo Gago Bachiller. “Revisión del Estado Actual de los Motores de Combustión Interna Alternativos de Inyección”. En: *Trabajo fin de grado Universidad de Sevilla* (2017) (vid. pág. 40).
- [39] P. K. Pistikopoulos K. N. Pattas A. M. Stamatelos. “Transient Modeling of 3-Way Catalytic Converters”. En: *SAE* (1994) (vid. pág. 40).

Tabla de referencias del Capítulo 2

- [1] J. Klosek A.R. Smith. “A review of air separation technologies and their integration with energy conversion processes”. En: *Elsevier* (2001) (vid. págs. 45, 50-52, 55, 56, 59, 61).
- [2] Andrés Hombrados Sánchez Pedro Luis Clavería Vila Miguel Angel Lozano Serrano. “Modelización y simulación de plantas criogénicas de separación de aire con hysys”. En: *ResearchGate* (2001) (vid. págs. 46, 48, 49).
- [3] Luis Miguel Romeo Jiménez. *Captura y almacenamiento de CO₂*. 1.^a ed. Universidad de Zaragoza, 2010 (vid. págs. 47, 48).
- [4] Iman Ahmadi Kakavandi. “Dynamic modeling of nitrogen adsorption on zeolite 13x bed”. En: (2017) (vid. pág. 50).
- [5] Sang-Jin Lee. “Parametric Study of the Three-Bed Pressure-Vacuum Swing Adsorption Process for High Purity O₂ Generation from Ambient Air”. En: (2007) (vid. pág. 50).
- [6] A. S. Carpenter. “Absorption of Oxygen by Rubbers”. En: () (vid. pág. 51).
- [7] Mohammed Md Mamoon Rashid. “Hydrogen Production by Water Electrolysis: A Review of Alkaline Water Electrolysis, PEM Water Electrolysis and High Temperature Water Electrolysis”. En: *ResearchGate* (2015) (vid. págs. 52, 53).
- [8] Xuefeng Zhu y Shumin Sun. “New concept on air separation”. En: *Elsevier* (2008) (vid. pág. 54).
- [9] Josefine Marx y Peter Markewitz. “Ecological evaluation of coal-fired Oxy-fuel power plants -cryogenic versus membrane-based air separation-”. En: *Elsevier* (2013) (vid. pág. 54).
- [10] Takehiko Takahashi. “Electrical conduction in the sintered oxides of the system Bi₂O₃BaO”. En: *Elsevier* (1976) (vid. pág. 57).
- [11] B. Cales. “Oxygen semipermeability and electronic conductivity in calcia-stabilized zirconia”. En: *SpringerLink* (1982) (vid. pág. 57).
- [12] Yasutake Teraoka. “Oxygen permeation through perovskite-type oxides”. En: *Chemical Society of Japan* (1985) (vid. pág. 57).
- [13] Alba Arratibel Plazaola. “Mixed Ionic-Electronic Conducting Membranes (MIEC) for Their Application in Membrane Reactors: A Review”. En: *Processes* (2019) (vid. págs. 57, 58, 62, 69, 71, 73, 74).
- [14] Steffen Werth Haihui Wang. “Perovskite Hollow-Fiber Membranes for the Production of Oxygen-Enriched Air”. En: *Zuschriften* (2005) (vid. pág. 57).
- [15] Liu Yutie. “Mixed Conducting Ceramics for Catalytic Membrane Processing”. En: *Taylor Francis* (2006) (vid. págs. 57, 58, 62).

- [16] Stefan Engels. “Oxygen permeation and stability investigations on MIEC membrane materials under operating conditions for power plant processes”. En: *Elsevier* (2010) (vid. págs. 57, 71).
- [17] J. Sunarso. “Mixed ionic–electronic conducting (MIEC) ceramic-based membranes for oxygen separation”. En: *Elsevier* (2008) (vid. págs. 57, 64, 71).
- [18] J. Xu Sherman. “Oxygen permeation rates through ion-conducting perovskite membranes”. En: *Chemical Engineering Science, Pergamon* (1999) (vid. págs. 63-67).
- [19] Paul N. Dyer. “Ion transport membrane technology for oxygen separation and syngas production”. En: *Elsevier* (2000) (vid. págs. 63).
- [20] C.S. Chen. “Thickness dependence of oxygen permeation through stabilized bismuth oxide-silver composites”. En: *Elsevier* (1997) (vid. págs. 65, 66).
- [21] S. Engels. “Simulation of a membrane unit for oxyfuel power plants under consideration of realistic BSCF membrane properties”. En: *Elsevier* (2010) (vid. págs. 67, 68, 78).
- [22] Y. Yang Wei. “Dense ceramic oxygen permeable membranes and catalytic membrane reactors”. En: *Elsevier* (2013) (vid. págs. 69).
- [23] Q. Jiang. “A Review of Mixed Ionic and Electronic Conducting Ceramic Membranes as Oxygen Sources for High-Temperature Reactors”. En: *Elsevier* (2011) (vid. págs. 69).
- [24] Y. Liu. “Membrane Processing Mixed Conducting Ceramics for Catalytic Membrane Processing”. En: *Taylor Francis* (2006) (vid. págs. 70).
- [25] X. Zhu. “Critical Factors Affecting Oxygen Permeation Through Dual-phase Membranes. In Inorganic Polymeric and Composite Membranes: Structure, Function and Other Correlations”. En: *Elsevier* (2011) (vid. págs. 70).
- [26] M. Nawaz. “Facile synthesis and characterization of monocrystalline cubic”. En: *Elsevier* (2007) (vid. págs. 70).
- [27] J. Hoon. “Contribution of the surface exchange kinetics to the oxygen transport properties in $Gd_{0,1}Ce_{0,9}O_2$ $La_{0,6}Sr_{0,4}Co_{0,2}Fe_{0,8}O_3$ dual-phase membrane”. En: *Elsevier* (2013) (vid. págs. 70).
- [28] E. Ganji. “A. Order–disorder transition and phase stability of $Ba_{0,5}Sr_{0,5}Co_{0,8}Fe_{0,2}O_3$ oxides”. En: (2011) (vid. págs. 71).
- [29] E.G. Babakhani. “Structure Stability and Oxygen Permeability of Perovskite-type Oxides of $Ba_{0,5}Sr_{0,5}Co_{0,8}Fe_{0,1}R_{0,1}O_3$ (R = Al, Mn, Fe, Ce, Cr, Ni, Co)”. En: *Elsevier* (2012) (vid. págs. 71).
- [30] Xin Shao. “Microchannel structure of ceramic membranes for oxygen separation”. En: *Elsevier* (2016) (vid. págs. 71, 72).
- [31] J. Kim. “Synthesis and oxygen permeation properties of ceramic-metal dual-phase membranes”. En: *Elsevier* (2000) (vid. págs. 72, 73).

- [32] Ewald M. Pfaff. “Design of a Mixed Ionic/Electronic Conducting Oxygen Transport Membrane Pilot Module”. En: *RWTH Aachen University* (2011) (vid. págs. 75, 77).
- [33] Jaap F. Vente. “On the full-scale module design of an air separation unit using mixed ionic electronic conducting membranes”. En: *Elsevier* (2005) (vid. págs. 75, 76).
- [34] NOAA. *If carbon dioxide hits a new high every year, why isn't every year hotter than the last?* 2020. URL: <https://www.climate.gov/news-features/climate-qa/if-carbon-dioxide-hits-new-high-every-year-why-isn%E2%80%99t-every-year-hotter-last> (visitado) (vid. pág. 79).
- [35] European Environment Agency EEA. *Sectoral greenhouse gas emissions by IPCC sector*. 2016. URL: <https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/daviz/change-of-co2-emissions-2#tab-dashboard-01> (vid. pág. 80).
- [36] Erneuerbare-Energien-und-Klimaschutz.de. *Specific Carbon Dioxide Emissions of Various Fuels*. 2015. URL: https://www.volker-quaschnig.de/datserv/CO2-spez/index_e.php (vid. pág. 80).
- [37] Anny Cazenave. “Contemporary Sea Level Rise”. En: *Annual Review of Marine Science* (2010) (vid. pág. 81).
- [38] S. Solomon. “The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change”. En: *Cambridge University Press* (2007) (vid. pág. 81).
- [39] Dim Comou. “A decade of weather extremes”. En: *Nature Climate Change* (2012) (vid. pág. 82).
- [40] United Nations Environment Programme UNEP. “The Emissions Gap Report 2012”. En: (2012) (vid. pág. 82).
- [41] UHaibo Wu. “Study on the Key Technology of CO2 Compression and Purification in Oxy-Fuel Combustion Coal-Fired Power Plant”. En: *ResearchGate* (2019) (vid. pág. 82).
- [42] *Tablas termodinámicas*. URL: <http://files.pfernandezdiez.es/Termodinamica/PDFs/17Termod.pdf> (vid. pág. 83).

Tabla de referencias del Capítulo 3

- [1] Jorge Arenas. *El nuevo motor 1.3 de gasolina fabricado por Renault y Daimler hereda la tecnología del Nissan GT-R*. 2017. URL: <https://www.eleconomista.es/ecomotor/motor/noticias/8801087/12/17/El-nuevo-motor-13-de-gasolina-fabricado-por-Renault-y-Daimler-hereda-la-tecnologia-del-Nissan-GTR.html> (vid. págs. 86, 88).

- [2] Diego M. *Asociación francesa denuncia consumo excesivo de aceite en el motor Renault 1.2 TCe*. 2019. URL: <https://www.academiadelmotor.es/asociacion-francesa-denuncia-consumo-excesivo-de-aceite-en-el-motor-renault-1-2-tce/> (vid. pág. 86).
- [3] *Nissan HR engine*. URL: https://en.wikipedia.org/wiki/Nissan_HR_engine (vid. pág. 88).
- [4] *Nissan Qashqai*. URL: https://www-europe.nissan-cdn.net/content/dam/Nissan/es/brochures/E-Catalogo_Qashqai_ES.pdf (vid. pág. 88).
- [5] *Renault España*. URL: <https://www.renault.es/> (vid. pág. 88).
- [6] *Nissan España*. URL: <https://www.nissan.es/> (vid. pág. 88).

Tabla de referencias del Capítulo 7

- [1] Ministerio de Trabajo y Asuntos Sociales. *Real Decreto 486/1997, de 14 de abril, por el que se establecen las disposiciones mínimas de seguridad y salud en los lugares de trabajo*. 1997. URL: <https://www.boe.es/buscar/act.php?id=BOE-A-1997-8669&t=1&p=20041113> (vid. pág. 164).
- [2] Consejo de Gobierno 7 de marzo de 2013. *Normativa marco de trabajos fin de grado y fin de máster Universitat Politècnica de València*. 2013. URL: https://www.upv.es/entidades/ETSIAMN/info/Normativa_Marco_TFG.pdf (vid. págs. 164-168).
- [3] Relaciones con las Cortes y Memoria Democrática Ministerio de la Presidencia. *Real Decreto 463/2020, de 14 de marzo, por el que se declara el estado de alarma para la gestión de la situación de crisis sanitaria ocasionada por el COVID-19*. 2020. URL: https://www.boe.es/diario_boe/txt.php?id=BOE-A-2020-3692 (vid. pág. 169).

