

Motores **de combustión** **interna** **alternativos**

Motores de combustión interna alternativos

Editores

Prof. F. Payri

Prof. J. M. Desantes



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

EDITORIAL



EDITORIAL
REVERTÉ

Barcelona · Bogotá · Buenos Aires · Caracas · México

5ª Reimpresión, 2015

© F. Payri, J.M. Desantes (editores), 2011

© De la presente edición

Universitat Politècnica de València, 2011

ISBN: 978-84-8363-705-0

Ref: 0809_04_01_05

Editorial Reverté, S. A., 2011

ISBN: 978-84-291-4802-2

Distribución:

EDITORIAL REVERTÉ, S. A.

Loreto, 13-15, Local B

08029 Barcelona

Tel: (34) 93 419 33 36

Fax: (34) 93 419 51 89

reverte@reverte.com

www.reverte.com

Reservados todos los derechos. La reproducción total o parcial de esta obra, por cualquier medio o procedimiento, comprendidos la reprografía y el tratamiento informático, y la distribución de ejemplares de ella mediante alquiler o préstamo públicos, queda rigurosamente prohibida sin la autorización escrita de los titulares del copyright, bajo las sanciones establecidas por las leyes.

Impreso en papel Coral Book



Impreso en España - *Printed in Spain*

Depósito legal: V-2866-2011

Impresión y encuadernación: ByPrint Percom S.L.

1368

Prólogo

Se van a cumplir 30 años desde la primera edición del libro Motores de Combustión Interna Alternativos, dirigido por M. Muñoz y F. Payri, que desde entonces ha sido ampliamente utilizado como libro de texto y se ha convertido en algo así como un clásico de la literatura técnica en castellano relativa a este tipo de motores. No es por tanto de extrañar que, con el paso de los años, y más tratándose de un campo en constante evolución, dicha obra haya quedado obsoleta, al menos en determinados aspectos. Por otra parte, tampoco son abundantes, ni demasiado recientes, los textos en castellano que aborden este tema. Estas consideraciones proporcionan en parte la razón de ser a este nuevo texto, que nace entre otras con la vocación de paliar en lo posible estas carencias.

Una lectura del libro trasluce que los 30 años transcurridos han permitido generar una importante cantidad de ciencia a los autores y bastaría hacer una simple revisión bibliográfica para comprobar que en el libro están reflejadas más de 50 tesis doctorales y numerosos artículos en revistas y ponencias en congresos de los propios autores.

A lo largo de los capítulos que comprende la obra, se ha dado primacía a los aspectos relativos a los procesos termofluidodinámicos de los motores de combustión interna alternativos (MCIA), que se han tratado de cubrir en detalle y con profundidad. Además, se han incluido capítulos dedicados a la cinemática y dinámica del motor, así como a sus elementos constructivos, para de esta forma ofrecer un compendio sobre los motores alternativos y proporcionar al lector una visión suficientemente global.

El texto, cuya orientación es básicamente académica, está dirigido sobre todo a estudiantes que cursen una materia básica o avanzada sobre MCIA en los últimos cursos de ingeniería o de máster, a quienes resultará útil fundamentalmente como libro de consulta, aunque sin renunciar a que pueda ser de utilidad a otras personas interesadas en la materia. Se ha supuesto que los potenciales lectores del libro ya tienen unos conocimientos en materias de corte básico, como son la mecánica de fluidos, la termodinámica, la transmisión de calor, la termoquímica, etc., debidamente asentados. Sin embargo, se ha considerado conveniente incluir breves recordatorios e incluso algunos capítulos específicos en que se abordan conceptos fundamentales de especial relevancia en los MCIA, y que proporcionan un cuerpo de doctrina común para otros capítulos de corte más tecnológico.

A lo largo del libro se ha intentado potenciar la inclusión de conceptos que sean permanentes, poco susceptibles en principio de cambiar en el horizonte razonable de vida de un libro de texto. Por ello no se ha insistido en exceso en aspectos tecnológicos que vienen esencialmente determinados por las condiciones de contorno socioeconómicas de la evolución de los MCIA, tales como la legislación de protección medioambiental, las exigencias de los consumidores, el precio de los combustibles, etc.

En la redacción del texto han participado treinta y cuatro autores, todos ellos con un largo historial de docencia e investigación en el área de los MCIA en nuestro país. Esta proliferación de autores tiene algún inconveniente, como el esfuerzo de coordinación que ha sido necesario realizar, o el hecho de que el estilo y la forma de presentar los temas sea lógicamente algo más heterogénea que con un número más reducido de autores. Como contrapartida, se pueden destacar las siguientes ventajas:

- La colaboración de un gran número de autores ha permitido que el contenido y el alcance del texto sean más amplios y por tanto menos sesgados.
- Un amplio número de autores aporta sin duda riqueza al texto y da cabida a estilos, a formas de introducir y organizar los temas e incluso a opiniones (en lo que de opinable tengan los MCIA) diferentes.
- La inclusión de profesores e investigadores con áreas de interés y de especialización diferentes en el campo de los MCIA supone sin duda un valor añadido para el texto, puesto que los diferentes capítulos han sido redactados en la mayoría de los casos por expertos en el tema.

Esperamos que, además de constituir una herramienta útil tanto para nuestros compañeros profesores como para los futuros ingenieros, este libro sea fiel reflejo de la vocación didáctica de sus autores y deje traslucir su genuino interés por los MCIA, para ser así capaz de despertar un interés similar en cuantos dediquen tiempo a su estudio.

Valencia, verano 2011
Los editores

Relación de autores

Armas Vergel, Octavio	U. de Castilla La Mancha	octavio.armas@uclm.es
Ballesteros Yáñez, Rosario	U. de Castilla La Mancha	rosario.ballesteros@uclm.es
Benajes Calvo, Jesús	U. Politècnica de València	jbenajes@mot.upv.es
Bermúdez Tamarit, Vicente	U. Politècnica de València	bermudez@mot.upv.es
Broatch Jacobi, Alberto	U. Politècnica de València	abroatch@mot.upv.es
Casanova Kindelán, Jesús	U. Politècnica de Madrid	jesus.casanova@upm.es
Climent Puchades, Héctor	U. Politècnica de València	hcliment@mot.upv.es
Desantes Fernández, José M.	U. Politècnica de València	jmdesant@mot.upv.es
Galindo Lucas, José	U. Politècnica de València	galindo@mot.upv.es
García Oliver, José M.	U. Politècnica de València	jgarciao@mot.upv.es
Giménez Olavarria, Blanca	U. de Valladolid	blagim@eii.uva.es
Guardiola García, Carlos	U. Politècnica de València	carguaga@mot.upv.es
Hernández Adrover, Juan J.	U. de Castilla La Mancha	juanjose.hernandez@uclm.es
Horrillo Güemes, Alfonso	U. de Valladolid	alfhor@cidaut.es
Lapuerta Amigo, Magín	U. de Castilla La Mancha	magin.lapuerta@uclm.es
Lecuona Neumann, Antonio	U. Carlos III de Madrid	lecuona@ing.uc3m.es
López Sánchez, J. Javier	U. Politècnica de València	jolosan3@mot.upv.es
Luján Martínez, José M.	U. Politècnica de València	jlujan@mot.upv.es
Macián Martínez, Vicente	U. Politècnica de València	vmacian@mot.upv.es
Molina Alcaide, Santiago	U. Politècnica de València	samolina@mot.upv.es
Navarro Arévalo, Emilio	U. Politècnica de Madrid	emilio.navarro@upm.es
Nogueira Goriba, José I.	U. Carlos III de Madrid	goriba@ing.uc3m.es
Olmeda González, Pablo C.	U. Politècnica de València	pabolgong@mot.upv.es

Pastor Soriano, José V.	U. Politècnica de València	jpastor@mot.upv.es
Payri González, Francisco	U. Politècnica de València	fpayri@mot.upv.es
Payri Marín, Raúl	U. Politècnica de València	rpayri@mot.upv.es
Rodríguez Antón, Luis M.	U. Politècnica de Madrid	lm.rodriguez@upm.es
Rodríguez Aumente, Pedro A.	U. Carlos III de Madrid	augment@ing.uc3m.es
Salvador Rubio, F. Javier	U. Politècnica de València	fsalvado@mot.upv.es
Serrano Cruz, José R.	U. Politècnica de València	jserran@mot.upv.es
Tinaut Fluixá, Francisco V.	U. de Valladolid	tinaut@eis.uva.es
Tormos Martínez, Bernardo	U. Politècnica de València	betormos@mot.upv.es
Torregrosa Huguet, Antonio J.	U. Politècnica de València	atorreg@mot.upv.es
Valdés del Fresno, Manuel	U. Politècnica de Madrid	manuel.valdes@upm.es

Índice de materias

Prólogo	VII
Relación de autores	IX
Nomenclatura	XIX
1 Introducción histórica	
M. Valdés, S. Molina	
1.1 Introducción.....	2
1.2 Antecedentes históricos de los MCIA.....	4
1.3 Los motores de combustión interna alternativos.....	8
1.4 Historia reciente de los motores de combustión interna alternativos.....	14
1.5 Resumen	22
Referencias y bibliografía	22
2 Clasificación de los MCIA	
J. Benajes, E. Navarro	
2.1 Introducción.....	24
2.2 Potencial y debilidades de los MCIA.....	25
2.3 Criterios de clasificación y características diferenciadoras	26
2.4 Diferencias fundamentales entre MEC y MEP	35
2.5 Principales campos de aplicación.....	41
2.6 Resumen	42
Referencias y bibliografía	42
3 Parámetros básicos	
A. Lecuona, P. A. Rodríguez	
3.1 Introducción y objetivos.....	44
3.2 Parámetros geométricos	44
3.3 Parámetros de funcionamiento	50
3.4 Parámetros indicados y efectivos	57
3.5 Relaciones más importantes entre parámetros	65
3.6 Curvas características.....	67
3.7 Resumen	68
Referencias y bibliografía	69

4 Ciclos de trabajo**O. Armas, A. Lecuona**

4.1	Introducción	72
4.2	Definición de ciclos. Clasificación	72
4.3	Diferencias fenomenológicas entre ciclos teóricos y reales	73
4.4	Ciclos teóricos de aire estándar	78
4.5	Efecto de los parámetros del ciclo	82
4.6	Otros ciclos teóricos.....	85
4.7	Resumen.....	89
	Referencias y bibliografía.....	90

5 Pérdidas de calor. Refrigeración**A. J. Torregrosa, P. Olmeda**

5.1	Introducción	92
5.2	La transmisión de calor en el cilindro.....	92
5.3	Flujos térmicos en el motor	106
5.4	Sistemas de refrigeración.....	112
5.5	Introducción a la gestión térmica.....	116
5.6	Resumen.....	121
	Referencias y bibliografía.....	122

6 Lubricación y aceites**V. Macián, B. Tormos**

6.1	Introducción	124
6.2	Modos o regímenes de lubricación	124
6.3	La lubricación de los motores.....	126
6.4	Sistema de lubricación y componentes.....	137
6.5	Características de los aceites lubricantes de motor.....	142
6.6	Clasificaciones de los aceites lubricantes de motor.....	145
6.7	Análisis de los aceites en uso como herramienta de diagnóstico	148
6.8	Resumen.....	149
	Referencias y bibliografía.....	150

7 Pérdidas mecánicas**V. Bermúdez, B. Tormos**

7.1	Introducción	152
7.2	Clasificación de las pérdidas mecánicas.....	153
7.3	Procedimientos para determinar las pérdidas mecánicas.....	165
7.4	Resumen.....	171
	Referencias y bibliografía.....	172

8 Flujo en conductos de admisión y escape

A. J. Torregrosa, B. Giménez

8.1	Introducción.....	174
8.2	Origen y naturaleza del flujo.....	174
8.3	Análisis estacionarios y cuasiestacionarios.....	175
8.4	Propagación adiabática de ondas en conductos.....	180
8.5	Flujo no adiabático.....	191
8.6	Resumen.....	199
	Referencias y bibliografía.....	200

9 Renovación de la carga en motores 4T

J. R. Serrano, J. Galindo

9.1	Introducción.....	202
9.2	Parámetros que caracterizan el proceso de renovación de la carga.....	204
9.3	Efecto de las pérdidas de carga. Influencia en el diseño de pipas y válvulas.....	208
9.4	Efecto de la compresibilidad. Influencia en el diseño de válvulas.....	210
9.5	Efecto de inercia del fluido. Diagrama de distribución.....	214
9.6	Efecto de las ondas de presión. Diseño de colectores.....	221
9.7	Efecto del calentamiento.....	229
9.8	Síntesis.....	230
9.9	Efecto de otros sistemas de motor.....	232
9.10	Resumen.....	237
	Referencias y bibliografía.....	237

10 Renovación de la carga en motores de 2T

H. Climent, B. Giménez

10.1	Introducción.....	240
10.2	El proceso de barrido. Tipos de barrido.....	244
10.3	Coefficientes para evaluar el proceso de barrido.....	248
10.4	Procesos de barrido teóricos: desplazamiento perfecto y mezcla perfecta.....	252
10.5	Flujo en lumbreras.....	255
10.6	Diseño de lumbreras.....	257
10.7	Diseño del sistema de escape en MEP.....	262
10.8	Aspectos tecnológicos.....	265
10.9	Resumen.....	269
	Referencias y bibliografía.....	269

11 Sobrealimentación

F. Payri, J. R. Serrano

11.1	Introducción.....	272
11.2	Justificación de la sobrealimentación.....	272
11.3	Consecuencias sobre el comportamiento del motor.....	274
11.4	Clasificación de los sistemas de sobrealimentación.....	278
11.5	Turbosobrealimentación.....	283

11.6 Dificultades en la implementación de la turbosobrealimentación.....	301
11.7 Síntesis y perspectivas futuras	315
11.8 Resumen.....	321
Referencias y bibliografía.....	322
12 Movimiento del aire en el cilindro	
J. M. Desantes, J. V. Pastor	
12.1 Introducción.....	324
12.2 Características generales del flujo interno en motores	325
12.3 Descripción del movimiento del aire en el cilindro.....	332
12.4 Interacción del aire con el chorro de combustible.....	350
12.5 Resumen.....	351
Referencias y bibliografía.....	352
13 Introducción a la combustión	
J. M. Desantes, S. Molina	
13.1 Introducción	354
13.2 Termoquímica de la combustión.....	355
13.3 Cinética química de la combustión.....	365
13.4 Ecuaciones de conservación para flujo reactivo.....	371
13.5 Clasificación de los procesos de combustión típicos en MCIA	373
13.6 Resumen.....	388
Referencias y bibliografía.....	388
14 Combustibles	
M. Lapuerta, J. J. Hernández	
14.1 Introducción.....	390
14.2 Definición y clasificación	390
14.3 Historia de los combustibles.....	391
14.4 Procesos de producción	393
14.5 Propiedades fisico-químicas de los combustibles	401
14.6 Parámetros termoquímicos de los combustibles.....	407
14.7 Normativas y directivas	410
14.8 Combustibles de sustitución	411
14.9 Resumen.....	412
Referencias y bibliografía.....	413
15 Emisiones contaminantes	
M. Lapuerta, R. Ballesteros	
15.1 Introducción.....	416
15.2 Parámetros para caracterizar emisiones.....	417
15.3 Óxidos de nitrógeno: Formación y efectos.....	419
15.4 Monóxido de carbono: Formación y efectos	424
15.5 Hidrocarburos: Formación y efectos	427

15.6 Partículas: Formación y efectos	431
15.7 Otras emisiones	440
15.8 Emisiones de efecto invernadero	441
15.9 Resumen	443
Referencias y bibliografía	443
16 Requerimientos y formación de la mezcla en MEP	
F. V. Tinaut, A. Horrillo	
16.1 Introducción. Tipos de requerimientos de la mezcla en MEP	446
16.2 Requerimientos cuantitativos de la mezcla aire-combustible	447
16.3 Requerimientos de dosado en función de las variables operativas del motor.....	457
16.4 Carburadores	460
16.5 Sistemas de inyección	471
16.6 Inyección directa de gasolina	485
16.7 Formación de la mezcla con combustibles gaseosos	492
16.8 Resumen	496
Referencias y bibliografía	497
17 Encendido eléctrico	
L. M. Rodríguez, E. Navarro	
17.1 Introducción.....	500
17.2 Teoría del encendido	500
17.3 Principio de funcionamiento del sistema eléctrico de encendido	508
17.4 Sistemas de encendido	521
17.5 Las bujías.....	531
17.6 Resumen	534
Referencias y bibliografía	535
18 Combustión en MEP	
F. V. Tinaut, J. J. López	
18.1 Introducción. Nociones del proceso	538
18.2 Combustión normal	542
18.3 Combustión anormal	561
18.4 Emisiones contaminantes	568
18.5 Cámaras de combustión en MEP	572
18.6 Resumen	575
Referencias y bibliografía	577
19 Formación de la mezcla en MEC. Inyección de combustible	
R. Payri, F. J. Salvador	
19.1 Introducción.....	580
19.2 Definición y funciones de un sistema de inyección Diesel.....	581
19.3 Funcionamiento de un sistema de inyección Diesel: El sistema common rail	581
19.4 El flujo interno en toberas de inyección diesel	586

19.5 Descripción general del chorro Diesel.....	597
19.6 El proceso de atomización de un chorro Diesel. Regímenes de atomización	599
19.7 Similitud entre el chorro Diesel atomizado y el chorro gaseoso	606
19.8 Chorro Diesel en condiciones evaporativas.....	610
19.9 Aspectos tecnológicos: otros sistemas de inyección	614
19.10 Resumen.....	617
Referencias y bibliografía.....	618
20 Combustión en MEC	
J. Benajes, J. M. García-Oliver	
20.1 Introducción	620
20.2 Descripción del proceso de combustión convencional en MEC	621
20.3 Control del proceso de combustión convencional en MEC	631
20.4 Procesos alternativos de combustión en MEC.....	643
20.5 Resumen.....	652
Referencias y bibliografía.....	654
21 Técnicas para reducir las emisiones contaminantes. Normativas	
J. Casanova, O. Armas	
21.1 Introducción.	656
21.2 Tecnologías que afectan al diseño del motor.....	657
21.3 Postratamiento de gases de escape.....	664
21.4 Normativas de control de emisiones contaminantes.....	676
21.5 Resumen.....	685
Referencias y bibliografía.....	686
22 Emisiones acústicas	
A. Broatch, R. Payri	
22.1 Introducción	688
22.2 Fuentes de ruido en motores	688
22.3 Ruido generado por el bloque.....	689
22.4 Ruido de admisión y escape.....	694
22.5 Métodos de reducción.....	697
22.6 Normativa	705
22.7 Resumen.....	707
Referencias y bibliografía.....	707
23 Control de motores	
J. M. Luján, C. Guardiola	
23.1 Introducción	710
23.2 Evolución de los sistemas de control de MCIA.....	710
23.3 Estructura de los sistemas de control electrónicos	713
23.4 Adquisición de parámetros de funcionamiento de motores. Sensores	717
23.5 Algoritmos de control	726

23.6 Calibración y optimización del motor.....	738
23.7 Tendencias en el control de MCIA	741
23.8 Resumen	742
Referencias y bibliografía	743
24 Modelado de motores	
J. Galindo, J. J. Hernández	
24.1 Introducción.....	746
24.2 Clasificación de modelos	747
24.3 Modelado del flujo de gases en el motor.....	748
24.4 Modelado de la combustión	761
24.5 Modelado de otros sistemas de motor.....	793
24.6 Resumen	796
Referencias y bibliografía	796
25 Semejanza	
F. Payri, C. Guardiola	
25.1 Introducción.....	800
25.2 Teoría de la Semejanza.....	800
25.3 Consecuencias de la semejanza.....	811
25.4 Aplicaciones de la Teoría de la Semejanza.....	815
25.5 Resumen	822
Referencias y bibliografía	822
26 Cinemática, dinámica y equilibrado	
M. Valdés, V. Macián	
26.1 Introducción.....	824
26.2 Cinemática del mecanismo biela-manivela.....	825
26.3 Dinámica del mecanismo biela-manivela	829
26.4 Equilibrado de motores	839
26.5 Resumen	853
Referencias y bibliografía	853
27 Elementos constructivos	
J. M. Luján, V. Bermúdez	
27.1 Introducción	856
27.2 Sistema soporte	857
27.3 Mecanismo pistón - biela – manivela.....	870
27.4 Mecanismo de distribución	900
27.5 Resumen	911
Referencias y bibliografía	912

28 Técnicas experimentales**J. V. Pastor, A. Broatch**

28.1 Introducción	914
28.2 Ensayo de motores	915
28.3 Transductores	916
28.4 Medidas en ensayos convencionales de motor	917
28.5 Ensayos dinámicos en motores	934
28.6 Medidas en ensayos específicos de investigación	936
28.7 Registro de señales dinámicas	946
28.8 Regulación y control	947
28.9 Resumen	949
Referencias y bibliografía	950

29 Curvas características y aplicaciones**P. A. Rodríguez, J. I. Nogueira**

29.1 Introducción	952
29.2 Variables de operación que afectan a los parámetros de salida del motor	954
29.3 Curvas características a plena carga	958
29.4 Curvas características a carga parcial	964
29.5 Curvas características de otros parámetros	965
29.6 Normativa aplicable a la determinación de actuaciones. Fórmulas de corrección de potencia y consumo específico	971
29.7 Variación de potencia con la altura en aplicaciones aeronáuticas	974
29.8 Resumen	977
Referencias y bibliografía	978

30 Criterios de diseño y tendencias de futuro**J. Casanova, L. M. Rodríguez**

30.1 Consideraciones previas	980
30.2 Criterios de diseño y selección	989
30.3 Tendencias futuras.	999
30.4 Resumen	1001
Referencias y bibliografía	1002

Nomenclatura

Símbolos genéricos

a	Velocidad del sonido	m s^{-1}
A	Sección	m^2
D	Diámetro	m
E	Energía	J
F	Fuerza	N
h	Entalpía por unidad de masa	J kg^{-1}
H	Entalpía	J
I	Momento de inercia	kg m^2
k	Energía cinética turbulenta	$\text{m}^2 \text{s}^{-2}$
L	Longitud	m
m	Masa	kg
\dot{m}	Masa por unidad de tiempo	kg s^{-1}
M	Par	N m
\dot{M}	Flujo de cantidad de movimiento	kg m s^{-2}
N	Potencia	W
p	Presión	Pa (bar)
q	Calor por unidad de masa	J kg^{-1}
Q	Calor	J
\dot{Q}	Calor por unidad de tiempo	W
s	Entropía por unidad de masa	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
S	Entropía	J K^{-1}
t	Tiempo	s
T	Temperatura	K
u	Energía interna por unidad de masa	J kg^{-1}
u	Velocidad	m s^{-1}
U	Energía interna	J
v	Volumen específico	$\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$
V	Volumen	m^3
W	Trabajo	J
α	Difusividad térmica	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$

Δ	Incremento	
ε	Tasa de disipación de la energía cinética turbulenta	$\text{m}^2 \text{s}^{-3}$
κ	Conductividad térmica	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
μ	Viscosidad dinámica	N s m^{-2}
ν	Viscosidad cinemática	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
ρ	Densidad	kg m^{-3}
ω	Velocidad angular	rad s^{-1}

Otros

c_v	Calor específico a volumen constante	$\text{J K}^{-1} \text{kg}^{-1}$
c_p	Calor específico a presión constante	$\text{J K}^{-1} \text{kg}^{-1}$
Da	Número de Damköler	
g	Aceleración de la gravedad	m s^{-2}
Ka	Número de Karlovitz	
Le	Número de Lewis	
m_m	Masa molecular	kg kmol^{-1}
M	Número de Mach	
n	Índice politrópico	
Nu	Número de Nusselt	
Oh	Número de Ohnesorge	
Pe	Número de Péclet	
Pr	Número de Prandtl	
R	Constante universal de los gases ideales	$\text{J K}^{-1} \text{kmol}^{-1}$
R_g	Constante de un gas ($R_g = R/m_m$)	$\text{J K}^{-1} \text{kg}^{-1}$
Re	Número de Reynolds	
Sc	Número de Schmidt	
Ta	Número de Taylor	
We	Número de Weber	
X	Fracción molar	
Y	Fracción másica	
γ	Cociente de calores específicos ($\gamma = c_p/c_v$)	

Subíndices

a	Aire
ad	Adiabática (de llama)
ad	Admisión
b	Biela
b	Bombeo

<i>C</i>	Combustión
<i>cc</i>	Cilindro y ciclo
<i>e</i>	Efectivo
<i>e</i>	Estequiométrico
<i>es</i>	Escape
<i>f</i>	Combustible
<i>g</i>	Gases
<i>i</i>	Indicado
max	Máximo
min	Mínimo
<i>P</i>	A presión constante
<i>p</i>	Pistón
<i>pq</i>	Productos quemados
<i>pm</i>	Pérdidas mecánicas
<i>sq</i>	Reactantes sin quemar
<i>v</i>	A volumen constante

Símbolos específicos

AA	Apertura de la admisión	
AE	Apertura del escape	
A_p	Sección del pistón $A_p = \pi D^2/4$	m ²
CA	Cierre de la admisión	
CE	Cierre del escape	
c_m	Velocidad lineal media del pistón $c_m = 2Sn$	m s ⁻¹
C_D	Coefficiente de descarga	
C_T	Coefficiente de torbellino (<i>swirl</i>)	
<i>DFQL</i>	Derivada de la fracción de calor liberado	grado ⁻¹
EGR	Recirculación de gases de escape	%
F	Dosado absoluto $F = \dot{m}_f/\dot{m}_a$	
F_e	Dosado estequiométrico	
F_r	Dosado relativo $F_r = F/F_e$	
<i>FQL</i>	Fracción de calor liberado	
g_{ef} , g_{if}	Consumo específico efectivo (indicado) de combustible	kg J ⁻¹ (g/kWh)
HC	Hidrocarburos sin quemar	
<i>i</i>	Número de ciclos por vuelta	
<i>L</i>	Distancia entre centros de la biela	m
m_a , \dot{m}_a	Masa de aire, gasto másico de aire	kg, kg s ⁻¹
m_f , \dot{m}_f	Masa de combustible, gasto másico de combustible	kg, kg s ⁻¹
M_e	Par efectivo (par motor)	N m

MEC	Motor de encendido por compresión	
MEP	Motor de encendido provocado	
n	Número de moles	
n	Régimen de giro	s^{-1} (rpm)
N_e, N_i	Potencia efectiva, potencia indicada	W
NO_x	Óxidos de nitrógeno	
PCI_p	Poder calorífico inferior a presión constante	$J\ kg^{-1}$
PCI_v	Poder calorífico inferior a volumen constante	$J\ kg^{-1}$
PM	Peso molecular	$kg\ kmol^{-1}$
PMI	Punto muerto inferior	
PMS	Punto muerto superior	
pmb	Presión media de bombeo	Pa (bar)
pme, pmi	Presión media efectiva, presión media indicada	Pa (bar)
pmpm	Presión media de pérdidas mecánicas	Pa (bar)
r	Relación de compresión volumétrica $r = (V_c + V_D)/V_c$	
r_e	Relación de compresión volumétrica efectiva $r_e = (V_c + V_{CA})/V_c$	
S	Carrera del pistón	m
SO_x	Óxidos de azufre	
V_c	Volumen de la cámara de combustión	m^3
V_D	Cilindrada unitaria $V_D = (\pi D^2/4)S$	m^3
V_T	Cilindrada total $V_T = zV_D$	m^3
W_e, W_i	Trabajo efectivo, trabajo indicado	J
z	Número de cilindros	
α	Grado de carga	
α	Ángulo de giro del cigüeñal	grados
η_e, η_i	Rendimiento efectivo, rendimiento indicado	
η_m	Rendimiento mecánico	
η_v	Rendimiento volumétrico	
λ	Relación de semejanza	

Capítulo 1

Introducción histórica

M. Valdés

S. Molina

1.1	Introducción.....	2
1.2	Antecedentes históricos de los MCIA	4
1.2.1	Las máquinas de vapor.....	4
1.2.2	El nacimiento de la Termodinámica	6
1.3	Los motores de combustión interna alternativos.....	8
1.3.1	El motor sin compresión previa de la carga: Lenoir	8
1.3.2	El ciclo teórico del motor de 4T: Beau de Rochas.....	9
1.3.3	El primer motor de 4T: Otto	10
1.3.4	Motores de encendido por compresión	11
1.3.5	Motores de combustión por difusión	12
1.4	Historia reciente de los motores de combustión interna alternativos.....	14
1.4.1	Sobrealimentación.....	16
1.4.2	Sistemas de formación de la mezcla en MEP	17
1.4.3	Sistemas de inyección Diesel.....	19
1.4.4	Inyección directa e indirecta en motores Diesel	20
1.4.5	Sistemas de control de emisiones	21
1.5	Resumen	22
	Referencias y Bibliografía	22

1.1 Introducción

Los motores de combustión interna alternativos (MCIA) actuales tienen ya más de un siglo de historia. Si hubiera que escoger una fecha que marcara el nacimiento de los motores modernos (tal como los conocemos actualmente), esa sería el año 1876, cuando el alemán Nicolaus Otto solicitó la patente titulada *Gasmotor*, obtenida a nombre de la Gasmotorenfabrik Deutz AG con el número DE 532. En la Figura 1.1 se muestran unos dibujos del motor, extraídos de la solicitud de patente presentada en Estados Unidos.

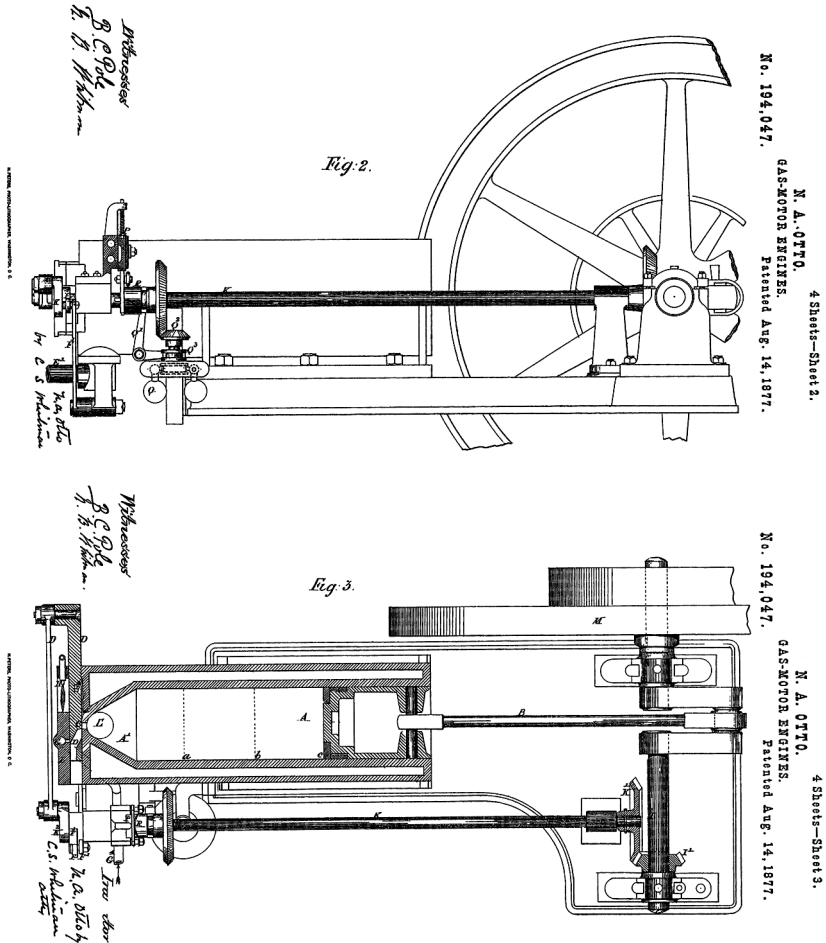


Figura 1.1 Dibujos de la patente de Otto Motor de gas. Fuente: Patente US 194 047; USPTO, Washington.

Si bien el motor de Otto fue, a buen seguro, resultado de una evolución continua, basada a su vez en numerosos antecedentes, hay que atribuirle el mérito de haber establecido la estrate-

gia de los desarrollos futuros de los MCIA en una dirección con respecto a la cual iban a existir pocas desviaciones en lo sucesivo.

Los MCIA no empiezan (ni terminan) con el motor de Otto, aunque éste constituya uno de los hitos más importantes de su historia. Los primeros antecedentes de los MCIA fueron, sin duda, las máquinas de vapor, desarrolladas en el siglo XVIII, durante la primera revolución industrial, de la que, en buena parte, fueron artífices. Las máquinas de vapor se pueden considerar los primeros ingenios capaces de producir, con rendimientos aceptables, energía mecánica no natural, entendiendo por tal la que no procede del aprovechamiento de energías existentes en la naturaleza, como la hidráulica o la eólica. Todos los motores térmicos actuales se derivan, en mayor o menor medida, de las máquinas de vapor. Los MCIA tienen en común con éstas una de sus principales características, que consiste en ser máquinas volumétricas o de desplazamiento positivo, lo que significa que el fluido de trabajo está contenido dentro de un recinto delimitado por paredes móviles que, al desplazarse, modifican el volumen de la masa de fluido que evoluciona por el motor.

Esa circunstancia confiere a las máquinas volumétricas la propiedad de que su funcionamiento se puede comprender de manera intuitiva ya que, hasta cierto punto, es sencillo imaginar lo que sucede cuando un gas se expande o se comprime dentro de un cilindro por mediación del movimiento de un émbolo. Esa aproximación intuitiva permitió que las máquinas de vapor (y, en buena medida, también los MCIA) se desarrollasen de manera esencialmente empírica, sin la existencia de una base que explicara su funcionamiento con método científico.

La similitud existente entre los procesos que tienen lugar en las máquinas de vapor y en los MCIA queda reflejada en la Figura 1.2, que muestra los diagramas presión-volumen ($p-V$) de ambas máquinas. El diagrama $p-V$, también conocido como diagrama del indicador, es de gran importancia, como se verá oportunamente, en el estudio de los MCIA.

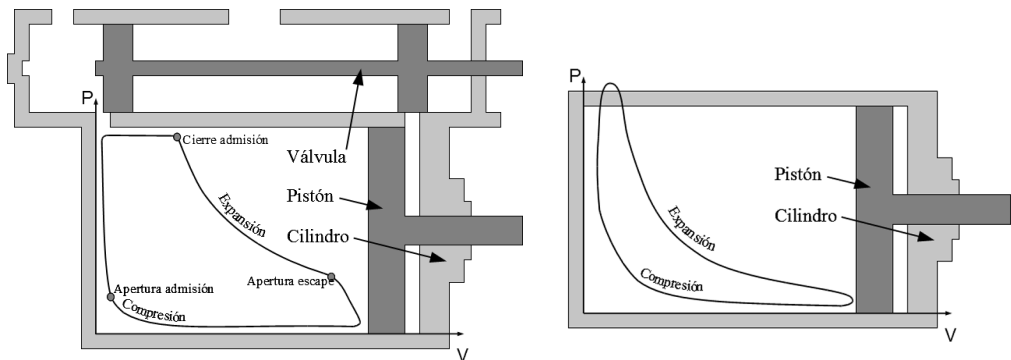


Figura 1.2 Diagramas $p-V$ de una máquina de vapor (izquierda) y de un MCIA (derecha).

Su carácter de antecedente histórico de los MCIA y los aspectos que tienen en común justifican la conveniencia de describir brevemente los hitos fundamentales que determinaron la historia de las máquinas de vapor.

1.2 Antecedentes históricos de los MCIA

1.2.1 Las máquinas de vapor

Existen numerosos ingenios anteriores a las máquinas de vapor de la revolución industrial. Suele citarse la eolípila, descrita por Herón de Alejandría en el siglo I a. C., como el primero de ellos. La eolípila y otros ingenios similares fueron precursores primitivos de las turbinas de vapor actuales. Diversos intentos de utilizarlos con fines prácticos (como el del español Blasco de Garay que, en 1543, intentó impulsar un barco con un dispositivo de vapor) estaban condenados al fracaso, porque el desarrollo de las turbomáquinas necesitaba de una base científica que no se adquirió hasta mucho después.

Los primeros antecedentes de las máquinas de desplazamiento positivo se remontan al siglo XVII y estaban basados en el funcionamiento del cañón. El científico holandés Christiaan Huygens construyó en 1673 un cilindro en el interior del cual se desplazaba un pistón accionado por los gases procedentes de una explosión de pólvora. Cuando el pistón terminaba su carrera ascendente descubría unas lumbreras por las que se escapaban los gases calientes y, al enfriarse el gas residual, la presión atmosférica, actuando sobre la cara opuesta del pistón, lo empujaba hacia abajo.

La utilización de vapor como fluido motor supuso un avance fundamental en el desarrollo de las máquinas térmicas. El francés Denis Papin, que había colaborado con Huygens, construyó en 1690 un dispositivo similar, en el que el vapor obtenido al hervir agua impulsaba al émbolo en un sentido; la refrigeración del cilindro en ese momento provocaba la condensación del vapor y, por tanto, un vacío dentro del cilindro gracias al cuál el émbolo se movía en sentido contrario, realizando así la carrera de trabajo. El émbolo se fijaba y se liberaba manualmente al final de su carrera ascendente. El cilindro tenía, de ese modo, la triple función de caldera, condensador y mecanismo transmisor de potencia. Se cree que, en 1705, Papin montó una máquina de este tipo en una embarcación, en la que adaptó una cremallera al émbolo para engranar con una rueda dentada que accionaba una rueda de paletas. Al parecer, unos bateleros alemanes que temían la competencia acabaron con el invento.

El primer desarrollo industrial de una máquina de vapor se atribuye al inglés Thomas Savery, que patentó en 1698 una máquina para elevar agua por medio del fuego, a la que bautizó como "*El amigo del minero*", ya que estaba destinada a extraer agua de las minas de carbón. La máquina de Savery era un dispositivo aspirante impelente sin pistón: el vapor introducido en un recipiente impulsaba el agua hacia arriba y, al condensar, succionaba agua desde abajo. Savery pudo haberse inspirado en una invención del español Jerónimo de Ayanz, un noble y militar navarro que había obtenido una cédula de privilegio real (el antecedente de las patentes actuales) en 1606 para disfrutar del derecho exclusivo de más de cincuenta invenciones. Una de ellas era un ingenio para elevar agua con cierto parecido con el dispositivo de Savery. El ingenio de Ayanz no tuvo implantación comercial; tampoco el de Savery alcanzó demasiado éxito, en parte por su mal rendimiento y en parte por cuestiones de seguridad, ya que la caldera era propensa a provocar explosiones.

En 1712 el inglés Thomas Newcomen, que, en su condición de herrero, había fabricado piezas para las máquinas de Savery, construyó una máquina (Figura 1.3) para accionar una bomba, destinada también a extraer agua de las minas. La máquina tenía un balancín que estaba unido por un extremo a la bomba, colocada en el pozo de drenaje de la mina, y por el otro extremo al émbolo de un cilindro movido por la acción del vapor generado en una caldera.

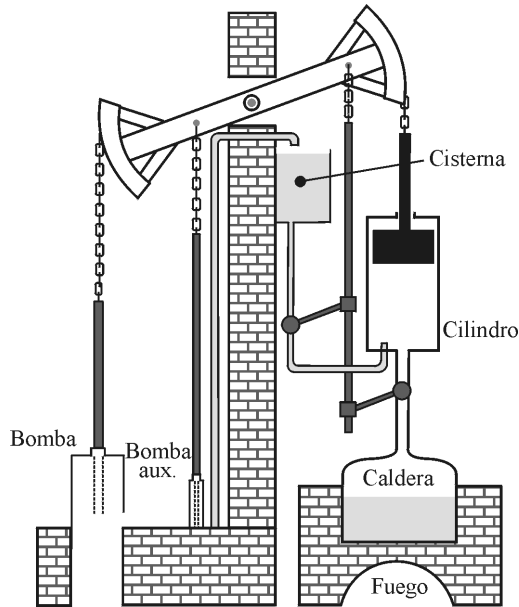


Figura 1.3 Esquema de la máquina de Newcomen de 1712.

La carrera de trabajo se realizaba durante el movimiento descendente del émbolo, debido al vacío generado al condensar el vapor dentro del cilindro por mezcla con agua líquida; el movimiento ascendente tenía lugar gracias a la acción de un contrapeso. La presión del vapor en la caldera era muy baja, evitando así los problemas de seguridad de la máquina de Savery.

Los derechos otorgados a la patente de Savery extendían la protección de su invención a los dispositivos para conseguir la elevación de agua usando la potencia del fuego, razón por la que Newcomen (que tuvo que firmar acuerdos comerciales, primero con Savery y luego con sus herederos) murió sin haber podido disfrutar en exclusiva de los beneficios de su invento.

En 1769 se produjo un nuevo avance cuando el escocés James Watt obtuvo en el Reino Unido una patente que tenía por título *Un nuevo método para disminuir el consumo de vapor y de combustible en máquinas térmicas* (patente británica GB 913 A.D. 1769). Watt enumeraba en su patente una serie de mejoras, de entre las que las más destacables eran el condensador separado (que reducía las pérdidas de calor en el cilindro, al evitar tener que recalentarlo en cada ciclo) y el cuadrilátero articulado para transmitir el movimiento desde el pistón —que hizo posible la máquina de doble efecto que patentó en 1782 (patente GB1.321 A. D. 1782), gracias a la cual se duplicaba el número de carreras de trabajo por unidad de tiempo—. Las mejoras aportadas por Watt hicieron que el rendimiento térmico de las máquinas de vapor pasara del 0,5% que tenían las de Newcomen a valores cercanos al 4% en los albores del siglo XIX.

Durante casi doscientos años, las máquinas de vapor fueron los únicos motores térmicos disponibles. Llegaron a alcanzar un elevado grado de perfeccionamiento gracias a su aplicación en la propulsión, primero fluvial, luego marítima y, por fin, ferroviaria. Las mejoras se produjeron, en gran medida, por los avances en los materiales y en los dispositivos mecánicos, pero no se tenía una idea clara de la naturaleza de los procesos que permitían la obtención de energía mecánica, que solo se comprendió bien entrado el siglo XIX, cuando se desarrolla la Termodinámica.

1.2.2 El nacimiento de la Termodinámica

En 1824, el francés Nicolas Sadi Carnot publicó el libro *Reflexiones sobre la potencia motriz del fuego y sobre las máquinas adecuadas para desarrollar esa potencia*. Todavía faltaba una década para la formulación del primer principio de la Termodinámica y dos décadas para el cálculo del equivalente mecánico del calor. Los científicos de la época usaban la teoría del calórico, que postulaba que la transmisión del calor se debía a un fluido invisible y sin peso que pasaba de un cuerpo a otro cuando existía un desequilibrio entre sus temperaturas.

La obra de Carnot se sitúa, pues, en un contexto histórico en el que aún no se habían definido ni la naturaleza ni la extensión de los procesos de intercambio de masa y energía entre sistemas térmicos diferentes. Carnot sienta las bases de una disciplina completamente nueva: la Termodinámica, que no existía con tal nombre, que acuñaría Lord Kelvin a mediados del siglo XIX. La motivación de Carnot era entender el funcionamiento de las máquinas de vapor y así lo dice en las primeras páginas de su libro, al escribir:

Si el honor de su descubrimiento pertenece a la nación en la que ha adquirido su crecimiento, todos sus desarrollos, ese honor no podrá aquí negarse a Inglaterra: Savery, Newcomen, Smeathon, el célebre Watt, Woolf, Trevetick y algunos otros ingenieros ingleses son los auténticos creadores de la máquina de fuego; [...] A pesar de los trabajos de todo tipo emprendidos sobre la máquina de fuego, a pesar del estado satisfactorio que ha alcanzado hoy día, su teoría está muy poco avanzada y los ensayos de mejora que se intentan sobre ella están dirigidos casi al azar.

El libro de Carnot tenía 118 páginas y únicamente cinco figuras al final del texto, que representan esquemáticamente diversas posiciones de un pistón dentro de un cilindro. La redacción de Carnot es de una claridad prístina, pero su escrito es relativamente difícil de leer porque renuncia deliberadamente al lenguaje algebraico, cuyo uso circunscribe a algunas notas a pie de página. El propio Carnot se lamenta de las dificultades de redacción y escribe:

Siendo la materia aquí tratada completamente nueva, nos vemos forzados a emplear expresiones todavía inusitadas y que quizás no tengan toda la claridad deseable.

Algo más adelante, insiste:

Por lo demás, dicho sea de paso, los principales fundamentos sobre los que reposa la teoría del calor necesitarían un examen muy atento. Varios hechos de experiencia parecen poco menos que inexplicables según el estado actual de esa teoría.

Posiblemente Carnot se refería a la teoría del calórico, que usó a pesar de que no le debía de convencer.

Las *Reflexiones* son de una clarividencia magistral. Por ejemplo, Carnot describe la reversibilidad en un ciclo:

[...] Por nuestras primeras operaciones, había a la vez producción de potencia motriz y transporte del calórico del cuerpo A al cuerpo B; por las operaciones inversas, hay a la vez consumo de potencia motriz y retorno del calórico del cuerpo B al cuerpo A. Pero si se actúa de una parte y de otra sobre la misma cantidad de vapor, si no tiene lugar ninguna pérdida de potencia motriz ni de calórico, la cantidad de potencia motriz producida en el primer caso será igual a la que se habrá gastado en el segundo, y la cantidad de calórico que pasa, en el primer caso, del cuerpo A al cuerpo B, será igual a la que retorna, en el segundo, del cuerpo B al cuerpo A.

Más adelante reflexiona sobre las irreversibilidades térmicas:

Todo cambio de temperatura que no se debe a un cambio de volumen o a una acción química [...] se debe necesariamente al paso directo de calórico de un cuerpo más o menos caliente a un cuerpo más frío. Ese paso tiene lugar al poner en contacto cuerpos de temperaturas dife-

rentes: ahora bien, ese contacto debe evitarse en la medida de lo posible. No puede evitarse completamente, sin duda; pero por lo menos hay que hacer de suerte que los cuerpos puestos en contacto unos con otros difieran poco entre ellos de temperatura.

La parte más interesante de las *Reflexiones*, para un estudio de motores, es aquella en la que describe lo que se conoce como el ciclo de Carnot (Figura 1.4), que es la sucesión de una compresión isoterma (1-2), una compresión isentrópica (2-3), una expansión isoterma (3-4) y una expansión isentrópica (4-1).

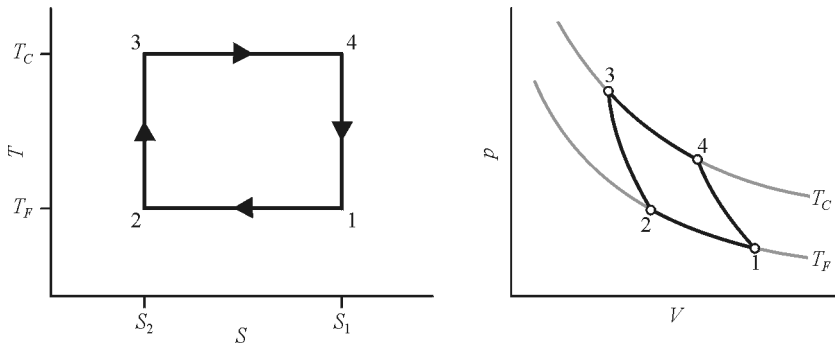


Figura 1.4 Ciclo de Carnot dibujado en un diagrama T - s (izquierda) y p - V (derecha).

Carnot no podría haber dibujado su ciclo en un diagrama T - s , como hoy es costumbre, ya que el concepto de entropía fue desarrollado por el alemán Rudolph Clausius años después, en 1865. En realidad, tampoco lo dibujó en un p - V , aunque resulta sencillo hacerlo siguiendo las indicaciones de su libro. Fue el francés Émile Clapeyron quien, en 1834, dos años después de la muerte de Carnot, publicó un artículo en el *Journal de l'École Royale Polytechnique*, en el que mostró como podían formularse matemáticamente y gráficamente las ideas de Carnot, y dibujó por primera vez el ciclo en un diagrama p - V como el de la derecha de la Figura 1.4. Hasta esa fecha, las *Reflexiones* habían pasado prácticamente inadvertidas.

Carnot expresó de este modo la igualdad entre el trabajo útil y la diferencia entre el trabajo de expansión y el de compresión:

[...] a igual volumen, es decir para posiciones semejantes del émbolo, la temperatura es mayor durante los movimientos de dilatación que durante los de compresión. En los primeros, la fuerza elástica del aire es mayor y por consiguiente la cantidad de potencia motriz producida por los movimientos de dilatación es mayor que la consumida para producir los movimientos de compresión. Así, se obtendrá un excedente de potencia motriz, excedente del que se podrá disponer para diversos usos.

Sobre el rendimiento de la obtención de energía mecánica, escribe:

La potencia motriz del calor es independiente de los agentes puestos en juego para realizarla; su cantidad depende únicamente de las temperaturas de los cuerpos entre los que se efectúa en última instancia el transporte del calórico.

La frase anterior muestra una comprensión intuitiva de los fenómenos que llevarían a Kelvin y a Clausius, concedores ambos de la obra de Carnot, a formular el segundo principio de la Termodinámica.

En 1832, Carnot ingresó en una casa de salud con un diagnóstico de delirio generalizado. En los libros de registro de esa casa una anotación indica: curado de su manía, muerto de cólera el 24 de agosto de 1832. Sus efectos personales fueron quemados como medida de precau-

ción y el fuego que había motivado sus *Reflexiones* fue tal vez responsable de la destrucción de los trabajos acometidos tras la publicación de su obra.

Con la obra de Carnot se abrieron las puertas para el desarrollo de los motores térmicos basado en el método científico. Las máquinas de vapor prosiguieron su evolución, mejorando de manera continua durante todo el siglo XIX y buena parte del XX. Otros motores diferentes, como los de aire caliente, coexistieron con las máquinas de vapor sin llegar a suponer una alternativa comercial real, hasta que surgieron los motores de combustión interna alternativos, que compitieron rápidamente con ventaja debido a su menor peso, su mayor facilidad de arranque y parada, un campo de aplicación más amplio (que incluía la propulsión) y un coste económico menor.

1.3 Los motores de combustión interna alternativos

En su libro, Carnot ya describía su ciclo con aire como fluido de trabajo. No era, por tanto, necesario, el empleo de un fluido condensable como el vapor de agua, y esa idea dio nacimiento a los denominados motores de aire caliente, que coexistieron con las máquinas de vapor en la segunda mitad del siglo XIX, que eran también motores de combustión externa, aunque de fluido no condensable. Algún motor de aire caliente, como el del escocés Robert Stirling (1790-1878), ha subsistido hasta nuestros días. Pero los motores de aire caliente no influyeron de modo decisivo en la génesis de los MCIA, cuya historia empieza realmente con el motor de Lenoir.

1.3.1 El motor sin compresión previa de la carga: Lenoir

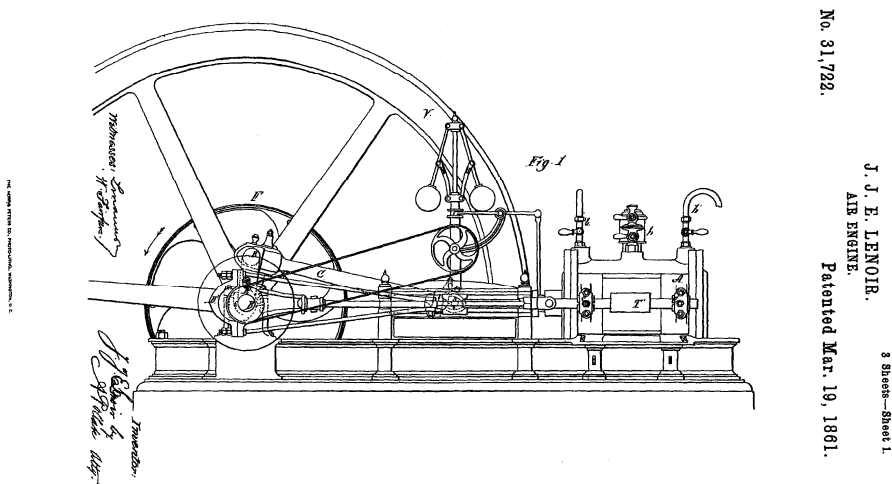


Figura 1.5 Dibujo de la patente estadounidense US 31 722 de Lenoir. Fuente: USPTO, Washington.

El primer motor de combustión interna alternativo con cierto éxito comercial se atribuye al belga, de ascendencia luxemburguesa, Étienne Lenoir, que en 1860 solicitó una patente cuyo

título en su versión del privilegio real español ES 2 140 PR era *Motor de aire dilatado con la combustión de los gases por medio de la electricidad*. El motor de Lenoir, del que la Figura 1.5 muestra unos dibujos de la patente estadounidense US 31 722, era un monocilíndrico de dos tiempos sin compresión previa de la mezcla, formada por gas de hulla y aire.

El motor de Lenoir era muy ruidoso y con tendencia a sobrecalentarse y a gripar si no se refrigeraba intensamente. Su rendimiento era bajo por la ausencia de compresión previa y por la pequeña relación de expansión. A pesar de eso, se vendieron cerca de quinientos ejemplares, con potencias comprendidas entre 6 y 20 HP, hasta que nuevos avances lo fueron arrinconando.

1.3.2 El ciclo teórico del motor de 4T: Beau de Rochas

El primero en establecer la importancia de comprimir la carga del cilindro antes de la combustión fue el francés Alphonse Eugène Beau de Rochas, que había conocido y compartido estudios con Lenoir en París. En 1862, Beau de Rochas presentó en Francia la solicitud de patente FR 52593, que constaba de 151 páginas manuscritas en las que se trataban, en cuatro capítulos, aspectos tan variopintos como el misterio de las fuentes del Nilo o la trata de esclavos. El epígrafe ii del capítulo 2 tenía por título *Motor mixto a vapor o a gas. Dispositivo con compresión previa* (páginas 45 a 49 del documento). En la página 48 del documento se lee textualmente:

Así, para un mismo lado del cilindro, se llega naturalmente a ejecutar las siguientes operaciones, en un período de cuatro carreras consecutivas:

- 1° aspiración durante una carrera completa del pistón;
- 2° compresión durante la carrera siguiente;
- 3° inflamación en el punto muerto y expansión durante la tercera carrera;
- 4° expulsión del gas quemado fuera del cilindro en el cuarto y último retorno.

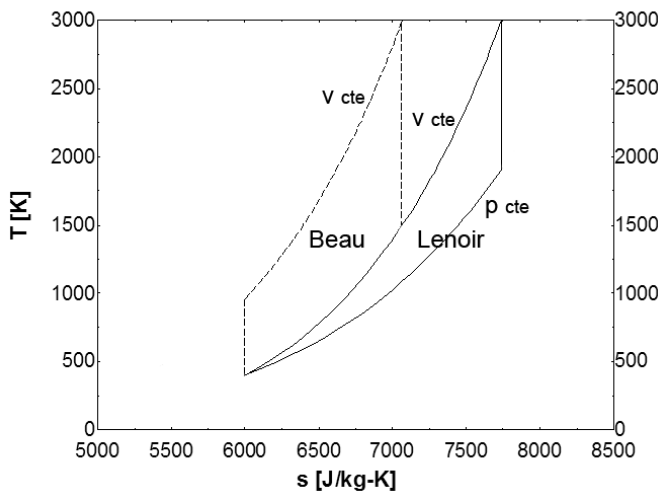


Figura 1.6 Diagramas T-s de los ciclos de Beau de Rochas y Lenoir.

Los procesos así descritos por Beau de Rochas conforman lo que actualmente se conoce como ciclo teórico de volumen constante de cuatro tiempos. La Figura 1.6 representa las fases centrales de dicho ciclo (compresión, aportación de calor y expansión) dibujadas en un diagrama $T-s$. En la misma figura se ha superpuesto el ciclo teórico que le correspondería a un motor de Lenoir que evolucionase entre las mismas temperaturas máxima y mínima. Puede apreciarse como la descomposición en ciclos elementales de Carnot conduce a un rendimiento térmico más alto del ciclo de Beau de Rochas que del de Lenoir.

Beau de Rochas concebía una compresión sin combustión hasta el punto muerto superior y una autoinflamación instantánea de toda la mezcla en ese punto, anticipando así parte de las ideas que pondría en práctica Diesel más de treinta años después.

Beau de Rochas no llegó a pagar la tasa de publicación de su patente y su difusión se limitó a unos cientos de litografías del manuscrito encargadas por él mismo. Tiempo después consagró su atención a otros aspectos como la propulsión a reacción o el transporte de corriente continua a largas distancias. Pero no llegó a llevar a efecto sus ideas sobre el ciclo de cuatro tiempos, que vería su primera realización práctica gracias al alemán Nicolaus August Otto.

1.3.3 El primer motor de 4T: Otto

Otto comenzó construyendo también motores de gas sin compresión previa. En 1864 se asoció con Eugen Langen y fundó la compañía Gasmotorenfabrik Deutz AG, en la que trabajaron después los también alemanes Gottlieb Daimler y Wilhelm Maybach.

El motor de cuatro tiempos que se mencionaba en la introducción de este capítulo se patentó en Alemania en 1876 con la referencia DE 532.

La información termodinámica contenida en la patente de Otto resulta exigua, pero en la cuarta reivindicación se describen los procesos del ciclo. En la versión del privilegio real español ES 5479 PR, presentado también en 1876, dice textualmente:

4º. Establecer la acción del pistón de un motor de gas de llave, de modo que a cada dos vueltas de la llave se presenta de un solo lado del pistón los fenómenos siguientes:

- a) aspiración de los gases en el cilindro
- b) su compresión
- c) su combustión y su efecto
- d) su evacuación fuera del cilindro.

Otto presentó durante su carrera profesional numerosas patentes relativas a perfeccionamientos de su motor y tuvo que enfrentarse a varios litigios por sus derechos. En 1884, la Asociación de Ingenieros Alemanes publicó en su revista una carta del representante de una empresa de motores, en la que se daba a conocer la existencia de la patente francesa de Beau de Rochas. Los competidores de Otto usaron esa publicación para solicitar la nulidad de su patente alemana, alegando que el ciclo de cuatro tiempos ya estaba anticipado por el documento de Beau de Rochas y que, por tanto, la invención de Otto carecía de novedad, motivo por el cual finalmente, en 1886, la patente alemana DE 532 fue revocada. En otros países, como el Reino Unido y los Estados Unidos, los competidores de Otto también intentaron anular su patente, si bien en estos casos no tuvieron la misma suerte que con la patente alemana. Especialmente significativa fue la decisión norteamericana, que amparó a Otto por haber construido realmente el motor de cuatro tiempos. Como ya se ha mencionado, con el de Otto quedaron sentadas las bases de los MCIA tal y como los conocemos hoy en día.

1.3.4 Motores de encendido por compresión

En 1884, Daimler, que se había marchado de Deutz en 1882 (junto a Maybach) por divergencias con Otto, solicitó la patente *Un nuevo motor de gas*, que en España se clasificó con el número ES 4 410. La patente describía lo que se conoció más tarde como motor de cabeza caliente, que se podría situar a mitad de camino entre el de Otto y el de Diesel (que se estudiará a continuación). Según Daimler, su motor se regía por el siguiente principio de funcionamiento:

Las paredes del espacio A adquieren, a las pocas repeticiones de dicho juego, una temperatura normal algo elevada, la cual, unida al efecto de la compresión, produce con regularidad la inflamación de la mezcla en, o alrededor del punto muerto superior de la curso del pistón, según el principio confirmado por la experiencia, de que mezclas combustibles, las que bajo presión puramente atmosféricas no se inflamarían o quemarían con lentitud, al ser comprimidas rápidamente, queman, no solamente con rapidez, sino hasta hacen explosión.

La Figura 1.7 muestra un dibujo de la patente ES 4 410. Se trataba de un motor de encendido por compresión, si bien la compresión tenía lugar sobre la mezcla de aire y combustible, mientras que Diesel en su motor propuso comprimir solamente aire, por razones que se expondrán a continuación.

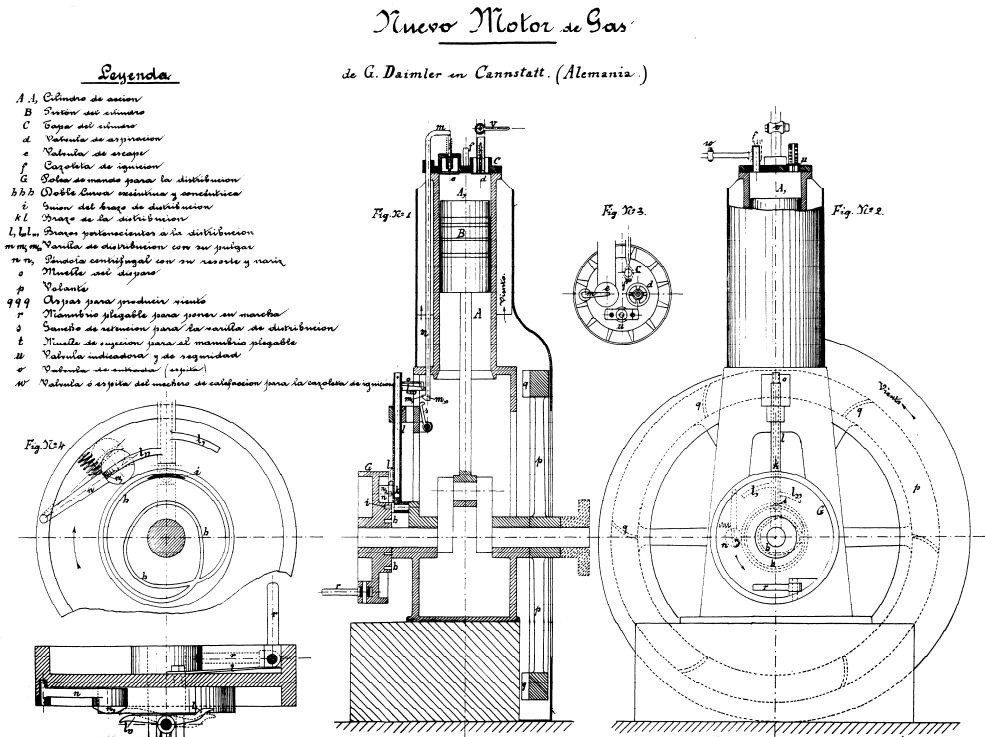


Figura 1.7 Algunos dibujos de la patente de Daimler ES 4 410. Fuente: OEPM, Madrid.

1.3.5 Motores de combustión por difusión

Rudolf Diesel nació en París de padres alemanes y se diplomó en ingeniería mecánica en la Universidad Técnica de Munich a los veintidós años. Diesel escribió lo siguiente acerca de la génesis de su motor:

Cuando mi venerado maestro, el doctor Linde, explicaba al auditorio en el curso de sus lecciones de Termodinámica en la Escuela Politécnica de Munich, en 1878, que la máquina de vapor transforma en trabajo efectivo sólo entre el 6 y el 10% de la cantidad de calor disponible; cuando esclarecía el principio de Sadi Carnot y demostraba cómo en los cambios isotérmicos de estado de un gas, todo el calor cedido se transformaba en trabajo, yo escribí en el margen de mi cuaderno: "Estudiar si es posible realizar prácticamente la isoterma" ... El deseo de realizar el proceso ideal de Carnot dominó desde entonces mi espíritu.

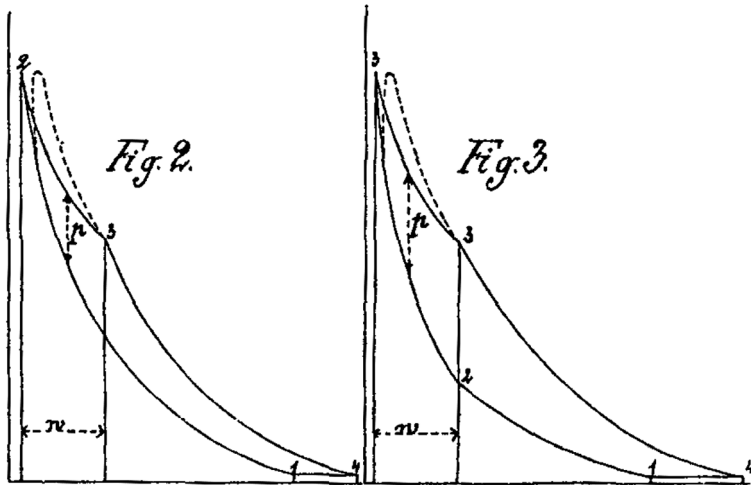


Figura 1.8 Evolución p - V del motor Diesel sin inyección de agua (izquierda) y con ella (derecha). Fuente: patente británica GB 7 241 A. D. 1892. UK Intellectual Property Office, Newport.

De acuerdo con lo anterior, la idea principal de Diesel (a la que, con el paso del tiempo, terminaría por renunciar) era acercarse lo más posible a la realización de un ciclo de Carnot. Diesel quería mantener constante la temperatura durante las primeras fases tanto de la compresión como (sobre todo) de la expansión. Para conseguir esto último, pensó en inyectar el combustible al mismo tiempo que éste se quemaba, con una ley de inyección tal que mantuviese la temperatura constante al compensarse el calentamiento de la combustión con el enfriamiento de la expansión. Lo que se comprimía, por consiguiente, era solamente aire. Para conseguir lo primero, concibió la idea de refrigerar la primera mitad de la carrera de compresión mediante la inyección de agua. Tras la compresión isoterma venía la compresión isentrópica, igual que tras la expansión isoterma seguía la expansión isentrópica.

En 1892, Diesel plasma esas ideas solicitando la patente de título *Procedimiento para producir trabajo motor por la combustión de combustibles* en varios países europeos (en Alemania fue la patente DE 67 207, presentada el 28 de febrero de 1892; en Francia fue la patente FR 220 903 presentada el 14 de abril de ese año, mientras que en Reino Unido fue la patente

GB 7 241 A. D. 1892, presentada también el 14 de abril de ese año; la primera patente española de Diesel se registró en 1894). La Figura 1.8 muestra el diagrama $p-V$ de la evolución en el cilindro en dos variantes del motor –con refrigeración de la compresión y sin ella–, tal como aparece en la patente británica.

Los puntos 2 y 3 de la figura de la derecha delimitan, respectivamente, los finales de los procesos de compresión isoterma (con la inyección de agua) y de expansión isoterma (con la inyección de combustible). Diesel no hace referencias en la patente a lo que sucede entre los puntos 4 y 1, que recuerda a lo que tiene lugar en un ciclo de Atkinson, si bien en otras versiones de su patente modificó esa parte del ciclo, sustituyéndolo por un enfriamiento a volumen constante.

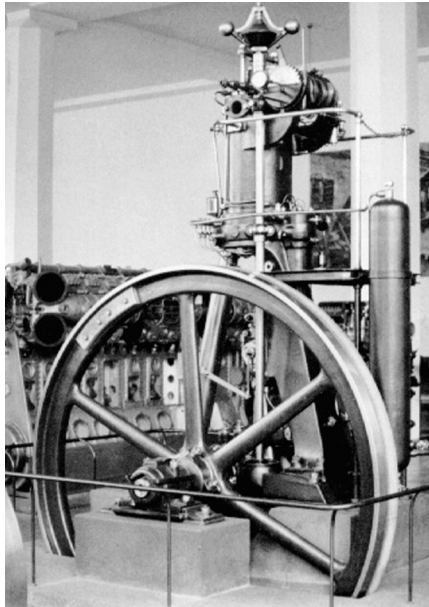


Figura 1.9 Primer motor operativo diseñado por Diesel.

Así pues, Diesel aspira a realizar un ciclo de Carnot, lo cual ha constituido siempre el sueño más o menos confeso de todos los ingenieros motoristas. Por esa razón, su estimación de rendimiento es la correspondiente al de un ciclo de Carnot y depende solo de las temperaturas extremas del ciclo. La patente dice:

En la realización de este proceso se ha encontrado que fácilmente pueden conseguirse temperaturas entre 600 a 1.200 °C, con lo que pueden conseguirse rendimientos entre el 70 y el 80%.

Si se considera una temperatura de cesión de calor de 280 K, el rendimiento de un ciclo de Carnot para esas temperaturas estaría, en efecto, comprendido entre el 67% y el 80%.

Las condiciones termodinámicas obtenidas en la compresión también se exponen en la patente británica:

[...] Carrera ascendente (del pistón) con inyección de agua dentro del cilindro, compresión consiguiente, a temperatura constante, del aire absorbido; a continuación supresión de la inyección de agua y compresión hasta alrededor de 250 atmósferas, presión que corresponde a

la temperatura máxima elegida, digamos 800 °C, siendo la temperatura en este caso superior a la temperatura de ignición del combustible (carbón seco pulverizado).

Diesel fue muy optimista en sus predicciones termodinámicas, como se ve por los datos del rendimiento y de la presión que pensaba alcanzar. Además, la realización de la combustión siguiendo una isoterma limitaba drásticamente el trabajo mecánico obtenible, como el propio Diesel comprendería más tarde.

Pero nada puede desmerecer la extraordinaria valía de su trabajo. Tras la publicación de su patente en 1893, dedicó varios años a la construcción de un prototipo funcional, que vio la luz en 1897 (Figura 1.9) y fue presentado por la casa MAN en la exposición universal de París de 1900. El motor tenía un rendimiento del 26,2 % que, aunque alejado de sus predicciones iniciales, era muy elevado para la época.

Diesel falleció en 1913, al desaparecer en circunstancias no aclaradas durante una travesía del Canal de la Mancha, cuando se dirigía a trabajar en Inglaterra en vísperas de la Primera Guerra Mundial.

1.4 Historia reciente de los motores de combustión interna alternativos

Una vez sentadas las bases termodinámicas, vistas en los apartados anteriores, de lo que serían a posteriori las dos grandes familias de motores, los de encendido provocado (MEP) y los de encendido por compresión (MEC), se intentará en las páginas siguientes plasmar su evolución en los más de cien años de historia de los motores alternativos de combustión interna. Esto es sin duda una tarea difícil y arriesgada; difícil, porque tratar de resumir cien años de evolución tecnológica en unas pocas páginas se antoja casi imposible y arriesgada porque cualquier lector experto en el tema echará en falta tal o cual avance tecnológico que no ha sido recogido por los autores. Sin embargo, se ha intentado resumir al máximo la evolución haciendo un repaso de aquellos avances tecnológicos que han perdurado en el tiempo y que en la mayoría de los casos han llegado a nuestros días, ya sea en su versión original o en sus evoluciones correspondientes.

En la evolución tecnológica de los motores ha habido avances que se han aplicado indistintamente a las dos familias de motores y otros que por su carácter han sido exclusivos de una de estas familias. Entre los primeros podemos destacar la sobrealimentación, la posición de las válvulas y el aumento de su número, el control electrónico y, finalmente, los avances en lubricación, materiales y tecnologías de fabricación que han hecho de los motores actuales unas máquinas con unas cotas de fiabilidad mecánica difícilmente imaginables a comienzos del siglo XX. De los segundos, es decir los específicos de cada tipo de motor, hay que destacar todo lo relacionado con el encendido y la formación de la mezcla en los MEP y lo relacionado con los sistemas de inyección en los MEC. En cuanto a la inyección directa o indirecta del combustible, aunque el concepto puede ser común, la evolución ha sido diferente para los motores MEP y MEC, y se abordará de forma específica en cada caso. Lo mismo puede decirse para las tecnologías relacionadas con el control de emisiones contaminantes, que en las últimas tres décadas han tenido un papel predominante en el diseño y evolución de los MCIAs.

Para que el lector tenga una idea de cómo ha sido la evolución histórica, se hará a continuación un listado de los hitos más importantes que han marcado la evolución de los motores de combustión interna alternativos, partiendo de fabricación o de la publicación de las patentes respectivas de los dos tipos de motores, desde el de Otto hasta la actualidad.

- 1876: Nicolaus Otto presenta en Alemania la patente *Gasmotor*, que sienta las bases de lo que hoy son los MCIA.
- 1878: Dugald Clerk diseña el primer motor de dos tiempos obteniendo su patente en 1881.
- 1885: Gottlieb Daimler presenta una patente donde justifica el uso de la sobrealimentación en motores de dos tiempos.
- 1885: Karl Benz inventa el primer modelo de carburador, obteniendo su patente un año después.
- 1886: Karl Benz patenta el primer automóvil equipado con un MCIA.
- 1889: Joseph Day diseña un motor de dos tiempos que a diferencia del de Clerk no utiliza válvulas, diseño que perdura actualmente. La patente Americana data de 1896.
- 1892: Rudolf Diesel patenta en varios países Europeos su concepto de motor que actualmente lleva su nombre.
- 1900: Rudolf Diesel presenta, en la exposición mundial de París, su motor funcionando con aceite de cacahuete como combustible.
- 1902: Louis Renault obtuvo la patente de un compresor centrífugo para la sobrealimentación de motores.
- 1905: Alfred Büchi patenta un motor sobrealimentado con un turbocompresor accionado por una turbina movida por los gases de escape. Construyó cuatro motores con esta tecnología.
- 1909: Prosper L'Orange, junto con Benz, desarrollan la precámara de combustión.
- 1922: El primer motor con precámara de combustión es fabricado por Mercedes-Benz; se trata de un motor para uso en tractores.
- 1925: Jonas Hesselman presenta el primer motor de gasolina con inyección directa
- 1927: Bosch presenta el primer sistema de bomba de inyección en línea.
- 1933: Primer turismo con motor Diesel (Citroën Rosalie), aunque nunca llegó a producirse en serie, debido a restricciones legales del uso de los motores Diesel.
- 1934: Primer motor Diesel con sobrealimentación para trenes.
- 1936: Mercedes lanza el 260D, el primer coche Diesel de fabricación en serie.
- 1938: Primeros motores Diesel sobrealimentados para uso en camiones.
- 1952: Bosch fabrica los primeros sistemas de inyección directa de gasolina para aplicación en serie en vehículos.
- 1953: Mercedes produce los primeros motores Diesel turboalimentados para camiones.
- 1961: Bendix patenta el *Electrojector*, el primer sistema de inyección controlado electrónicamente.
- 1962: Primera bomba de inyección de embolo radial
- 1967: Bosch saca al mercado el primer sistema de inyección electrónica el *D-Jetronic*.
- 1978: Mercedes produce el primer turismo turboalimentado, el 300 SD.
- 1983: Sistema de inyección electrónico con sonda lambda para el control del dosado. Catalizador de tres vías.
- 1984: Primera bomba de émbolo radial controlada electrónicamente.
- 1989: El grupo VW presenta un motor diesel de inyección directa turboalimentado para aplicación en automóviles.
- 1995: Denso presenta el primer *common rail* para motores de camión.
- 1996: Reaparece la inyección directa de gasolina en el mercado de la mano de Mitsubishi.
- 1997: Alfa Romeo saca al mercado el modelo 156 JTD. El primer motor Diesel con *common rail*.

Una vez marcados los hitos importantes en la evolución de los MCIA se presentará una evolución un poco más detallada de algunos avances tecnológicos, que ya sea por su importancia o porque han perdurado hasta la actualidad, merecen ser tratados con más profundidad.

1.4.1 Sobrealimentación

Las ventajas de la sobrealimentación, independientemente de la forma en que ésta se realiza, son evidentes y conocidas desde los comienzos de la historia de los MCIA. Sin embargo, la utilización de compresores para elevar la presión de admisión ha presentado a lo largo de la historia muchos problemas de acoplamiento al funcionamiento de los motores y por ello el desarrollo ha sido lento si lo comparamos con otras tecnologías.

Históricamente ha habido dos formas de realizar la sobrealimentación de motores, por medio de compresores accionados directamente por el motor (Daimler, 1885 y Renault 1902), conocida como sobrealimentación mecánica, o mediante un compresor movido por una turbina accionada por los gases de escape del motor (Büchi, 1905), denominada turboalimentación.

La aplicación de la sobrealimentación mecánica fue la que más se desarrolló en los primeros años del siglo XX, principalmente en la industria aeronáutica y en aplicaciones a grandes motores estacionarios o marinos.

Aunque existen multitud de aplicaciones en la industria aeronáutica, son dignos de mención por su importancia histórica dos motores que utilizaron la sobrealimentación mecánica: el Rolls-Royce Merlin (1933) y el Daimler-Benz DB 601 (1937); ambos motores equiparon a los aviones que fueron utilizados durante la guerra. El Merlin era un V12 de 27 litros de cilindrada y un compresor centrífugo, compresor que en evoluciones posteriores podía funcionar con dos velocidades por medio de una caja de cambios, utilizándose en las últimas evoluciones una versión de dos etapas de compresión con un enfriador intermedio. El DB 601, y sus evoluciones posteriores hasta el DB 605 (1942), era un motor V12 invertido de 34 litros de cilindrada, también con compresor centrífugo y su principal ventaja respecto al Merlin era su sistema de inyección directa de gasolina.

El primer automóvil con motor sobrealimentado mecánicamente fue presentado por Mercedes en el *Berlin Motor Show* del año 1921; los modelos fueron el 6/25hp y el 10/40hp. Durante los siguientes años casi todos los fabricantes sacaron modelos con sobrealimentación mecánica, pero solamente en sus versiones de competición. Como ejemplo más representativo podemos presentar el Alfa Romeo P2, equipado con un motor de 2 litros y dos compresores Roots que permitían a este motor entregar una potencia de 115 kW a 5500 rpm. En los años siguientes a la Segunda Guerra Mundial la industria del automóvil recogió los frutos de la fuerte evolución que había tenido esta tecnología durante los años de la guerra; de esta forma muchos fabricantes durante las décadas de los 50 y 60 producían automóviles con sobrealimentación mecánica, pero solo para utilización en competición y/o en coches de alta gama. En la actualidad algunos fabricantes como Mercedes siguen utilizando este sistema en algunos de sus modelos.

La turboalimentación, si bien fue utilizada en sus comienzos en aviación, no tuvo tanto desarrollo y auge como la mecánica. Algunos ejemplos son la aplicación sobre motores Renault que equipaban aviones franceses de la Primera Guerra Mundial o el desarrollo de General Electric sobre un V12, en 1918, que logró volar sobre el Pikes Peak a una altura de 4300 metros, demostrando así la utilidad de la sobrealimentación en la aviación para compensar las pérdidas de potencia debidas a la altitud.

En la industria del automóvil fue General Motors en el año 1962 el primer fabricante que introdujo en el mercado los motores de gasolina turboalimentados. Los modelos fueron el Monza Spyder, con un motor de 2,4 litros y una potencia de 112 kW, y el Oldsmobile Cutlass, con un motor V8 de 3,5 litros y una potencia de 160 kW; en Europa fue Porsche, en el año 1974, el que introdujo en el mercado una versión del 911 con turboalimentación.

En el año 1938 la empresa suiza Swiss Machine Works Saurer fabricó los primeros motores Diesel de camión con turboalimentación, sin embargo, no fue hasta los años 50 cuando, tanto Mercedes como Volvo, comenzaron la fabricación de motores Diesel sobrealimentados para algunos de sus camiones. Los primeros coches de producción en serie de motor Diesel turboalimentados fueron el Mercedes 300SD y el Peugeot 604, que fueron ambos lanzados al mercado en el año 1978. En la actualidad casi todos los motores Diesel del mercado son turboalimentados.

Merece una especial atención la utilización de la turboalimentación en la competición, ya que ayudó de manera importante al desarrollo de esta tecnología. Durante los años 1977 a 1989 la Fórmula 1 utilizó motores de 1,5 litros sobrealimentados que en algunos casos llegaron a entregar una potencia cercana los 900 kW. El primer fabricante en introducir el concepto fue Renault en el año 1977, al que le siguieron Ferrari, BMW y Honda.

1.4.2 Sistemas de formación de la mezcla en MEP

La forma de introducir un combustible líquido en los motores de encendido provocado ha sido siempre un tema en constante evolución y, aunque para mucha gente es desconocido, el desarrollo del carburador y de los sistemas de inyección de gasolina se ha realizado de manera simultánea desde los comienzos de la historia del motor. Los sistemas de inyección, con ventajas claras frente al carburador, no han podido imponerse en el mercado hasta la llegada de la electrónica, que ha permitido un control eficiente en todas las condiciones de funcionamiento del motor. En los siguientes párrafos repasaremos la evolución histórica de ambos sistemas de formación de la mezcla.

El concepto básico de carburador, como se conoce hoy en día, fue patentado por Benz en 1885, pero fue Maybach en el año 1875 el primero en intentar quemar combustible líquido en un motor que en origen funcionaba con gas; para ello utilizó una mecha sumergida en el combustible por un extremo y por el otro se hacía pasar la corriente de aire, que evaporaba el combustible y lo arrastraba hacia el motor.

Por su parte, los sistemas pioneros de inyección de gasolina fueron desarrollados en esta misma época por la empresa Deutz, aunque las ventajas, por su simplicidad y coste, del carburador propuesto por Benz, y posteriormente mejorado por Bánki, apartaron el desarrollo de esta idea. Sin embargo fue la industria de la aviación la que potenció la utilización de los sistemas de inyección, ya que los carburadores son propensos a congelarse cuando se vuela a gran altura y a derramar el combustible cuando se hacen cambios de direcciones que podían llevar a incendios del motor. Se puede decir, aunque no por los motivos antes expuestos, que el motor que equipó el primer avión de la historia usaba un sistema primitivo de inyección, ya que el combustible era introducido en el motor por gravedad a través de unas boquillas alimentadas por el combustible que se encontraba en un depósito en las alas del avión.

Durante la época entre guerras se retomó el interés de los sistemas de inyección de gasolina para aplicaciones en automóviles y fue en 1925 cuando el ingeniero Suizo Jonas Hesselman

fabricó el primer motor de gasolina de inyección directa de la historia; para ello utilizó un sistema inyección derivado de los que ya hacía años que se utilizaban en los motores Diesel.

La empresa alemana Bosch comenzó con desarrollos de sistemas de inyección de gasolina en 1912, pero sólo en 1937 comenzó la fabricación en serie de sistemas de inyección de gasolina para la industria aeronáutica, equipando entre otros a toda la gama de los Mercedes DB 601-605. En 1952 aparecen los primeros coches, el Goliath y el Gutbrod, equipados con motor de dos cilindros, dos tiempos, de 660 cm³ alimentado por sistemas de inyección directa de gasolina, y en 1954 el mismo sistema se montó en el legendario Mercedes 300SL, aunque en este caso era un motor de cuatro tiempos, 6 cilindros y 3 litros de cilindrada.

La inyección indirecta de gasolina, que consiste en la introducción del combustible antes de la válvula de admisión y no directamente en el cilindro, comenzó su desarrollo a finales de los años 50, siendo General Motors en Estados Unidos uno de los primeros fabricantes en incorporar sistemas de inyección indirecta al V8 del 57 de su modelo Corvette, aunque el sistema ya se había utilizado con mucho éxito en motores destinados a la competición en Indianápolis. Las empresas Bosch y Lucas también estaban desarrollando sistemas de inyección indirecta controlados mecánicamente y varios fabricantes, tales como Porsche, Mercedes, Aston Martin y Maserati entre otros, los incorporaron en algunos modelos de sus coches, en los años 60.

En paralelo, el carburador había tenido una evolución notoria dentro del mercado del automóvil; de aquel concepto simple presentado por Benz ya casi no quedaba nada y el carburador se había convertido en un elemento complejo pero eficaz y fiable para las necesidades de la época. En el capítulo 16 de este libro se pueden ver los elementos fundamentales que hicieron del carburador un dispositivo capaz de suministrar el combustible en todas las condiciones de operación del motor. A fines de los 70 el carburador había llegado a un grado de complejidad tal que su evolución se estaba estancando y, aunque seguía siendo mayoritario su uso en todo tipo de vehículos con motor de gasolina, su futuro no era muy prometedor. Fueron dos hechos casi simultáneos los que eliminaron del mercado del automóvil al carburador: uno fue la irrupción de la electrónica en el control de los sistemas de inyección (aunque había empezado varios años antes no fue hasta fines de los 70 que su costo y fiabilidad fueron interesantes para el mercado) y el segundo fue la implementación del catalizador de tres vías para el control de emisiones, hecho que se verá con más en detalle en el apartado 1.4.5 de este capítulo.

Los sistemas de inyección controlados electrónicamente tienen su origen en una patente presentada por Bendix en el año 1957 y otorgada en el año 1961. El sistema patentado por Bendix incluía, además de una bomba para elevar la presión, un sistema de boquillas (inyectores) controlados por medio de válvulas solenoides. Aunque el sistema nunca fue utilizado en vehículos por problemas de costos y fiabilidad, sentó las bases de lo que posteriormente sería la verdadera revolución electrónica. Bendix cedió los derechos de esta patente a Bosch, que en 1967 presentó el modelo *D-Jetronic*, que fue el primer sistema de inyección electrónica. Este sistema lo incorporaron entre otros VW en el modelo 3, Mercedes en su serie R107 y Volvo en la serie 100. A partir de ahí el desarrollo de los sistemas de inyección electrónica no ha parado. El primer avance fue incorporar un sensor mecánico para la medida del caudal de aire en el modelo *L-Jetronic*, montado por primera vez en un coche, en el Porsche 914, en el año 1974. En el año 1979 se incorporó al sistema de inyección el control del encendido por medio del sistema *Motronic*, que incluía el primer microprocesador usado en un automóvil. El avance definitivo se completó en el año 1982, cuando se incorporó el control del dosado por medio de la sonda lambda y la medida del caudal de aire mediante un sensor de hilo caliente.

A fines de los 90 Mitsubishi lanzó al mercado un motor de gasolina con inyección directa, que fue seguido en la década siguiente por otros fabricantes. Las características de cada uno de los sistemas actuales de inyección se desarrollarán con más detalle en el capítulo 16.

1.4.3 Sistemas de inyección Diesel

En el motor Diesel original el combustible era inyectado por medio de aire comprimido, el cual atomizaba el combustible y lo introducía al motor a través de una tobera que se abría y cerraba por medio de una leva.

La revolución de los sistemas de inyección Diesel llegó de la mano de Bosch cuando en el año 1927 se fabricaron las primeras bombas de inyección en línea, aunque su desarrollo había comenzado cinco años antes. Esto provocó, junto con el desarrollo de la precámara de combustión, el verdadero avance en la evolución de los motores Diesel, ya que hasta ese momento los motores Diesel eran grandes y con velocidades de giro entre 100 y 200 rpm, debido a las bajas presiones de inyección que se utilizaban hasta ese momento.

El desarrollo de la bomba de inyección en línea permitió a Mercedes, en 1937, fabricar el primer automóvil de serie con motor Diesel, el 260D, equipado con un motor de 4 cilindros y 2,5 litros, precámara de combustión, válvulas en culata, que entregaba 34 kW a 3000 rpm, con un consumo aproximado de 9 litros/100 km. Mercedes incorporó al año siguiente un sistema de calentamiento que facilitaba los arranques en condiciones de baja temperatura.

A partir de ese momento el desarrollo en los sistemas de inyección fue constante, primero sobre las bombas en línea, aumentando la presión de inyección e incorporando sistemas de dosificación del combustible cada vez más complejos y eficientes. A mediados de los 60 aparece en el mercado una bomba de inyección rotativa que, a diferencia de la bomba en línea, tenía solo un pistón encargado de elevar la presión para todos los cilindros. Estas bombas tienen la ventaja de ser más compactas y por ello su desarrollo se centró en aplicaciones para automóviles, usándose las bombas en línea sólo para aplicaciones en vehículos pesados.

La evolución en los motores Diesel exigió a los fabricantes de los sistemas de inyección un control cada vez más preciso en la forma en que el combustible era introducido en el motor, lo cual llevó a que las bombas de inyección, al igual que los carburadores en los motores de gasolina, tuvieran un grado muy alto de complejidad, debido al gran número de elementos auxiliares que las equipaban. A estas alturas del desarrollo, las bombas de inyección ya alcanzaban presiones cercanas a los 900 bar.

A comienzos de los 80 se comenzó a introducir el control electrónico en las bombas de inyección, siendo Peugeot uno de los pioneros. En el año 1984 Bosch lanza al mercado la primera bomba rotativa controlada electrónicamente; sin embargo, la evolución de los sistemas de inyección iba a seguir otro camino.

El primer prototipo de sistema *common rail*, actualmente uno de los más usados, comenzó su desarrollo en los años 60 en Suiza por Robert Huber, aunque no fue hasta los 80 cuando el Dr. Marco Ganser desarrolló por completo la tecnología *common rail*.

El primer sistema comercial de *common rail* fue comercializado en 1995 por Denso en Japón y era una aplicación para motores de camión de la empresa Hino. En la misma época el grupo Fiat había estado trabajando en el desarrollo de un sistema *common rail*, que finalmente vendió a Bosch para completar su desarrollo y su fabricación en serie. De este modo, en el año 1997 aparece en el mercado el Alfa Romeo 156 1.9 JTD, que fue el primer vehículo equipado con un sistema *common rail*; ese mismo año Mercedes presentó su modelo C 220 CDI.

En paralelo al desarrollo del *common rail* aparecieron en el mercado otros sistemas de inyección controlados electrónicamente. Uno de ellos fue el inyector bomba, que en su versión mecánica fue patentado en 1911 por Frederick Lamplough. Los primeros en utilizarlos para aplicaciones industriales fueron Caterpillar en sus motores V8 de 7,3 litros y el grupo VW en automóviles, que lo incorporó en algunos de sus modelos a partir del año 1997. Otro sistema similar es el *unit pump*, que está compuesto de una bomba controlada electrónicamente para cada cilindro y un inyector que puede ser mecánico o tipo *common rail*; este sistema apareció en el mercado en el año 1995 cuando Mercedes y Mack lo utilizaron en sus motores de camión. Ambos sistemas tienen la ventaja respecto al *common rail* de que pueden obtener presiones de inyección más altas, alrededor de 2000 bar, pero su flexibilidad no es tan amplia (véase el capítulo 19 para más información sobre estos sistemas de inyección).

1.4.4 Inyección directa e indirecta en motores Diesel

El motor Diesel nació como un motor de inyección directa, es decir el combustible era directamente inyectado en la cámara de combustión, sin embargo, debido a las bajas velocidades de combustión su uso estaba limitado a grandes motores girando a bajo régimen de giro.

La primera patente que hace referencia a una precámara de combustión es debida a L'Orange, un ingeniero alemán, que en marzo de 1909 patentó (DRP 230517) el concepto de precámara de combustión. En el año 1922 Mercedes-Benz presentó un motor de tractor con un sistema semejante a lo que hoy conocemos como una precámara de combustión. El sistema consistía en inyectar el combustible en una pequeña cámara situada sobre el pistón donde debido a un mayor movimiento del aire la velocidad de combustión aumentaba considerablemente, haciendo posible que el motor girara a un régimen de giro mayor.

Entre los tipos más difundidos de precámara de combustión por turbulencia, reviste especial relieve la proyectada por Harry Ricardo, conocida como cámara Comet, la cual está diseñada para darle al aire un movimiento en dirección tangencial, por tanto, de rotación en torno al eje principal del cilindro, y capaz de persistir como torbellino libre durante toda la carrera de compresión del pistón. Estos desarrollos, junto con los avances en los sistemas de inyección, permitieron aumentar el régimen de giro de los motores Diesel hasta 3000 rpm. Así aparece, en el año 1936, el primer motor Diesel que equipaba un turismo, el Mercedes 260D.

Durante los años 60, con la utilización de la sobrealimentación en los motores Diesel y el desarrollo de los sistemas de inyección de alta presión, la tecnología de las cámaras de combustión quedó dividida dependiendo del tipo de utilización de los motores. Los motores de camión eran en su mayoría de inyección directa con la cámara de combustión labrada en el pistón, con una relación de compresión en torno a 17:1 y un régimen máximo de giro que estaba alrededor de las 2200 rpm. Por otro lado, los motores de turismo estaban equipados con precámaras de combustión, trabajando con relaciones de compresión de 22:1 y un régimen de giro que llegó a alcanzar las 5500 rpm.

La principal desventaja de los sistemas de precámara de combustión radica en las pérdidas de calor debido a su gran relación superficie volumen, que hacen indispensable el uso de bujías de precalentamiento para el arranque en frío; otra desventaja son las pérdidas producidas al pasar los gases por el orificio que conecta la precámara con el cilindro, problema que se acentúa a altos regímenes de giro, incrementando el consumo de combustible.

En la década de los 90, el desarrollo de los sistemas de inyección y la sobrealimentación permitió a los fabricantes introducir en el mercado motores Diesel de turismo de inyección

directa sobrealimentados. Estos motores, aunque giran a un régimen menor que los de precámara, alrededor de 4000 rpm, pueden entregar una potencia mayor gracias a los altos niveles de sobrealimentación que alcanzan. La irrupción en el mercado de estos motores ha dado por finalizado el desarrollo de los motores de precámara, ya que su rendimiento es menor que el de los motores Diesel de inyección directa.

1.4.5 Sistemas de control de emisiones

La evolución de los motores a lo largo de la historia ha tenido tendencias de acuerdo a los requerimientos de la sociedad. Una vez acabada la Segunda Guerra Mundial la industria de los motores se centró en mejorar las prestaciones de los MCIA, quedando el consumo de combustible en un segundo plano. A partir de la gran crisis del petróleo a comienzos de los 70, la industria automotriz centró su interés en la reducción del consumo de combustible, haciendo motores más pequeños y eficientes.

Con la masificación del uso del automóvil apareció el problema de la contaminación atmosférica, que ha controlado en gran medida el desarrollo de los MCIA en los últimos años.

En los años 60 y 70, principalmente en California, y posteriormente en el resto de Estados Unidos y Europa, comenzaron a implantarse las primeras reglamentaciones relacionadas con las emisiones contaminantes de los motores, al principio con medidas simples como el control de los gases del cárter del motor, el control de la evaporación del combustible, o el control de monóxido de carbono (CO) emitido en ralentí.

Pero con el tiempo las normas comenzaron a centrarse en la emisión de CO e hidrocarburos (HC) emitidos en condiciones de marcha del motor, apareciendo los primeros ciclos de conducción reglamentados para la medida de emisiones contaminantes. En la década de los 70 en Estados Unidos ya había normativas que regulaban la emisión de CO, HC y NO_x para motores de gasolina y la emisión de humos para motores Diesel.

En principio los fabricantes lograron resolver estos problemas por medio de los elementos disponibles, optimizando la combustión, e integrando nuevos elementos como fueron los catalizadores de oxidación, que permitían completar la oxidación de CO y HC antes de su emisión por el tubo de escape. En motores Diesel se integró en la bomba de inyección un sistema de control de dosado durante las aceleraciones para limitar la emisión de humos (*boost control*).

No fue hasta los 80 cuando las restricciones en los motores de gasolina forzaron a la utilización del catalizador de 3 vías, que reduce simultáneamente la emisión de CO, HC y NO_x. Este dispositivo que, desde el punto de vista de emisiones contaminantes, ha sido la solución para los motores de gasolina hasta la actualidad, provocó dos revoluciones relacionadas con los motores. La primera fue la supresión del plomo de las gasolinas, ya que este producía un envenenamiento del catalizador, con la consiguiente revolución en la industria de los combustibles. La segunda fue la eliminación del uso del carburador en motores de automóviles, debido a que para que el catalizador tenga la máxima eficiencia, el motor debe trabajar en todo momento con dosado estequiométrico. El carburador, que cumplía con creces los requerimientos de mezcla de los motores de gasolina, no podía controlar de manera eficiente el dosado, siendo los sistemas de inyección controlados electrónicamente, que incorporaban la sonda lambda para el control del dosado, los que sentenciaron el abandono del uso del carburador.

En los motores Diesel la adecuación a las normativas ha sido diferente que en los motores de gasolina. Si bien también los sistemas de inyección controlados electrónicamente han sido vitales en el cumplimiento de las normativas, el postratamiento de los gases de escape no ha

sido necesario hasta la llegada del nuevo siglo. Los principales factores que han permitido cumplir con la normativa han sido la flexibilidad de los sistemas de inyección, la recirculación de gases de escape y la utilización de la inyección directa en motores de automóviles.

El post tratamiento ha llegado a los motores Diesel en forma de filtros de partículas, principalmente para motores de turismos, en forma de catalizadores de oxidación que pueden trabajar con dosados pobres, y en forma de SCR (*Selective Catalytic Reduction*). Esta última solución es la más empleada por los vehículos de transporte pesado, aunque estos elementos son demasiado recientes como para aventurar cuál será su desarrollo en el futuro.

Los nuevos motores de inyección directa de gasolina que trabajan en condiciones de mezclas pobres no pueden utilizar los típicos catalizadores de tres vías y su problemática es más cercana a lo que ocurre en los motores Diesel, por lo que las soluciones van encaminadas en ese sentido.

En el capítulo 21 el lector podrá encontrar una descripción detallada, así como el funcionamiento y prestaciones, de todos los elementos que aquí se han nombrado.

1.5 Resumen

En este capítulo se ha hecho una revisión histórica de los antecedentes de los MCIAs, comenzando con la máquina de vapor y el nacimiento de la termodinámica y siguiendo con las primeras patentes de los que hoy conocemos como MCIAs. Se ha continuado con una revisión del motor sin compresión previa y el primer ciclo de cuatro tiempos de Beau de Rochas, para luego hacer referencia a los dos tipos de motores que han marcado la historia de los MCIAs, el propuesto por Otto, considerado el primer motor de 4 tiempos y el propuesto por Diesel.

En la segunda parte de este capítulo se intenta hacer una revisión de la evolución que han tenido los motores en los más de 100 años desde su creación hasta nuestros días. Para ello se ha hecho un listado cronológico de los hitos más relevantes que ha tenido la evolución de los MCIAs. Algunos aspectos de esta evolución han sido abordados con más detalle dada la influencia que estos han tenido en el desarrollo de los motores.

Otros aspectos relacionados con la evolución en MCIAs, no tratados en este capítulo, se abordan de forma específica en los capítulos correspondientes, como son la evolución de los lubricantes y combustibles (capítulo 6 y 14 respectivamente) y del control aplicado a motores (capítulo 23).

Referencias y Bibliografía

Bibliografía

- Amengual, R., *Bielas y Álabes*. Oficina Española de Patentes y Marcas, 2008.
- Carnot, S., *Réflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres à développer cette puissance*. Bachelier, 1824.
- Cummins, L., *Internal fire*. SAE International, 1989.
- Cummins, L., *Diesel's Engine*. Carnot Press, 1993.
- Newcomb, T., Spurr, R., *A Technical history of the motorcar*. Adam Hilger, 1980.
- SAE, *The automobile. A century of progress*. SAE International, 1997.
- Suzuki, T., *The romance of engines*. SAE International, 1997.

Capítulo 2

Clasificación de los MCIA

J. Benajes

E. Navarro

2.1	Introducción.....	24
2.2	Potencial y debilidades de los MCIA.....	25
2.3	Criterios de clasificación y características diferenciadoras.....	26
2.3.1	Proceso de combustión.....	27
2.3.2	Ciclo de trabajo	28
2.3.3	Presión de admisión	32
2.3.4	Tipo de refrigeración.....	33
2.3.5	Número y disposición de los cilindros.....	35
2.4	Diferencias fundamentales entre MEC y MEP	35
2.4.1	Formación de la mezcla	36
2.4.2	Regulación de la carga y dosado.....	37
2.4.3	Tipos de cámaras de combustión	38
2.4.4	Tipo de combustible.....	40
2.4.5	Potencia y rendimiento.....	41
2.5	Principales campos de aplicación.....	41
2.6	Resumen	42
	Referencias y bibliografía.....	42

2.1 Introducción

En general, un motor se puede considerar como un dispositivo que permite transformar cualquier tipo de energía en energía mecánica. Dentro de ese amplio campo, se encuentra el motor térmico, que se puede definir como el dispositivo que permite obtener energía mecánica a partir de la energía térmica contenida en un fluido compresible. Cabe la posibilidad de poder disponer directamente de esa energía, como es el caso de la energía geotérmica o la radiación solar, u obtenerla a partir de otros tipos de energía como puede ser la energía química almacenada en la materia. En este último caso se necesitará transformar esa energía química en energía térmica mediante un proceso adicional, como puede ser un proceso de combustión. Se necesitará además disponer de un fluido de trabajo que sea capaz de variar su energía a partir de la energía térmica y de los elementos mecánicos adecuados para que el fluido pueda transformar su energía en energía mecánica.

Dependiendo de donde se produzca el proceso de combustión los motores se pueden clasificar (Figura 2.1) en:

- Motores de combustión externa: si el proceso de combustión tiene lugar de forma externa al fluido de trabajo, como por ejemplo los motores Stirling.
- Motores de combustión interna: si el proceso de combustión tiene lugar en el propio fluido de trabajo, siendo este generalmente una mezcla de aire y combustible.

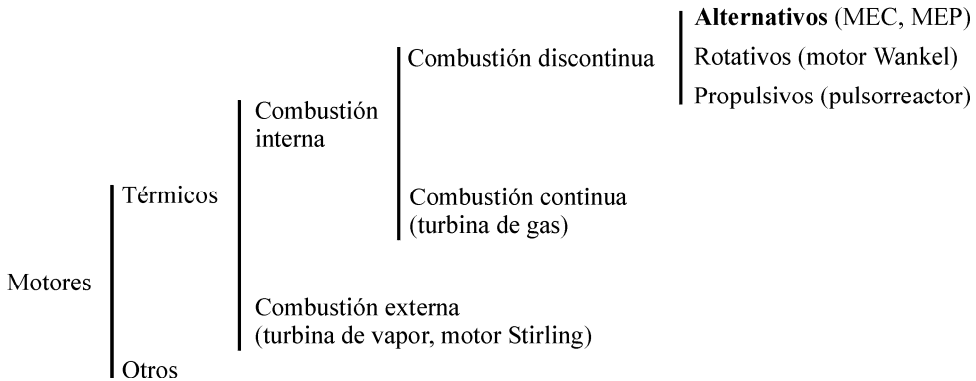


Figura 2.1 Clasificación de los motores.

Dentro de los motores de combustión interna, la combustión puede producirse de forma continua o de forma discontinua, lo que permite dividir a los motores de combustión interna en:

- Motores de combustión continua, que son aquellos en los que el proceso de combustión ocurre de forma continua en el tiempo y por consiguiente el fluido de trabajo debe también pasar a través del motor de forma continua.
- Motores de combustión discontinua, que son aquellos en los que el proceso de combustión ocurre de forma intermitente. En estos motores el fluido desarrolla un trabajo bien sobre una superficie móvil o bien aumentando la energía cinética de una corriente. En este último caso se trataría de un motor propulsivo, como por ejemplo un pulsorreactor.

En el caso de que el fluido desarrolle un trabajo sobre una superficie móvil, esta puede desplazarse mediante un movimiento giratorio o un movimiento rectilíneo. En el primer caso se tendría un motor rotativo, como por ejemplo un motor Wankel, y en el segundo caso se dispondría de un motor alternativo.

El objetivo de esta obra es el motor de combustión interna alternativo (MCIA), por lo que del resto de motores no se hará más que alguna referencia.

2.2 Potencial y debilidades de los MCIA

Los motores de combustión interna alternativos han dominado sin seria competencia en un amplio campo de aplicaciones debido a las grandes ventajas que presentan frente a otros tipos de motores, entre las que se pueden destacar las siguientes:

Rendimiento

El rendimiento global del motor, o rendimiento efectivo, puede tomar valores muy dispares, dependiendo del tipo de motor y sobre todo de sus condiciones de operación. En algunos motores, el valor máximo de este rendimiento puede alcanzar el 55%, referido a la energía disponible en el combustible. Aunque esta cifra pueda parecer pequeña, comparada con otros motores (eléctricos, por ejemplo), no lo es tanto en términos relativos, considerando las limitaciones termodinámicas y si se compara con otros motores térmicos, como la turbina de gas.

Por otro lado, el valor del rendimiento del MCIA es menos sensible a variaciones en el régimen y la carga que el de otras plantas motrices. En las turbinas de gas o de vapor, su régimen de giro afecta al movimiento del fluido sobre los elementos que constituyen el motor (álabes de compresor y turbina) por lo que su rendimiento se modifica apreciablemente.

Potencia

A diferencia de otros motores térmicos, que solamente están bien adaptados a grandes potencias, los MCIA se pueden construir para suministrar un amplio rango de potencia, que va desde valores de decenas de Watios hasta varias decenas de Megawatios, lo que permite que su campo de aplicación sea muy amplio.

Combustibles

Aunque los combustibles idóneos para MCIA deben ser de relativa alta calidad, este motor puede funcionar empleando combustibles de muy diferente naturaleza, tanto en fase líquida como en fase gaseosa, o incluso en fase sólida si el combustible está finamente pulverizado. Esto permite que el motor se adapte a la disponibilidad de un tipo u otro de combustible y le confiere un gran potencial para usar combustibles alternativos. Una gran ventaja de los combustibles líquidos aptos para MCIA es su gran poder calorífico referido a su volumen, lo que le confiere al MCIA una gran autonomía cuando se emplea en vehículos.

Características constructivas

Para adaptarse a cada aplicación concreta, el conjunto cilindro-émbolo, como unidad constitutiva del MCIA, se puede construir en tamaños muy dispares, con dimensiones características (diámetro y carrera) en rangos que van desde el centímetro (pequeños motores para modelismo) hasta el metro (grandes motores en buques o plantas de generación de electricidad).

Además, en los motores policilíndricos, los cilindros y émbolos se pueden combinar en soluciones constructivas muy diversas, como se explica en el apartado 2.3.5.

En la construcción de MCIA se pueden emplear materiales de bajo coste (acero poco aleado y aleaciones de aluminio), fundamentalmente debido a que las temperaturas medias de trabajo son relativamente bajas comparadas con las que se obtienen en otros tipos de motores, como consecuencia de la combustión discontinua y la sucesión de procesos que tienen lugar en el motor (combustión seguida de expansión y de renovación de la carga).

Sin embargo la utilización de los MCIA también presenta algunas debilidades e inconvenientes, como pueden ser:

- La emisión de gases contaminantes, incluyendo aquí el dióxido de carbono, comparado especialmente con otros propulsores en algunas aplicaciones específicas, como el motor eléctrico en pequeños vehículos. Esta debilidad puede desaparecer si se compara no solamente el resultado de la utilización del motor, sino la cadena completa de impactos producidos por todos los procesos necesarios desde el acopio de energía primaria hasta el uso final del motor.
- La limitación en la potencia máxima, que es crucial en aplicaciones de centrales eléctricas, donde el MCIA no puede competir con las turbinas, tanto hidráulicas como térmicas.
- La potencia específica máxima (potencia por peso del motor) que es decisiva en aplicaciones de transporte a alta velocidad (aeronaves o buques rápidos), en las que el MCIA ha sido desplazado por la turbina de gas.
- La dependencia del petróleo para obtener el combustible que se emplea mayoritariamente en transporte. Este factor ha potenciado la investigación para disminuir el consumo de combustible y para emplear combustibles alternativos no derivados del petróleo.

En cualquier caso, el balance global entre ventajas e inconvenientes se ha mantenido muy favorable para el MCIA durante los últimos cien años, no encontrándose ninguna planta propulsora que pudiera sustituirle de modo extensivo, excepto en el campo de la aviación. El futuro del MCIA pudiera parecer incierto, en vista del endurecimiento de las normativas anti-contaminación, la disminución de las reservas de petróleo, y de las diferentes alternativas que se postulan para sustituirlo total o parcialmente en un plazo más o menos lejano. No obstante, las ventajas comentadas han tenido como resultado que hasta hoy día hayan fallado los frecuentes pronósticos lanzados en el pasado que auguraban la sustitución y desaparición del MCIA.

2.3 Criterios de clasificación y características diferenciadoras

Los motores alternativos se pueden clasificar de múltiples formas, atendiendo a criterios tan diferentes como pueden ser: el proceso de combustión, el ciclo de trabajo, la forma en la que se introduce el aire en el cilindro, el tipo de combustible utilizado, el sistema para introducir el combustible, el sistema de control utilizado, el tipo de refrigeración, el número y disposición de los cilindros, etc.

Ninguna de esas características excluye a las demás, por lo que en una clasificación global existirían tantas categorías distintas de MCIA como combinaciones de esas características se pudieran pensar. Obviando tipos de motor con aplicaciones marginales, los criterios más importantes para clasificar los MCIA, y los tipos más característicos dentro de cada clasificación se exponen a continuación.

2.3.1 Proceso de combustión

Atendiendo al proceso de combustión los MCIA se clasifican en motores de encendido provocado (MEP) y motores de encendido por compresión (MEC).

Motores de encendido provocado, MEP

La característica fundamental de este motor es que el inicio de la combustión se produce mediante un aporte de energía externo al ciclo termodinámico, que en motores modernos se consigue al hacer saltar una chispa entre los dos electrodos de una bujía. El instante en el que se debe hacer saltar la chispa deberá ser el adecuado para conseguir que el proceso de combustión sea lo más eficiente posible.

En estos motores, la mezcla de aire y combustible puede realizarse fuera del cilindro durante el proceso de admisión (motores de mezcla homogénea) o puede introducirse únicamente aire durante el proceso de admisión y el combustible se introduce posteriormente durante la compresión directamente al cilindro formándose una mezcla heterogénea (motores de inyección directa y mezcla estratificada).

Como consecuencia característica de lo anterior, el proceso de combustión se produce por el avance de un frente de llama que recorre la cámara de combustión, partiendo desde la bujía y separando en todo momento dos zonas claramente definidas, una con gases frescos y otra con gases quemados.

Otros nombres que reciben estos motores son: motor de explosión, motor de encendido por chispa y motor Otto.

Motores de encendido por compresión, MEC

En estos motores la combustión se inicia mediante un proceso de autoencendido de la mezcla de combustible al conseguirse temperaturas suficientemente altas en la cámara de combustión debido al proceso de compresión. Para controlar de modo aproximado el instante de encendido, durante el proceso de admisión se introduce solamente aire y el combustible se inyecta hacia el final de la carrera de compresión, cuando el aire alcanza niveles de temperatura altos para producir el autoencendido.

A diferencia de los MEP, en estos motores la mezcla aire combustible es espacialmente heterogénea, y la combustión se produce en aquellas zonas en las que las condiciones de la mezcla aire-combustible son las adecuadas, con preferencia donde el dosado local es cercano al estequiométrico. No existe pues una zona claramente definida donde se produce la combustión, sino que aparecen muchos frentes de llama cuya evolución depende del chorro de combustible inyectado y del movimiento del aire en la cámara de combustión.

Por lo tanto, el proceso de combustión depende espacial y temporalmente del proceso de inyección, y está controlado por el desarrollo de los procesos físicos que tienen lugar en el seno del chorro de combustible como la penetración, la atomización, la evaporación y la mezcla con el aire.

El nombre más extendido para el MEC es el de motor Diesel, en honor al ingeniero alemán que lo inventó.

A principios de este siglo se han estudiado y desarrollado prototipos de motores en los que el encendido se hace por compresión, como en los MEC, pero en los que el aire y el combustible se encuentran en mezcla homogénea antes del inicio de la combustión (como en los MEP). Estos motores pueden emplear combustibles típicos de los MEC o de los MEP, y reciben nombres como motores HCCI (*Homogeneous Charge Compression Ignition*) o CAI (*Contro-*

lled Auto-Ignition) cuando derivan de un MEC o de un MEP respectivamente. Este tipo de combustión se comenta con más detalle en el capítulo 20.

2.3.2 Ciclo de trabajo

Según el ciclo de trabajo los motores alternativos se pueden clasificar en motores de cuatro tiempos (4T) y motores de dos tiempos (2T). Las diferencias entre estos dos tipos de motores tienen que ver básicamente con el proceso de renovación de la carga, es decir, escape y admisión.

Motores de cuatro tiempos

En estos motores el ciclo de trabajo se completa en dos vueltas de cigüeñal o, lo que es lo mismo, en cuatro carreras del émbolo. De esto último proviene la denominación de motores de 4 tiempos.

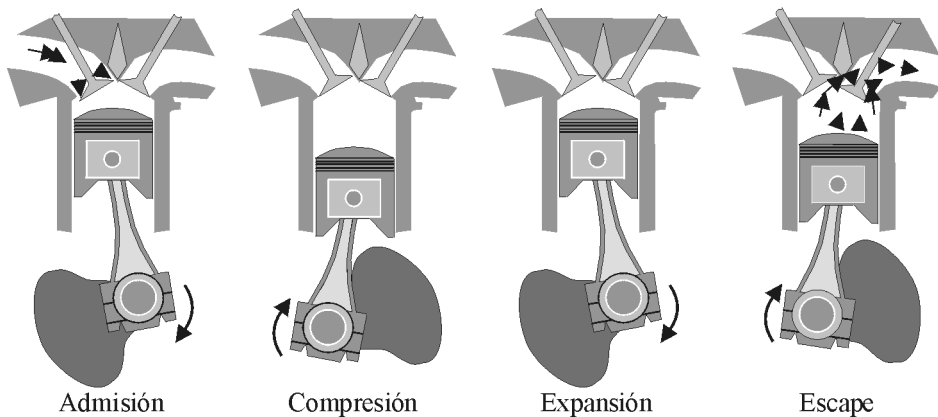


Figura 2.2 Fases de un motor de 4T.

Los procesos que tienen lugar, salvo modificaciones que se detallan posteriormente, son (Figura 2.2):

- Fase de admisión (1ª carrera): con las válvulas de admisión abiertas y las de escape cerradas, el émbolo se desplaza desde el punto muerto superior (PMS) hacia el punto muerto inferior (PMI). Debido a esto se crea en el interior del cilindro una pequeña depresión, suficiente como para inducir la entrada de gases a través del conducto de admisión. Estos gases serán aire o una mezcla de aire y combustible, dependiendo del tipo de motor. Cuando el émbolo llega al PMI las válvulas de admisión se cierran y comienza la siguiente fase.
- Fase de compresión (2ª carrera): con las válvulas de admisión y escape cerradas el émbolo se desplaza desde el PMI hacia el PMS comprimiendo el fluido contenido en el cilindro. En las cercanías del PMS se produce el salto de chispa en el caso de un motor de encendido provocado o se inyecta el combustible en el caso de un motor de encendido por compresión, produciéndose la combustión.
- Fase de expansión (3ª carrera): la combustión, entre otros efectos, produce un aumento de presión de los gases contenidos en el cilindro, empujando al émbolo, que se desplaza desde el PMS hacia el PMI. Este desplazamiento es el único del que se obtiene trabajo.

- Fase de escape (4ª carrera): en el PMI se abre la válvula de escape y el émbolo comienza a desplazarse hacia el PMS expulsando los gases quemados hacia el exterior del cilindro. Cuando el émbolo llega al PMS se cierra la válvula de escape y se inicia un nuevo ciclo.

En realidad, debido a la compresibilidad del aire y a que la combustión no puede producirse a volumen constante, es necesario realizar modificaciones respecto a lo descrito anteriormente en los momentos de apertura y cierre de las válvulas y en el instante de inicio de combustión, de modo que no coincidan con los PMS y PMI, sino que se producen con adelantos y retrasos respecto a estos puntos.

Así se definen, siguiendo la misma secuencia anterior:

- Avance en la apertura de admisión (AAA), como el ángulo girado por el cigüeñal desde el inicio de la apertura de la válvula de admisión hasta el PMS.
- Retraso en el cierre de admisión (RCA) como el ángulo girado por el cigüeñal desde el PMI hasta que se cierra la válvula de admisión.
- Avance al encendido (AE) o avance a la inyección (AI), como el ángulo girado por el cigüeñal desde el salto de chispa en la bujía o desde el inicio de la inyección de combustible hasta que el émbolo se encuentra en el PMS.
- Avance en la apertura de escape (AAE), como el ángulo girado por el cigüeñal desde el inicio de la apertura de la válvula de escape hasta el PMI.
- Retraso en el cierre de escape (RCE), como el ángulo girado por el cigüeñal desde el PMS hasta que se cierra la válvula de escape.

El ángulo durante el que permanecen abiertas las válvulas de admisión y escape se denomina ángulo de cruce de válvulas, y es la suma de los valores del AAA más el RCE. Estos ángulos se suelen representar en un gráfico como el de la Figura 2.3.

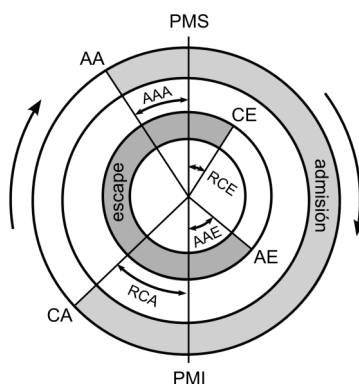


Figura 2.3 Diagrama de la distribución de un motor de cuatro tiempos.

La conveniencia de los ángulos de avance y de retraso se justifica con detalle en capítulos posteriores, y es debido por un lado a efectos como la no estacionariedad y la compresibilidad del flujo, y a razones mecánicas, ya que no es posible abrir y cerrar las válvulas instantáneamente, por lo que para conseguir una cierta abertura en los puntos muertos, es preciso abrir antes y cerrar más tarde.

El valor óptimo de estos ángulos depende claramente tanto de las condiciones de operación del motor, sobre todo del régimen de giro, como de las características constructivas del motor como el número de cilindros, la disposición y dimensiones de los colectores de admisión

En la Figura 2.4 se muestra el diagrama presión-volumen de un motor de 4T.

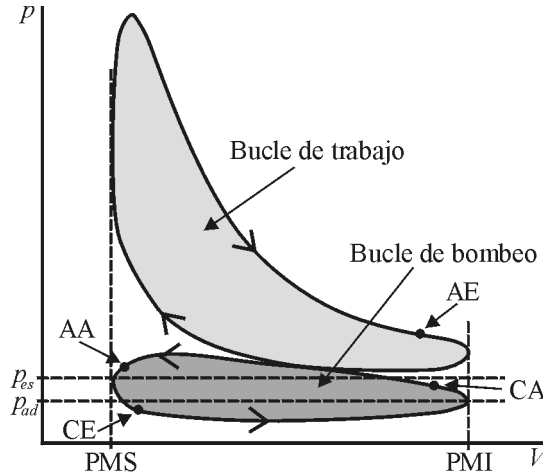


Figura 2.4 Diagrama presión-volumen de un motor de 4T.

Motores de 2 tiempos

Este tipo de motores se caracteriza porque el ciclo se completa en dos carreras del émbolo o, lo que es lo mismo, en una revolución, es decir, en 360 grados de giro de cigüeñal. Los procesos que tienen lugar son los mismos que en un motor de cuatro tiempos, aunque con menor duración angular. La diferencia fundamental reside en el proceso de renovación de la carga, ya que en estos motores la mayor parte de los procesos de escape y de admisión ocurre simultáneamente, en lo que se denomina proceso de barrido. Como ese término indica, el pistón no expulsa los gases quemados y aspira los gases frescos, sino que son los gases frescos, que se encuentran a mayor presión que los gases en el cilindro, los que barren a los gases quemados hacia el escape. El ciclo seguido por los gases del cilindro se muestra en la Figura 2.5.

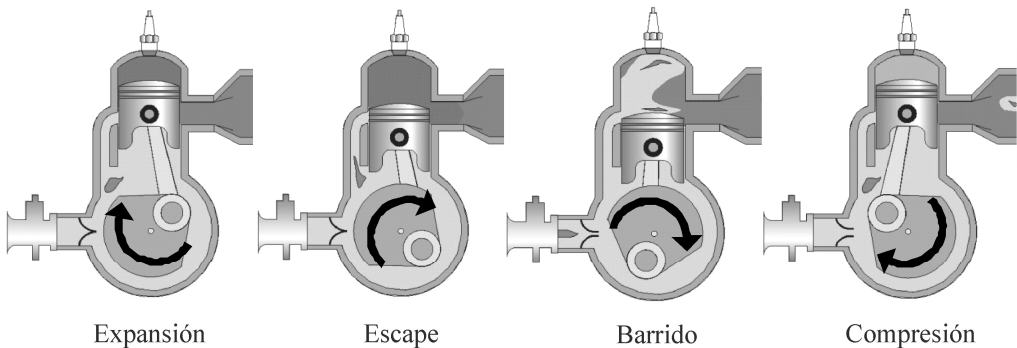


Figura 2.5 Fases de un motor de dos tiempos de barrido por cárter.

Los procesos de compresión y de combustión son análogos a los de un motor de cuatro tiempos, y podrán ser de MEC o de MEP. Las diferencias comienzan en la segunda mitad de la carrera de expansión, cuando mucho más temprano que en un motor de cuatro tiempos, se inicia el proceso de escape. Esto puede ocurrir de dos modos, dependiendo del tipo de motor:

por apertura de una o varias válvulas de escape, como en un motor de cuatro tiempos, o por una o varias aberturas practicadas en el propio cilindro, llamadas lumbreras, y que quedan descubiertas por el propio movimiento del émbolo. En cualquier caso, los gases de escape abandonan el cilindro espontáneamente, por la presión elevada en su interior. A continuación, y todavía antes de que el émbolo alcance el PMI, se inicia la apertura de la admisión, por uno de los dos métodos ya comentados. En este instante, la presión en el cilindro debe haber caído suficientemente, de modo que los gases frescos en el conducto de admisión puedan entrar en el cilindro y efectuar el barrido de los gases quemados. El proceso de barrido continúa con el émbolo llegando al PMI e iniciando su carrera hacia el PMS, permaneciendo todavía tanto la admisión como el escape abiertos. Bien avanzada la carrera, se cierran las válvulas o las lumbreras de admisión y de escape. En el caso de válvulas accionadas por un mecanismo de distribución, se puede elegir el punto de cierre, pero en el caso de lumbreras descubiertas por el movimiento del émbolo, el cierre se hace necesariamente de modo simétrico a su apertura con respecto al PMI. Una vez terminado el proceso de barrido, se inicia el proceso de compresión efectivo, quedando para ello bastante menos de una carrera completa.

De esta descripción del proceso de renovación de la carga, se induce que el émbolo no realiza ningún trabajo para expulsar los gases quemados, pero también que es preciso que la presión en el conducto de admisión sea mayor que la presión en el escape.

Para introducir los gases frescos en el cilindro es necesario utilizar un compresor o el cárter del propio motor que hace las veces de compresor. En el primer caso la lumbrera por la que entran los gases frescos al cilindro se denomina lumbrera de admisión. En el segundo caso, de los llamados motores de barrido por cárter, coexisten dos tipos de lumbreras, la de admisión situada en el cárter del motor y la de transferencia que comunica el cárter con el cilindro (Figura 2.5). En este último caso, mientras el émbolo se desplaza desde el PMI al PMS se abre la lumbrera de admisión y entran gases frescos al cárter. Una vez el émbolo en el PMS se cierra la lumbrera de admisión y comienzan a comprimirse los gases introducidos en el cárter hasta que el émbolo abre la lumbrera de transferencia y comienzan a pasar gases desde el cárter al cilindro.

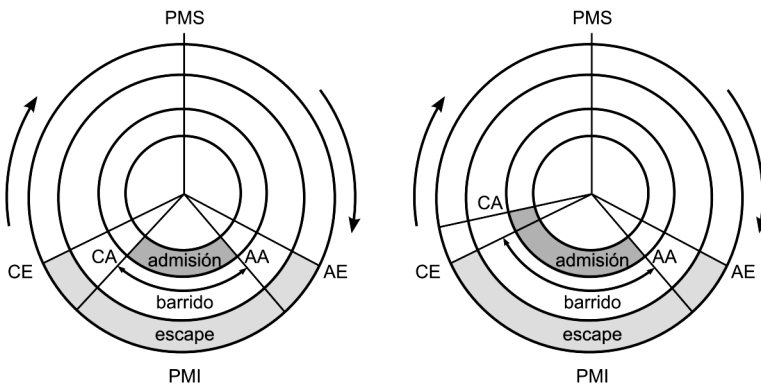


Figura 2.6 Diagramas de distribución en un motor de 2T.

Atendiendo al orden en el que se cierran las lumbreras los motores de dos tiempos se pueden clasificar en: motores de barrido simétrico y motores de barrido asimétrico. Los motores de barrido simétrico son típicamente aquellos en los que la apertura y cierre de las lumbreras

están controladas por la posición del pistón (Figura 2.6). Un barrido asimétrico como el que ilustra la Figura 2.6 suele ser más eficaz, y se consigue bien por la utilización de válvulas accionadas con un mecanismo de distribución, semejante a los motores de cuatro tiempos, o en el caso de los motores con barrido por cárter, independizando la apertura de las lumbreras de admisión de la posición del pistón, mediante válvulas rotativas o de láminas.

El diagrama presión-volumen de un motor de dos tiempos contiene solamente el bucle de alta presión, o de trabajo, como ilustra la Figura 2.7.

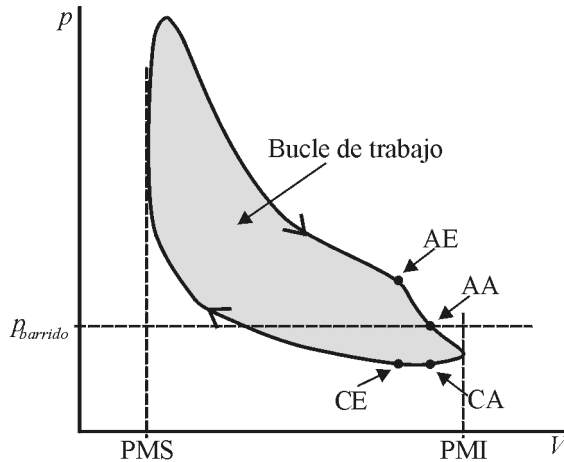


Figura 2.7 Diagrama presión-volumen de un motor de 2T.

2.3.3 Presión de admisión

Según la presión existente en el colector de admisión, es decir con la que se introducen los gases frescos al cilindro, los motores se pueden clasificar en: motores de aspiración natural y motores sobrealimentados.

Motores de aspiración natural

En estos motores los gases frescos entran en el cilindro inducidos por la succión creada por el propio movimiento del émbolo cuando se desplaza desde el PMS hacia el PMI. El valor medio de la presión en los conductos de admisión de estos motores (presión de admisión) será siempre menor que la presión atmosférica, debido a la caída de presión por fricción en el flujo de aire.

Motores sobrealimentados

En los motores sobrealimentados se utiliza un compresor para aumentar la presión de admisión por encima de la atmosférica, forzando la entrada de gases frescos al cilindro. El objetivo primero es el de aumentar la densidad del aire en el colector de admisión, de modo que se puede quemar mayor cantidad de combustible o quemar la misma cantidad en mejores condiciones. Como resultado final se puede aumentar la potencia del motor o su rendimiento, o reducir las emisiones en MEC, y en los motores de aviación, lograr que la potencia no varíe cuando se modifican las condiciones atmosféricas, por ejemplo al aumentar la altura de vuelo.

El compresor de sobrealimentación puede ser arrastrado mecánicamente a partir del cigüeñal o mediante el trabajo mecánico que suministra una turbina acoplada que aprovecha la energía térmica de los gases de escape (Figura 2.8).

Como consecuencia del proceso de compresión, la temperatura del aire de admisión aumenta, y con la finalidad de incrementar la masa de aire admitida, es usual añadir entre el compresor y el motor un intercambiador de calor con el fin de enfriar el aire, y aumentar así su densidad.

El valor de la presión a la salida del compresor, lo que se conoce como grado de sobrealimentación, está limitada en todos los motores por el esfuerzo mecánico que las piezas pueden soportar como consecuencia de las mayores presiones durante el ciclo dentro del cilindro. Además, en el caso de los MEP, una presión excesiva puede hacer aparecer el fenómeno del autoencendido o combustión detonante, descrita en el capítulo 18, teniendo como consecuencia que el grado de sobrealimentación en estos motores sea menor que en los MEC.

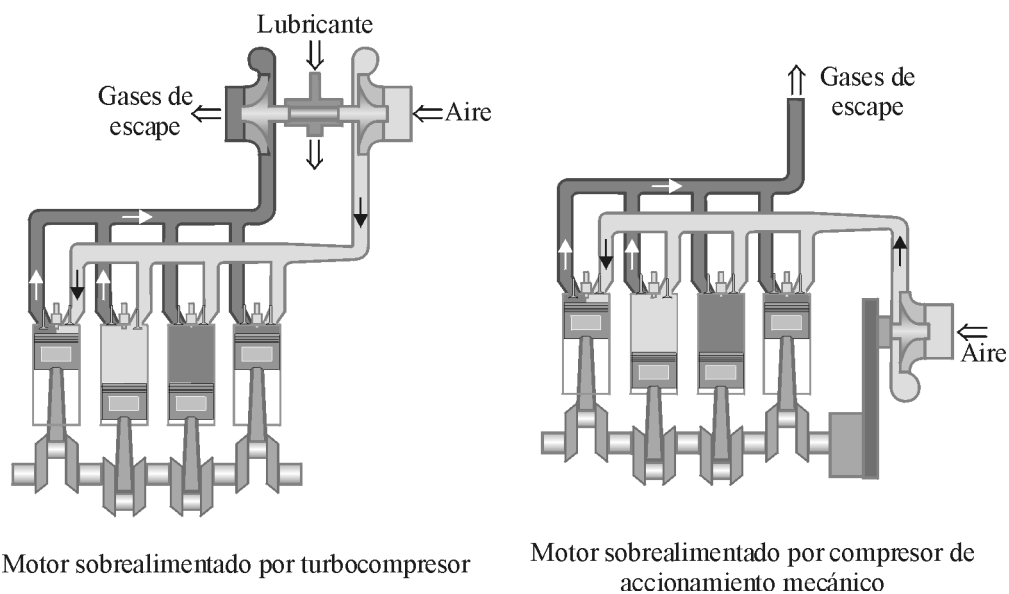


Figura 2.8 Esquemas de motores sobrealimentados.

2.3.4 Tipo de refrigeración

Los motores alternativos necesitan un sistema de refrigeración de los cilindros para limitar los esfuerzos térmicos, deformaciones y temperaturas dentro de los márgenes de diseño. El calor evacuado se transfiere siempre al ambiente, que suele ser el aire en motores terrestres y de aviación, y el agua en motores marinos.

Atendiendo al estado físico del fluido que se pone en contacto con el motor para transferir el calor hasta el ambiente, aire o agua, los motores se pueden clasificar en: motores refrigerados por aire, motores refrigerados por líquido y motores con refrigeración mixta.

Motores refrigerados por aire

En los motores refrigerados por aire es el propio aire ambiente el fluido que extrae el calor desde las paredes del motor, siendo necesario ampliar la superficie efectiva de transferencia mediante la utilización de aletas. El aire puede hacerse circular por el conjunto de aletas aprovechando la velocidad del vehículo en el que va montado el motor, si es este el caso, o mediante la utilización de ventiladores que fuerzan al aire a circular entre las aletas (Figura 2.9).

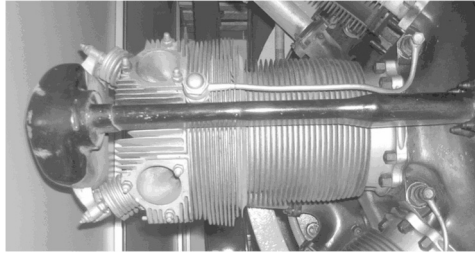


Figura 2.9 Cilindro de un motor refrigerado por aire.

Motores refrigerados por líquido

En el caso de motores refrigerados por líquido, este se hace circular mediante una bomba por canales internos en el motor y se utiliza un intercambiador de calor (Figura 2.10) para volver a enfriar el líquido, bien con el aire ambiente o con agua. El líquido utilizado suele ser una mezcla de agua, anticongelante y anticorrosivos, aunque pueden utilizarse otros líquidos como son algunos glicoles o el propio aceite de lubricación del motor.

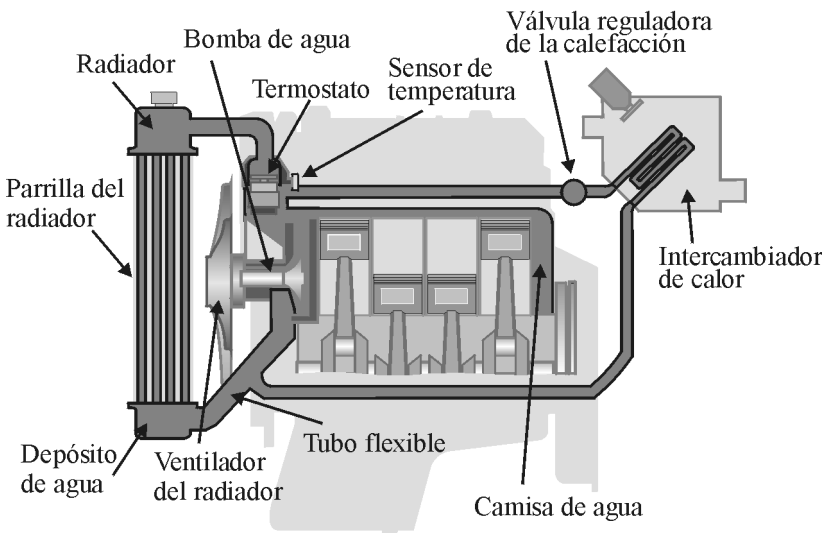


Figura 2.10 Esquema del sistema utilizado en un motor refrigerado por líquido.

En algunos casos, por ejemplo en motores de aviación, se utilizan sistemas mixtos en los que parte del motor se refrigera mediante aire y el resto mediante líquido.

2.3.5 Número y disposición de los cilindros

En un motor alternativo, una vez fijado el tamaño de cada cilindro (cilindrada unitaria), el número de cilindros viene determinado entre otros factores por la potencia a obtener. En general, cuanto mayor sea el número de cilindros de un motor, mejor será su equilibrado y su regularidad de marcha. Su número puede variar desde uno (motor monocilíndrico) a varias decenas, como es el caso de motores aeronáuticos (Lycoming R-7755 de 36 cilindros) o marinos (Zvezda M-507A de 112 cilindros).

Estos cilindros se pueden agrupar de diferentes formas y orientaciones, siendo en este caso el espacio ocupado por el motor el factor fundamental en su elección. Aún así, es preciso tener en cuenta otros factores, como la facilidad de refrigeración del motor o la accesibilidad para su mantenimiento. Algunas de las configuraciones más utilizadas son: motores en línea, motores en V, cilindros opuestos (boxer), motores en estrella o radiales y motores en varias estrellas (Figura 2.11), sin olvidar otras configuraciones menos convencionales, como son: motores en W, motores en doble línea, motores en H, motores de doble cigüeñal y cilindros opuestos, etc.

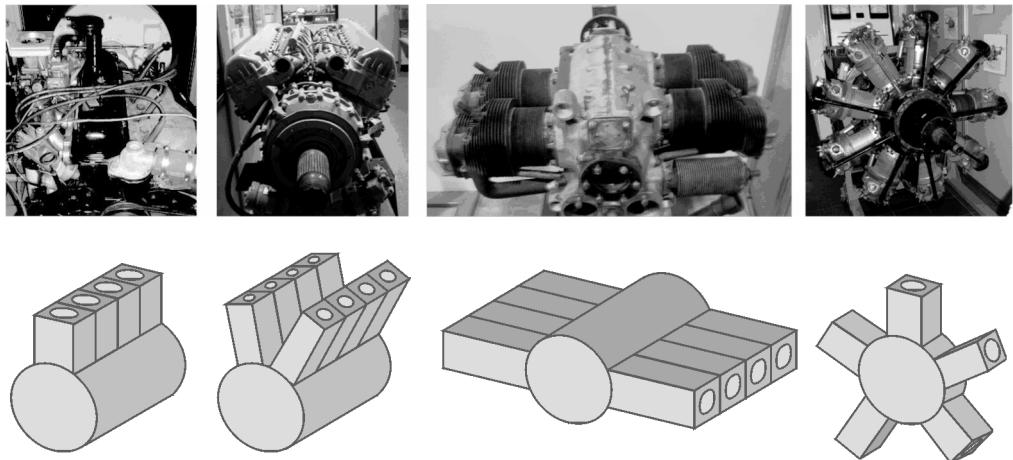


Figura 2.11 *Diversas configuraciones de los cilindros.*

En los motores en línea los ejes de los cilindros están situados en el mismo plano y son paralelos entre sí. En los motores en V los ejes de los cilindros están contenidos en dos planos, siendo sus ejes paralelos en cada uno de los planos y cortándose estos en una línea que coincide con el eje del cigüeñal. En este tipo de motores es necesario especificar el ángulo formado por los planos. Los motores con cilindros opuestos se corresponden a una configuración determinada de los motores en V, en los que el ángulo es de 180° . El capítulo 27 trata con más detalle estos aspectos constructivos.

2.4 Diferencias fundamentales entre MEC y MEP

Quizás la clasificación más importante de todas las anteriores es la que separa los motores en MEP y MEC ya que para conseguir procesos de combustión tan diferentes es preciso utilizar diseños constructivos específicos y condiciones de operación particulares de cada tipo.

La característica fundamental que diferencia a los MEP de los MEC es, de acuerdo con su nombre, el proceso de encendido de la mezcla aire combustible, y la subsecuente evolución de

la combustión. El resto de diferencias entre estos motores, a menudo muy importantes, son realmente consecuencia de esa característica fundamental.

El autoencendido de la mezcla en los MEC obliga a conseguir una temperatura elevada en la cámara de combustión, y a evitar que el combustible esté mucho tiempo en contacto con el aire, para evitar el encendido espontáneo sin control, por lo que el proceso de mezcla debe realizarse hacia el final de la carrera de compresión inyectando el combustible en la propia cámara de combustión. Este hecho impone duras exigencias al sistema de inyección, que debe contribuir a formar la mezcla en un período corto del ciclo. Por otro lado, el proceso de formación de la mezcla permite controlar la carga del motor simplemente variando la cantidad de combustible inyectado, sin modificar la cantidad de aire admitido. Asimismo, el combustible debe cumplir con unos requisitos específicos impuestos por el sistema de inyección y por la necesidad de autoencenderse con facilidad.

En el caso de los MEP, el encendido se provoca por aporte de energía del exterior en un punto de la cámara de combustión, desde donde se inicia la propagación de un frente de llama. Para ello es necesario conseguir una mezcla homogénea en todo el volumen de la cámara de combustión, y que se encuentre dentro de los límites de inflamabilidad. Ello obliga a realizar el proceso de mezcla muy pronto en el ciclo, generalmente durante la carrera de admisión, y a impedir que el combustible se autoencienda durante la carrera de compresión, limitando la temperatura de la mezcla en el cilindro. La exigencia de una mezcla aire-combustible homogénea en los límites de inflamabilidad obliga a que la regulación de la carga se haga controlando tanto la masa de combustible aportado, como la masa de aire admitido, obligando normalmente a estrangular el flujo en el conducto de admisión.

Estos hechos motivan la existencia de diferencias importantes entre los MEP y los MEC, respecto al modo de formar la mezcla aire combustible, a cómo se regula la carga, al tipo de cámaras de combustión, al tipo de combustible empleado y finalmente a los valores de potencia específica y rendimiento que pueden conseguir.

2.4.1 Formación de la mezcla

En los motores de encendido provocado se utilizan normalmente sistemas de inyección, aunque algunos motores pequeños de bajo coste siguen empleando carburadores. El inyector puede ir situado tanto en el colector de admisión como en el cilindro (motores de inyección directa). Si el combustible se introduce en el colector de admisión, el tiempo disponible para formar la mezcla es el correspondiente a la duración de la fase de admisión y compresión. Lo mismo sucede en los motores de inyección directa, cuando se inyecta durante la fase de admisión. Sin embargo, en estos motores, y en algunas condiciones de operación, el combustible se inyecta durante la carrera de compresión, por lo que el tiempo disponible para la formación de la mezcla es mucho más corto.

En los motores de encendido por compresión el combustible siempre se inyecta a alta presión al final de la carrera de compresión formándose la mezcla en la propia cámara de combustión. En este caso juega un papel muy importante el sistema de inyección, que debe ser capaz de distribuir rápidamente el combustible en la cámara de combustión, y contribuir a mezclarlo con el aire. En el caso muy habitual de emplear combustibles líquidos, esto implica atomizar el chorro y evaporar las gotas, entre otros fenómenos que se describen en los capítulos 19 y 20. En ocasiones es necesario combinar el efecto del sistema de inyección con el movimiento del aire en la cámara de combustión para acelerar la formación de la mezcla.

Estas diferencias llevan a que en los MEP se pueda conseguir fácilmente una mezcla homogénea en toda la cámara de combustión cuando se provoca el encendido. En cambio en los MEC, el autoencendido ocurre generalmente antes de haber terminado el proceso de inyección, por lo que la combustión progresa a medida que se va aportando el combustible, existiendo una alta heterogeneidad en la proporción aire-combustible en la cámara de combustión.

2.4.2 Regulación de la carga y dosado

Debido a las características diferenciadas del proceso de combustión en MEP y en MEC, la regulación de la carga del motor, es decir, la potencia producida a un régimen de giro dado, se realiza de modos distintos.

Motor de encendido provocado de inyección indirecta.

En los MEP de inyección indirecta, en los que se busca una mezcla de aire combustible homogénea en todo el volumen de la cámara de combustión, el valor del dosado (relación entre la masa de combustible y la masa de aire existente en la cámara de combustión) debe mantenerse en un rango de variación muy pequeño en torno al valor del dosado estequiométrico. Por lo tanto, para modificar la potencia del motor, es necesario cambiar en la misma proporción tanto la masa de combustible inyectado como la masa de aire admitida. Como a un régimen de giro dado el volumen de aire admitido en el cilindro es prácticamente siempre el mismo, la única forma de modificar la masa admitida es variando su densidad, para lo que se utiliza una válvula de estrangulación colocada en el colector de admisión y que modifica la presión de admisión. Con esta técnica se modifica la masa de mezcla admitida, pero muy poco o nada el dosado, por lo que se suele denominar este método como regulación cuantitativa.

Hay que destacar que cuanto más se cierre la válvula de estrangulación en el conducto de admisión, mayor será el trabajo que el émbolo debe realizar para introducir la mezcla en el cilindro, por lo que por la acción de reducir la carga del motor se empeora su rendimiento.

Motor de encendido provocado de inyección directa (mezcla estratificada).

En estos motores el combustible se inyecta directamente en la cámara de combustión, y esto permite conseguir que la distribución espacial de la mezcla aire-combustible sea distinta en función de si el motor está operando a cargas parciales o a plena carga.

A plena carga el combustible se inyecta durante la fase de admisión, logrando de esta forma una mezcla homogénea en toda la cámara, de modo similar a lo que ocurre en los motores de inyección indirecta. Sin embargo, a cargas parciales se busca una mezcla estratificada, con dosado alto en las proximidades de la bujía, y más pobre en las zonas alejadas de ella, llegando incluso a conseguir dosado nulo en la periferia de la cámara. Para conseguir esto el combustible se inyecta directamente en la cámara de combustión durante la compresión, jugando un papel muy importante en la distribución del combustible factores como la forma de la cámara, la posición del inyector, la forma del chorro y el inicio y la duración de la inyección.

El dosado global en estos motores, cuando operan con gasolina, puede variar entre 1/12,5 (plena carga) y 1/50 (cargas parciales), realizándose el control actuando directamente sobre la cantidad de combustible inyectado, y sobre el caudal de aire aspirado, mediante una válvula de estrangulación. En general, se puede considerar que el 40% del control se realiza mediante la inyección y el resto con estrangulación de admisión. Esta estrategia permite paliar la disminución de rendimiento del motor a cargas parciales.

Motor de encendido por compresión.

Como en estos motores la combustión puede producirse en un rango muy amplio de dosado, entre valores de 1/18 a 1/900 cuando funcionan con gasóleo, se puede regular la carga de un modo más natural, es decir manteniendo el caudal de aire e inyectando solamente el combustible necesario para la potencia deseada. Esto evita tener que estrangular la admisión, como sucede en los motores de encendido provocado, y por consiguiente no se incrementa el trabajo del émbolo para admitir los gases frescos. Como consecuencia, el deterioro del rendimiento a cargas parciales es mucho menor en MEC que en MEP.

En estos motores, la cantidad de mezcla aire-combustible con la que trabaja el motor no cambia sustancialmente al regular la carga, pero sí se varía fuertemente el dosado, por lo que este método de control se denomina regulación cualitativa.

2.4.3 Tipos de cámaras de combustión

La principal diferencia entre las cámaras de combustión de los MEP y los MEC radica en su volumen respecto al del cilindro, es decir en la relación de compresión. Para evitar el encendido espontáneo de la mezcla, la relación de compresión máxima en un MEP operando con gasolina debe estar en el entorno de 12. Sin embargo para conseguir el autoencendido del combustible en un MEC es necesario elevar la temperatura del aire durante la compresión, por lo que se recurre a relaciones de compresión más altas, en un rango típico de entre 15 y 21.

Por otro lado, la necesidad de formar la mezcla en un tiempo corto obliga en los MEC a utilizar geometrías de cámara de combustión muy especiales que contribuyen a imprimir un determinado movimiento del aire con respecto a los chorros del inyector. Atendiendo a esa característica, los MEC se pueden clasificar en: motores de inyección directa y motores de inyección indirecta o con precámara.

Motores de inyección directa

En los motores de inyección directa la culata generalmente es plana, con la cámara de combustión labrada en la cabeza del émbolo (Figura 2.12). Para lograr una adecuada atomización del combustible la presión de inyección debe ser muy elevada, hasta de 2500 bar, situando además el inyector, dotado de múltiples orificios, en el centro de la cámara de combustión.

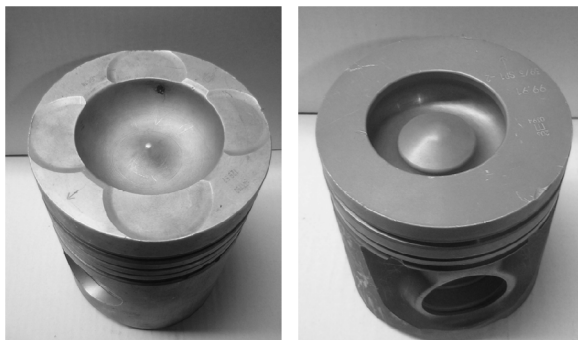


Figura 2.12 Diferentes formas de cámaras de combustión labradas en el émbolo de motores de encendido por compresión de inyección directa.

Motores de inyección indirecta

Los motores de inyección indirecta disponen de una cámara de combustión dividida en dos partes, una precámara situada en la culata (Figura 2.13) y una cámara principal labrada en el émbolo (Figura 2.14). La precámara ocupa un volumen comprendido entre el 25 y el 40% del volumen total de la cámara de combustión y se une a la cámara principal por medio de un conducto que puede tener diferentes geometrías. Cuando el émbolo se aproxima al PMS durante la carrera de compresión, parte del aire pasa a la precámara generando gran turbulencia. El combustible se introduce en la precámara mediante un inyector que generalmente dispone de un sólo orificio, y a una presión que no precisa ser tan alta como en el caso de la inyección directa. La combustión se inicia dentro de la precámara, y expulsa parte de los gases hacia la cámara principal donde finaliza la liberación de energía.

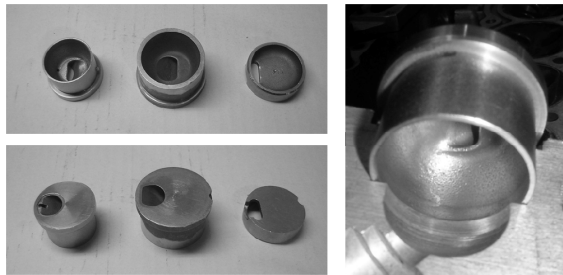
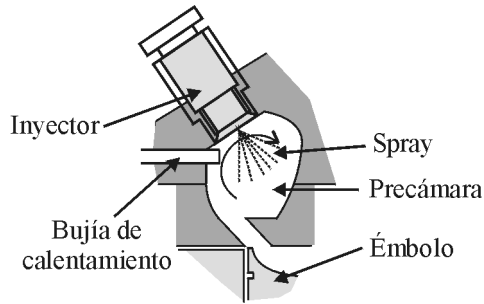


Figura 2.13 Cámara de combustión de un MEC de inyección indirecta.



Figura 2.14 Émbolos labrados de un MEC de inyección indirecta.

2.4.4 Tipo de combustible

Una ventaja ya comentada de los MCIA es que pueden utilizar combustibles con diferentes composiciones y en diferentes fases (líquidos y gaseosos), siendo actualmente en su mayoría derivados del petróleo.

Los combustibles han ido evolucionando de forma continua, adaptándose a la tecnología utilizada y a otros factores, como las normativas sobre emisiones contaminantes, las mejoras en el proceso de refinado, etc. Entre las características que se exigen a un combustible se pueden citar: un alto poder calorífico, facilitar el arranque del motor en cualquier condición, baja emisión de contaminantes, seguridad en su manejo, comodidad de funcionamiento, etc.

Tabla 2.1 *Aplicación, fase en la que se encuentran y fuentes de las que se obtienen diversos combustibles.*

Combustible	Tipo de motor		Fase del combustible		Origen del combustible	
	MEP	MEC	Líquido	Gas	Fósil	Otros
Gasolina	■		■		■	
Etanol	■		■			■
Metanol	■		■		■	■
MTBE (metil terciario butil éter)	■		■		■	■
ETBE (etil terciario butil éter)	■		■			■
Gas natural	■		■	■	■	
Gas licuado del petróleo	■		■		■	
Hidrógeno	■		■	■	■	■
Diesel		■	■		■	
Bio diesel		■	■			■
GTL (<i>gas to liquid</i>)		■	■		■	
CTL (<i>coal to liquid</i>)		■	■		■	
BTL (<i>biomass to liquid</i>)		■	■			■
DME (bio dimetil éter)		■	■		■	■
Biogas (BG)	■		■	■		■

Las exigencias propias del modo de encendido y combustión de los MEP y de los MEC, junto con el proceso de formación de la mezcla adecuado, han llevado a la existencia de tipos de combustibles que son específicos para cada tipo de motor.

La característica más relevante es la resistencia del combustible al autoencendido, que debe ser alta en los MEP y muy baja en los MEC. Esta propiedad se mide con el llamado índice de octano en combustibles para MEP y con el correspondiente índice de cetano de los combustibles para MEC. En ambos casos, es conveniente que ese índice sea alto.

En los MEC es además muy importante el efecto de la viscosidad del combustible, ya que tiene gran importancia por su influencia en el comportamiento del sistema de inyección y en la formación, tamaño y penetración de las gotas de combustible en la cámara de combustión.

Para el caso de motores de encendido provocado los combustibles más interesantes que pueden citarse son: gasolina, alcoholes (etanol, metanol), gas natural (GN), gases licuados del petróleo (GLP) o hidrógeno. Y para los motores de encendido por compresión los combustibles más adaptados son: gasóleo, fuel-oil y aceites vegetales (Tabla 2.1).

2.4.5 Potencia y rendimiento

Las características del proceso de formación de la mezcla en MEP y en MEC llevan a que los últimos tengan una gran dificultad para operar con dosado global alto, cercano al estequiométrico, por lo que no pueden utilizar toda la masa de aire admitida para quemar combustible. Como consecuencia de ello, con la misma masa de aire admitida (básicamente misma cilindrada y misma densidad de aire en la admisión), un MEP podría quemar más combustible, y por tanto estaría en condiciones de producir más trabajo por ciclo. Por otro lado, el proceso de formación de la mezcla en los MEP está menos limitado en tiempo, lo que les permite operar a regímenes de giro más altos que los MEC similares. La consecuencia de esos dos factores es que un MEP pueda suministrar más potencia que un MEC similar (misma cilindrada y misma densidad de admisión), es decir mayor potencia específica (potencia por unidad de cilindrada)

En cambio, la posibilidad de los MEC de operar con relaciones de compresión más altas y con dosados bajos, lleva a que el rendimiento térmico del ciclo sea mayor que en los MEP similares. Este efecto se traduce normalmente en un rendimiento global mayor de los MEC.

Las diferencias en potencia específica se pueden paliar o incluso invertir en el caso de los motores sobrealimentados, ya que los MEC aceptan un mayor grado de sobrealimentación, pudiendo en esos casos competir en potencia con los MEP equivalentes, con la ventaja adicional de un rendimiento mejorado respecto al motor de aspiración natural.

2.5 Principales campos de aplicación

Desde su invención, y debido a las ventajas comentadas, los MCIA han desempeñado un papel primordial en el desarrollo del transporte de superficie tanto terrestre como marítimo, y en la generación de energía. Entre otras más marginales, las aplicaciones más importantes son:

- Transporte terrestre:
 - Transporte por carretera (automóviles, camiones, autobuses, motocicletas, etc.).
 - Vehículos fuera de carretera.
 - Maquinaria de obras públicas.
 - Maquinaria agrícola (tractores, cosechadoras, motobombas, etc.).
 - Ferrocarriles.
- Propulsión marina.
- Propulsión aérea: pequeñas aeronaves.
- Aplicaciones estacionarias:
 - Plantas de generación de energía y cogeneración.
 - Grupos de emergencia.
 - Accionamiento industrial (bombas, compresores, etc.).

En propulsión de vehículos terrestres, los MCIA han respondido satisfactoriamente a las necesidades básicas de autonomía y de potencia por unidad de peso, y han podido responder a las demandas crecientes de reducción de consumo de combustible y de emisiones contaminantes, por lo que han supuesto un hito sin igual en el desarrollo de este sector.

En propulsión aérea, la aplicación de los MCIA está restringida a pequeñas aeronaves con velocidad de vuelo inferior a Mach 0,6 y cuya potencia requerida sea menor de 300 kW.

En la propulsión naval no es, en general, importante la relación peso/potencia del motor ya que el aumento de peso puede ayudar en la mejora de la estabilidad del buque al bajar el centro de gravedad respecto al metacentro. Sin embargo, en este caso es primordial el consumo de

combustible que debe ser el mínimo posible. Por ello, los grandes motores de dos tiempos de encendido por compresión sobrealimentados y de bajo régimen de giro son los más utilizados.

2.6 Resumen

Los MCIA dominan en los campos del transporte de superficie y tienen una aplicación significativa en algunas plantas de producción de energía debido a ventajas como el rendimiento aceptable (especialmente si se toma en cuenta la cadena completa desde el pozo a la rueda), su alta potencia específica, la facilidad de utilizar diferentes combustibles con alto poder calorífico, además de poder adoptar numerosas configuraciones constructivas.

Las clasificaciones más importantes que se pueden establecer en los MCIA son:

- Según el proceso de combustión: motores de encendido por compresión y motores de encendido provocado
- Según el ciclo de trabajo: motores de dos tiempos y motores de cuatro tiempos
- Según la presión de admisión: motores de aspiración natural y motores sobrealimentados
- Según el tipo de refrigeración: motores refrigerados por líquido (agua) y motores refrigerados por aire
- Según el número y disposición de los cilindros

La diferencia fundamental entre los motores de encendido por compresión MEC y los motores de encendido provocado, MEP, radica en el modo de iniciarse el proceso de combustión. Otras diferencias importantes, aunque ya no sustanciales son: el modo de formar la mezcla aire combustible, la regulación de la carga, la forma de la cámara de combustión, el tipo de aire-combustible, y las prestaciones y emisiones contaminantes.

Referencias y bibliografía

Bibliografía

- Basshuysen, R.V.; Schäfer, F., *Internal combustion engine handbook: Basics, components, systems, and perspectives*. SAE International, 2004.
- Ferguson, C.R.; Kirkpatrick, A.T., *Internal combustion engines: Applied thermosciences*. Wiley, 2001.
- Heisler, H., *Advanced engine technology*. SAE International, 1998.
- Heywood, J. B., *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, 1988.
- Muñoz, M.; Payri, F., *Motores de combustión interna alternativos*. Fundación General de la UPM, 1989.
- Stone, R., *Introduction to internal combustion engines*. Mac Millan, 1992.
- Taylor, C. F., *The internal combustion engine in theory and practice*. MIT Press, 1985.

Capítulo 3

Parámetros básicos

A. Lecuona

P. A. Rodríguez

3.1	Introducción y objetivos	44
3.2	Parámetros geométricos.....	44
3.3	Parámetros de funcionamiento	50
3.4	Parámetros indicados y efectivos	57
3.4.1	Parámetros indicados	57
3.4.2	Pérdidas mecánicas	59
3.4.3	Parámetros efectivos	61
3.5	Relaciones más importantes entre parámetros	65
3.6	Curvas características	67
3.7	Resumen	68
	Referencias y bibliografía	69

3.1 Introducción y objetivos

A pesar de que los motores de combustión interna alternativos ya tienen un importante grado de madurez, no existe una nomenclatura universalmente aceptada, posiblemente porque su desarrollo se ha realizado por investigadores de diferentes países. Es por ello que se ofrece este capítulo con la intención de uniformizar la nomenclatura en lengua castellana.

Para cubrir este objetivo se van a introducir, y en algunos casos definir, lo que se denominarían parámetros básicos del motor, que se han clasificado en tres tipos:

- **Parámetros geométricos.** Permiten caracterizar geoméricamente las dimensiones de los elementos más importantes del motor. Incluyen fundamentalmente parámetros relativos a las dimensiones del cilindro, al mecanismo biela-manivela y al sistema de renovación de la carga. Como se verá en capítulos posteriores, los parámetros geométricos se fijan al diseñar el motor, lo que va a condicionar el posterior funcionamiento tanto en lo que se refiere a prestaciones como a emisiones.
- **Parámetros de funcionamiento.** Habitualmente los MCIA no se diseñan para operar en unas condiciones fijas de funcionamiento sino que tienen un amplio rango de variación que les permiten acomodarse a los requerimientos de uso. Los parámetros de funcionamiento definen el estado operativo del motor a partir de variables que pueden medirse experimentalmente y sobre las que actuará el sistema de control del motor para fijar el punto de funcionamiento deseado.
- **Parámetros indicados y efectivos.** Caracterizan las prestaciones y emisiones de un motor en un determinado punto de operación. Considerando que el origen de la potencia mecánica es el trabajo ejercido por el gas sobre el pistón y el final es la entrega de potencia en el eje, se consideran parámetros indicados, los que se calculan en base a condiciones medidas en la cámara de combustión, y parámetros efectivos los disponibles en el eje. Estos parámetros son decisivos a la hora de evaluar el funcionamiento de un motor ya que proporcionan información relativa a la potencia, rendimiento y emisiones, claves a la hora de comparar motores o estrategias de operación.

Además de definir y fijar la nomenclatura de los parámetros básicos se mostrarán sus valores actuales en función del tipo de motor y su aplicación, de modo que se disponga de los rangos típicos de cada uno. Una vez presentados, se plantean las relaciones más importantes entre los parámetros, que van a permitir mostrar de forma explícita cómo afectan algunos parámetros geométricos y de funcionamiento a las prestaciones del motor. De este modo se pueden identificar de forma sencilla los principios en los que están basados los MCIA y que posteriormente se desarrollan en el libro.

Finalmente se representan de forma escueta las curvas características de los MCIA que serán tratadas con mayor profundidad en el capítulo 29. Dichas curvas muestran el valor de los parámetros de interés (habitualmente parámetros efectivos) en función de parámetros de funcionamiento (típicamente régimen de giro y grado de carga del motor) y desde un punto de vista práctico permiten conocer el comportamiento del motor en diferentes condiciones de funcionamiento.

3.2 Parámetros geométricos

Como se ha indicado, definen la geometría básica de un motor de combustión interna alternativo. Tomando como referencia la Figura 3.1, son los siguientes:

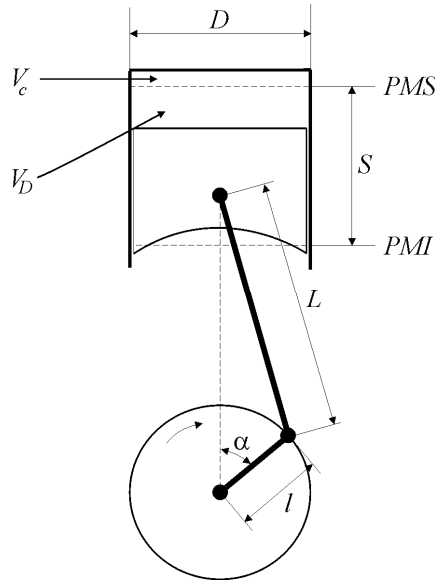


Figura 3.1 Esquema de un motor de combustión interna alternativo.

Diámetro del cilindro

Junto con la carrera, es el parámetro que mejor caracteriza el tamaño de un motor, se denomina también calibre. El diámetro del cilindro, D , es ligeramente superior al del pistón para permitir el desplazamiento relativo entre ellos con la mínima fricción, sin embargo para la mayoría de cálculos se toma directamente D como valor representativo de ambos. Así, tanto la cilindrada del motor como la sección del pistón se calcularán usando el diámetro del cilindro.

Carrera del pistón

El pistón se mueve entre dos posiciones extremas, denominadas puntos muertos, el punto muerto más próximo a la culata se denomina punto muerto superior, PMS, y el más alejado punto muerto inferior, PMI. La carrera es la distancia que recorre el pistón entre estas dos posiciones extremas de su desplazamiento alternativo. Como puede apreciarse en la Figura 3.1, la carrera vale:

$$S = 2l \quad (3.1)$$

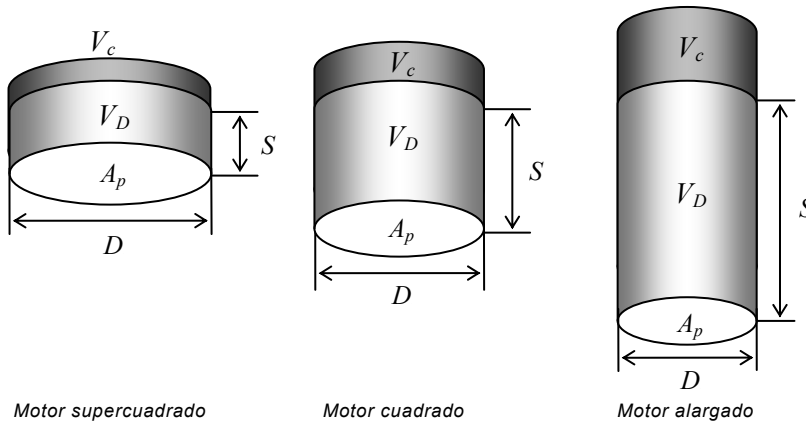
siendo l la longitud de la manivela del cigüeñal.

Relación carrera-diámetro

La relación S/D es un parámetro muy descriptivo de la forma del cilindro y permite clasificar a los motores en tres tipos, supercuadrados, cuadrados y alargados, según que S/D sea menor, igual o mayor que la unidad. La Tabla 3.1 muestra las ventajas e inconvenientes principales de cada uno de ellos. La forma del cilindro y del volumen en el PMS, donde se desarrolla la combustión, puede verse en la Figura 3.2, mientras que la Tabla 3.2 muestra los valores habituales de S/D en varios motores para diferentes aplicaciones.

Tabla 3.1 Ventajas e inconvenientes de cada tipo de motor según la relación S/D.

Denominación	S/D	Ventajas	Inconvenientes
Supercuadrados	< 1	Pueden girar muy deprisa (ver velocidad lineal media del pistón) Mucho espacio para válvulas	Cámara poco compacta Muchas pérdidas de calor (elevada superficie/volumen) Cigüeñal robusto por ser menor
Cuadrados	= 1	En torno a este valor están muchos motores	
Alargados	> 1	Cámara compacta.	No puede girar muy deprisa

**Figura 3.2** Comparación entre cilindros de distinto S/D, con la misma cilindrada e igual relación de compresión volumétrica.**Tabla 3.2** Valores habituales para la relación carrera-diámetro.

Motor MEP		S/D	Motor MEC	
4T	Competición	≤ 0,6	Automóvil	1,0-1,2
	Motocicletas	0,65-0,9	Industrial / Vehículo pesado	1,1-1,2
	Automóvil	0,9-1,1		
2T	2T de pequeño tamaño	1,0-1,1	2T de gran tamaño	1,8-2,8

Longitud de la manivela

La manivela, cuya longitud (entre centros de muñón y muñequilla) se denotará con l , es el elemento que permite la conversión del movimiento de traslación y rotación de la biela en una rotación en torno al eje del cigüeñal. Como se describe en el capítulo 27 dedicado a los elementos constructivos, la manivela constituye una barra que se articula con la biela en un extremo, la muñequilla, de la que recibe los esfuerzos procedentes de la expansión de los gases en la cámara, y en el extremo contrario transmite el par de giro al eje del cigüeñal, del que forma parte.

Longitud de la biela

La biela es una barra articulada en sus extremos que une el bulón del pistón con la muñequilla del cigüeñal. Suele ser conveniente que la longitud entre sus centros sea mínima, para reducir la altura del motor, pero ha de evitarse la colisión de la falda del pistón con el cigüeñal en PMI.

Su longitud L suele adimensionalizarse con la carrera, de tal forma que:

$$\lambda = \frac{l}{L} = \frac{S/2}{L} < \frac{1}{2} \quad (3.2)$$

Los valores habituales de λ están comprendidos en el rango $1/2,5 > \lambda > 1/5$.

Sección del pistón

La sección transversal del pistón o émbolo que desliza en el interior del cilindro se obtiene a partir del diámetro y tiene por expresión:

$$A_p = \pi D^2 / 4 \quad (3.3)$$

Este parámetro tiene una gran importancia entre otras por las siguientes razones:

- Es la sección disponible sobre la que se ejerce la presión de los gases para obtener trabajo, es por ello que algunos parámetros se suelen referir a esta sección, por ejemplo la potencia.
- La sección de las válvulas está limitada por la sección del pistón, por lo que también es usual referir el gasto de aire a esta sección.

Cilindrada unitaria

El volumen desplazado por el émbolo desde el PMS al PMI se denomina cilindrada unitaria y vale:

$$V_D = A_p S \quad (3.4)$$

Volumen de la cámara de combustión

Es el volumen en el cilindro cuando el pistón se encuentra en el PMS (ver Figura 1.3) y por tanto es el volumen mínimo que se alcanza durante la compresión de los gases. Se hará referencia a él como V_c .

Relación de compresión

Al cociente entre el volumen máximo, estando el pistón en el PMI, y el volumen mínimo en el PMS, se le denomina relación de compresión volumétrica:

$$r = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_D + V_c}{V_c} \quad (3.5)$$

La Tabla 3.3 muestra los valores característicos de r en diferentes tipos de motores.

Los valores de r están relacionados con el tipo de combustión, en MEP el valor no debe ser excesivo para evitar el autoencendido, mientras que en los MEC tiene que tener un valor suficiente para que se produzca el autoencendido.

Es común en los MCIA cerrar la válvula de admisión un cierto ángulo de giro de cigüeñal retrasado respecto al PMI, $\alpha > 180^\circ$, siendo en ese momento el volumen del cilindro

$V_{CA} < V_{max}$ y se puede considerar que la compresión no comienza hasta su cierre. Para tenerlo en cuenta se define una relación de compresión volumétrica efectiva:

$$r_e = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_{CA} + V_c}{V_c} \leq r \quad (3.6)$$

donde V_{CA} es resultado de la cinemática, la cual relaciona el ángulo girado por el cigüeñal con el volumen instantáneo del cilindro. Un valor orientativo es $r_e = (0,7-0,85)r$. La relación de compresión efectiva suele ser un valor significativamente menor que la geométrica en motores de 2T.

Tabla 3.3 Valores habituales para la relación de compresión.

Tipo de motor	r	Límite	Tipo de motor	r	Límite
MEP 4T	8,0–11	- Autoencendido ≈ 14 para carga estratificada	MEC DI ¹	12–21	- Presión máxima - Arranque en frío - Pérdida de rendimiento - Cámara poco compacta - Toque de válvulas con el pistón
MEP 2T	7,5–11	Autoencendido	MEC IDI	18–24	Igual que MEC DI

¹) DI significa de inyección directa al cilindro y IDI de inyección en precámara.

Número y diámetro de válvulas

Las válvulas de un motor suponen la restricción más importante al flujo de los gases de admisión y escape. Idealmente, la apertura y cierre instantáneo de las válvulas permitiría la mínima caída de presión entre corriente arriba y abajo de las mismas; sin embargo en la práctica su accionamiento tiene lugar mediante un sistema de levas, como se describe en el capítulo 9, por lo que es necesario realizar un levantamiento progresivo para evitar aceleraciones excesivas que puedan poner en peligro la integridad de válvulas y levas, o deceleraciones excesivas que puedan producir el despegue de las mismas del mecanismo que las empuja y con ello engendrar ruido, vibraciones y desgaste prematuro. Por ello, durante la mayor parte del tiempo que una válvula permanece abierta el flujo está estrangulado por ella, de modo que la mejor manera de mejorar la respiración del motor es incrementar al máximo la sección de paso por medio del incremento del diámetro D_V y el número de válvulas N_V , las cuales abren simultáneamente, p. e. dos de admisión y dos de escape. La limitación física viene impuesta por el diámetro del cilindro, tal como se indica en la Tabla 3.1. En este aspecto, los motores supercuadrados presentan una ventaja comparativa con los cuadrados y alargados.

Levantamiento de válvulas

Como se ha indicado, las válvulas de admisión y escape abren por el empuje de una leva, alzándose de su asiento una distancia L_V en un movimiento acelerado, y a continuación se deceleran, deteniéndose en su levantamiento máximo $L_{V,max}$. El levantamiento está medido con respecto al asiento. No suele ser superior a un 25% del diámetro de la válvula, pues no hay mucha ganancia en ello tal como se muestra en el capítulo 9, y aumentarían las aceleraciones.

Sección de paso de válvulas

La válvula cuando está cerrada acopla en su asiento cónico herméticamente y cuando abre descubre una sección que se conoce como sección de paso de válvula. Debido a la geometría de la válvula y de su asiento, dicha sección puede referirse al área de plato, en cuyo caso vale:

$$A_V = \frac{\pi D_V^2}{4} \quad (3.7)$$

o referirse al área de cortina, cuya expresión es:

$$A_V = \pi D_V L_V \quad (3.8)$$

Debido al estrechamiento de la vena fluida a su paso por la válvula se define un coeficiente de descarga C_D , que depende del levantamiento y de la configuración del flujo que resulte, con lo que se puede conocer la sección efectiva de la válvula al paso del flujo, por medio de la expresión:

$$A_{V,eff} = C_D A_V \quad (3.9)$$

En los capítulos 8 y 9 se hace una descripción detallada del coeficiente de descarga y de la sección de paso de válvulas.

Diagrama de distribución

Como se detalla en los capítulos 2 y 9, las válvulas, tanto de admisión como de escape, no se suelen abrir ni cerrar en los puntos muertos superior e inferior, sino que se abren y se cierran un cierto ángulo de giro del cigüeñal antes (adelanto o avance) y después (retardo o retraso), respectivamente, del punto muerto correspondiente. De este modo, se optimiza el llenado y vaciado del motor y se mejoran prestaciones y rendimiento, aparte de dejar más tiempo para el levantamiento y posterior asentamiento de la válvula. Los cuatro ángulos que determinan el diagrama de distribución son:

- AAA: Avance a la apertura de la admisión.
- RCA: Retraso al cierre de la admisión.
- AAE: Avance a la apertura del escape.
- RCE: Retraso al cierre del escape.

En el caso de los motores 2T el diagrama de distribución es particularmente importante para controlar las prestaciones del motor, lo que se tratará en el capítulo 10.

Número de cilindros

Se ha visto en el capítulo 2 que existen diferentes configuraciones de MCIA que pueden estar constituidos por uno o varios cilindros iguales, que en paralelo aportan potencia al eje común, con cierto desfase entre ellos. Al número de cilindros de un motor se va a hacer referencia con la variable z .

Disposición de los cilindros

Los cilindros de un MCIA se pueden agrupar de diferentes formas y orientaciones, siendo el espacio ocupado por el motor el factor fundamental en su elección, aunque hay otros aspectos importantes, como las vibraciones engendradas por funcionamiento. Las configuraciones más habituales son en línea, en V, opuestos (que es V a 180°) y en estrella. En los capítulos 2, 26 y 27 se dan más detalles sobre este aspecto.

Cilindrada total

A partir de la cilindrada unitaria y del número de cilindros se puede calcular la cilindrada total como:

$$V_T = zV_D \quad (3.10)$$

La cilindrada total del motor es el parámetro que mejor define el tamaño del motor y lógicamente está directamente relacionada con el valor de la potencia del motor, pues define la capacidad de admitir aire por parte del motor.

Número de ciclos por revolución

La sucesión de procesos que tiene lugar en cada cilindro da lugar a un ciclo de trabajo que se repite de forma continua, como se describe en el capítulo 4. Al número de ciclos completados en cada revolución del cigüeñal se le denomina i . Un motor de cuatro tiempos (4T) necesita dos revoluciones para completarlo, por lo que el número de ciclos por revolución es $i = 1/2$. Los motores de dos tiempos (2T) necesitan tan solo una revolución, luego $i = 1$.

Longitud y diámetro de colectores

La longitud de los colectores de admisión y escape y sus diámetros, tienen un papel importante en el proceso de llenado y vaciado de los gases de los MCIA, lo que se conoce como renovación de la carga. Así, la inercia de los gases en un colector depende de las relaciones entre su longitud y su diámetro. A mayor longitud y menor diámetro aumentan las pérdidas de presión del flujo por fricción con las paredes y lo que es fundamental, los fenómenos de ondas de presión que se propagan a lo largo de los tubos dependen directamente de estas dimensiones. En los motores 2T un diseño inadecuado de la longitud del colector de escape disminuye dramáticamente las prestaciones y puede disparar las emisiones contaminantes en los gases de escape. Sin ser tan crítico, en los motores 4T se pueden conseguir mejoras significativas del llenado mediante la optimización de la geometría del colector de admisión. Estos aspectos se tratan con detalle en los capítulos 9 y 10.

3.3 Parámetros de funcionamiento

Los parámetros básicos de un motor que permiten definir su estado operativo a partir de variables experimentales son los siguientes:

Régimen y velocidad lineal media del pistón

El régimen de giro del motor n es el número de revoluciones por unidad de tiempo y determina la frecuencia de repetición del ciclo de trabajo in . Constituye uno de los grados de libertad del motor para dar potencia.

Es de destacar que las unidades habitualmente utilizadas sean las revoluciones por minuto a pesar de no ser unidades del sistema internacional de unidades SI. Dada la gran diversidad de tipos y tamaño de motores alternativos, el rango de régimen de giro es muy amplio, como se muestra en la Tabla 3.4. Por ello, es más aconsejable utilizar lo que se conoce como velocidad lineal media del pistón, entre puntos muertos, que teniendo en cuenta que el pistón recorre dos carreras por revolución, se puede expresar como:

$$c_m = 2Sn \quad (3.11)$$

Tabla 3.4 Valores máximos habituales de régimen y velocidad lineal media del pistón.

Motor MEP		n [rpm]	c_m [m/s]	Motor MEC		n [rpm]	c_m [m/s]
Competición (F1)		18000	25	Automóvil		5000	15
4T	Motocicletas	13500	19	Industrial / Vehículo pesado		2200	13
	Automóvil	7500	20				
2T	2T pequeño tamaño	20000	19	2T gran tamaño		200	8

La velocidad lineal media del pistón es un parámetro, que al incluir la carrera S , representativa del tamaño del motor, homogeniza motores de tamaño dispar. Por ello, resulta un parámetro más apropiado que el régimen de giro n para indicar la rapidez de un motor y de hecho es la velocidad lineal media del pistón el parámetro limitante a la hora del diseño. Habitualmente los motores de mayor tamaño suelen girar a menor régimen de giro pero tienen mayor S , de modo que el rango de variación de c_m está mucho más acotado que el del régimen de giro, como se aprecia en la Tabla 3.4. Las bajas velocidades medias van asociadas a motores en los que se busca la fiabilidad y la duración, y/o un coste de fabricación bajo, a costa de la potencia máxima, mientras que las altas velocidades van asociadas a elevados regímenes, para obtener más potencia.

Grado de carga

El grado de carga cuantifica, en general, lo que proporciona el motor comparado con el máximo que puede dar. Se suele aplicar al par en el eje, a la potencia e incluso al caudal de combustible. Aplicado a la potencia, es la proporcionada en unas determinadas condiciones de funcionamiento, con respecto al máximo posible del motor a ese mismo régimen y es usual definirlo como:

$$\alpha = \frac{N_e}{N_{e,\max}} \quad (3.12)$$

Por hacerse la comparación al mismo régimen, coincide con el par dividido por el par máximo, a ese régimen.

Junto con el régimen de giro o velocidad media del pistón, son los parámetros elementales más representativos de las condiciones operativas del motor y los parámetros de entrada habituales en las curvas características de motor.

La regulación del grado de carga se consigue de distinta manera según el tipo de motor:

- **MEC:** inyectando más o menos combustible, lo que modifica la calidad de la mezcla al modificar la relación entre la masa de combustible y aire, denominada dosado (ver apartados siguientes), es por tanto una regulación cualitativa. Por esta razón en muchos casos se define el grado de carga en MEC, por el cociente de gastos de combustible:

$$\alpha = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{f,\max}} \quad (3.13)$$

- **MEP convencionales:** cerrando la válvula de mariposa en la admisión, el gasto de mezcla admitida disminuye (regulación cuantitativa), pues a través de ella la presión cae, mientras que la temperatura queda prácticamente inalterada. Así pues podemos definir el grado de carga en estos motores como:

$$\alpha = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{a,\max}} \quad (3.14)$$

que tiene mucha similitud con el concepto de rendimiento volumétrico, definido en el siguiente punto.

Otra forma de definir el grado de carga en estos motores es por el ángulo de posición de la mariposa del acelerador, poco preciso pero muy útil para el usuario. Estas definiciones del grado de carga son equivalentes a la definición inicial si se aceptan algunas simplificaciones.

- **MEP de mezcla estratificada:** En este tipo de motores se regula la carga de forma diferente dependiendo de las condiciones de funcionamiento. A baja-media carga, el control del grado de carga es similar a los MEC (regulación cualitativa) mientras que a alta carga la mezcla es homogénea y se regulan como un MEP convencional (regulación cuantitativa). En este caso la definición inicial es posiblemente la más conveniente.

Gasto de aire y rendimiento volumétrico

El gasto de aire es el caudal másico admitido por unidad de tiempo \dot{m}_a , habitualmente en g/s. En ocasiones se expresa por unidad de sección transversal del pistón, $\dot{m}'_a = \dot{m}_a / (zA_p)$, o como masa por cilindro y ciclo $m_{a,cc} = \dot{m}_a / (inz)$. A este aire se le puede agregar combustible durante el proceso de admisión, e incluso gases recirculados del escape, lo que se denomina EGR, por lo que hay que ser cuidadoso en las definiciones respecto a qué gasto se refieren.

Debe tenerse en cuenta que parte de este gasto puede pasar directamente de la admisión al escape, y por tanto, no permanecer en el cilindro; a este gasto se le denomina cortocircuito. Esto solo es apreciable en motores con elevado cruce de válvulas y/o presión de admisión claramente superior a la de escape. En motores de dos tiempos este efecto suele ser importante. Si no hay cortocircuito, toda la masa de aire admitida por cilindro y ciclo $m_{a,cc}$ evoluciona en el interior del motor al cerrar las válvulas o lumbreras de admisión, junto con lo que le acompañe (combustible y/o EGR). A ello hay que añadir los gases que puedan quedar en el interior del cilindro del ciclo anterior, pues el pistón en PMS no desplaza todo el volumen.

Si se supone que la capacidad de aspiración del motor, cuantificada por su cilindrada total V_T , se puede llenar con la densidad del aire del lugar de donde aspira el motor, se tiene una referencia para valorar la eficacia con que se realiza el proceso real de renovación de la carga. A tal efecto se define un parámetro adimensional, el rendimiento volumétrico, que es el gasto medio que admite el motor, dividido por el gasto de referencia:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{ref}} \quad (3.15)$$

Las condiciones de referencia que se tomen para calcular la densidad ρ_{ref} hacen que η_v evalúe la eficacia de la admisión de todos los sistemas del motor ubicados corriente abajo del punto de referencia. La referencia más usada es justo corriente arriba del colector de admisión. Con esta referencia, el rendimiento volumétrico raramente supera la unidad.

Dado que el aire es el portador principal de oxígeno para la combustión, resulta habitual sustituir en el numerador el gasto real por el gasto de aire:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{ref}} \quad (3.16)$$

y teniendo en cuenta que $\dot{m}_{ref} = \rho_{ref} V_T n i$, el rendimiento volumétrico se puede escribir:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a}{\rho_{ref} V_T n i} \quad (3.17)$$

Al considerar el gasto de aire en el numerador, resulta razonable tomar para ρ_{ref} la densidad en un punto corriente arriba de donde se agregue combustible al aire. Alternativamente, si ello no resultara conveniente, se puede tomar para ρ_{ref} la densidad parcial del aire en la mezcla, es decir, la correspondiente a la temperatura de la mezcla y la presión parcial del aire.

Gasto de combustible y poder calorífico

Los motores basan su funcionamiento en el proceso de combustión, cuyo resultado es la liberación de la energía contenida en los enlaces químicos en forma de energía térmica, lo que permite al motor obtener trabajo mecánico. Por ello, es clave conocer la cantidad de energía liberada. Si la combustión es completa y perfecta, puede calcularse como:

$$\dot{Q}_{lib} = \dot{m}_f PC \quad (3.18)$$

donde \dot{Q}_{lib} es la potencia térmica liberada, \dot{m}_f es el gasto de combustible y PC es el poder calorífico del combustible.

El gasto de combustible es la masa de combustible por unidad de tiempo \dot{m}_f , que habitualmente se suele dar en mg/s. Es también habitual expresarlo como masa por cilindro y ciclo $m_{f,cc} = \dot{m}_f / (inz)$, en cuyo caso la expresión (3.18) proporcionaría el calor liberado en cada cilindro durante un ciclo de trabajo.

El poder calorífico PC es la cantidad de calor liberado con combustión completa y perfecta (productos de oxidación completa CO_2 , H_2O , SO_2 , NO_2 , dependiendo si el combustible contiene los elementos correspondientes) por unidad de masa de combustible. Se mide en un dispositivo denominado calorímetro, generalmente con configuración de llama libre y continua, por lo que el proceso es a presión atmosférica, similar a lo que sucede en la llama de una vela. No obstante hay calorímetros de volumen constante. El calor desprendido equivale al que es necesario evacuar para llevar los productos quemados hasta la temperatura ambiente, igual a la de los reactantes.

Dado que los combustibles suelen formar agua al arder y el agua posee un elevado calor latente de vaporización, se consideran dos poderes caloríficos:

- Poder calorífico superior (PCS): cuando los gases productos de la combustión están a una temperatura inferior a la de condensación, se puede asumir que el agua formada durante la combustión condensa totalmente. El calor latente de vaporización está entonces disponible.
- Poder calorífico inferior (PCI): cuando el agua resultado de la oxidación del combustible no condensa, por lo que su calor latente no se ha liberado en el proceso de condensación. Lógicamente se cumple que $PCI < PCS$.

En los MCIA la temperatura de escape es generalmente superior a 100 °C, por lo que el calor de condensación del agua no se puede aprovechar, de modo que el poder calorífico ade-

cuado en los cálculos es el *PCI*. Dado que el valor del poder calorífico equivale aproximadamente al trabajo máximo obtenible de la combinación combustible/aire, a través de evoluciones reversibles, constituye una referencia para compararlo con el trabajo del motor.

El poder calorífico de un combustible depende de su composición química; en la Tabla 3.5 se muestran los valores de algunos combustibles habituales.

Tabla 3.5 Valores del poder calorífico inferior de combustibles comunes.

Combustible	H ₂	Gas natural	Propano	Gasolinas	Gasóleos	Fuel-oil	Etanol
PCI [MJ/kg]	121	45–47,7	46,4	42,7–43,5	42,5–43	>39,7	26,9

Finalmente hay que tener en cuenta que en la mayoría de aplicaciones el *PCI* viene expresado en energía por unidad de masa de combustible. Sin embargo, si se trata de un gas, la variable realmente significativa puede ser el volumen del combustible y no su masa. En la Tabla 3.6 se muestran los valores de *PCI* de los combustibles de la Tabla 3.5, pero expresados por unidad de volumen. Como puede verse, en el caso de los combustibles gaseosos las diferencias entre las dos tablas son muy importantes.

Tabla 3.6 Valores del poder calorífico inferior de combustibles comunes a 15 °C y 1 atm.

Combustible	H ₂ (gas)	Gas natural (gas)	Propano (gas)	Gasolinas	Gasóleos	Fuel-oil	Etanol
PCI [MJ/l]	10,3×10 ⁻³	30,6×10 ⁻³ – 32,4×10 ⁻³	88,6×10 ⁻³	29-29,6	36-36,4	>37,7	21,2

Dosado

En los capítulos dedicados a la combustión se justifica con detalle el concepto de estequiometría de la combustión y el que se puedan dar combustiones con distintas proporciones de oxígeno y de combustible. Teniendo en cuenta que en los motores es el aire atmosférico la fuente de oxígeno, suele usarse como relación másica entre aire y combustible lo que se denomina dosado absoluto, cuya expresión es:

$$F = \frac{m_f}{m_a} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} = \frac{m_{f,cc}}{m_{a,cc}} \quad (3.19)$$

Cuando todo el oxígeno y todo el combustible reaccionan sin que quede nada de reactivos, se tiene el dosado estequiométrico F_e , o químicamente correcto. Dividiendo por él, tendremos el dosado relativo:

$$F = \frac{F}{F_e} \begin{cases} F_r < 1 : \text{dosado pobre} \\ F_r = 1 : \text{dosado estequiométrico} \\ F_r > 1 : \text{dosado rico} \end{cases} \quad (3.20)$$

El nombre de dosado pobre o rico es debido a que se considere que exista falta o exceso de combustible para la combustión estequiométrica. En la literatura germánica suele encontrarse el inverso de F_r y se suele denominar relación de aire, siendo su expresión:

$$\lambda = 1/F_r \quad (3.21)$$

El dosado estequiométrico depende solamente de la composición química del combustible y del aire; la Tabla 3.7 indica valores típicos en aire seco.

Tabla 3.7 Dosado estequiométrico de combustibles representativos.

Combustible	H ₂	Gas natural	Propano	Gasolinas	Gasóleos	Fuel-oil	Etanol
F_e	1/34	1/17	1/15,6	1/14,6	1/14,5	1/13,8	1/9

Cabe destacar el elevado valor de F_e del etanol, mostrado como representativo de los alcoholes. Su propio contenido en oxígeno hace que sus necesidades de oxígeno atmosférico sean menores. El muy bajo valor del hidrógeno viene de su baja masa molecular.

El dosado desempeña un papel importante, no solamente en la combustión, sino también en el desarrollo del ciclo, determinando el trabajo, la eficiencia y los residuos tóxicos en el gas de escape. Como resultado de todo ello, los dosados de los motores con tecnología actual suelen ser los indicados en la Tabla 3.8.

Tabla 3.8 Valores típicos del dosado relativo.

Motor	MEC	MEP Con catalizador de 3 vías	MEP Sin catalizador	MEP Combustión estratificada
F_r	< 0,95	1,0	0,9-1,2	< 0,9 salvo alto grado de carga

Recirculación de gases de escape

Una técnica que se ha popularizado mucho en los motores para reducir las emisiones de óxidos de nitrógeno (NO_x) es el empleo de lo que se conoce como EGR (Exhaust Gas Recirculation) y que consiste en recircular parte de los gases de escape a la admisión, lo que reduce las temperaturas máximas de combustión y la fracción de oxígeno, y por tanto los NO_x.

En los capítulos de combustión y reducción de sustancias contaminantes (capítulos 13, 15, 18, 20 y 21), se justificará plenamente el empleo del EGR, pero conviene en este momento aclarar las implicaciones que el EGR tiene sobre alguno de los parámetros ya definidos.

Particularmente importante es la modificación sustancial de la composición de la masa admitida por el motor, de ahí que se hable de concentración de oxígeno en la admisión de los motores más que del EGR, ya que se pueden relacionar ambos, y lo importante para la combustión es la cantidad de oxígeno disponible.

Otro parámetro con el que hay que ser cuidadoso es el rendimiento volumétrico, ya que hay que dejar claramente especificado si se incluye también el EGR.

Finalmente, los gases de escape recirculados suelen estar a elevada temperatura y además arrastran partículas y sustancias inquemadas o parcialmente quemadas, lo que debe ser tenido en cuenta por ser problemático. Esto es debido a que en un principio los porcentajes de EGR que se empleaban eran pequeños, pero actualmente pueden alcanzar valores del 50%.

La cantidad de gas que se recircula suele referirse a valores relativos o porcentuales. Se define así la tasa de EGR como el cociente entre la masa de gases recirculados dividido entre la masa de gas total admitido por el motor:

$$EGR = \frac{\dot{m}_{EGR}}{\dot{m}_{TOTAL}} 100 \quad (3.22)$$

donde EGR representa la tasa porcentual de EGR, \dot{m}_{EGR} es el gasto de gases de escape recirculados, y \dot{m}_{TOTAL} es el gasto de gases admitidos por el motor.

Puede demostrarse que la tasa de EGR así definida es equivalente (salvo matices de escaso impacto) al cociente de las concentraciones de dióxido de carbono existentes en la admisión y el escape de los motores, eliminando de ambas concentraciones el contenido en CO_2 del aire ambiente. Denotando la concentración con corchetes, esta equivalencia se indica como

$$EGR \approx \frac{[CO_{2,ad}] - [CO_{2,atm}]}{[CO_{2,es}] - [CO_{2,atm}]} \quad (3.23)$$

Para deducir esta expresión es necesario admitir que el CO_2 se forma en el motor, pero si es admitido, sobrevive íntegramente.

La determinación experimental de la cantidad de gas recirculado se hace muy difícil utilizando los sistemas típicos de medida de caudal de gases, dadas las condiciones de temperatura y contenido en partículas del gas de escape. Para su cálculo suele recurrirse a la expresión anterior, previa medida de las concentraciones de CO_2 en los colectores de admisión y escape.

Presión de admisión

La presión en el colector de admisión p_{col} es un parámetro clave para el llenado del cilindro; de hecho, se ha visto cómo en los MEP su reducción permite controlar el grado de carga del motor. Así, una estrategia muy extendida para aumentar la potencia sin modificaciones importantes de la geometría del motor es la sobrealimentación, tratada en el capítulo 11. Si mediante un compresor volumétrico o turbocompresor se incrementa p_{col} , la densidad en el colector de admisión crecerá proporcionalmente (si se conserva la temperatura) y también lo hará el gasto de aire, de modo que se puede aumentar la masa de combustible quemado y con ello la potencia entregada.

La p_{col} es un parámetro de funcionamiento que permite definir el grado de sobrealimentación como:

$$\alpha = \frac{p_{col}}{p_{atm}} \quad (3.24)$$

Otros parámetros

Los parámetros de funcionamiento descritos son los más importantes para la mayoría de aplicaciones de los MCIA; sin embargo, según el campo de estudio pueden ser considerados algunos otros parámetros. Así, para el estudio de la transmisión de calor (véase el capítulo 5) es importante conocer las temperaturas de refrigerante y de gases a la entrada y salida del motor, así como la del aceite de engrase, que también es significativa para la lubricación y las pérdidas mecánicas (ver capítulos 6 y 7), ya que afecta a su viscosidad. Para estudios detallados de renovación de la carga (ver capítulos 9 y 10) suele requerirse la temperatura y presión en diferentes puntos a lo largo del sistema de admisión y escape y finalmente, para el análisis del proceso de inyección-combustión, la temperatura del combustible es importante, así como la presión de inyección.

Un parámetro de funcionamiento importante es la presión en el cilindro, pero debido a la dificultad que presenta su medida no suele ser habitual su uso salvo en los trabajos de investigación y desarrollo. La presión máxima del ciclo sí se suele medir en grandes motores Diesel, en parte para evitar sobrecarga y en parte para equilibrar la combustión entre cilindros y lograr así una marcha suave.

3.4 Parámetros indicados y efectivos

Los parámetros básicos que definen las prestaciones de los motores se pueden clasificar en parámetros indicados y efectivos. Los parámetros indicados hacen referencia a lo que sucede en el cilindro, y los efectivos están relacionados con lo que sucede en el eje del motor. Las diferencias entre ambos son las pérdidas mecánicas que se van a enunciar una vez conocidos los parámetros indicados.

3.4.1 Parámetros indicados

Los parámetros indicados reciben su nombre del diagrama de indicador, que representa la evolución de la presión instantánea en cámara a lo largo del ciclo de trabajo en función del volumen del cilindro, como se ve en la Figura 3.3. En el capítulo 4 se describe cómo durante el ciclo de trabajo de un motor de cuatro tiempos se suceden una serie de evoluciones termodinámicas que dan lugar a dos lazos: el de alta presión, marcado con el signo positivo en la Figura 3.3, y el de baja presión, marcado con el signo negativo en dicha figura. El lazo de baja presión se denomina de bombeo, pues es causado por la necesidad de bombear los gases para ser renovados.

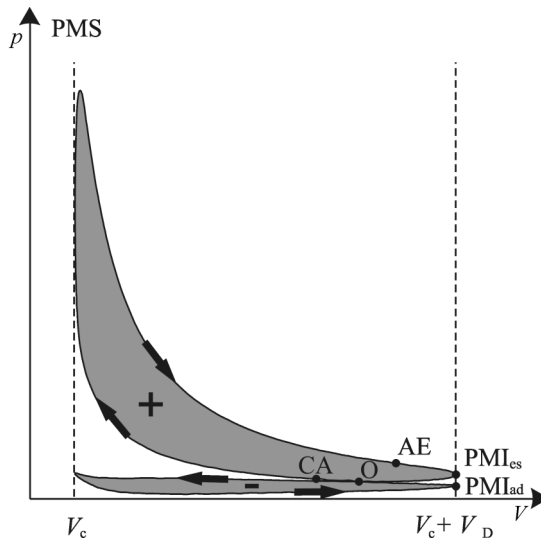


Figura 3.3 Ciclo indicado de un motor de cuatro tiempos, mostrando los lazos de alta y baja presión (bombeo).

El lazo de alta presión coincide en su mayor parte con la evolución termodinámica durante el ciclo cerrado (compresión, combustión y expansión), aunque no íntegramente, puesto que

debido al ángulo de apertura del escape, una parte, la derecha del lazo de alta presión, corresponde al inicio del proceso de escape y como consecuencia del cierre retrasado de la admisión, otra parte corresponde al final del proceso de admisión.

El trabajo neto cedido por los gases en el ciclo real del motor puede calcularse con la integral a lo largo del bucle cerrado de todo el ciclo, que coincide con el área encerrada por el ciclo en el diagrama $p-V$, asumiendo presión constante en la otra cara del pistón. Si la integral se extiende sólo al lazo de alta presión se obtendrá un trabajo positivo debido a que el área es recorrida en sentido horario mientras que el lazo de baja presión proporcionará una integral de signo negativo, de ahí los signos en la Figura 3.3. Nótese que en el caso de un motor 2T solo existe lazo de alta presión, al completarse un ciclo de trabajo en una sola revolución.

El trabajo de ambos lazoes se separa propiamente en el punto O de la Figura 3.3, pero por facilidad suele definirse entre los puntos muertos inferiores, como se ve a continuación. En todo caso, es recomendable siempre dar indicaciones explícitas del criterio que se emplea a la hora de definir los parámetros indicados.

Teniendo en cuenta los comentarios anteriores se definen los siguientes parámetros:

Trabajo indicado

Es la integral del lazo de alta presión entre el punto muerto inferior de admisión (PMI_{ad}) y el de escape (PMI_{es}):

$$W_i = \int_{PMI_{ad}}^{PMI_{es}} p \, dV > 0 \quad (3.25)$$

El trabajo indicado coincide con el trabajo realizado, si se asume presión constante en la otra cara del pistón.

Como se ha indicado, es un trabajo positivo generado por los gases sobre el pistón gracias a que durante el proceso de combustión y expansión la presión en la cámara es superior a la de la compresión. Es posible encontrarlo en otras referencias de MCIA como trabajo indicado bruto (*gross indicated work*), distinguiéndolo del trabajo indicado neto (*net indicated work*) que cubre la integral completa de los lazoes de alta y baja presión. Obsérvese que en un motor 2T no cabe tal distinción puesto que el ciclo de trabajo se completa en una revolución.

Potencia indicada

Se corresponde al trabajo indicado por unidad de tiempo:

$$N_i = i n W_i \quad (3.26)$$

Puede calcularse, bien referida a un cilindro, bien al motor completo, si el trabajo W_i es la suma de los trabajos de todos los cilindros.

Rendimiento indicado

Es la relación entre la potencia indicada desarrollada por el motor y la potencia térmica del combustible:

$$\eta_i = \frac{N_i}{\dot{m}_f PCI} \quad (3.27)$$

Puede calcularse, bien referido a un cilindro, bien al motor completo, si la potencia N_i es la de todos los cilindros.

Presión media indicada

Se denomina presión media indicada pmi a aquella presión constante que durante una carrera produciría un trabajo igual al trabajo indicado, como se ve en la Figura 3.4.

$$\text{pmi} = \frac{W_i}{V_D} \quad (3.28)$$

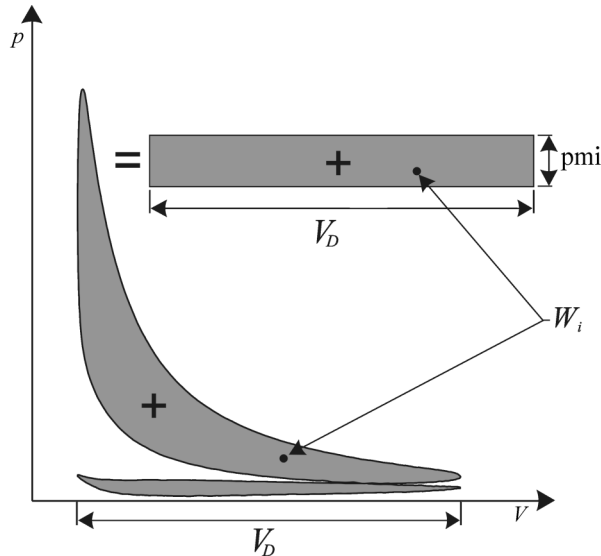


Figura 3.4 Ciclo indicado y representación de la presión media indicada.

Introduciendo la expresión (3.28) en la (3.26) se obtiene una expresión para la potencia indicada de un cilindro, o bien, si en lugar de la cilindrada y el trabajo unitarios se toman los totales, se tendrá la potencia indicada de todo el motor:

$$\begin{aligned} N_i &= i n \text{ pmi } V_D \quad (1 \text{ cilindro}) \\ N_i &= i n \text{ pmi } \underbrace{z V_D}_{V_T} \quad (z \text{ cilindros}) \end{aligned} \quad (3.29)$$

La potencia indicada del motor resulta pues directamente proporcional a la pmi, a la cilindrada total V_T , al régimen de giro n y al tipo de ciclo i .

3.4.2 Pérdidas mecánicas

Como se representa en la Figura 3.5, el trabajo indicado no está disponible en el eje del motor sino que existen una serie de pérdidas de energía cuyo resultado es un trabajo efectivo (en el eje) menor que el indicado. Así, es necesario detraer el trabajo de bombeo, en valor absoluto. Además, el rozamiento de las piezas en movimiento del motor consume un trabajo y

finalmente, el motor tiene que arrastrar dispositivos, unos esenciales para su funcionamiento y otros, simples accesorios. Dado que muchas de esas pérdidas son comunes a todo el motor, se suelen contabilizar para el conjunto de los z cilindros. Más detalles sobre las pérdidas mecánicas se encuentran en el capítulo 7.

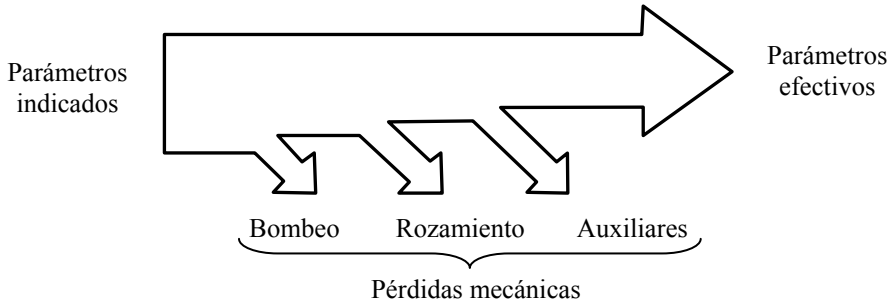


Figura 3.5 Desglose de pérdidas mecánicas en un motor.

Trabajo, potencia y presión media de bombeo, fricción y auxiliares

El trabajo del bucle de baja presión en los motores de cuatro tiempos se suele considerar una pérdida mecánica por ser generalmente un área de valor negativo:

$$W_b = \int_{PMI_{es}}^{PMI_{ad}} p \, dV < 0 \quad (3.30)$$

Como consecuencia de que la presión de escape suele ser superior a la de admisión, el trabajo del lazo de baja es negativo y se le suele llamar trabajo de bombeo, pues es un trabajo necesario para la renovación de la carga. En algunos motores sobrealimentados, la presión de admisión, por efecto del compresor, puede ser superior a la de escape, por lo que este trabajo puede ser positivo. La expresión (3.30) permite obtener el trabajo de bombeo de un cilindro; si se requiere el del motor, basta con sumar el correspondiente a todos los cilindros.

Como en el caso de los parámetros indicados, puede definirse una potencia de bombeo:

$$N_b = i n W_b \quad (3.31)$$

que, de acuerdo con el valor tomado para W_b , puede referirse a un cilindro o al motor completo; y una presión media de bombeo:

$$\text{pmb} = \frac{W_b}{V_D} \quad ; \quad \text{pmb} = \frac{\sum_z W_b}{V_T} \quad (3.32)$$

De forma similar, es posible definir los correspondientes parámetros de potencia y presión media para las pérdidas por fricción

$$N_R = i n W_R \quad (3.33)$$

$$\text{pmR} = \frac{W_R}{V_T} = \frac{N_R}{i n V_T} \quad (3.34)$$

y para las pérdidas por accionamiento de auxiliares:

$$N_a = i n W_a \quad (3.35)$$

$$p_{ma} = \frac{W_a}{V_T} = \frac{N_a}{i n V_T} \quad (3.36)$$

Nótese que tanto en parámetros referidos a auxiliares como los referidos a fricción, lo habitual es referirse a los valores del motor completo. La razón es que, como se ve en el capítulo 7, dichas pérdidas mecánicas han de calcularse de forma integral y no individualizada para cada cilindro, como sí que es posible hacer con el bombeo.

La suma de los parámetros correspondientes de bombeo, fricción y auxiliares, permite expresar el trabajo, potencia y presión media de pérdidas mecánicas del motor como:

$$W_{pm} = W_b + W_R + W_a \quad (3.37)$$

$$N_{pm} = N_b + N_R + N_a \quad (3.38)$$

$$p_{mpm} = p_{mb} + p_{mR} + p_{ma} \quad (3.39)$$

3.4.3 Parámetros efectivos

Se refieren al eje del motor y por tanto incluyen el ciclo cerrado, el bombeo y las pérdidas por fricción y auxiliares. Son habituales los que se relacionan a continuación.

Par efectivo

Es el par mecánico medio M_e que el motor ejerce por medio de su eje hacia el exterior. Es posible su medida directa como se describe en el capítulo 28, de modo que junto con el régimen de giro del motor, permiten el cálculo del resto de parámetros efectivos. El par motor es un parámetro de especial interés pues indica la capacidad tractora que otorga el motor a los dispositivos arrastrados por él; indica asimismo la capacidad de aceleración.

Potencia efectiva

Se obtiene directamente a partir del par efectivo que el motor entrega al régimen de giro n :

$$N_e = M_e \omega \quad ; \quad \omega = 2\pi n \quad (3.40)$$

Además la potencia efectiva puede expresarse en función de la indicada y de las pérdidas mecánicas, como:

$$N_e = N_i - N_{pm} \quad (3.41)$$

El referir la potencia máxima que rinde el motor a algún parámetro de interés, como el tamaño, el peso, etc. da una idea de las características y prestaciones de un motor. Así, se suele denominar potencia específica a la potencia máxima por unidad de cilindrada [kW/l], o por unidad de peso [kW/kg] y si el espacio disponible para el motor es exiguo, como en un buque, se usa la potencia por m³ de volumen envolvente exterior del motor.

El coste de adquisición suele estimarse por unidad de potencia máxima, p. e. [€/kW].

Trabajo efectivo

El trabajo efectivo es el indicado menos las pérdidas mecánicas:

$$W_e = W_i - W_{pm} \quad (3.42)$$

y en la práctica su cálculo puede hacerse a partir de la potencia efectiva:

$$W_e = \frac{N_e}{i n} \quad (3.43)$$

Rendimiento efectivo

Se denomina rendimiento efectivo a la relación entre la potencia efectiva desarrollada por el motor y la potencia térmica del combustible:

$$\eta_e = \frac{N_e}{\dot{m}_f PCI} \quad (3.44)$$

La Tabla 3.9 muestra valores representativos del rendimiento efectivo de distintos tipos de motor de tecnología actual.

Tabla 3.9 Rendimiento efectivo máximo y consumos específicos (referidos a gasolina y gasoil) de distintos tipos de motor.

Motor MEP		η_e [%]	g_{ef} [g/kWh]	Motor MEC		η_e [%]	g_{ef} [g/kWh]
4T	Motocicletas	32	260	Automóvil (IDI)	35	240	
	Automóvil	35	240	Automóvil (DI sobrealimentado)	44	190	
				Industrial / Vehículo pesado	47	180	
2T	2T pequeño tamaño	25	335	2T gran tamaño	55	150	

Rendimiento mecánico

Una forma de tener en cuenta las pérdidas mecánicas es como proporción del trabajo indicado, definiendo así el rendimiento mecánico:

$$\left. \begin{array}{l} \eta_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{N_e}{N_i} \\ W_e = W_i - W_{pm} \end{array} \right\} \Rightarrow \eta_m = 1 - \frac{W_{pm}}{W_i} = 1 - \frac{N_{pm}}{N_i} \quad (3.45)$$

El rendimiento mecánico puede llegar a valer 0,9 (ver capítulo 7), generalmente a un régimen de giro moderado y a plena carga. No alcanza valores tan elevados como en las turbinas de gas o de vapor debido a una mayor cantidad de piezas en movimiento mutuo deslizante.

Presión media efectiva

Por analogía con la pmi se define la presión media efectiva p_{me} , como una presión constante que durante la carrera de expansión produciría un trabajo igual al trabajo efectivo, con lo que se puede escribir:

$$p_{me} = \frac{W_e}{V_T} = \frac{N_e}{i n V_T} \quad (z \text{ cilindros}) \quad (3.46)$$

En el caso de un motor policilíndrico la p_{me} que se obtiene es la media de todos los cilindros. La Tabla 3.10 muestra valores orientativos de la p_{me} de distintos tipos de motor.

Tabla 3.10 Valores orientativos de presión media efectiva máxima de distintos tipos de motor.

	Motor MEP	p_{me} [bar]	Motor MEC	p_{me} [bar]
	Competición	16	Automóvil (IDI)	12
4T	Atmosféricos	13	Automóvil (DI sobrealimentado)	23
	Sobrealimentados	17	Industrial / Vehículo pesado	23
2T	2T pequeño tamaño	12	2T gran tamaño (sobrealimentado)	20

A partir de (3.42), teniendo en cuenta (3.28) y (3.46) es posible obtener la presión media de pérdidas mecánicas de todo el motor como:

$$p_{me} = p_{mi} - p_{mpm} \quad (3.47)$$

Consumo específico

La expresión del rendimiento efectivo que se ha definido proporciona la información necesaria para evaluar la eficiencia de un motor; sin embargo, por razones históricas, otra forma de definir el rendimiento es lo que se conoce como consumo específico. El consumo específico se define como el consumo horario de combustible en relación a la potencia producida y tiene por expresión:

$$g_{ef} = \frac{\dot{m}_f}{N_e} \quad (3.48)$$

Las unidades usadas habitualmente son g/kWh, pues expresa directamente los gramos consumidos para dar una potencia determinada en kW durante una hora. Sin embargo g/MJ sería también una unidad válida.

La Tabla 3.9 muestra valores representativos de g_{ef} en diferentes motores con tecnología actual. En el apartado de relaciones entre parámetros se da la equivalencia entre η_e y g_{ef} .

En los vehículos automóviles, dado que la compra del combustible suele hacerse en litros y puesto que al usuario lo que le importa es la distancia recorrida, suele ser usual expresar el consumo en litros por kilómetro, que evidentemente tienen una correlación directa con el

consumo específico, incluyendo la densidad del combustible por estar dando el valor referido al volumen de combustible.

Emisiones

A pesar de la disminución drástica de las emisiones de los motores conseguida en los últimos años, a día de hoy los gases de escape contienen en mayor o menor medida una cierta cantidad de sustancias contaminantes. La problemática de la formación de emisiones contaminantes en los MCI y las técnicas para reducirlas se abordan en detalle en los capítulos 15 y 21. Los niveles de emisión pueden expresarse de distintas formas que a veces son ambiguas y dan lugar a comparaciones de difícil comprensión. En este apartado se van a dar de forma resumida los parámetros más habituales empleados para cuantificarlos.

- El índice de emisión de la especie contaminante i es la relación entre el gasto de dicha especie y el gasto de combustible quemado o la masa en el mismo intervalo de tiempo:

$$EI_i = \frac{\dot{m}_i}{\dot{m}_f} = \frac{m_i}{m_f} \quad (3.49)$$

Como se puede apreciar, este índice es adimensional. Sin embargo, para valores muy pequeños de dicho índice, suele multiplicarse por 10^3 y para ello utilizarse unidades, en este caso g/kg. Este índice es muy útil porque expresa la cantidad de contaminante formado por masa de combustible consumido, independientemente del grado de dilución del gas de escape o de la completitud de la combustión.

- La emisión específica expresa las emisiones por unidad de potencia efectiva suministrada:

$$EE_i = \frac{\dot{m}_i}{N_e} \quad (3.50)$$

donde las unidades habitualmente utilizadas son g/kWh o g/MJ. La emisión específica está relacionada con el índice de emisión (EI) por la siguiente ecuación:

$$EE_i = \frac{\dot{m}_i}{N_e} = \frac{\dot{m}_f}{N_e} EI_i = g_{ef} EI_i \quad (3.51)$$

- Otra medida de las emisiones frecuentemente empleada es la masa de contaminante emitida por unidad de energía liberada por el combustible:

$$\frac{\dot{m}_i}{\dot{Q}_{lib}} = \frac{EI_i}{PCI} \quad (3.52)$$

donde las unidades usuales son análogamente g/kWh o g/MJ.

- Finalmente, en vehículos ligeros suele usarse la cantidad de contaminante emitida por la distancia recorrida por el vehículo (habitualmente en g/km):

$$\frac{\dot{m}_i}{L} = EE_i \frac{N_e}{u} \quad (3.53)$$

donde N_e es la potencia efectiva que suministra el motor cuando el vehículo viaja a una velocidad u . Sin embargo, para procesos de homologación, la medida viene dada en g/ciclo de homologación.

En el capítulo 15 se detallan otras unidades dimensionales como el tanto por uno o tanto por ciento, las partes por millón o partes por billón referidas a la masa o al volumen de gases contaminados. Si las emisiones son gaseosas, lo más habitual es que dichas unidades se refieran a relaciones volumétricas.

3.5 Relaciones más importantes entre parámetros

Para finalizar la descripción de parámetros básicos se van a presentar de forma resumida una serie de relaciones interesantes entre los parámetros ya vistos. Son las siguientes:

Expresiones de la potencia

- A partir del par y el régimen (ecuación 3.40) resulta:

$$N_e = M_e \omega \quad ; \quad \omega = 2\pi n$$

- A partir de la pme y el régimen:
La fuerza equivalente que ejercen los gases sobre el pistón vale:

$$F = pme A_p \quad (3.54)$$

El trabajo realizado en el desplazamiento del pistón:

$$W = F S = pme A_p S \quad (3.55)$$

La potencia obtenida de ese cilindro vale:

$$N = i n W = i n pme A_p S \quad (3.56)$$

Si tenemos z cilindros la potencia la podemos escribir:

$$N_e = N z = i n pme \underbrace{A_p}_{V_D} S \underbrace{z}_{V_T} \quad (3.57)$$

- A partir de los parámetros de funcionamiento del motor:
De la expresión (3.44) se puede obtener:

$$N_e = \eta_e \dot{m}_f PCI \quad (3.58)$$

y teniendo en cuenta (3.19) se puede escribir:

$$\left. \begin{aligned} N_e &= \eta_e \dot{m}_f PCI \\ \dot{m}_f &= F \dot{m}_a \end{aligned} \right\} \Rightarrow N_e = \eta_e F \dot{m}_a PCI \quad (3.59)$$

Si la expresión anterior se combina con las expresiones (3.17) y (3.20) finalmente se obtiene:

$$\left. \begin{aligned} N_e &= \eta_e F \dot{m}_a PCI \\ \dot{m}_a &= i n \eta_v V_T \rho_{ref} \\ F &= F_e F_r \end{aligned} \right\} \Rightarrow N_e = i n \eta_e \eta_v F_e F_r V_T \rho_{ref} PCI \quad (3.60)$$

La ecuación (3.60) proporciona una expresión básica para la potencia efectiva que detalla de forma explícita el efecto de los parámetros básicos del motor. Como puede verse, para un motor dado actuando con un combustible y atmósfera determinados (V_T , ρ_{ref} , i , F_e y PCI) la potencia es proporcional a:

- Llenado del motor a través del rendimiento volumétrico: η_v
 - Régimen de giro: n
 - Dosado relativo: F_r
 - Rendimiento efectivo: η_e
- Una expresión muy interesante de la potencia del motor aparece al formularla como función de la sección del pistón. En efecto, a partir de la ecuación (3.57) y de la definición de c_m podemos escribir:

$$\frac{N_e}{zA_p} = \frac{i c_m pme}{2} \quad (3.61)$$

Esta forma de expresar la potencia mostrará todo su interés en el capítulo 25 dedicado al estudio de la semejanza en motores, donde se demostrará que es un parámetro prácticamente constante, o al menos, constante para ciertos tipos de motores. Se podría intuir esta afirmación teniendo en cuenta que al diseñar un motor la única superficie disponible para obtener potencia es la superficie del pistón por lo que la diferencia que puede existir entre motores que tengan el mismo valor de $N_e/(zA_p)$ debe ser pequeña.

Expresiones de la pme

- A partir de las expresiones (3.40) y (3.46) se obtiene la pme en función del par:

$$\left. \begin{array}{l} N_e = 2\pi n M_e \\ N_e = i n V_T pme \end{array} \right\} \Rightarrow pme = \frac{2\pi M_e}{i V_T} \quad (3.62)$$

Puede observarse que para una pme dada, el par es proporcional a la cilindrada total V_T .

- A partir de los parámetros de funcionamiento del motor:
De las expresiones (3.57) y (3.60) se puede obtener:

$$\left. \begin{array}{l} pme = \frac{N_e}{i n z A_p S} \\ N_e = i n \eta_e \eta_v F_e F_r V_T \rho_{ref} PCI \end{array} \right\} \Rightarrow pme = \eta_e \eta_v F_e F_r \rho_{ref} PCI \quad (3.63)$$

Puede verse que solo aparecen parámetros adimensionales que multiplican a $\rho_{ref} PCI$. Luego, para obtener una alta pme conviene un combustible de elevado poder calorífico y una densidad en el conducto de admisión alta.

Relación entre consumo específico y rendimiento

Si se introduce en la definición del consumo específico (3.48) N_e como función del rendimiento, según la expresión (3.44), resulta el consumo específico inversamente proporcional al rendimiento efectivo:

$$\left. \begin{array}{l} g_{ef} = \dot{m}_f / N_e \\ N_e = \eta_e \dot{m}_f PCI \end{array} \right\} \Rightarrow g_{ef} = \frac{1}{\eta_e PCI} \quad (3.64)$$

Cabe destacar que un bajo poder calorífico origina mayor consumo específico para un cierto rendimiento. Como se ha visto, usando combustibles derivados del petróleo, el consumo específico de un MCI es superior a 155 g/kWh. Sin embargo, con un alcohol se tendrían consumos específicos aún mayores.

Del análisis de las expresiones η_e y g_{ef} se concluye que el rendimiento es un parámetro adimensional mientras que el consumo específico viene afectado por el PCI del combustible; de ahí que se puedan comparar los valores del rendimiento de diferentes motores, pero no se puedan comparar los consumos específicos de dos motores si éstos no utilizan el mismo combustible.

3.6 Curvas características

Una forma habitual de mostrar las prestaciones, emisiones o parámetros de funcionamiento de interés de un motor es hacerlo de forma gráfica mediante lo que se conoce como curvas características. El capítulo 29 se dedica de forma íntegra a describir sus tipos, aplicaciones y modo de uso, pero se ha considerado interesante en este capítulo, una vez descritos los parámetros básicos, hacer una breve introducción a dichas curvas.

En primer lugar se debe destacar la diversidad tanto de los objetivos como de los tipos de curvas características. Los objetivos abarcan desde mostrar el intervalo de uso de un motor concreto, habitualmente en términos de régimen y pme, y proporcionar al usuario información sobre el funcionamiento dentro de dicho rango de operación, permitir la comparación de motores o evaluar la idoneidad de un motor para una determinada aplicación.

En general, las curvas características representan uno o varios parámetros de interés (prestaciones, emisiones o parámetros de funcionamiento) en función de las condiciones operativas del motor. Los parámetros de interés más habituales son la potencia, el par o la pme, el consumo o rendimiento y las emisiones específicas, aunque dependiendo del uso pueden encontrarse curvas características que representen el dosado, la tasa de EGR, los caudales y temperaturas de fluidos o, en general, cualquier otro parámetro que pueda tener interés para una determinada aplicación.

Dependiendo de las características y la aplicación concreta de un motor, este presenta mayor o menor grados de libertad para acomodarse a sus requerimientos de uso, de modo que su rango de variación en la mayoría de ocasiones viene determinado mediante uno o dos de los parámetros de funcionamiento descritos en el apartado 3.3. Así, en la mayoría de aplicaciones de automoción el motor tiene dos grados de libertad, pudiendo cambiar tanto el régimen de giro como su grado de carga, de modo que régimen y par, o sus equivalentes normalizados c_m y pme son los dos parámetros más empleados como variables independientes. Cuando las condiciones de variación del motor se reducen, como en el caso de los motores estacionarios donde el régimen de giro es prácticamente constante, puede cubrirse todo el campo de operación del motor con una sola variable independiente que represente la variación del grado de carga. Es habitual en este caso usar la potencia, el par o la pme.

La forma de presentar la información se ha ido normalizando a lo largo del desarrollo de los motores, de modo que es habitual emplear unas determinadas curvas características en cada ámbito de aplicación. Los dos tipos más habituales son:

- Curvas características de velocidad. Para un grado de carga constante, muestran el parámetro de interés en función del régimen de giro. Dentro de este tipo, son muy usuales en aplicaciones de automoción las curvas de plena carga que corresponden a las máximas capaci-

dades de un motor. En ellas se representan el par o la pme junto con la potencia que entrega el motor en condiciones de accionamiento máximo del acelerador. Permiten de forma sencilla conocer la potencia y el par máximos y a qué regímenes se dan. Se suele acompañar estas dos curvas de la de consumo específico, también a plena carga. La Figura 3.6 muestra un ejemplo de estas curvas en un motor MEC sobrealimentado de 2 litros.

- **Curvas características multiparamétricas.** Presentan la variación de uno o varios parámetros de interés en función de más de una variable de operación. Como se ha indicado, en el caso de aplicaciones de automoción, las variables independientes habituales para esta representación son el régimen de giro y la pme, obteniéndose mapas bidimensionales donde se muestra el comportamiento del motor a carga parcial. Es usual representar en dichos mapas las curvas características de isoconsumo, isopotencia, isoemisiones, etc. La Figura 3.7 muestra un ejemplo de curva multiparamétrica en un motor MEP sobrealimentado de 2 litros.

En el capítulo 29 se muestran diversos ejemplos de los dos tipos de curvas indicados, así como otros menos habituales y detalles acerca de aplicaciones concretas de las mismas.

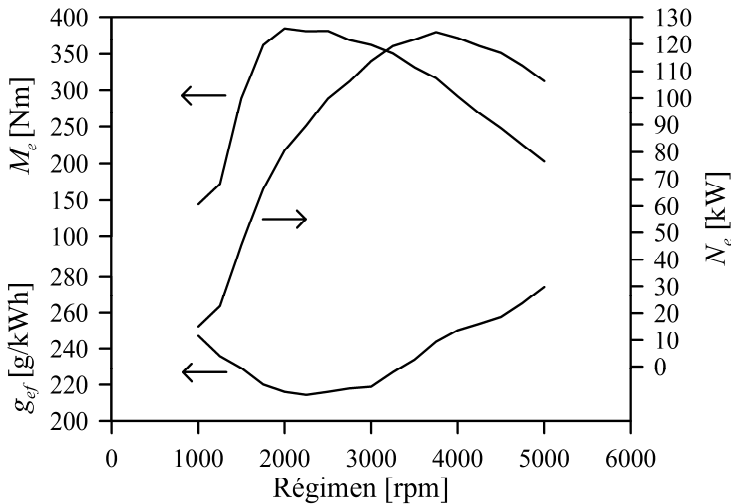


Figura 3.6 Curvas de plena carga de un motor MEC sobrealimentado.

3.7 Resumen

Pueden considerarse, para la descripción de los MCIA, tres categorías de parámetros fundamentales: parámetros geométricos, parámetros de funcionamiento y parámetros indicados y efectivos

Los parámetros geométricos permiten definir la forma y tamaño de los elementos más característicos del motor. Incluyen los parámetros relativos a las dimensiones de la cámara de combustión, como el diámetro o los volúmenes de la cámara y desplazado, los relativos al mecanismo biela-manivela, como la carrera y las longitudes de biela y manivela, los relativos al sistema de renovación de la carga, como son el tamaño y número de válvulas, así como características constructivas, tal cual son la disposición de los cilindros o el número de revoluciones por ciclo.

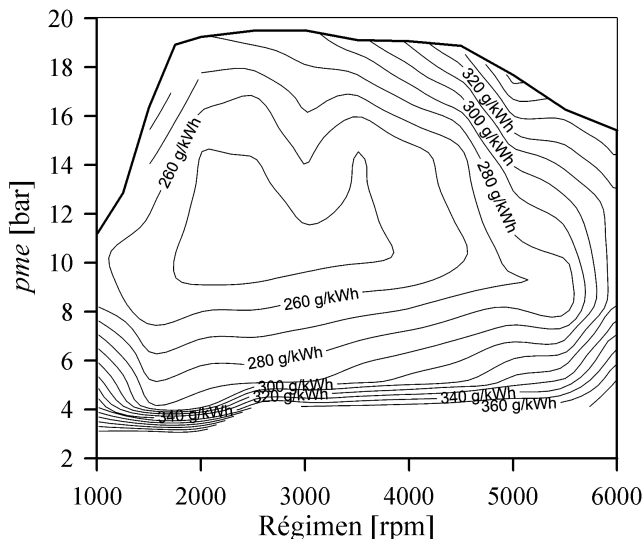


Figura 3.7 Curvas de isoconsumo de un motor MEP sobrealimentado

Los parámetros de funcionamiento permiten definir el estado operativo del motor a partir de variables que pueden medirse experimentalmente. Con estos parámetros es posible identificar dónde está trabajando el motor dentro de su rango de funcionamiento. Entre estos cabe destacar el régimen y el grado de carga, entradas habituales en los mapas de motor, así como los gastos de aire y combustible que determinan las condiciones en las que tendrá lugar la combustión.

Los parámetros indicados y efectivos permiten caracterizar las prestaciones y emisiones de un motor en un determinado punto de operación. Los parámetros indicados se calculan a partir del diagrama $p-V$ obtenido de la medida de la presión instantánea en cámara sincronizada con el giro del cigüeñal, y los parámetros efectivos se refieren al eje. La diferencia entre ellos son las pérdidas mecánicas debidas al trabajo de bombeo, fricción y accionamiento de auxiliares. Entre estos parámetros cabe destacar los trabajos, potencias, rendimientos y presiones medias indicados y efectivos, así como el gasto y emisiones específicos.

Por último, las curvas características de un motor permiten representar de forma sintética uno o varios parámetros de interés, como prestaciones, emisiones o parámetros de funcionamiento, en función del punto de operación del motor, definido mediante algunos de los parámetros de funcionamiento, habitualmente régimen y pme.

Referencias y bibliografía

Bibliografía

- Basshuysen, R.V.; Schäfer, F., *Internal combustion engine handbook: Basics, components, systems, and perspectives*. SAE International, 2004.
- Bosch, *Bosch Automotive Handbook*, 7th Edition. Robert Bosch, 2007.
- Heisler, H., *Advanced engine technology*. SAE International, 1998.
- Heywood, J. B., *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, 1988.

- Muñoz, M.; Payri, F., *Motores de combustión interna alternativos*. Fundación General de la UPM, 1989.
- Stone, R., *Introduction to internal combustion engines*. Mac Millan, 1992.
- Taylor, C. F., *The internal combustion engine in theory and practice*. MIT Press, 1985.

Capítulo 4

Ciclos de trabajo

O. Armas

A. Lecuona

4.1	Introducción.....	72
4.2	Definición de ciclos. Clasificación.....	72
4.3	Diferencias fenomenológicas entre ciclos teóricos y reales.....	73
4.3.1	Ciclo real en los MEP	73
4.3.2	Ciclo real en los MEC.....	77
4.3.3	Factor de calidad	78
4.4	Ciclos teóricos de aire estándar	78
4.4.1	Ciclo de presión limitada o ciclo Sabathé.....	78
4.4.2	Ciclo con combustión a $V = \text{cte}$ o ciclo Otto	80
4.4.3	Ciclo con combustión a $p = \text{cte}$ o ciclo Diesel.....	81
4.5	Efecto de los parámetros del ciclo.....	82
4.6	Otros ciclos teóricos	85
4.6.1	Ciclo Miller	85
4.6.2	Ciclo Atkinson	87
4.6.3	Ciclo Lenoir	89
4.7	Resumen	89
	Referencias y bibliografía.....	90

4.1 Introducción

Los procesos que experimenta el fluido operante en el interior de un motor son muy complejos, pues hay que tener presente que el flujo es turbulento, reactivo y no estacionario y durante los distintos procesos se intercambia calor y trabajo con el entorno. Por otra parte, el motor se comporta alternativamente como un sistema abierto, intercambiando masa con el exterior, o como un sistema cerrado, con volumen de control variable. Con todas estas consideraciones se puede comprender que resulte alejado de la realidad utilizar en los motores de combustión interna alternativos lo que se conoce como ciclos termodinámicos aunque, como se estudia en este capítulo, se pueden extraer conclusiones válidas desde el punto de vista cualitativo y de tendencias al modificar determinados parámetros.

A pesar de estas consideraciones, el estudio de la termodinámica y de los ciclos ha ido unido al desarrollo de los MCIA desde sus comienzos. El análisis de los procesos que suceden en el interior del cilindro, ha sido y es de gran importancia para mejorar las prestaciones de los motores. Sirvió, por ejemplo, para comprender la necesidad de que existiera un proceso previo de compresión que aumentara la temperatura a la que se aporta a los gases la energía térmica generada por el proceso de combustión interna, mejorando el rendimiento del motor como enseña el ciclo teórico de Carnot. Sirve, en la actualidad, no sólo como aproximación al cálculo de los parámetros reales, sino también como pauta para el análisis de las posibles mejoras termodinámicas de un motor concreto.

El planteamiento del capítulo se ha estructurado como sigue. En primer lugar se va a definir lo que se entiende por ciclo y qué tipos son los más usuales. En segundo lugar, se va a realizar un análisis fenomenológico de la evolución del fluido en el motor para tener en cuenta las imperfecciones y poder plantear un ciclo termodinámico. En el siguiente apartado se plantea el ciclo mixto de aire como el ciclo representativo de los MCIA con dos casos particulares, de combustión a volumen constante y a presión constante con un estudio de la influencia de los distintos parámetros del ciclo sobre el trabajo y el rendimiento.

Se finaliza el capítulo con los ciclos Miller, Atkinson y Lenoir, con relaciones de expansión más largas que las de compresión, que presentan alguna ventaja potencial, al menos desde un punto de vista teórico.

4.2 Definición de ciclos. Clasificación

Se entiende por ciclo termodinámico la evolución sucesiva de procesos que experimenta un mismo fluido (sistema sin reacción química) desde un estado termodinámico inicial, regresando finalmente a dicho estado. El apelativo de termodinámico se usa para destacar que, en el sistema considerado, las variables termodinámicas son uniformes en el volumen de control existiendo, por tanto, equilibrio interno.

Si la evolución que sufre el fluido se considera ideal se tendrá un ciclo teórico. En función de la composición del fluido que evoluciona, se puede distinguir entre ciclos de aire, en que el fluido se supone un gas perfecto con composición constante, y ciclos de aire-combustible, en que se tiene en cuenta la variación de la composición a lo largo del ciclo y, en el caso más complejo, la dependencia de los calores específicos de los componentes con la temperatura.

Los ciclos termodinámicos teóricos de aire suponen la aproximación más simple al funcionamiento de los MCIA. Éstos usan una evolución totalmente cíclica de una masa determinada, que intercambia solamente calor (Q) y trabajo (W) con el exterior y por lo tanto son ciclos cerrados, incorporando una masa constante, denominada masa de control. Se han concebido

ciclos para representar de forma idealizada el funcionamiento de diversos tipos de motores térmicos. Así, el ciclo Rankine representa el funcionamiento de una turbina de vapor y el ciclo Brayton el de una turbina de gas. Los ciclos estándar Diesel y Otto son una referencia en MCI y tradicionalmente han representado, en un diagrama $p-V$, a los motores de encendido por compresión (MEC) y de encendido provocado (MEP) respectivamente. En ambos se hace uso de un único gas perfecto en todo el ciclo, el aire, por lo que tradicionalmente se han denominado ciclos teóricos de aire estándar [1, 2]. Una generalización de estos ciclos es el ciclo mixto o de Sabathé, que tiene una parte del aporte de calor realizado a volumen constante y otra parte a presión constante. Posiblemente, este ciclo sea el más representativo de los actuales motores Diesel y, además, eliminando el aporte de calor a $p = cte$ o a $V = cte$ se transforma en los ciclos Otto y Diesel respectivamente.

Finalmente, se podría simular de forma más precisa la evolución del fluido en el motor teniendo en cuenta todas las imperfecciones y aprovechando la potencia de cálculo actual de los ordenadores. En este caso, ya no se tendrá lo que se conoce como ciclo termodinámico sino la evolución realista del fluido en el cilindro durante el ciclo cerrado, lo que se suele denominar modelo termodinámico, tal como se plantea en el capítulo 24.

4.3 Diferencias fenomenológicas entre ciclos teóricos y reales

Para poder plantear un ciclo teórico, es conveniente analizar previamente la evolución que sufre el fluido en el motor. Con ello, se conocerá cómo son los procesos y qué desviaciones pueden existir respecto a las evoluciones ideales y, asimismo, será posible cuantificar dichas desviaciones. Todo ello permitirá, finalmente, plantear un ciclo del que se tendrán acotadas sus limitaciones, que serán función de las hipótesis que se hayan asumido.

El estudio va a referirse a la parte cerrada de la evolución del fluido en el motor, es decir, a los procesos de compresión, combustión y expansión, que son los que se pueden asimilar a un ciclo termodinámico. Por otra parte, se hará el análisis de forma separada en los MEP y MEC ya que sus procesos de combustión, como ya se ha apuntado en capítulos anteriores, presentan diferencias apreciables, por lo que los ciclos teóricos de ambos motores deberán ser diferentes.

La evolución del fluido se va a seguir a través de los diagramas $p-V$ de la Figura 4.1, en los que no se han dibujado los procesos de escape y admisión.

4.3.1 Ciclo real en los MEP

Proceso de compresión

Durante el proceso de compresión en un MEP, una vez finalizada la admisión, debido a la disminución del volumen del cilindro, se comprime un fluido formado por:

- Aire que proviene del proceso de admisión.
- Gases residuales procedentes del ciclo anterior, o bien de los gases recirculados (EGR).
- Combustible inyectado en el colector, en el caso de los motores de inyección convencional. Puede suceder que este combustible se introduzca en el cilindro una vez iniciado el proceso de compresión, como es el caso en los motores de inyección directa.

Una primera consideración a realizar, a la hora de plantear un ciclo teórico, es si el fluido que evoluciona debe ser tenido en cuenta en su composición real, o por el contrario se utiliza el aire como fluido de referencia en el estudio de la evolución. En el caso de la compresión suponer que se realiza con aire no representa una simplificación excesiva.

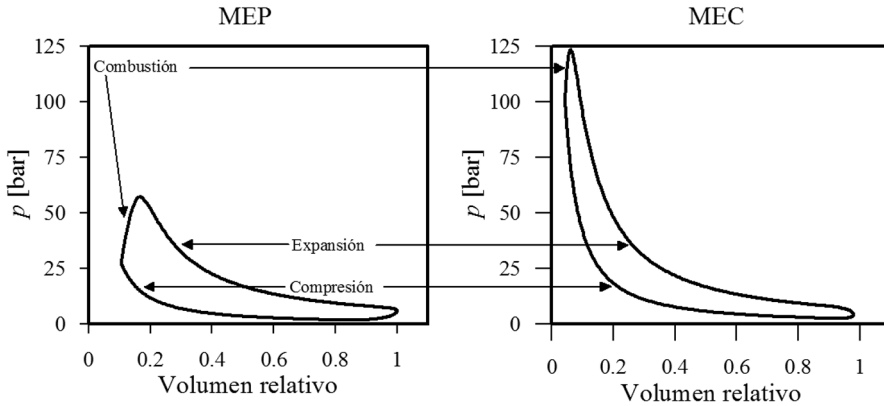


Figura 4.1 Representación esquemática de la evolución del fluido en MEP (izquierda) y en MEC (derecha).

Durante el proceso de compresión las diferencias de temperatura y velocidad relativa entre fluido y pared no son muy elevadas, siendo además el proceso de una duración corta, por lo que el tiempo de residencia es bajo. Se puede asumir, teniendo en cuenta estas circunstancias, que en el proceso de compresión esencialmente no hay transmisión de calor, de ahí que la hipótesis de que el proceso sea adiabático es próxima a la realidad.

Durante la compresión real, la presión es prácticamente uniforme en el cilindro, por lo que las velocidades del fluido en el cilindro son moderadas. Ello conduce a que la disipación de energía cinética en energía interna en el seno del fluido sea despreciable y con ello se puede considerar con mucha aproximación que el proceso de compresión es mecánicamente reversible.

En un motor alternativo en buen estado y en condiciones normales de funcionamiento, las fugas de fluido a través del cilindro (*blow-by*) son despreciables durante el proceso de compresión debido a la moderada presión existente en el cilindro y al sellado de los segmentos, por lo que es aceptable suponer que la masa que evoluciona se mantiene constante a lo largo del proceso de compresión.

En resumen, considerar que el proceso de compresión se realiza con un fluido con las propiedades del aire, siendo el proceso mecánicamente reversible y adiabático y suponiendo que la masa que evoluciona permanece constante, son hipótesis próximas a la realidad en la mayoría de condiciones de funcionamiento. Posiblemente, de todas ellas la condición más alejada de la realidad sea la referida a las propiedades del fluido como consecuencia del combustible y sobre todo del EGR, si existe.

Proceso de combustión

La combustión en los MEP se estudia con detalle en el capítulo 18, pero a efectos del estudio de los ciclos basta decir que la combustión se inicia generalmente por el salto de una chispa eléctrica, que inflama la mezcla de combustible y aire en el momento adecuado, formándose una llama que avanza hasta llegar a las paredes, convirtiendo los reactantes en productos de la combustión.

Durante el proceso de combustión de un MEP, la velocidad del frente de llama es del mismo orden de magnitud que la velocidad del pistón (~ 15 m/s). En consecuencia, el diagrama

$p-V$ queda afectado por la velocidad de combustión, originando las denominadas pérdidas de tiempo, debidas a la progresión de la combustión. En definitiva, la combustión se inicia antes del punto muerto superior (PMS) para evitar que termine demasiado tarde, lo que provoca un incremento de la presión antes del PMS y por ello el pistón tiene que realizar más trabajo contra los gases antes del PMS. Además, la expansión ya ha comenzado cuando la combustión no ha finalizado aún, por lo que la última parte de la mezcla que se quema no se expande desde el PMS, cuando el volumen es mínimo, sino desde un volumen mayor, produciendo por ello menos trabajo. Si la combustión se produjese instantáneamente en el PMS, el rendimiento sería, lógicamente, más elevado.

La necesidad de refrigerar el motor para evitar su deterioro por temperatura excesiva, conduce a un proceso de combustión no adiabático con las consiguientes pérdidas de calor que, al ocurrir en las inmediaciones del PMS, cuando aún falta por obtenerse la casi totalidad del trabajo de expansión, reducen de forma apreciable el trabajo del ciclo.

Las fugas de fluido a través del cilindro son pequeñas, debido sustancialmente al poco tiempo que transcurre durante la combustión, por lo que pueden despreciarse.

Finalmente, es preciso señalar que la combustión real no es completa, debido a imperfecciones en la formación de la mezcla aire-combustible y al apagado de la llama por la turbulencia excesiva o por el contacto con la pared, menos caliente. Además, a la temperatura a la que se desarrolla el proceso, la reacción química de oxidación no está desplazada a productos finales y existe disociación, por lo que no se libera la totalidad del calor.

Del análisis del proceso de combustión se concluye que resulta un proceso difícil de idealizar, con el problema añadido de que el motor térmico es una máquina de combustión interna y no se puede hablar con propiedad de calor aportado, sino de generación de calor por un proceso de combustión, que además implica un cambio de composición en el fluido que evoluciona.

Una hipótesis usual es suponer que el fluido que evoluciona es aire con composición constante. Esta hipótesis es sin lugar a dudas la de más trascendencia conceptual, si bien los errores que se cometen en las estimaciones de trabajo no son superiores al 5–10% debido a esta circunstancia. Evidentemente, como no hay combustión, habrá que considerar una aportación de calor igual a la generada por el proceso de combustión.

Es el momento de analizar cómo se puede idealizar una combustión que, como ya se ha visto, no es instantánea. Una manera ampliamente aceptada, que es la que históricamente se ha empleado en los MEP, es suponer una aportación de calor a $V = cte$, que es lo mismo que suponer que la combustión es instantánea.

Resumiendo, el proceso de combustión es el que necesita de hipótesis más restrictivas para poderlo idealizar y las que se van a utilizar son:

- El fluido que evoluciona es un gas ideal con propiedades constantes correspondientes al aire.
- La generación de calor se sustituye por una liberación de calor a volumen constante y dada la invariabilidad de la composición es idéntica en sus efectos a un aporte externo de calor a volumen constante. Con esta hipótesis no se consideran las pérdidas denominada de tiempo y que pueden representar entre un 3 – 7%.
- Suponer que el aporte de calor se realiza a volumen constante implica asumir que el proceso es instantáneo, por lo que no se van a tener en cuenta, durante la combustión, ni las pérdidas de calor a las paredes ni las fugas, que se incluirán en los procesos de compresión y expansión, si ha lugar.

Proceso de expansión

Durante el proceso de expansión, debido al aumento del volumen del cilindro, se expande un fluido cuya composición es sustancialmente productos quemados, aunque debido a la rapidez del proceso y la variación importante de p y T se puede considerar que su composición evoluciona según las leyes de la cinética química. Hacer la hipótesis en este caso de que el fluido que evoluciona es aire con propiedades constantes se aleja de la realidad.

Por las mismas razones que en el caso de la compresión, el proceso de expansión se puede considerar mecánicamente reversible.

La necesidad de refrigerar el motor para evitar su deterioro por temperatura excesiva, y las temperaturas elevadas del fluido que evoluciona, que acaba de sufrir un proceso de combustión, hacen que el proceso de expansión no sea adiabático. De hecho, el porcentaje de calor cedido durante la expansión es del orden del 10 al 20% del calor aportado y su valor depende del tamaño del motor, grado de carga y régimen de giro.

En cuanto a las pérdidas por fugas en el cilindro, si bien son pequeñas pueden representar entre el 1 y el 2% de la masa de fluido que evoluciona, ya que la presión en el cilindro durante todo el proceso de expansión es elevada. Su valor porcentual crece con la reducción del régimen y del tamaño del motor. Es interesante indicar que en condiciones no convencionales, como por ejemplo durante el transitorio de arranque, esta hipótesis no es asumible dado que las fugas pueden ser mucho más elevadas.

Como ya se ha adelantado en el capítulo 2, con el fin de conseguir una evacuación efectiva de los gases de escape, se hace necesario iniciar el escape antes de finalizar el proceso de expansión, lo que provoca una disminución de la presión en el cilindro al final de la expansión, que reduce el área útil del diagrama $p-V$. A este fenómeno se le conoce como pérdida de escape y puede representar entre el 1 y el 3% del calor aportado.

Del análisis realizado del proceso de expansión se puede concluir que idealizar el proceso resulta más alejado de la realidad que la compresión. En cualquier caso, se podría suponer el proceso de expansión como:

- Evolución de un fluido con las propiedades constantes representativas del aire, lo que podría llevar a una desviación del orden del 5 al 10% como consecuencia de las diferencias en las propiedades del fluido.
- Proceso adiabático y mecánicamente reversible, lo que conduciría a unas desviaciones entre el 10 y 20% debido fundamentalmente a la transmisión de calor.
- Sin fugas ni pérdidas de escape, lo que podría equivaler a una desviación del 3 al 5%.

Proceso de renovación de la carga

Para analizar la evolución completa del fluido en el motor es necesario considerar el proceso de renovación de la carga, que comprende la fase de admisión de gases frescos antes de la compresión y la fase de escape en la que se evacúan los gases quemados después de la expansión. Como ya se ha apuntado, este proceso no suele considerarse como una parte del ciclo termodinámico y se suele simplificar asumiendo una cesión de calor, que permita retornar a la temperatura y presión de comienzo, una vez finalizada la carrera de expansión, en el punto muerto inferior y a volumen constante, es decir, de forma instantánea.

Las hipótesis de aporte y cesión de calor son las que más alejan los ciclos teóricos de la realidad de un motor térmico alternativo, ya que son motores de combustión interna y no se puede hablar con propiedad de aporte y cesión de calor.

4.3.2 Ciclo real en los MEC

Si se comparan los diagramas $p-V$ de la Figura 4.1, las diferencias que se observan entre MEP y MEC son pequeñas, pudiendo destacarse, además de las diferencias en el proceso de combustión, el que la relación de compresión y la presión máxima de combustión en los MEC son más elevadas.

A continuación se hace un análisis semejante al realizado para los MEP, pero únicamente remarcando las diferencias existentes.

Proceso de compresión

Las diferencias más importantes en comparación con el MEP son:

- El fluido que se comprime consta de aire y residuales, ya que el combustible se introduce al final de la compresión. Por otra parte, el uso del EGR suele ser normal en los MEC en porcentajes que en algunas situaciones puede alcanzar valores del 50%, por lo que considerar el fluido que evoluciona como aire se aleja más de la realidad que en los MEP. Para resolver parcialmente este problema, se puede tener en cuenta la variación de la composición del fluido, analizando el comportamiento de los ciclos teóricos al modificar el valor de γ (relación de calores específicos), y el peso molecular, que son los parámetros que sustancialmente se modifican al variar la composición del fluido como consecuencia del EGR y los productos de la combustión.
- La relación de compresión en los MEC es más elevada que en los MEP y además suelen estar sobrealimentados, ello conduce a que en estos motores las fugas sean más elevadas.

Proceso de combustión

Las diferencias más importantes entre MEP y MEC aparecen en el proceso de combustión. En efecto, el proceso de combustión en los MEC se realiza por autoencendido y además en gran parte es controlado por la inyección. En el capítulo 20 sobre combustión en MEC se justificará que básicamente existen dos fases en la combustión de un MEC: una primera, que es una combustión premezclada y que ocurre con gran rapidez, y una segunda, que es una combustión por difusión controlada por la inyección, que es más lenta.

Aceptando que la combustión es como se ha enunciado, lo razonable sería asumir que el proceso se realiza en una primera fase a volumen constante (la combustión premezclada) y una segunda a presión constante (la combustión por difusión).

En grandes motores, a plena carga, la combustión es sustancialmente a presión constante debido a limitaciones mecánicas y sería suficiente suponer que el ciclo representativo tiene toda la aportación de calor a $p = cte$. Por el contrario, en pequeños motores rápidos y sobre todo a carga parcial, toda la combustión es premezclada y se puede hacer la hipótesis de combustión a $V = cte$.

Es por ello que el ciclo mixto de aporte de calor con parte a volumen constante y parte a presión constante, resulta representativo de los motores Diesel y nos permite una mayor flexibilidad para aproximarnos a la realidad de cada motor.

Proceso de expansión

El proceso de expansión es muy similar en los MEP y MEC, siendo únicamente destacable que las fugas en el cilindro pueden ser más importantes en los MEC por ser la presión en el cilindro más elevada durante la carrera de expansión.

Proceso de renovación de la carga

De la misma forma que en MEP este proceso se sustituye por una cesión de calor a $V = cte$.

4.3.3 Factor de calidad

Se suele definir el factor de calidad de un ciclo como el cociente del rendimiento indicado del ciclo real respecto del rendimiento térmico obtenido del ciclo teórico de referencia. El factor de calidad en un MCIA depende del tipo de motor y de las condiciones de operación, pero no suele superar el valor de 0,8 en el mejor de los casos, como consecuencia de las simplificaciones que se realizan en los ciclos teóricos.

4.4 Ciclos teóricos de aire estándar

Los ciclos termodinámicos teóricos de aire, son esquemas sustitutivos de los ciclos reales que, merced a hipótesis simplificadoras, pretenden predecir parámetros de importancia básica como son el trabajo y el rendimiento. Las simplificaciones que se van a realizar son:

- No existen fugas.
- El aporte de calor es el correspondiente a una combustión completa.
- No existen pérdidas de calor.
- No existen pérdidas de escape.
- Las evoluciones son mecánicamente reversibles.
- El fluido que evoluciona es aire, con propiedades constantes.
- El proceso de combustión se sustituye en el caso más general por una parte de aportación de calor a $V = cte$ y otra a $p = cte$. Lo que implica según el caso que no hay combustión progresiva, ni lo que se conoce como pérdidas de tiempo.
- El proceso de renovación de la carga se sustituye por una cesión de calor a $V = cte$.

Además de las estas simplificaciones, el ciclo teórico debe cumplir las siguientes bases:

- Una sucesión similar de procesos.
- La misma relación de compresión volumétrica.
- La misma cantidad de energía aportada por unidad de masa, que en el ciclo real.
- La misma presión y temperatura en un punto de referencia de la línea de compresión, típicamente al comienzo de la misma.
- La misma presión máxima de combustión, en el caso del ciclo de presión limitada.

Los procesos que sufre el fluido en este ciclo, con la nomenclatura de la Figura 4.2, son:

- 1-2 Compresión adiabática y reversible
- 2-3-3' Aporte de calor a $V = cte$, $p = cte$, o presión limitada.
- 3'-4 Expansión adiabática y reversible.
- 4-1 Cesión de calor a $V = cte$.

4.4.1 Ciclo de presión limitada o ciclo Sabathé

Por su planteamiento, este ciclo tiene en cuenta la limitación que tienen los motores de no poder superar un determinado valor de presión máxima, para evitar sobrecargar mecánicamente el motor. De hecho, en los motores Diesel, para poder limitar los valores de presión máxima se controla la ley de inyección; además, este ciclo representa el proceso de combustión de forma flexible, ya que está compuesto por dos secuencias: un proceso de aporte de calor a volumen constante y otro a presión constante que le sigue.

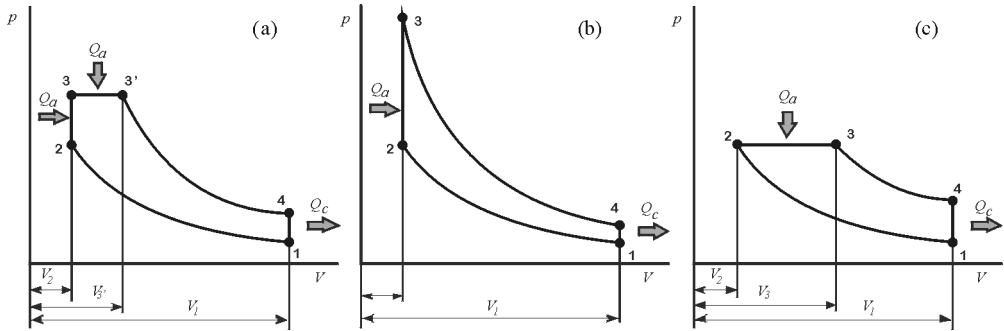


Figura 4.2 Diagramas p - V de ciclos termodinámicos teóricos a) de presión limitada, b) de combustión a $V = cte$, c) de combustión a $p = cte$.

Atendiendo a la Figura 4.2a, los procesos son los siguientes:

- Proceso 2-3, caracterizado por un aporte de calor a volumen constante, Q_{av} . Suponiendo que la masa que evoluciona es m , se puede escribir $Q_{av} = mc_v(T_3 - T_2)$
- Proceso 3-3', caracterizado por un aporte de calor a presión constante, Q_{ap} . Teniendo en cuenta las hipótesis utilizadas, se puede escribir $Q_{ap} = mc_p(T_3' - T_3)$
- Proceso 1-2 y 3'-4, caracterizados por procesos isoentrópicos de compresión y expansión respectivamente. Para los procesos isoentrópicos de un gas perfecto se cumple la relación $pV^\gamma = cte$, donde γ es el cociente de calores específicos, parámetro adimensional constante para un gas perfecto.
- Proceso 4-1, caracteriza el proceso de renovación de la carga y queda representado por una caída de presión a volumen constante. Este proceso se hace necesario para cerrar el ciclo y se sustituye por un proceso de cesión de calor Q_c , equivalente a los efectos de cálculo para que el fluido vuelva al estado inicial.

Con las consideraciones realizadas y teniendo en cuenta el criterio de signo positivo hacia el exterior para el trabajo, el balance energético del ciclo se puede escribir como:

$$\Delta U = 0 \Rightarrow \sum Q - W = 0 \tag{4.1}$$

siendo:

$$\sum Q = Q_a - Q_c = Q_{av} + Q_{ap} - Q_c \tag{4.2}$$

Teniendo en cuenta que $W = Q_a - Q_c$ y que $\gamma = c_p/c_v$, y atendiendo a la nomenclatura de la Figura 4.2a, el rendimiento del ciclo se determina de la siguiente manera:

$$\eta = \frac{W}{Q_a} = 1 - \frac{Q_c}{Q_a} = 1 - \frac{mc_v(T_4 - T_1)}{mc_v(T_3 - T_2) + mc_p(T_3' - T_3)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \frac{\left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{\left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right) + \gamma \left(\frac{T_3'}{T_2} - \frac{T_3}{T_2}\right)} \tag{4.3}$$

Para el cálculo de los cocientes de temperaturas, se definen dos parámetros que cuantifican respectivamente el calor aportado a volumen y a presión constante: la relación de presiones ($\alpha = p_3 / p_2$) y la relación de volúmenes ($\beta = V_{3'} / V_3$). En base a ello resulta:

$$\left. \begin{array}{l} \frac{T_{3'}}{T_2} = \frac{T_{3'}}{T_3} \frac{T_3}{T_2} \\ pV = mR_g T \left\{ \begin{array}{l} v = cte \Rightarrow \frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} = \alpha \\ p = cte \Rightarrow \frac{T_{3'}}{T_3} = \frac{V_{3'}}{V_3} = \beta \end{array} \right. \left. \begin{array}{l} \frac{T_{3'}}{T_2} = \alpha\beta \end{array} \right\} \quad (4.4)$$

Por otra parte, si se tiene en cuenta que la relación de compresión volumétrica es $r = V_1/V_2 = V_4/V_3$, se puede escribir:

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_4}{T_{3'}} \frac{T_{3'}}{T_2} \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_{3'}}{V_3} \frac{V_3}{V_4} \right)^{\gamma-1} \alpha\beta r^{\gamma-1} = \left(\frac{\beta}{r} \right)^{\gamma-1} \alpha\beta r^{\gamma-1} = \alpha\beta^\gamma \quad (4.5)$$

Sustituyendo las relaciones obtenidas en las ecuaciones (4.4 y 4.5) en la ecuación (4.3), la expresión del rendimiento térmico del ciclo de presión limitada queda como:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \frac{\alpha\beta^\gamma - 1}{\alpha - 1 + \gamma\alpha(\beta - 1)} \quad (4.6)$$

Utilizando el concepto de presión media equivalente del ciclo, definido en el capítulo 3 como el cociente entre el trabajo del ciclo y el volumen desplazado por el motor, resulta:

$$\left. \begin{array}{l} pm = \frac{W}{V_1 - V_2} = \frac{Q_a \eta}{V_1(1 - V_2/V_1)} = \\ = \frac{mc_v T_1 r^\gamma [(\alpha - 1) + \gamma\alpha(\beta - 1)] \eta}{V_1(r - 1)} \\ p_1 V_1 = mR_g T_1 \quad ; \quad \gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad ; \quad c_p - c_v = R_g \end{array} \right\} pm = p_1 \frac{r^\gamma [(\alpha - 1) + \gamma\alpha(\beta - 1)] \eta}{(\gamma - 1)(r - 1)} \quad (4.7)$$

Puede observarse que la presión media equivalente es proporcional a la presión al comienzo del ciclo, p_1 y al rendimiento del ciclo. Asimismo, es función de $\alpha - 1$ y $\beta - 1$, que representan de alguna forma la carga del motor.

4.4.2 Ciclo con combustión a $V = cte$ o ciclo Otto

Comúnmente este ciclo se asocia al funcionamiento de los MEP. Siguiendo la Figura 4.2b, está formado por:

- Dos procesos isoentrópicos correspondientes a la compresión (1-2) y la expansión (3-4) respectivamente.
- Dos procesos a volumen constante. Uno corresponde al aporte de calor (2-3) Q_a y el otro a la cesión de calor (4-1) Q_c .

En este caso el rendimiento térmico viene dado por:

$$\eta = 1 - \frac{Q_c}{Q_a} = 1 - \frac{mc_v(T_4 - T_1)}{mc_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \left[\frac{(T_4/T_1) - 1}{(T_3/T_2) - 1} \right] \quad (4.8)$$

Por otra parte,

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\gamma-1} = \frac{T_1}{T_2} \Rightarrow \frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \quad (4.9)$$

Sustituyendo esta relación en la ecuación (4.8) y teniendo en cuenta la definición de relación de compresión volumétrica r , se llega a:

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\gamma-1} = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \quad (4.10)$$

La conclusión fundamental que se deriva de esta expresión es que el rendimiento térmico del ciclo Otto aumenta con la relación de compresión y resulta independiente de la relación de presiones α y por tanto del calor aportado al ciclo.

Tal y como se obtuvo para el ciclo de presión limitada, la presión media equivalente del ciclo en este caso queda determinada por la expresión:

$$pm = p_1 \frac{1}{\gamma-1} \frac{r^\gamma}{r-1} (\alpha-1)\eta \quad (4.11)$$

De la comparación de las ecuaciones (4.6) con la (4.10) y la (4.7) con la (4.11) es fácil deducir que el ciclo de combustión a volumen constante es un caso particular del ciclo de presión limitada, donde la relación de volúmenes β es la unidad.

4.4.3 Ciclo con combustión a $p = \text{cte}$ o ciclo Diesel

Comúnmente, este ciclo se asocia al funcionamiento de los grandes MEC lentos. Siguiendo la Figura 4.2c, está formado por:

- Dos procesos isoentrópicos correspondientes a la compresión (1-2) y la expansión (3-4) respectivamente.
- Un proceso a presión constante, que corresponde al aporte de calor (2-3) Q_a y que representa de forma idealizada la combustión típica de un motor Diesel lento con la combustión controlada por el proceso de inyección.
- Un proceso a volumen constante que corresponde a la cesión de calor (4-1), Q_c .

Siguiendo un planteamiento análogo al realizado en los dos ciclos anteriores, el rendimiento térmico del ciclo viene dado por:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \frac{\beta^\gamma - 1}{\gamma(\beta - 1)} \quad (4.12)$$

Mientras que la presión media equivalente del ciclo tiene la siguiente expresión:

$$pm = p_1 \frac{1}{\gamma-1} \frac{r^\gamma}{r-1} \gamma(\beta-1)\eta \quad (4.13)$$

De la comparación de las ecuaciones (4.6) con la (4.12) y la (4.7) con la (4.13) es fácil deducir que el ciclo de combustión a presión constante es un caso particular del ciclo de presión limitada, donde la relación de presiones α es la unidad.

4.5 Efecto de los parámetros del ciclo

Para cuantificar el efecto que tienen los diversos parámetros que afectan al comportamiento del ciclo hay que tener en cuenta que en los ciclos termodinámicos de aire, descritos en los apartados anteriores, no se tienen en cuenta algunas limitaciones que existen en los motores reales. Tales pueden ser la carga mecánica máxima que puede soportar el motor y que viene caracterizada por la presión máxima del ciclo, la masa de combustible que se quema caracterizada por el dosado o también la presión inicial de compresión, que puede no ser la presión ambiente en motores sobrealimentados. Por estas y otras razones se van a utilizar dos magnitudes adimensionales para el análisis que se desarrolla a continuación; la primera es el rendimiento térmico del ciclo, definido de forma general para los tres ciclos con la ecuación (4.6), ha de tenerse en cuenta que las ecuaciones (4.10) y (4.12) son casos particulares cuando β ó α toman el valor unidad respectivamente. La segunda magnitud adimensional es el parámetro pm/p_3 que representa el aprovechamiento energético del ciclo referido a la carga mecánica máxima. Para calcularlo se parte de la ecuación (4.7) y de las definiciones de α y r , obteniendo la ecuación (4.14).

$$\left. \begin{aligned} pm &= p_1 \frac{r^\gamma [(\alpha - 1) + \gamma\alpha(\beta - 1)]}{(\gamma - 1)(r - 1)} \eta \\ \alpha &= p_3 / p_2 \\ r^\gamma &= p_2 / p_1 \end{aligned} \right\} pm / p_3 = \frac{[(\alpha - 1) + \gamma\alpha(\beta - 1)]}{\alpha(\gamma - 1)(r - 1)} \eta \quad (4.14)$$

Primero se estudia la influencia de la relación de compresión, manteniendo constante la cantidad de calor aportada Q_a y el valor de γ . La Figura 4.3 muestra los resultados para los ciclos de combustión a $V = cte$ y $p = cte$. El rendimiento térmico de ambos ciclos crece con la relación de compresión, como se podía anticipar, y el crecimiento es no lineal en el sentido de que el beneficio marginal del rendimiento disminuye cuando aumenta la relación de compresión. Por otra parte, el rendimiento térmico para una relación de compresión constante es siempre más alto en un ciclo Otto que en un ciclo Diesel.

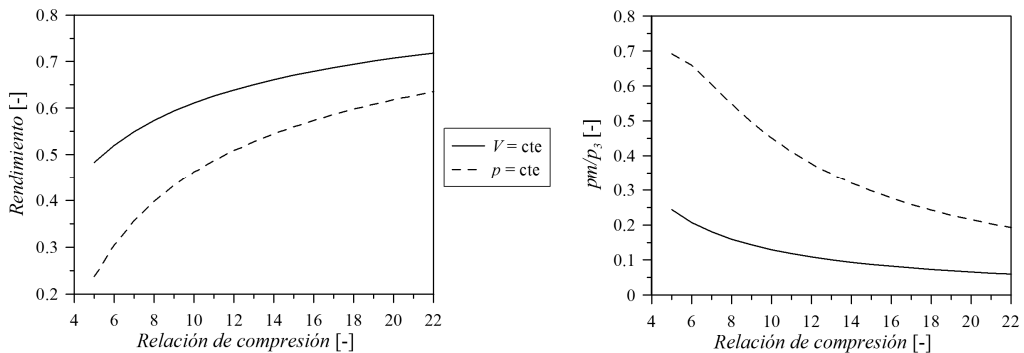


Figura 4.3 Efecto de la relación de compresión sobre el rendimiento y el parámetro pm/p_3 , para los ciclos con aporte de calor a $V = cte$ y $p = cte$.

Esta primera conclusión, contradictoria con los valores de rendimiento reales observados en motores de uno y otro tipo, se debe a muchas razones, dos de las cuales pueden incorporarse al análisis con ciclos teóricos. En primer lugar, los rangos de relaciones de compresión prácticas en un MEP y en un MEC son claramente diferentes, con valores de 8 a 12 para el primero y de 14 a 18 para el segundo. Por tanto, una comparación a relación de compresión constante entre estos dos tipos de motores carece de sentido. En segundo lugar, se observa en los diagramas $p-V$ de la Figura 4.4, donde están representados los tres ciclos para $r = 12$ y el mismo calor aportado, que la carga mecánica, representada por la presión máxima del ciclo, es mucho mayor en el ciclo de $V = cte$ que en el de $p = cte$. Este hecho también se puede intuir en la parte derecha de la Figura 4.3, en la que se representa el parámetro pm/p_3 para ambos tipos de ciclo, observándose que el trabajo que se obtiene respecto de la carga mecánica del motor es mucho más favorable para un ciclo con combustión a $p = cte$.

Con estas consideraciones, tal vez conviene imponer una condición adicional para que el análisis sea realista y es limitar la presión máxima del ciclo. Este criterio es una condición de diseño límite en motores reales y su valor depende del tipo de motor y del tipo de aplicación. Así, en los MEC la presión máxima puede alcanzar los 200 bar mientras que en los MEP no suele sobrepasar los 120 bar.

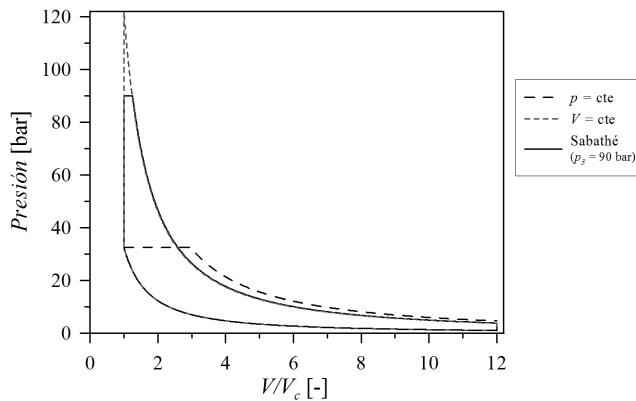


Figura 4.4 Diagramas $p-V$ para los tres ciclos, manteniendo la relación de compresión y el calor aportado constante.

Establecer un límite máximo en la presión p_3 , equivale a establecer una ligadura entre α y β , dada por las ecuaciones:

$$\alpha = \frac{p_3}{p_1} r^{-\gamma} \tag{4.14}$$

$$\beta = \frac{Q_a / mT_1c_v - r^{\gamma-1} [\alpha(1-\gamma) - 1]}{r^{\gamma-1}\gamma\alpha}$$

Por tanto, si se fija las mismas condiciones que en el primer estudio y además se impone el valor de p_3 , quedan biunívocamente definidos los valores de α y β .

La Figura 4.5 muestra los resultados de rendimiento térmico y pm/p_3 para los ciclos de $V = cte$, $p = cte$ y presión limitada para tres valores de p_3 , 90, 120 y 150 bar en un rango de relaciones de compresión de 8 a 20.

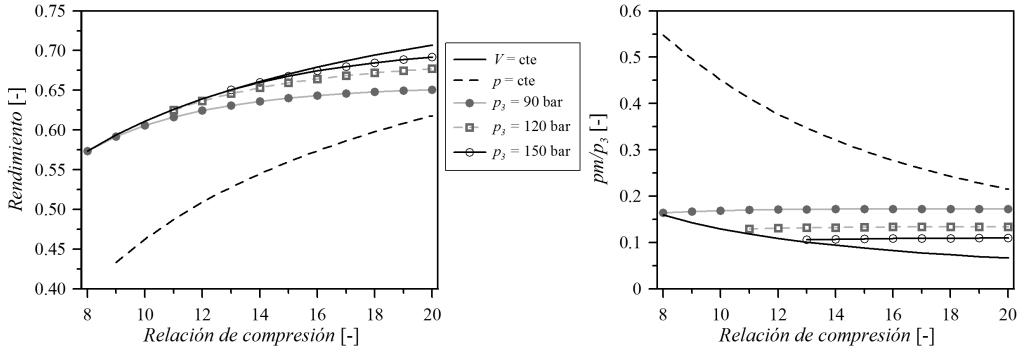


Figura 4.5 Efecto de la relación de compresión sobre el rendimiento y sobre el parámetro pm/p_3 , para los tres tipos de ciclos estudiados.

En la parte izquierda de la Figura 4.5 se observa que la curva de rendimiento térmico para una p_3 constante se torna relativamente horizontal, sobre todo para relaciones de compresión elevadas y por otra parte cuando aumenta el valor de p_3 , dentro del límite práctico de relaciones de compresión empleadas en MCIA, el rendimiento del ciclo de presión limitada se acerca al del ciclo a $V = cte$, puesto que en la práctica se aporta una mayor cantidad de calor a $V = cte$. En la parte derecha de la Figura 4.5 están dibujados los valores de pm/p_3 , que también se tornan relativamente horizontales para una p_3 máxima dada y adoptan valores menores a medida que crece p_3 . En otras palabras, la carga mecánica del motor crece más deprisa que la presión media equivalente o que el trabajo que se obtiene en el ciclo.

Las conclusiones generales obtenidas en este análisis son cualitativamente extrapolables a un motor real, en el que fijada la presión máxima de operación, se puede modificar la relación de compresión y/o la ley de combustión, pero el efecto sobre el rendimiento es moderado.

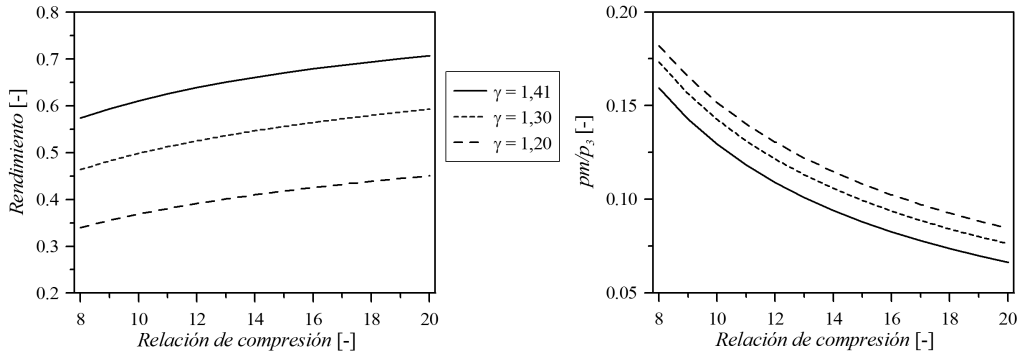


Figura 4.6 Efecto de la relación de compresión sobre el rendimiento y sobre el parámetro pm/p_3 en un ciclo Otto para distintos valores de γ .

Analizando las expresiones del rendimiento obtenidas para los distintos ciclos, ecuaciones (4.6), (4.10) y (4.12), se observa que el tipo de fluido operante, caracterizado por el valor γ , también es relevante. Cambiar el valor de γ significa abandonar la hipótesis de que el gas de trabajo es aire a temperatura ambiente. Los resultados representados en la Figura 4.6 muestran que el rendimiento claramente disminuye al decrecer γ , sin embargo el parámetro

pm/p_3 muestra la tendencia contraria. Por claridad se han dibujado únicamente los resultados del ciclo de combustión a $V = cte$, aunque las conclusiones son semejantes en los tres tipos de ciclos.

En motores reales en los que opera un fluido real reactivo, el cociente de calores específicos no es constante a lo largo del ciclo. Por una parte, γ es una función de la temperatura que varía dentro del rango de 300 a 2800 K y, por otra parte, también se modifica con la composición. Los gases biatómicos que mayoritariamente componen el aire tienen valores de γ similares, pero los productos de la combustión, o el EGR, tienen una proporción de gases triatómicos que reducen el valor de γ de la mezcla.

4.6 Otros ciclos teóricos

Una forma de incrementar el rendimiento en un ciclo teórico es realizar expansiones más largas que las compresiones. Independientemente de la dificultad que tiene implementar este concepto en un MCIA real, se estudian a continuación tres posibilidades.

4.6.1 Ciclo Miller

En este ciclo la compresión comienza en el punto 1', con un volumen menor que el del punto 1, según se indica en la Figura 4.7a. Ambos puntos quedan unidos por una evolución a $p = cte$, resultado de una hipotética cesión de calor a presión constante. El ciclo se ha supuesto de presión limitada en aras a una mayor generalidad.

El efecto de iniciar la compresión en el punto 1' equivaldría en un motor real a una reducción de la masa de fluido que evoluciona en el motor. Sería el resultado de una reducción de volumen desde 1 a 1' a p y T constantes. A efectos energéticos es equivalente considerar el ciclo representado en la Figura 4.7a suponiendo que se cede calor a $p = cte$ entre 1 y 1'.

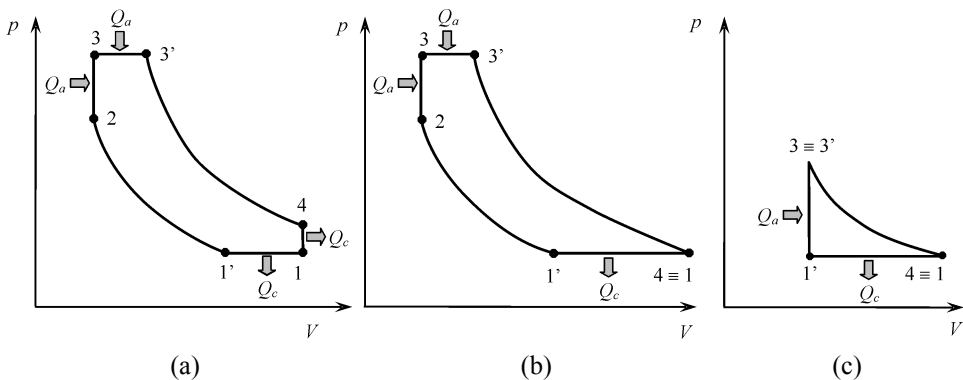


Figura 4.7 Diagramas p - V de ciclos termodinámicos a) Miller, b) Atkinson, c) Lenoir.

El rendimiento térmico se obtiene de la misma forma que en los ciclos anteriores, considerando aporte y cesión de calor en los procesos del ciclo, de acuerdo con la ecuación (4.16).

$$\eta = 1 - \frac{Q_c}{Q_a} = 1 - \frac{mc_v(T_4 - T_1) + mc_p(T_1 - T_{1'})}{mc_v(T_3 - T_2) + mc_p(T_3 - T_3)} = 1 - \frac{T_{1'} \left(\frac{T_4}{T_{1'}} - \frac{T_1}{T_{1'}} + \gamma \left(\frac{T_1}{T_{1'}} - 1 \right) \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 + \gamma \left(\frac{T_{3'}}{T_2} - \frac{T_3}{T_2} \right) \right)} \quad (4.16)$$

Con el fin de desarrollar la expresión (4.16) es necesario definir la relación de compresión efectiva entre los puntos 1' y 2, como $r_e = V_{1'}/V_2$.

$$\left. \begin{aligned} p_1 V_{1'} &= m R_g T_{1'} \\ p_1 V_1 &= m R_g T_1 \end{aligned} \right\} \rightarrow \frac{T_1}{T_{1'}} = \frac{V_1/V_2}{V_{1'}/V_2} = \frac{r}{r_e} \quad (4.17)$$

Por otro lado, partiendo de la ecuación (4.5), se puede escribir:

$$\frac{T_4}{T_{1'}} = \frac{T_4}{T_3} \frac{T_3}{T_{3'}} \frac{T_{3'}}{T_2} \frac{T_2}{T_{1'}} = \left(\frac{\beta}{r} \right)^{\gamma-1} \alpha \beta r_e^{\gamma-1} = \alpha \beta^\gamma \left(\frac{r_e}{r} \right)^{\gamma-1} \quad (4.18)$$

Introduciendo estos dos resultados en la ecuación (4.16) se obtiene la expresión del rendimiento térmico para el ciclo Miller.

$$\eta = 1 - \frac{1}{r_e^{\gamma-1}} \frac{(r_e/r)^{\gamma-1} \alpha \beta^\gamma - r/r_e + \gamma(r/r_e - 1)}{\alpha - 1 + \gamma \alpha (\beta - 1)} \quad (4.19)$$

La Figura 4.8 muestra la evolución del rendimiento para el ciclo Miller cuando varía la relación de compresión efectiva. Cada una de las curvas se ha obtenido para un valor diferente de relación de compresión. Los ciclos analizados en la Figura 4.8 tienen el mismo calor aportado por unidad de masa y la misma presión máxima (90 bar), por tanto los valores de α y β cambiarán en función de la relación de compresión efectiva.

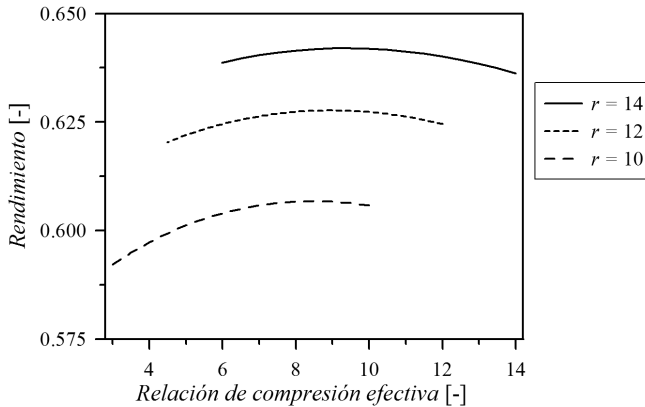


Figura 4.8 Rendimiento del ciclo Miller con presión limitada a 90 bar en función de la relación de compresión efectiva (r_e) para distintos valores de relación de compresión (r).

La parte derecha de cada una de las curvas corresponde al caso en que r_e coincide con r . Los rendimientos que se han dibujado, están referidos a un ciclo de presión limitada como los estudiados en el apartado 1.4.1. Las curvas representadas en la figura son el rendimiento del

ciclo Miller para diferentes relaciones de compresión efectiva, que crecen a medida que ésta disminuye, para luego comenzar a disminuir. Sin embargo las variaciones en el valor del rendimiento no son demasiado importantes, ya que al disminuir la relación de compresión efectiva el trabajo de compresión disminuye, pero el trabajo de expansión también lo hace, como puede verse en la Figura 4.9. El valor de r_e donde se obtiene el óptimo rendimiento disminuye a medida que disminuye la relación de compresión.

En la Figura 4.9 se ha representado el diagrama $p-V$ para diferentes valores de relación de compresión efectiva. La curva continua representa el ciclo de presión limitada ($r_e = r = 12$) y las tres de trazos son los ciclos Miller con diferentes r_e . En esta figura se puede apreciar cómo a medida que disminuye la r_e el trabajo de compresión disminuye incrementando el área encerrada y haciendo que el ciclo tienda más a un ciclo de combustión a volumen constante. Sin embargo este hecho hace que el calor aportado a presión constante disminuya (el calor total aportado por unidad de masa al ciclo se mantiene constante) y, por tanto, el trabajo de expansión también disminuye, haciendo que el área encerrada por el ciclo, es decir el trabajo desarrollado por el ciclo, permanezca prácticamente constante.

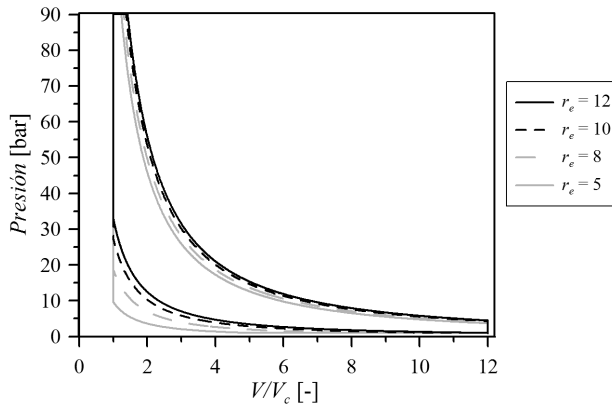


Figura 4.9 Diagrama $p-V$ del ciclo Miller con presión limitada a 90 bar para diferentes relación de compresión efectiva (r_e), y relación de compresión constante ($r = 12$).

4.6.2 Ciclo Atkinson

En este ciclo, la presión final de expansión (4), es igual a la presión de admisión (1), obteniéndose así el máximo trabajo posible durante la expansión, por ello se denomina de expansión completa (Figura 4.7b).

Imponiendo $p_4 = p_1$ resulta:

$$\left. \begin{aligned} p_2 &= p_1 r_e^\gamma \\ p_3 &= p_2 \alpha \\ p_1 &= p_3 (\beta / r)^\gamma \end{aligned} \right\} \frac{r_e}{r} = \frac{1}{\alpha^{1/\gamma} \beta} \quad (4.20)$$

Introduciendo esta condición en la ecuación (4.19) se obtiene la expresión del rendimiento térmico del ciclo Atkinson de presión limitada:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r_e^{\gamma-1}} \frac{\gamma(\alpha^{1/\gamma}\beta - 1)}{\alpha - 1 + \gamma\alpha(\beta - 1)} \quad (4.21)$$

Cabe señalar que para valores razonables de α y β ($\alpha \leq 4$ y $\beta \leq 2$), el cociente r/r_e tiene un valor entre 3 y 4, lo que hace que la carrera de expansión sea muy grande en comparación con la de compresión.

En la Figura 4.10 se ha representado el rendimiento del ciclo Atkinson a partir de la ecuación (4.21), comparado con el rendimiento del ciclo de presión limitada y calculado con la ecuación (4.6) en función de la relación de compresión. En ambos casos el calor aportado al ciclo por unidad de masa, así como por el valor de la presión máxima (90 bar) se han mantenido constantes y se observa que el rendimiento del ciclo Atkinson es mayor que el rendimiento del ciclo de presión limitada.

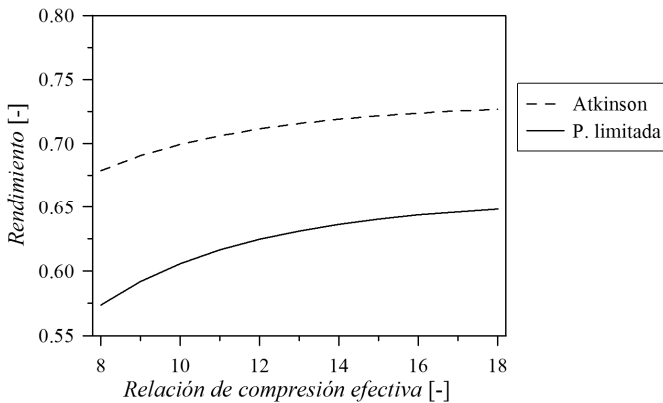


Figura 4.10 Rendimiento del ciclo Atkinson con presión limitada a 90 bar en función de la relación de compresión (r) comparado con el rendimiento del ciclo de presión limitada.

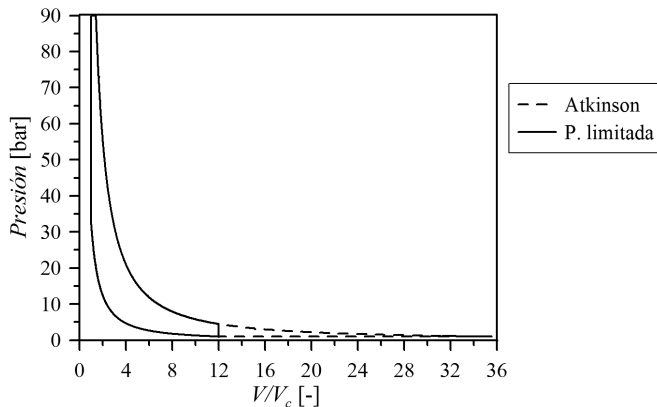


Figura 4.11 Diagrama p - V del ciclo Atkinson con presión limitada a 90 bar comparado con el ciclo equivalente de presión limitada.

En la Figura 4.11 se muestra la comparación en un diagrama $p-V$ de los ciclos de presión limitada y Atkinson para una relación de compresión ($r = 12$). Se puede ver cómo se incrementa el área encerrada bajo la curva (trabajo del ciclo) al realizar una expansión hasta las condiciones de presión iniciales del ciclo. Evidentemente, implementar este tipo de ciclos en MCIA tiene complicaciones mecánicas, aunque el análisis desde el punto de vista termodinámico indica posibles ganancias.

4.6.3 Ciclo Lenoir

Es un caso particular y extremo del ciclo Atkinson, en el que el proceso de combustión se realiza sin compresión previa, con lo que el punto 1' coincide con el punto 2 y es un ciclo de expansión completa de acuerdo con la Figura 4.7c. Particularizando la ecuación (4.21) a este caso, se obtiene:

$$\eta = 1 - \frac{\gamma(\alpha^{1/\gamma} \beta - 1)}{\alpha - 1 + \gamma\alpha(\beta - 1)} \quad (4.22)$$

Dado que el ciclo Lenoir usualmente se estudia suponiendo una combustión a $V = cte$, se va a imponer en la ecuación 4.22 que $\beta = 1$, quedando como expresión de rendimiento del ciclo Lenoir:

$$\eta = 1 - \frac{\gamma(\alpha^{1/\gamma} - 1)}{\alpha - 1} \quad (4.23)$$

Bastaría dar valores a la expresión del rendimiento en la ecuación (4.23) para comprobar que este ciclo proporciona rendimientos notablemente inferiores al de los ciclos que realizan una compresión previa a la aportación de calor.

4.7 Resumen

En este capítulo se ha realizado una revisión de lo que se entiende por ciclos termodinámicos en los MCIA.

Se han puesto de manifiesto las diferencias existentes entre los ciclos termodinámicos teóricos y la evolución real del fluido en el motor, habiéndose concluido que las diferencias son importantes, por lo que la aproximación de un ciclo teórico a la evolución real del motor no es muy alta, estando cuantificada por el factor de calidad del ciclo que a lo sumo puede ser del orden de 0,8.

El ciclo teórico más representativo de los motores actuales es el ciclo de presión limitada, que es capaz de reproducir, en parte, tanto la fase de combustión rápida, combustión a $V = cte$, como la más lenta, combustión a $p = cte$.

Un apartado a destacar es el referido al análisis de la variación del rendimiento y de pm/p_3 al variar los parámetros del ciclo, en el que a pesar de las simplificaciones realizadas en la definición de los ciclos, se sacan conclusiones importantes sobre las tendencias esperables en los motores MEC y MEP.

Finalmente, se ha presentado un análisis termodinámico de los ciclos Miller, Atkinson y Lenoir, que abren nuevas vías en el intento de mejora del rendimiento de los MCIA.

Referencias y bibliografía

Referencias

1. Moran M. J.; Shapiro H. N., *Fundamentos de Termodinámica Técnica*. Reverté, 2004.
2. Çengel, Y. A.; Boles, M. A., *Thermodynamics: An engineering approach*. McGraw-Hill, 2006.

Bibliografía

- Heywood, J. B., *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, 1988.
- Muñoz, M.; Payri, F., *Motores de combustión interna alternativos*. Fundación General de la UPM, 1989.
- Taylor C. F., *The internal combustion engine in theory and practice*, MIT Press, 1985.

Capítulo 5

Pérdidas de calor. Refrigeración

A. J. Torregrosa

P. Olmeda

5.1	Introducción.....	92
5.2	La transmisión de calor en el cilindro	92
5.2.1	Mecanismos básicos y ecuaciones generales.....	93
5.2.2	Estudios experimentales.....	97
5.2.3	Ecuaciones semiempíricas	100
5.3	Flujos térmicos en el motor	106
5.3.1	Distribución espacial.....	108
5.3.2	Distribución temporal	108
5.3.3	Influencia de las condiciones operativas.....	109
5.3.4	El motor adiabático	111
5.4	Sistemas de refrigeración	112
5.4.1	Refrigeración por líquido.....	113
5.4.2	Refrigeración por aire	115
5.4.3	Comparación entre la refrigeración por líquido y por aire	115
5.5	Introducción a la gestión térmica	116
5.5.1	Influencia de la temperatura sobre el consumo y las emisiones.....	117
5.5.2	Estrategias actuales de gestión térmica del motor	119
5.6	Resumen	121
	Referencias y bibliografía	122

5.1 Introducción

El proceso de transferencia de calor en un motor de combustión interna alternativo es un problema complejo debido, entre otros aspectos, a la gran variabilidad tanto espacial como temporal que presenta. Así, por ejemplo, los flujos de calor en un motor varían desde valores muy pequeños y negativos (en el proceso de admisión) hasta decenas de MWm^{-2} (en el proceso de combustión) en el mismo ciclo termodinámico, es decir en pocos milisegundos [1]. Por otro lado, las partes del motor en contacto con el gas (pistón, culata y cilindro) son las que, generalmente, sufren una mayor carga térmica. Además de esta complejidad, hay que tener en cuenta que la transferencia de calor influye directamente sobre las prestaciones, el rendimiento y las emisiones del motor, ya que una mayor transferencia de calor desde el gas hacia las paredes implica una menor energía disponible para producir menor trabajo mecánico (menor potencia) y, por tanto, un rendimiento menor. Por otro lado, las reacciones cinéticoquímicas de formación de emisiones contaminantes están influenciadas por las temperaturas del gas que, a su vez, dependen de este complejo proceso.

Por tanto, desde el punto de vista de las prestaciones y el rendimiento es preciso disminuir al máximo esta transferencia de calor. Para ello, se podría pensar en aumentar las temperaturas de las paredes de la cámara de combustión, pero estas temperaturas se deben mantener por debajo de unos ciertos umbrales, dada la limitada resistencia térmica de los materiales. La necesidad de lubricar las partes con movimiento relativo implica la necesidad de disminuir todavía más esas temperaturas de trabajo pues, de otro modo, podría llegarse al deterioro del lubricante que podría tener consecuencias catastróficas, como la rotura del motor.

La manera de conseguir acotar estas temperaturas de trabajo es mediante la utilización de un sistema de refrigeración, que es el encargado de evacuar la energía, en forma de calor, que podría dañar las diferentes partes metálicas. Esta necesidad termomecánica es contraproducente desde el punto de vista termodinámico; de hecho, no debe confundirse con la cesión de calor que impone el segundo principio de la termodinámica. Por este último motivo, la transferencia de calor de los motores suele considerarse como una pérdida y, por ello, se habla de pérdidas de calor al referirse al calor cedido al refrigerante.

Finalmente, pero no por ello menos importante, la transferencia de calor influye directamente sobre el aire o mezcla (según se hable de MEC o MEP) admitidos al motor, así como sobre la energía disponible en los gases de escape. En general, en la admisión las temperaturas de las paredes son superiores a las del aire y, por tanto, éste se calienta provocando que su densidad disminuya con lo que la cantidad de aire admitida, y por consiguiente el rendimiento volumétrico, disminuye a su vez. En el escape, las temperaturas de los gases son superiores a las de las paredes, lo que provoca su enfriamiento, es decir, una menor energía disponible en el escape para su posible recuperación, por ejemplo, en una turbina de sobrealimentación, con lo que la presión en la admisión también se vería disminuida y, por tanto, la potencia.

5.2 La transmisión de calor en el cilindro

En este apartado se discuten los aspectos relacionados con la transmisión de calor entre el gas y las paredes del cilindro. Se comenzará con un breve repaso a los mecanismos básicos de transmisión de calor, indicando las ecuaciones generales que rigen cada uno de ellos. A continuación se particularizarán, de forma genérica, estos mecanismos básicos para un motor de combustión interna alternativo, y se comentarán las herramientas experimentales existentes

para su estudio. Finalmente, se hará una breve revisión de las correlaciones semiempíricas existentes para la estimación de los flujos térmicos asociados, indicando sus ventajas y limitaciones.

5.2.1 Mecanismos básicos y ecuaciones generales

En un MCIA se presentan los tres modos de transmisión de calor: conducción, convección y radiación. Antes de abordar el estudio de las particularidades del proceso de transferencia de calor en el motor, es necesario realizar una breve introducción a las características principales de estos modos y a las ecuaciones generales que los rigen.

Conducción

La conducción es la transferencia de energía asociada a movimientos moleculares aleatorios, desde las partículas más energéticas hacia las partículas menos energéticas, como resultado de sus interacciones mutuas. Puesto que la temperatura es una medida de la energía molecular, cuando las moléculas vecinas en un cuerpo colisionan, ocurre una transferencia de energía en la dirección de disminución de la temperatura. Este tipo de transmisión de calor es el único posible en sólidos opacos y fluidos en reposo, por lo que en los MCIA sólo se presenta aislado en las partes sólidas, ya que los fluidos (gases, lubricante, refrigerante) que circulan por el motor están en constante movimiento. El flujo de calor \dot{Q} transmitido en los procesos conductivos se puede expresar mediante una ley empírica debida a Fourier:

$$\dot{Q} = -\kappa A \nabla T \quad (5.1)$$

que puede interpretarse como la definición de la conductividad térmica κ del material.

Como indica la ecuación (5.1), el flujo de calor conductivo depende de la superficie de contacto, del material y del gradiente de temperaturas. En problemas unidimensionales, la ecuación (5.1) se simplifica, quedando

$$\dot{Q} = -\kappa A \frac{dT}{dx} \quad (5.2)$$

Convección

Este modo de transmisión de calor se produce entre fluidos y sólidos en los que existe tanto una diferencia de temperatura (hecho fundamental para que exista proceso de transferencia térmica) como un movimiento del fluido. Atendiendo al modo en cómo se produce este movimiento se diferencia entre dos tipos de convección: libre o forzada. La primera de ellas (libre) se da cuando el movimiento del fluido es causado exclusivamente por la diferencia de densidad producida en el seno del fluido por la diferencia de temperatura. Por el contrario, se habla de convección forzada cuando el movimiento del fluido es provocado por un elemento exterior tal como un ventilador o una bomba.

El proceso de transferencia de calor por convección entre una superficie y un fluido incluye los mecanismos de conducción y advección, entendiendo la advección como el transporte de energía asociado con el movimiento macroscópico del fluido. Dentro de la capa de fluido contigua a la superficie, y por tanto en reposo respecto a ésta, el calor se transmite por conducción y por tanto el flujo de calor puede escribirse como

$$\dot{Q} = -\kappa_f A \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} \quad (5.3)$$

donde κ_f es la conductividad térmica del fluido y x es la coordenada normal a la pared (sentido positivo hacia la pared).

Entre esa capa límite del fluido y el grueso de la masa del fluido en movimiento la energía se transmite por advección. Por analogía con el caso conductivo, el flujo de calor transmitido se expresa mediante la ley de enfriamiento de Newton:

$$\dot{Q} = hA(T - T_p) \quad (5.4)$$

donde T y T_p son la temperatura del fluido y de la pared, respectivamente, y h es el coeficiente de transmisión de calor convectivo (en ocasiones denominado coeficiente de película). Considerando el calor transmitido por conducción en la capa límite igual al calor transmitido por advección, se puede despejar el coeficiente de convección:

$$h \equiv -\kappa_f \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} (T - T_p)^{-1} \quad (5.5)$$

Este coeficiente no depende solamente de las propiedades del fluido y del material sólido, sino también de las condiciones existentes en la capa límite en virtud del campo de velocidades del fluido, de las propiedades termodinámicas y de transporte del fluido, y de la geometría del problema, por lo que su determinación sólo es viable en algunos casos sencillos. Por ello, se suele recurrir a correlaciones semiempíricas basadas en el análisis adimensional, que indica que debe cumplirse una relación del tipo $Nu = f(Re, Pr)$, donde Nu , Re y Pr son los números adimensionales de Nusselt, Reynolds y Prandtl, definidos como

$$Nu = hL/\kappa_f \quad ; \quad Re = \rho uL/\mu \quad ; \quad Pr = \mu c_p/\kappa_f \quad (5.6)$$

donde L y u son una longitud y una velocidad características, respectivamente, y κ_f , ρ , μ y c_p son la conductividad, la densidad, la viscosidad y el calor específico a presión constante del fluido, respectivamente. La forma funcional utilizada suele ser del tipo

$$Nu = a Re^m Pr^n \quad (5.7)$$

donde a , m y n son constantes a determinar experimentalmente.

Dentro de los MCIA, la transmisión de calor por convección se puede encontrar en cualquier interfaz sólido-fluido, tal como entre el gas y las paredes de la cámara de combustión (pistón, culata y cilindro), entre las partes sólidas del motor y el fluido refrigerante (donde también se incluye la posible función refrigerante del aceite lubricante), entre el aire de admisión o los gases de escape y las paredes de sus respectivos colectores, y finalmente entre la superficie externa del motor y el ambiente. Además, la convección también está presente en todos los intercambiadores de calor presentes en el motor o sus circuitos auxiliares (radiador, enfriador del aire de la admisión, refrigerador de EGR, etc.). Cuando el motor está en funcionamiento, la convección es forzada en prácticamente todos los casos.

Radiación

La radiación térmica es energía electromagnética emitida por la materia en virtud del estado de agitación de sus componentes microscópicos, por lo que depende de la temperatura absoluta del cuerpo emisor y no, como en los casos anteriores, de la existencia de un cierto gradiente térmico. La máxima emisión de energía por radiación a una cierta temperatura es la correspondiente a un cuerpo radiante ideal, también denominado cuerpo negro, y viene dada por la ley de Stefan-Boltzmann:

$$E_b = \sigma T^4 \quad (5.8)$$

donde σ es la constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-4}$) y T es la temperatura absoluta del cuerpo. La energía radiante emitida por un cuerpo real a una cierta temperatura se expresa por referencia a la emitida por un cuerpo negro como

$$E = \varepsilon E_b = \varepsilon \sigma T^4 \quad (5.9)$$

que define la emisividad ε del cuerpo, con valores entre 0 y 1. La emisividad cuantifica la eficiencia con que un cuerpo radia energía, y depende del material y del acabado superficial. El flujo neto de calor entre dos superficies, a diferentes temperaturas y con diferentes emisividades, puede determinarse como

$$\dot{Q} = \Phi_{12} \sigma (T_1^4 - T_2^4) \quad (5.10)$$

donde Φ_{12} , que da cuenta de la geometría del problema, es una cierta función de las emisividades, las superficies y el factor de forma.

En un motor, la transferencia de calor por radiación proviene de dos fuentes: la radiación del gas y la radiación de las nubes de partículas de hollín que se forman en la combustión. En los motores de combustión homogénea la cantidad de hollín producida es pequeña y, por ello, la radiación del gas es la que predomina. Por el contrario, en los motores Diesel la radiación del gas representa sólo una pequeña fracción del calor transferido, siendo dominante la radiación de las partículas. Los aspectos relativos a la formación y oxidación de estas partículas serán estudiados con mayor detalle en los capítulos 15 y 20.

Procesos de transferencia de calor en el motor

La transferencia de calor en el cilindro es uno de los fenómenos más complejos que tienen lugar en el motor, al existir cambios rápidos de temperatura y presión, y grandes variaciones en la distribución local de temperatura y velocidad. Además están presentes dos mecanismos muy diferentes: la convección y la radiación.

Los flujos de calor locales presentan una gran variabilidad, tanto espacial entre diferentes regiones de la cámara de combustión, como temporal a lo largo del ciclo. El flujo de calor hacia el interior de las paredes sigue, con cierto desfase y atenuación, la variación de temperatura de los gases durante la combustión. No es, pues, un problema comparable al de la transferencia térmica entre un fluido con flujo estacionario unidireccional e isóbaro y las paredes de una tubería.

La determinación del flujo de calor en cualquier punto de la superficie de la cámara de combustión implicaría, estrictamente, resolver la ecuación de transporte de la energía que, en su forma adimensional simplificada y suponiendo un gas ideal con conductividad y calor específico constantes, y cuya presión es espacialmente uniforme, puede escribirse, incluyendo todos los términos relevantes (almacenamiento, conducción, convección, trabajo de presión y fuentes de calor convectiva y radiativa), como

$$\frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tau} = \frac{1}{\text{Re Pr}} \tilde{\nabla}^2 T^* - \tilde{u} \tilde{\nabla} \tilde{T} + \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \right) \frac{\tilde{T}}{\tilde{p}} \frac{d\tilde{p}}{d\tau} + \tilde{q} \quad (5.11)$$

donde \tilde{p} , \tilde{T} y \tilde{u} son la presión, la temperatura y la velocidad adimensionales (con valores de referencia p_0 , T_0 y u_0 , respectivamente), $\tau = t u_0 / D$ es un tiempo adimensional, $\tilde{\nabla} = D \nabla$ es

el gradiente respecto a coordenadas adimensionales, γ es la relación de calores específicos, y $\tilde{q} = \dot{q}D/(\rho c_p T_0 u_0)$ es la forma adimensional del término de generación.

La solución de la ecuación (5.11) presenta dificultades formidables, debidas al acoplamiento entre los distintos términos y a la insuficiencia de información para resolverla. Por ello, y dada la necesidad de estimar el flujo de calor dentro del cilindro, son muchos los modelos que se han propuesto para valorarlo. La aproximación más simple consiste en considerar coeficientes globales promediados en el ciclo, asumiendo generalmente que son aplicables a toda la superficie del cilindro, y suponiendo condiciones cuasiestacionarias, con lo que se puede emplear la ley de Newton (5.4).

En la Figura 5.1 se muestra un esquema de la transmisión de calor y la distribución de temperaturas en un motor. A partir de dicho esquema y aplicando las ecuaciones básicas de transferencia de calor, suponiendo flujo unidimensional y estacionario, es posible obtener las expresiones siguientes:

- Flujo de calor convectivo desde el gas a la pared:

$$\dot{Q} = h_g A (T_g - T_{pg}) \quad (5.12)$$

- Flujo de calor radiativo desde el gas a la pared. Este modo de transmisión de calor puede ser muy importante en MEC (20-25 % del flujo total) debido a la formación de partículas en el proceso de combustión, siendo prácticamente despreciable en MEP (en torno al 5 %):

$$\dot{Q} = \Phi_{gp} (T_g^4 - T_{pg}^4) \quad (5.13)$$

- Flujo de calor conductivo a través de la pared:

$$\dot{Q} = \kappa A (T_{pg} - T_{pr}) / e \quad (5.14)$$

- Flujo de calor convectivo entre la pared y el refrigerante:

$$\dot{Q} = h_r A_r (T_{pr} - T_r) \quad (5.15)$$

donde los subíndices g , r y p hacen referencia a gas, refrigerante y pared, respectivamente, y e es el espesor equivalente de la pared.

Debido, entre otras razones, a la extrema dificultad que entraña la medida de las temperaturas de pared (véase apartado 5.2.2), el flujo de calor se suele expresar en función de las temperaturas de los fluidos (gas y refrigerante) que, en condiciones normales, corresponden a las temperaturas máxima y mínima del problema. Suponiendo flujo de calor estacionario a partir de las ecuaciones (5.12) a (5.15) se puede llegar a

$$\dot{Q} = A(T_g - T_r) \left[\frac{1}{h_g + (\Phi_{gp}/A)(T_g + T_{pg})(T_g^2 + T_{pg}^2)} + \frac{e}{\kappa} + \frac{A}{A_r} \frac{1}{h_r} \right]^{-1} \quad (5.16)$$

El término entre corchetes de la ecuación (5.16) se denomina resistencia térmica, por la similitud de esta ecuación con la ley de Ohm. Cada uno de los sumandos que aparecen son las resistencias individuales al flujo de calor y, en los MCIA, representan aproximadamente los siguientes porcentajes respecto a la resistencia total: convección y radiación gas-pared entre el 96 % y el 98 %, conducción a través de las paredes entre el 0.5 % y el 1 % y convección pared-refrigerante entre el 2 % y el 3%.

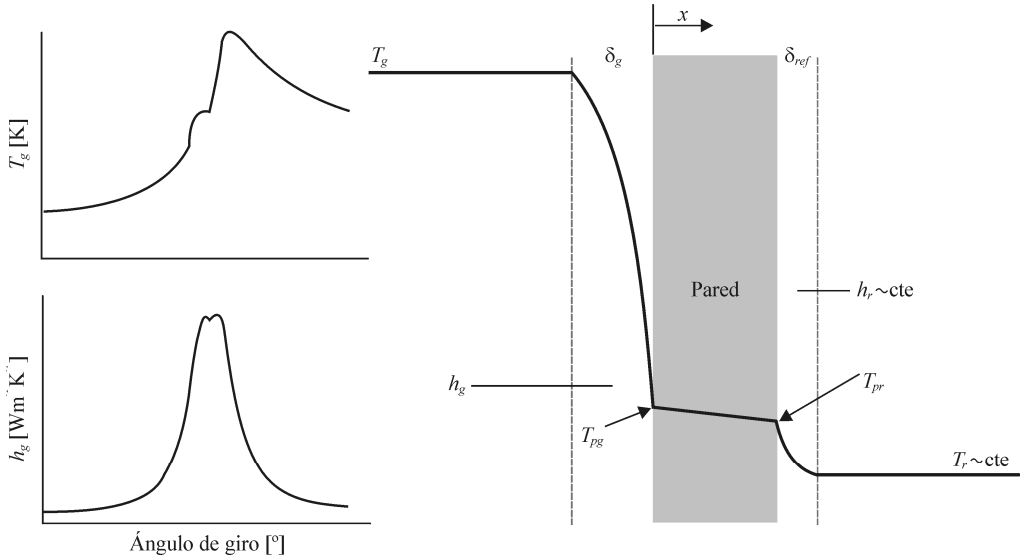


Figura 5.1 Esquema de la distribución de temperaturas y los flujos de calor en un MCI.

Debido a la presencia de la radiación, esta ecuación es no lineal, por lo que es habitual simplificarla utilizando temperaturas promedio para estimar el término radiativo, e incluyéndolo como una corrección en el coeficiente convectivo gas-pared, llegándose a la expresión

$$\dot{Q} = A(T_g - T_r) \left[\frac{1}{h_g} + \frac{e}{\kappa} + \frac{A}{A_r} \frac{1}{h_r} \right]^{-1} \quad (5.17)$$

La estimación o medida de los parámetros de la ecuación (5.17) se suele realizar de la siguiente manera:

- Tanto los parámetros geométricos de las paredes (A , A_r , e) como las propiedades (κ) de los materiales que las componen son conocidos.
- La temperatura media del refrigerante (T_r) se puede medir con relativa facilidad.
- La temperatura del gas (T_g) se estima a partir de la medida de la presión instantánea y de la masa admitida, suponiendo comportamiento de gas perfecto.
- Los coeficientes convectivos (en los que, como se ha comentado, suele incluirse la contribución de la radiación) se estiman mediante diferentes tipos de correlaciones, tal como se explica en el apartado 5.2.3.

5.2.2 Estudios experimentales

La transferencia de calor entre el gas y las paredes de un motor tiene lugar tanto por convección como por radiación, siendo el papel de la temperatura del gas determinante en ambos casos. Sin embargo, la medida de la temperatura instantánea del gas es prácticamente imposible por dos motivos: por un lado, el tamaño del captador debe ser mínimo para que su tiempo de respuesta permita adquirir fluctuaciones rápidas de temperatura y, por otro, la inserción del captador podría modificar sustancialmente el campo de velocidades, con lo que las temperaturas medidas podrían diferir de manera importante de las temperaturas reales del gas.

Ante esas dificultades, prácticamente toda la información experimental disponible se basa bien en medidas de temperatura en las paredes de la cámara de combustión, donde la variabilidad temporal es mucho menor, bien en el ajuste de correlaciones convectivas de tipo global a partir de la medida de la presión instantánea con el motor arrastrado.

Flujos instantáneos

El flujo de calor instantáneo se determina a partir de la medida de temperatura instantánea mediante un sensor colocado en la pared interna del motor, en contacto con los gases, y de la temperatura medida en un punto, situado a unos milímetros del anterior, donde la temperatura pueda suponerse constante. La distancia mínima a la que se da esta circunstancia depende del tipo de material y se denomina profundidad de penetración. A partir de estas dos temperaturas, y suponiendo flujo unidimensional, es posible entonces calcular el flujo instantáneo.

Para la realización de las medidas se requiere que el tamaño de los sensores sea lo más pequeño posible (como ya se ha dicho, de lo contrario no serían capaces de medir con suficiente rapidez la variación de la temperatura), y que los materiales empleados tengan propiedades térmicas similares a los de la pared, con el fin de evitar en lo posible cualquier distorsión del campo de temperaturas en la pared.

Atendiendo a estas necesidades, entre los sensores utilizados en el campo de los MCIA cabe destacar los siguientes tipos: termopares de superficie, termopares coaxiales y termoresistencias finas (para más información acerca de estos sensores véase el apartado 28.4.2).

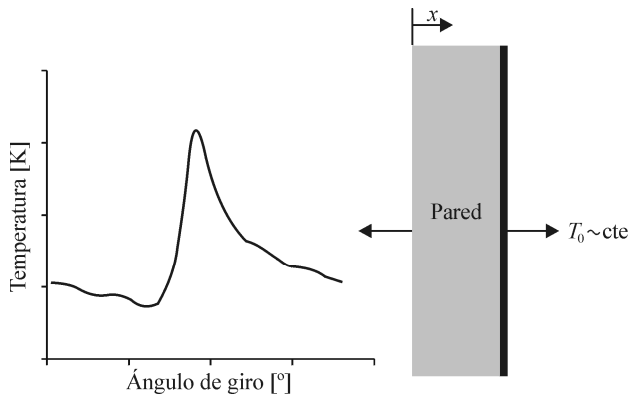


Figura 5.2 Esquema de la medida instantánea de temperatura.

Una vez se han adquirido las dos temperaturas mencionadas (véase la Figura 5.2), para la obtención del flujo de calor instantáneo se aplica la ecuación de transmisión de calor unidimensional transitoria:

$$\frac{\partial^2 T(x,t)}{\partial x^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T(x,t)}{\partial t} \quad (5.18)$$

donde x es la distancia dentro de la pared desde la zona en contacto con el gas y α es la difusividad térmica del material de la pared. Esta ecuación se resuelve imponiendo, como condición de contorno, que la temperatura a una distancia L de la pared es la temperatura medida con el captador lento, y como condición inicial que al inicio de la medida todo el material se encuentra a esa misma temperatura T_0 :

$$T(L, t) = T_0 \quad (5.19)$$

$$T(x, 0) = T_0 \quad (5.20)$$

Suponiendo que la temperatura instantánea se puede expresar como serie de Fourier:

$$T(0, t) = T_m + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos(n\omega t) + B_n \operatorname{sen}(n\omega t) \quad (5.21)$$

se obtiene para el campo de temperaturas la siguiente expresión:

$$T(x, t) = T_m - (T_m - T_0) \frac{x}{L} + \sum_{n=1}^N e^{-\xi_n x} [A_n \cos(n\omega t - \xi_n x) + B_n \operatorname{sen}(n\omega t - \xi_n x)] \quad (5.22)$$

donde $\xi_n = \sqrt{n\omega/2\alpha}$. A partir de esta distribución de temperaturas y aplicando la ley de Fourier (ecuación 5.2), se obtiene finalmente para el flujo de calor

$$\dot{Q} = kA \frac{T_m - T_0}{L} + kA \sum_{n=1}^{\infty} \xi_n [(A_n + B_n) \cos(n\omega t) + (B_n - A_n) \operatorname{sen}(n\omega t)] \quad (5.23)$$

Ajuste de la transmisión de calor por el exponente politrópico

Tal y como se ha mencionado, otra forma usual de estimar la transmisión de calor en los MCIA es mediante el ajuste de las constantes de una correlación global de tipo convectivo (véase el apartado 5.2.3) a través del cálculo experimental del calor transferido basado en el exponente politrópico. Dicho cálculo se realiza con ensayos sin combustión (arrastre), donde el calor se transfiere únicamente por convección entre el gas y la pared, mediante la aplicación del primer principio de la termodinámica para un sistema cerrado:

$$dQ_n = \frac{n-\gamma}{\gamma-1} p dV \quad (5.24)$$

donde por simplicidad se ha asumido que no hay pérdidas de *blow-by*, y:

- p es la presión instantánea medida.
- V es el volumen instantáneo, que se obtiene teniendo en cuenta el mecanismo biela manivela (tal y como se detalla en el capítulo 26).
- El exponente politrópico, n , se obtiene a partir de su definición:

$$n = -\frac{dp/p}{dV/V} \quad (5.25)$$

- El cociente de calores específicos γ se obtiene a partir de la relación de Mayer y del calor específico del gas c_p que, a su vez, se puede obtener de correlaciones disponibles en la literatura.

Asumiendo que el volumen instantáneo se pueda precisar con total exactitud, la aplicación de este método todavía se encuentra con dos inconvenientes fundamentales. Por un lado, la presión medida en el interior del cilindro se mide mediante un captador piezoeléctrico tal y como se expone en el apartado 27.4.2, por lo que es una presión relativa y debe referenciarse a un nivel de presión conocido. Esta referencia es de vital importancia pues influye directamente en el cálculo del exponente politrópico (5.25). Por otro lado, obsérvese que el cálculo del exponente politrópico se basa en la derivada de la presión experimental, por lo que cabe esperar que el inevitable ruido asociado con su adquisición pueda verse amplificado.

5.2.3 Ecuaciones semiempíricas

Como ya se ha mencionado, el proceso de transmisión de calor en los MCIA es un proceso complejo ya que es no uniforme y no estacionario. En este apartado se presentan diferentes correlaciones semiempíricas para la estimación de los flujos de calor en un MCIA. El término semiempírico está totalmente justificado, ya que estas correlaciones suelen estar basadas en el análisis dimensional, o bien toman su forma de correlaciones ya existentes, como la ecuación (5.7), ajustándose posteriormente los distintos coeficientes a los resultados obtenidos tras la experimentación.

Correlaciones para el coeficiente convectivo promedio

Este tipo de correlaciones son las más sencillas, y permiten estimar los flujos medios de calor desde gas al refrigerante. La más extendida es la de Taylor y Toong, que se basa en el ajuste a datos relativos a 19 motores diferentes (MEP y MEC, de aspiración natural y sobrealimentados) en un intervalo amplio de regímenes de giro y grados de carga. En la práctica, el ajuste se realizó básicamente sobre datos de calor cedido al refrigerante, obtenidos a partir de la medida del caudal de refrigerante y de su salto de temperaturas a su paso por el motor.

El flujo de calor al refrigerante \dot{Q}_r se ajustó entonces a una expresión de la forma

$$\dot{Q}_r = \bar{h} A_p (\bar{T}_g - T_r) \quad (5.26)$$

donde \bar{T}_g es la temperatura media del gas a lo largo de un ciclo, T_r es la temperatura del refrigerante, y se supone que el coeficiente de película obedece a una ecuación como la (5.7) pero obviando la dependencia del número de Prandtl, ya que su variación es pequeña en gases. La constante de proporcionalidad (a en la ecuación 5.7) variaba entre 7.7 y 15.5 dependiendo del tipo de motor. Así, tomando el promedio sobre todos los motores considerados se obtiene

$$\text{Nu} = 10,4 \text{Re}^{0,75} \quad (5.27)$$

que se representa en la Figura 5.3. Los números de Nusselt y Reynolds que aparecen en la ecuación (5.27) se definen, respecto al gas en el cilindro, como

$$\text{Nu} = \bar{h}D/\kappa_g \quad ; \quad \text{Re} = \dot{m}'_g D/\mu_g \quad (5.28)$$

donde \dot{m}'_g es el gasto másico del gas por unidad de área de pistón ($\dot{m}'_g = c_m \rho$).

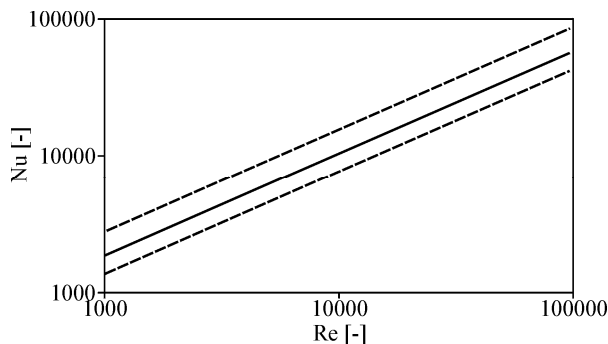


Figura 5.3 Número de Nusselt frente al número de Reynolds según la ecuación (5.27).

A partir de las ecuaciones (5.28) es posible obtener el valor del coeficiente de película global medio, cuya expresión es

$$\bar{h} = 10,4 \frac{\kappa_g}{\mu_g^{0,75}} \dot{m}_g^{0,75} D^{-0,25} \quad (5.29)$$

Correlaciones para el coeficiente instantáneo global

La idea de un coeficiente de película global se basa en las siguientes hipótesis:

- El coeficiente de transmisión de calor por convección es el mismo para todas las paredes de la cámara de combustión.
- El proceso de transmisión de calor en el cilindro es cuasiestacionario, es decir, el calor transmitido es proporcional en cada instante a la diferencia de temperaturas entre el gas y las superficies metálicas, como indica la ecuación (5.4).
- La temperatura instantánea del gas es uniforme en todo el cilindro.

Por supuesto, ninguna de estas hipótesis es rigurosamente cierta. En primer lugar, las velocidades características (y por tanto los números de Reynolds) son distintas para las diferentes paredes de la cámara de combustión. Además, la variación cíclica del flujo de calor en los MCIA implica un cierto retraso entre la diferencia de temperaturas gas-pared y los flujos térmicos, debido a la capacidad térmica del fluido. Finalmente, la temperatura de los gases en la cámara no es uniforme ya que la propia combustión da origen a diferencias notables de temperatura entre los gases quemados y los gases sin quemar. A pesar de estas limitaciones, este método proporciona resultados útiles en la práctica y es por ello ampliamente aceptado y utilizado.

Históricamente, la primera correlación de este tipo es la debida a Nusselt (1923), que se basó en medidas experimentales globales en una cámara esférica, en la que se provocaba la combustión de una mezcla de aire y combustible. Cuando el proceso de combustión había finalizado, esperó varios segundos, y aplicando el primer principio de la termodinámica era posible determinar el flujo de calor a las paredes. En este caso, debido a que el movimiento del aire dentro de la cámara era prácticamente nulo, el proceso de transferencia de calor puede considerarse por convección natural.

Para tener en cuenta que en los MCIA el proceso es por convección forzada, Nusselt incluyó un término dependiente de la velocidad media del pistón. Según su propuesta, el coeficiente de película puede calcularse con la siguiente correlación:

$$h = 5,41 \cdot 10^{-3} (1 + 1,24 c_m) (p^2 T_g)^{1/3} + \frac{4,21 \cdot 10^{-12} T_g^4 - T_p^4}{(\varepsilon_g^{-1} + \varepsilon_p^{-1} - 1) T_g - T_p} \quad (5.30)$$

La primera parte de la ecuación corresponde al flujo convectivo y la segunda al radiativo; c_m es la velocidad media del pistón, y p y T_g son la presión y la temperatura instantáneas del gas, respectivamente. En principio, la correlación se concibió para estimar el flujo de calor promedio pero, debido a que tanto la presión como la temperatura vienen expresadas en términos instantáneos, se ha utilizado para este fin.

Eichelberg, basándose en la fórmula de Nusselt y en medidas experimentales de flujos instantáneos (fue el primero en realizarlas o, al menos, el primero que publicó los resultados), llegó a la siguiente expresión:

$$h_g = 2,43 c_m^{1/3} (p T_g)^{1/2} \quad (5.31)$$

Aparte de que en esta expresión no se tiene en cuenta la radiación, y de que está basada en una correlación para convección natural, cuando los procesos que tienen lugar en un MCIA son de tipo forzado, la ecuación (5.31) plantea el inconveniente de que no es dimensionalmente consistente, con lo que hay que utilizar cuidadosamente las unidades de cada uno de los términos. En contrapartida, presenta la ventaja de su sencillez, y aún hoy en día se utiliza en algunas aplicaciones específicas, como en los motores lentos de gran tamaño.

A partir del trabajo de Eichelberg, distintos autores repitieron la experiencia con otro tipo de motores y condiciones de funcionamiento, proponiendo a su vez nuevas correlaciones. En 1963, Annand [2] realizó una revisión exhaustiva de toda la literatura publicada con anterioridad, y a partir de los datos disponibles propuso una nueva correlación de la forma

$$\dot{q} = a \frac{\kappa_g}{D} \text{Re}^{0,7} (T_g - T_p) + b(T_g^4 - T_p^4) \quad (5.32)$$

donde la constante a varía entre 0,35 y 0,8 dependiendo del grado de carga, mientras que el valor de la constante b es $3,3 \cdot 10^{-11}$ para MEC y $4,3 \cdot 10^{-12}$ para MEP. La velocidad y la longitud característica con que se define el número de Reynolds son c_m y D , respectivamente. Posteriormente, propuso una nueva correlación en que, a diferencia del resto de expresiones comentadas aquí, se intenta tener en cuenta el carácter no estacionario del proceso:

$$\dot{q} = \frac{\kappa_g}{D} \text{Re}^{0,7} \left[a(T_g - T_p) - \frac{b}{\omega_c} \frac{dT_g}{dt} \right] + c\sigma(T_g^4 - T_p^4) \quad (5.33)$$

donde ω_c es la frecuencia angular de giro del cigüeñal. Las constantes a , b y c que mejor ajustaban los datos experimentales eran 0,12, 0,20 y 1,50, respectivamente.

Una de las correlaciones más utilizadas en la actualidad es la debida a Woschni [3] quien, considerando, con cierta razón, que las medidas experimentales de los flujos de calor instantáneos no eran suficientemente precisas ni fiables, se apoyó en un balance energético del motor. La correlación que propuso, a partir de una ecuación similar a la (5.7) y asumiendo que la conductividad y la viscosidad del gas dependen de la temperatura, es la siguiente:

$$h_g = 1,3 \cdot 10^{-2} D^{-0,2} p^{0,8} T_g^{-0,53} \left[C_1 c_m + C_2 \frac{V_D T_{CA}}{p_{CA} V_{CA}} (p - p_m) \right]^{0,8} \quad (5.34)$$

El término entre corchetes es una velocidad característica, cuyo primer sumando hace referencia a la velocidad del gas generada por el movimiento del pistón, mientras que el segundo sumando es una expresión empírica con la que el autor consideró la evolución instantánea del gas debida a la combustión. Woschni argumentó, basándose en datos experimentales, que la radiación era aproximadamente proporcional al calor liberado y, por tanto, a efectos prácticos era mejor incluirla en este término de forma implícita que introducir un término específico.

Las constantes C_1 y C_2 dependen del proceso considerado. Denotando por u_u la componente tangencial de la velocidad se tiene, para la renovación de la carga

$$C_1 = 6,18 + 0,417 u_u / c_m \quad ; \quad C_2 = 0$$

mientras que para la compresión los valores son

$$C_1 = 2,28 + 0,308 u_u / c_m \quad ; \quad C_2 = 0$$

y finalmente para la combustión y la expansión debe tomarse

$$C_1 = 2,28 + 0,308 u_u / c_m \quad ; \quad C_2 = 3,24 \cdot 10^{-3}$$

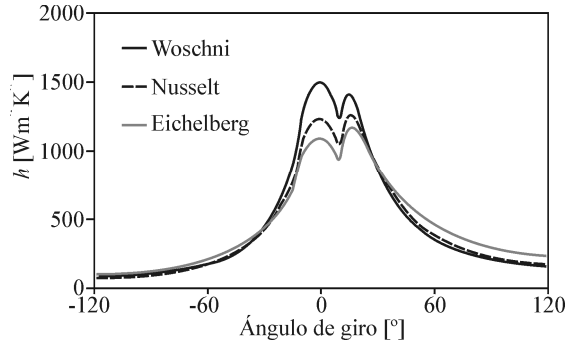


Figura 5.4 Comparativa entre diferentes correlaciones para el coeficiente de película.

La Figura 5.4 muestra una comparativa entre los coeficientes de transmisión de calor obtenidos utilizando tres correlaciones diferentes. La elección de una u otra suele realizarse atendiendo a criterios más bien subjetivos. En la actualidad, es habitual emplear la de Woschni para MEC y la de Annand para MEP. En ambos casos, y debido a que los sistemas de los motores se hallan en continuo cambio, es usual ajustar las constantes de los mencionados modelos para cada motor en particular (tal y como se ha comentado en el apartado 5.2.2).

Como es natural, a partir de estas correlaciones globales puede calcularse el flujo medio a través de las paredes, suponiendo que la temperatura de la pared es constante, lo que es admisible dado que sus variaciones son muy pequeñas comparadas con las de la temperatura del gas. Es preciso, sin embargo, definir cuidadosamente tanto la temperatura media del gas \bar{T}_g como el valor medio del producto del área por el coeficiente convectivo, $\overline{h_g A}$. Estos valores medios se determinan a partir de una ecuación de flujo medio como la siguiente:

$$\bar{Q} = \overline{h_g A} (\bar{T}_g - T_{pg}) \quad (5.35)$$

donde los valores promedio de las temperaturas y del producto del área por el coeficiente convectivo se definen, en el caso particular de un motor de 4T, como

$$\overline{h_g A} = \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} h_g(\alpha) A(\alpha) d\alpha \quad (5.36)$$

$$\bar{T}_g = \frac{1}{\overline{h_g A}} \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} T_g(\alpha) h(\alpha) A(\alpha) d\alpha \quad (5.37)$$

Obsérvese que se ha tenido en cuenta la posible variación del área de contacto entre el gas y la pared, tal y como ocurre en el cilindro debido al movimiento alternativo del pistón (véase la Figura 5.5).

En el caso del pistón y la culata, al ser la mencionada área de contacto constante, las ecuaciones (5.36) y (5.37) pueden simplificarse, quedando

$$\bar{h}_g = \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} h_g(\alpha) d\alpha \quad (5.38)$$

$$\bar{T}_g = \frac{1}{4\pi \bar{h}_g} \int_0^{4\pi} T_g(\alpha) h(\alpha) d\alpha \quad (5.39)$$

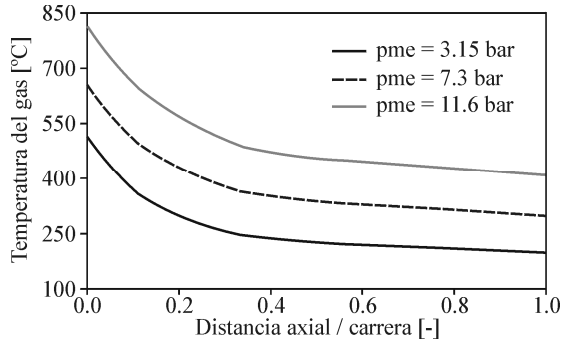


Figura 5.5 Variación de la temperatura aparente del gas en la dirección axial, en tres puntos de funcionamiento diferentes a 2000 rpm.

Correlaciones para coeficientes instantáneos locales

Los modelos globales carecen de resolución espacial, con lo que su utilización para predecir de manera precisa los flujos de calor que se propagan por cada uno de los elementos del motor es limitado. Para subsanar este inconveniente, es necesario el uso de coeficientes de transferencia de calor locales. Éstos, al igual que los globales, pueden tratar de obtenerse de manera empírica o teórica.

La primera correlación de este tipo es la debida a LeFeuvre, quien propuso calcular el número de Reynolds a partir de la velocidad tangencial y del radio:

$$Re = r^2 \omega / \nu \quad (5.40)$$

donde r es la posición radial en la culata o el pistón y ω la velocidad angular de los gases en el cilindro (*swirl*). El flujo de calor en cualquier posición se halla entonces mediante la siguiente expresión:

$$Q = 0,047 \frac{K}{r} A Re^{0,8} Pr^{0,33} (T_g - T_p) \quad (5.41)$$

Otra posibilidad que proporciona una mejor resolución espacial es la subdivisión de la cámara de combustión en varios volúmenes, como se ve en la Figura 5.6. A partir de esta subdivisión, y planteando las ecuaciones de conservación de masa y de cantidad de movimiento (tal y como se detalla en el apartado 12.3), así como el movimiento del pistón (véase el capítulo 26) pueden estimarse las velocidades instantáneas radial, axial y tangencial del aire en cada una de ellas. A partir de este campo de velocidades, se obtiene la velocidad característica en cada superficie como:

$$u = \sqrt{u_x^2 + u_y^2 + 2k} \quad (5.42)$$

donde u_x y u_y son las velocidades paralelas a la superficie (ya que son las que provocan que haya transmisión de calor), y k representa la energía cinética turbulenta.

Ésta es la velocidad característica que se utiliza para calcular el valor del número de Reynolds, valor que, mediante la aplicación de una correlación para flujo turbulento similar a la ecuación (5.7), permite posteriormente la estimación del coeficiente de transmisión de calor por convección.

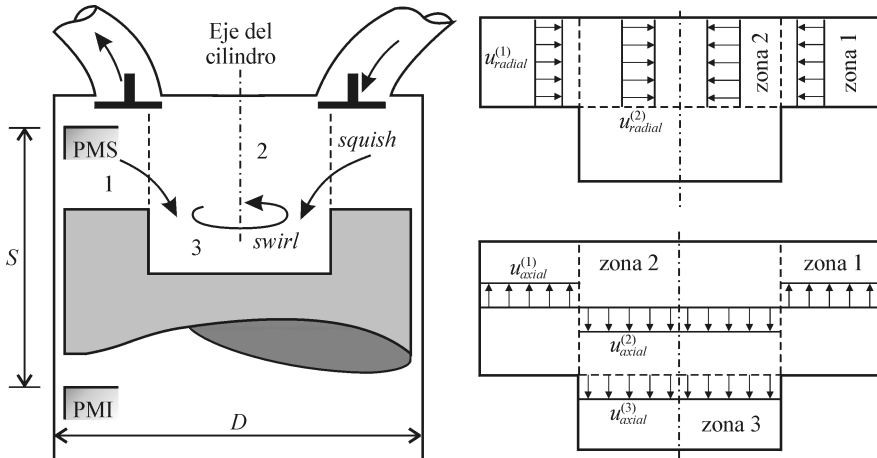


Figura 5.6 Esquema cualitativo del flujo en el cilindro y subdivisión de la cámara en diferentes subzonas.

Correlaciones para el coeficiente de película del refrigerante

En el caso de sistemas de refrigeración por líquido (véase el apartado 5.4.1) el flujo del refrigerante a través del motor es muy complejo. Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor suele adoptarse la correlación de Grimson:

$$\overline{Nu}_D = 1,13C_1C_2 Re_D^m Pr^{1/3} \quad (5.43)$$

donde C_1 y m dependen de la disposición de los cilindros, y C_2 de su número.

Correlaciones para el coeficiente de película del aceite

Como se apunta en el apartado 5.3.1, a través del pistón fluye entre el 40 y el 60 % de las pérdidas de calor totales, por lo que es preciso refrigerar este elemento de una manera efectiva. Para ello, se puede utilizar diferentes tipos de refrigerantes, siendo los más habituales agua, aire o aceite. Actualmente se prefiere el aceite, ya que tiene mayor capacidad térmica que el aire, menos problemas de evaporación que el agua y, obviamente, no hay problemas de mezcla con el aceite lubricante. La refrigeración del pistón con el aceite lubricante depende del diseño del motor y de la carga térmica del mismo. Las soluciones más comunes van desde el simple barboteo generado por el cigüeñal, pasando por la inyección del lubricante a la parte inferior del pistón (bien inyectándolo desde el bulón del pistón o mediante una tobera especial situada en la parte baja del cilindro) hasta la refrigeración por el interior de canales labrados en el pistón. En este último caso, el suministro de lubricante se realiza a través de unas toberas especiales. La Figura 5.7 muestra esquemáticamente algunas de las soluciones empleadas para la refrigeración del pistón (más comentarios pueden encontrarse en el apartado 27.3).

En cualquiera de los casos mencionados, no existe un criterio claro para la elección del tipo de correlación más conveniente. Las soluciones más sencillas se basan en la asignación de valores constantes al coeficiente de transmisión de calor convectivo entre el aceite y el pistón, con los siguientes órdenes de magnitud indicativos:

- Para la refrigeración por barboteo: $1000 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ para la transferencia en la corona; $240 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ para la transferencia en la parte interna de la falda.

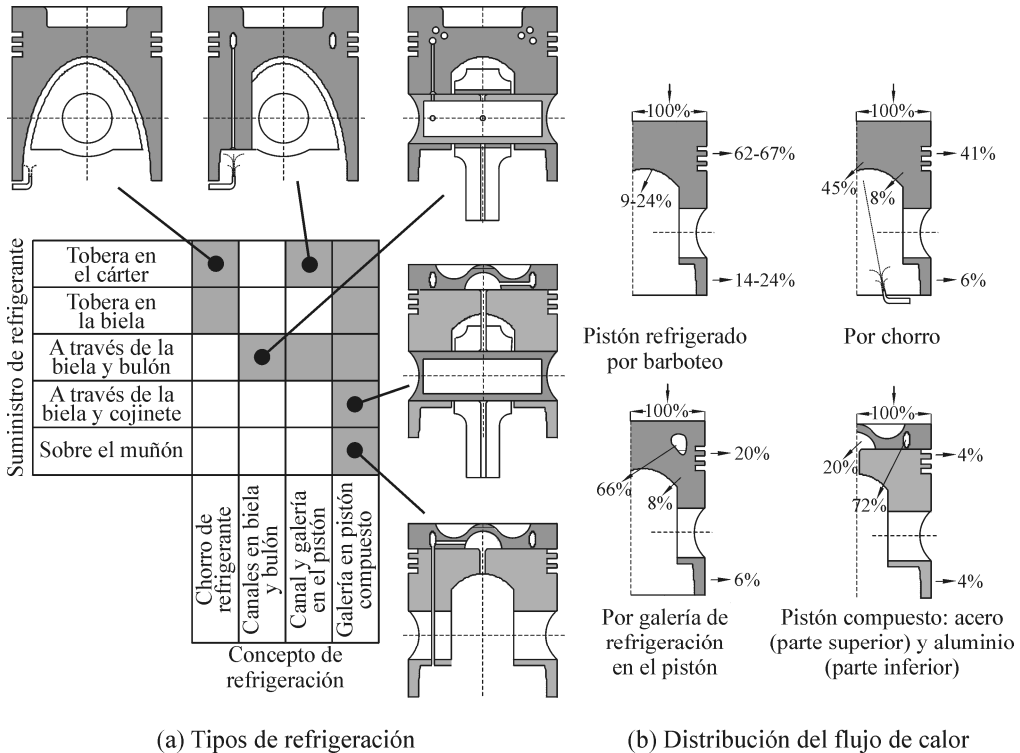


Figura 5.7 Tipos de refrigeración del pistón y su influencia sobre la distribución del flujo de calor hacia la camisa y el aceite.

- En el caso de refrigeración forzada desde el bulón pueden tomarse valores en el intervalo $2100 - 2800 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$.
- Si se trata de refrigeración por chorro se pueden usar valores comprendidos entre 2050 y $3230 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$.

5.3 Flujos térmicos en el motor

Desde el punto de vista térmico, es interesante conocer no sólo la cantidad total de calor cedido por el motor, sino también su localización temporal y espacial. Es posible así determinar las necesidades específicas de refrigeración de cada una de las partes del motor y, por tanto, establecer las medidas necesarias para garantizar su correcto funcionamiento. También es interesante conocer cómo cambian estas necesidades de refrigeración en función de las condiciones operativas del motor para poder determinar, si es posible, la mejor estrategia de refrigeración. En este apartado se estudian las tendencias principales de los flujos de calor en función de estos tres puntos de vista: distribución espacial, distribución temporal y condiciones operativas.

Previamente al estudio particularizado de los flujos térmicos es necesario conocer, de manera genérica, la forma en que se reparte la energía química disponible en el combustible, es decir, plantear el balance energético del motor. Posteriormente, se establecerá cómo se distri-

buye, de manera genérica, esta energía. Teniendo en cuenta todos los tipos de transformaciones energéticas que se producen en un motor, es posible escribir la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_f PCI_p = N_e + \dot{Q}_r + \dot{H}_g + N_a + \dot{Q}_a + \dot{H}_{ci} + \dot{Q}_{ext} \quad (5.44)$$

donde

- $\dot{m}_f PCI_p$ es el flujo de energía química suministrado por el combustible
- N_e es la potencia efectiva
- \dot{Q}_r es el flujo de calor cedido al sistema de refrigeración
- \dot{H}_g es el flujo entálpico asociado al estado térmico de los gases de escape
- N_a es la potencia mecánica de accionamiento de auxiliares
- \dot{Q}_a es el flujo de calor cedido al lubricante, generalmente relacionado con la fricción
- \dot{H}_{ci} es el flujo de entalpía asociado a la energía química disponible en el combustible no quemado (combustión incompleta)
- \dot{Q}_{ext} representa el flujo de energía térmica cedida al ambiente por convección y radiación por las paredes externas del motor

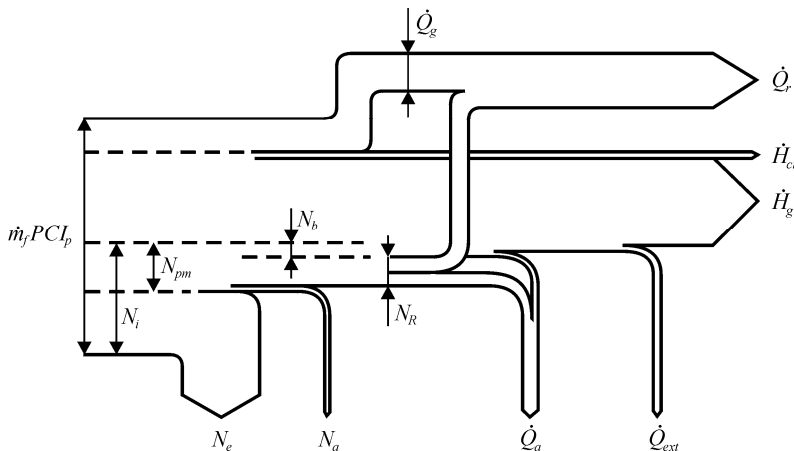


Figura 5.8 Esquema del balance energético de un motor, en que se indican las principales magnitudes intermedias: potencia indicada N_i , potencia de pérdidas mecánicas N_{pm} , potencia de bombeo N_b y potencia disipada por rozamiento N_R .

Realmente, el balance energético en un motor es mucho más complejo que lo indicado por la ecuación (5.44), ya que hay numerosas vías de intercambio entre las contribuciones señaladas. Por ejemplo, gran parte del calor generado por fricción que se transfiere al lubricante pasa al sistema de refrigeración, a través de un intercambiador agua-lubricante. La Figura 5.8 muestra de forma cualitativa este reparto energético en un punto de funcionamiento estacionario, en el que se observa que las energías cuantitativamente más importantes son tres: la potencia efectiva, el calor cedido al sistema de refrigeración y la entalpía disponible en los gases de escape. La suma de estas tres energías representa aproximadamente el 90 % de la energía introducida en el motor, y su magnitud relativa depende del punto de funcionamiento. Así, por ejemplo, la energía cedida al refrigerante suele variar entre un 60 % y un 100 % de la potencia efectiva, lo que indica su importancia. Sin embargo, en procesos transitorios de calentamiento aparece un término de gran importancia asociado al almacenamiento térmico tanto en las par-

tes metálicas como en el refrigerante, que puede llegar a alcanzar porcentajes superiores al 50% de la energía química [4].

Una vez determinada, de forma aproximada, la cantidad de energía que se cede al refrigerante, en el apartado 5.3.1 se estudia cómo se distribuyen espacialmente estos flujos térmicos. La distribución temporal de los mismos se aborda en el apartado 5.3.2, mientras que la influencia de diversos parámetros de funcionamiento se discute en el apartado 5.3.3. Finalmente, en el apartado 5.3.4, se evalúa, a modo de síntesis, el posible aumento de rendimiento que se obtendría de conseguirse reducir, o incluso anular, la cantidad de energía, en forma de calor, que se cede al refrigerante (en definitiva, el concepto de motor adiabático).

5.3.1 Distribución espacial

El primer paso para poder determinar las necesidades específicas de refrigeración en un motor es determinar los puntos con mayor carga térmica. Por norma general (véase la Figura 5.8) la mayor parte del calor cedido al refrigerante (\dot{Q}_r) proviene del calor cedido por los gases (\dot{Q}_g). Este calor se transfiere de manera desigual por los tres elementos que conforman la cámara de combustión, pistón, culata y camisa. Así, en el punto de máxima potencia, que suele coincidir con el de máxima carga térmica, la mayor parte de este calor se transfiere directamente por el pistón (entre un 30% y un 40%), por la culata (entre un 25% y un 40%, incluyendo el calor cedido por los gases en las pipas de escape) y por la camisa (entre un 20% y un 30%). Posteriormente, estos flujos térmicos siguen diversos caminos, siendo los más representativos los siguientes:

- Del calor transmitido por el pistón, un 15% aproximadamente fluye hacia la camisa por los segmentos. El 85% restante fluye hacia el lubricante, que actúa como refrigerante, y acaba por pasar en gran medida al refrigerante, como se mencionó en el apartado 5.3.
- La mayor parte del calor que se cede a través de la camisa pasa, en motores refrigerados por líquido, directamente al refrigerante y otra parte, que puede alcanzar porcentajes importantes, se cede al lubricante por la parte inferior. La mayor parte del calor cedido a la camisa se recibe en la zona más alta, que es la que permanece en contacto con los gases a más alta temperatura. Debido sobre todo al contacto lubricante - camisa, las temperaturas de la parte interna de la misma están limitadas a unos 200 °C para evitar la degradación del lubricante.
- El calor que recibe la culata proviene de los gases de combustión (aproximadamente dos terceras partes) y de los gases de escape (el tercio restante, que es cedido en las pipas) y es transferido casi íntegramente al refrigerante, salvo una pequeña parte que se transfiere al aire de admisión. Dentro de la culata cabe destacar que las válvulas de escape, a pesar de que la cantidad porcentual de calor evacuado no es alta, suelen alcanzar temperaturas de trabajo muy altas (hasta unos 700 °C) con lo que los requisitos de refrigeración pueden ser también muy altos.

5.3.2 Distribución temporal

Además de la variabilidad espacial comentada en el apartado anterior, los flujos térmicos en un MCIA tienen una gran variabilidad temporal, debido fundamentalmente a su principio de funcionamiento, como ya se indicó en la introducción de este capítulo. A lo largo de un ciclo de motor el intercambio térmico entre el gas y las paredes se produce de forma distinta dependiendo del proceso considerado, tal como se detalla a continuación:

- Durante el proceso de admisión, la temperatura de la pared es, por norma general, superior a la del aire admitido, con lo que el flujo térmico va en sentido contrario al esperado. Aun así, el porcentaje de calor en esta parte del ciclo es prácticamente despreciable ya que la diferencia de temperatura entre el gas y las paredes es muy pequeña.
- Durante la compresión, la temperatura del gas va aumentando, llegando a cambiar el sentido del flujo de calor. Las diferencias de temperatura son algo mayores que durante la admisión, pero el flujo resultante solamente supone entre un 1% y un 3% del global del ciclo.
- La combustión provoca dos efectos importantes: tanto la temperatura del gas como su velocidad aumentan. Esto provoca una mayor cesión de calor pero debido, entre otras causas, a la poca superficie de contacto (pistón cerca del PMS) y al poco tiempo de duración del proceso, supone únicamente entre el 5% y el 10% del total.
- Durante el proceso de expansión el gas alcanza temperaturas muy altas, al tiempo que el área de contacto entre el gas y el cilindro va aumentando, con lo que los flujos térmicos aumentan a su vez, llegando a representar entre un 30% y un 40% del calor total.
- Finalmente, en el proceso de escape las temperaturas no son tan altas como en el proceso de expansión, pero la apertura de la válvula provoca un aumento considerable de la velocidad del gas, lo que resulta en un intenso intercambio térmico con las paredes del cilindro, la válvula de escape y las paredes de la pipa, que será abordado con cierto detalle en el apartado 8.5. Aproximadamente el 50% del calor cedido está asociado con este proceso.

Estas tendencias y órdenes de magnitud se ilustran cualitativamente en la Figura 5.9, que muestra la evolución a lo largo del ciclo cerrado tanto del flujo de calor resultante como de las magnitudes que lo determinan (temperatura, área de intercambio y velocidad característica).

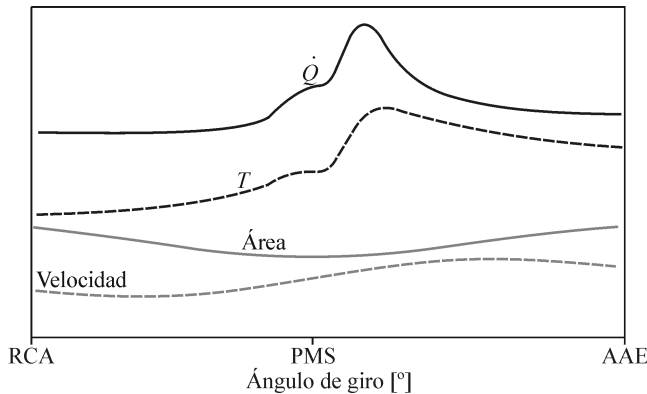


Figura 5.9 Evolución temporal de las pérdidas de calor en el ciclo cerrado de un motor.

5.3.3 Influencia de las condiciones operativas

Se discutirá ahora la influencia de las condiciones de funcionamiento sobre las temperaturas de pared de la cámara de combustión. Volviendo a las ecuaciones (5.14) y (5.17) y despejando las temperaturas de pared, se puede obtener la tensión térmica sobre el material como

$$T_{pg} - T_{pr} = \frac{e}{k} \left[\frac{1}{h_g} + \frac{e}{\kappa} + \frac{A_g}{A_r} \frac{1}{h_r} \right]^{-1} (T_g - T_r) \quad (5.45)$$

A continuación se comentan las tendencias globales que presenta la dependencia de las temperaturas de pared frente a diferentes variables de funcionamiento, suponiendo que solamente el parámetro estudiado es el que varía, manteniéndose el resto constantes.

- A partir de cualquiera de las correlaciones para el flujo convectivo gas-pared (apartado 5.2.3), puede observarse que éste aumenta con el régimen de giro, debido a los términos dependientes de las velocidades. De manera similar, el coeficiente para el flujo pared-refrigerante también aumenta si la velocidad de circulación del refrigerante depende del régimen de giro del motor, como ocurre en el caso de sistemas de refrigeración por líquido con bombas mecánicas (véase el apartado 5.4). Así, puesto que la resistencia térmica disminuye (término entre corchetes en la ecuación (5.45)) el flujo de calor aumenta, lo que hace aumentar también las temperaturas de pared. Este efecto es corroborado por los datos experimentales que se muestran en la Figura 5.10.

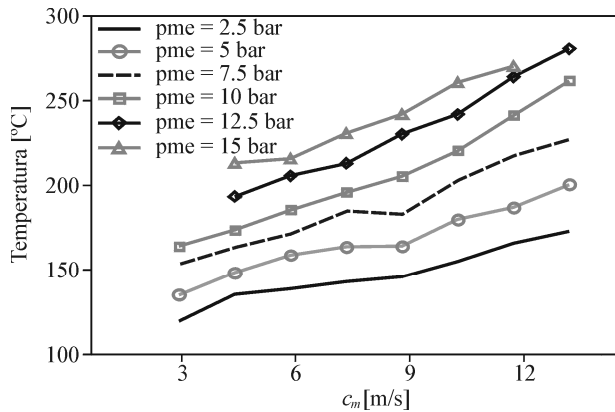


Figura 5.10 Influencia del régimen de giro y el grado de carga en la temperatura de pared.

- El aumento del grado de carga en el motor implica un aumento de las temperaturas del gas en la cámara y, por tanto, un aumento del flujo de calor. Este mayor flujo de calor, de manera análoga a lo expuesto en el caso anterior, provocaría un aumento de las temperaturas de pared. En la Figura 5.10 se ilustra esta dependencia.
- Una variación en la temperatura de admisión afecta directamente al proceso de combustión, como se verá en los capítulos 17 y 19. Estos cambios provocan que las temperaturas del gas también se vean modificadas, con lo que los efectos son similares a los producidos por un cambio en el grado de carga, pero con menor intensidad. En la Figura 5.11 se muestra esta tendencia en dos puntos de operación diferentes.
- Un cambio en la temperatura del refrigerante afecta directamente al flujo de calor, según la ecuación (5.17). No obstante, como la temperatura media del gas es mucho mayor que la del refrigerante, la importancia de ésta depende inversamente del grado de carga; así, a mayor grado de carga, y por tanto temperatura del gas, menor es la influencia de la temperatura del refrigerante y viceversa, como se puede apreciar en la Figura 5.12.

La dependencia casi lineal que se observa en los flujos de calor al refrigerante con el régimen de giro, la presión media efectiva y la temperatura del refrigerante, permite el empleo de correlaciones sencillas para su estimación [5], de la forma:

$$\dot{Q}_r = a + b \text{ pme} + c n + d T_r \quad (5.46)$$

Para seguir leyendo haga click aquí