



Dissertação

Mestrado em Engenharia Automóvel

***Tecnologias de Última Geração em Motores de  
Ignição Comandada para Automóveis***

**Manuel Álvaro Martins Lopes Pombo**

Leiria, *setembro* de 2018





Dissertação

Mestrado em Engenharia Automóvel

***Tecnologias de Última Geração em Motores de  
Ignição Comandada para Automóveis***

**Manuel Álvaro Martins Lopes Pombo**

Dissertação de Mestrado realizada sob a orientação do Doutor Helder Manuel Ferreira Santos, Professor da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria.

Leiria, *setembro* de 2018

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

# Homenagem

---

Presto aqui homenagem a personalidades para mim marcantes, no que respeita ao tema “Motores Térmicos”.

## Em primeiro lugar:

Pessoas que tive o privilégio de conhecer pessoalmente, enquanto meus professores, no Instituto Superior Técnico (IST), onde concluí a Licenciatura (pré-Bolonha) em Engenharia Mecânica, em 1982. Para além dos conhecimentos que me transmitiram, marcaram pela personalidade e forma de estar, notáveis:

- Professor Engenheiro **Francisco de Almeida e Castro** (1919 - 2007) – Meu professor em 1981, na cadeira de Motores Térmicos, do 5º ano. Para além de professor no IST, foi Engenheiro na CP, onde, nos anos 50, esteve ligado ao arranque e desenvolvimento da chamada *Dieselização*. Na CP, ascendeu progressivamente na hierarquia, até chegar a membro do Conselho de Gerência. No IST, foi jubilado em 1989, como Professor Associado.

- Professor Doutor Engenheiro **José Miguel Carrusca Mendes Lopes** (1954 - 2013) – Meu professor em 1979, na cadeira de Termodinâmica II, do 3º ano. Lecionou mais tarde a cadeira de Motores Térmicos, após o Professor Almeida e Castro ter sido jubilado. Fomos mantendo contacto, a propósito dos motores térmicos, até ao seu desaparecimento precoce, em 2013.

## Em segundo lugar:

Pessoas que não conheci pessoalmente, mas cuja obra – motores projetados ou desenvolvimento de motores – captou a minha atenção e exerceu fascínio, ao longo dos anos: **Harold Arminius Miller, Harry Ricardo, Frederick Offenhauser, Walter Owen Bentley, Vittorio Jano, Harry Weslake, Gioacchino Colombo, Ludwig Apfelbeck, Walter Hassan, Tadeusz "Tadek" Marek, Harry Mundy, Aurelio Lampredi, Franco Rocchi, Carlo Chiti, Hans Mezger, Georges Martin, Tadashi Kume, Keith Duckworth, Paul Rosche, Mauro Forghieri, Brian Hart, Gordon Blair e Mario Illien.**

*Manuel Pombo*

*“(...) many adjectives supporting the words Engine Designer came to my mind: thrill, insight, stimulation, to name a few.”*

Alec Osborn MBE,  
à data Presidente do Institution of Mechanical Engineers (IMechE), Londres, 2006,  
in *Tales of an Engine Designer*

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

# Agradecimentos

---

Estou muitíssimo agradecido ao Professor Doutor Engenheiro **Helder Manuel Ferreira dos Santos**, pelos conhecimentos e ânimo que me transmitiu, orientação, sugestões e paciente revisão do trabalho que aqui apresento.

Desejo igualmente expressar o meu agradecimento à minha querida família, isto é, à minha mulher **Cristina** e aos meus filhos **Inês** e **Duarte**, pelo encorajamento e apoio que me deram e pela privação de tempo e atenção a que foram sujeitos, ao longo da frequência do Mestrado e realização deste trabalho de dissertação.

Devo, no entanto, um agradecimento especial à minha filha **Inês**, pelo redobrado apoio que deu, entusiasmo que comunicou, e até companhia que me fez em horas de estudo e deslocações a Leiria.

A todas estas pessoas,

MUITO OBRIGADO!

*Manuel Pombo*

Carcavelos, setembro de 2018.

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

# Resumo

---

A presente dissertação tem por objetivo descrever, analisar e avaliar as tecnologias mais recentes, ou em desenvolvimento, que integram ou se destinam a integrar, no futuro próximo, motores de combustão interna de ignição comandada (MCI-IC), para utilização em veículos automóveis.

Estas tecnologias “servem” as estratégias que procuram o aumento de eficiência e a redução no impacto ambiental, proporcionando simultaneamente maior segurança, mais conforto e maior satisfação na utilização.

Entre as estratégias abordadas incluem-se a redução de dimensão e de velocidade e a correção de dimensão (mais conhecidas pelas respetivas designações anglo-saxónicas, *downsizing*, *downspeeding* e *rightsizing*), a redução de perdas de bombagem, a redução das perdas por atrito, a utilização de ciclos termodinâmicos avançados (e.g. Miller / Atkinson), a variação da taxa de compressão, a recuperação de energia dos gases de escape, o pós-tratamento dos gases de escape, a hibridização, a gestão térmica e a utilização de combustíveis alternativos.

Entre as tecnologias que permitem a implementação daquelas estratégias, consideram-se as inerentes a distribuição e válvulas, sobrealimentação, injeção de combustível, ignição, variação da taxa de compressão, desativação de cilindros, gestão térmica e hibridização.

Para estas tecnologias, apresentam-se e discutem-se os respetivos impactos, vantagens, eficácia e custos, face aos objetivos e fatores determinantes. A análise efetuada permitiu verificar que as tecnologias de “última geração” para MCI-IC se encontram em diferentes estágios de desenvolvimento / implementação, nomeadamente: i) em investigação e desenvolvimento; ii) em nichos de mercado (competição e / ou veículos sofisticados); iii) em produção em massa para o mercado.

Palavras-chave: *motor de ignição comandada, rendimento, desempenho, emissões, estratégias, tecnologias*

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

# Abstract

---

The purpose of this dissertation is to describe, analyze and evaluate the most recent or developing technologies that integrate or are intended to integrate, in the near future, spark-ignition (SI) internal combustion engines (ICE) for automotive vehicle applications.

These technologies "serve" strategies that seek to increase efficiency and reduce environmental impact, while providing greater safety, more comfort and greater satisfaction to the user.

The addressed strategies include the so-called *downsizing*, *downspeeding* and *rightsizing*, the reduction of pumping losses, the reduction of friction losses, the use of advanced thermodynamic cycles (e.g. Miller / Atkinson), the variation of compression ratio, the recovery of exhaust gas energy, the exhaust gas aftertreatment, the hybridization, the thermal management and the use of alternative fuels.

Among the technologies that allow the implementation of these strategies it will be considered those concerning valve train, supercharging, fuel injection, ignition, variable compression ratio, cylinder deactivation, thermal management and hybridization.

For these technologies, their impact, advantages, effectiveness and cost are presented and discussed, in relation to the objectives and determinant factors. The analysis allowed to verify that the "last generation" technologies for ICE-SI, are at different development / implementation stages, specifically: i) in research and development; ii) in niche market (racecar and / or upper class vehicles); iii) market mass production.

Keywords: *spark-ignition engine, efficiency, performance, emissions, strategies, technologies*

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

## Lista de figuras

---

	Pág.
Figura 1.1: Previsão de vendas de veículos ligeiros de passageiros, a nível mundial, por tipo de motorização, até 2050. Reproduzido de IEA (2015).	3
Figura 1.2: Esquemática do processo de abordagem seguido no presente trabalho.	5
Figura 2.1: Diagrama $P$ - $V$ para o ciclo Seiliger. Reproduzido de Ferguson e Kirkpatrick (2016).	9
Figura 2.2: Esquema do mecanismo pistão-bielas-cambota do motor de James Atkinson, tal como representado no registo de patente Norte Americana, Atkinson (1887).	9
Figura 2.3: Diagrama $P$ - $V$ esquemático do ciclo Atkinson. Reproduzido de Stone (1999).	10
Figura 2.4: Diagrama $P$ - $V$ esquemático do Ciclo Miller. Reproduzido de Ferguson e Kirkpatrick (2016).	11
Figura 2.5: Razão entre os rendimentos térmicos dos ciclos Miller e Otto, em função da razão entre taxas de expansão e de compressão, para as mesmas taxas de compressão, com valores de 8, 10 e 12, $Q_{2-3}/P_1V_1 = 30$ e $\gamma = 1,3$ . Reproduzido de Ferguson e Kirkpatrick (2016).	12
Figura 2.6: Razão entre as pressões médias efetivas do ciclo Miller e do ciclo Otto, em função da razão entre taxas de expansão e de compressão, para as mesmas taxas de compressão, com valores de 8, 10 e 12, $Q_{2-3}/P_1V_1 = 30$ e $\gamma = 1,3$ . Reproduzido de Ferguson e Kirkpatrick (2016).	12
Figura 2.7: Diagrama qualitativo representando efeitos que condicionam a eficiência volumétrica. Adaptado de Mendes-Lopes (2003), citando Matsuoka <i>et al.</i> (1971).	16
Figura 2.8: Comparação de curvas de $Pme$ ao freio, em situação de abertura máxima da válvula de controlo de admissão, de dois motores de automóvel, de volume varrido diferente, em função da velocidade média do pistão. Reproduzido de Ferguson e Kirkpatrick (2016).	18
Figura 2.9: Rendimento de conversão da energia química do combustível em energia térmica, em função de $\lambda$ . Adaptado de Merker <i>et al.</i> (2012).	20
Figura 2.10: Variação da potência e do consumo específico, em função do coeficiente de excesso de ar, $\lambda$ , em condições de mistura ar-combustível homogénea, para motores a gasolina. Reproduzido de Hofmann <i>et al.</i> (2015).	21
Figura 2.11: Variação das emissões não tratadas de CO, HC e NO <sub>x</sub> , em função do coeficiente de excesso de ar, $\lambda$ , em condições de mistura ar-combustível homogénea, para motores a gasolina. Reproduzido de Hofmann <i>et al.</i> (2015).	21

Figura 2.12:	Previsão da produção anual de eletricidade por fonte de energia, até 2040. Milhares de TWh. Reproduzido de Bloomberg New Energy Finance NEO (2016).	25
Figura 2.13:	Evolução das emissões específicas de CO <sub>2</sub> e correspondente consumo de combustível, desde o início do século, bem como os limites impostos a médio prazo, em diversos países ou zonas económicas importantes do mundo, para automóveis de passageiros. Reproduzido de Senzeybek <i>et al.</i> (2017).	27
Figura 2.14:	<i>Timeline</i> para as emissões de automóveis de passageiros, nas principais zonas económicas mundiais. Reproduzido de AVL (2015).	29
Figura 2.15:	Zonas problemáticas chave RDE em motores turbo-comprimido <i>downsized</i> , DI, a gasolina. Reproduzido de Fraidl <i>et al.</i> (2016).	31
Figura 3.1:	Mudança do ponto de carga para motores <i>downsized</i> – comparação entre um motor convencional de 1,4 l, naturalmente aspirado, com um motor turbo-comprimido de 0,7 l, equipado com DI e variadores de fase independentes para a admissão e escape, para um ciclo NEDC. Reproduzido de Pischinger <i>et al.</i> (2015).	37
Figura 3.2:	Efeito da sobrealimentação. Reproduzido de Pischinger <i>et al.</i> (2015).	38
Figura 3.3:	Comparação entre os diagramas de desempenho dos motores Audi TFSI 1.8-l EA888 Gen.3 (conceito <i>downsizing</i> ) e Audi TFSI 2.0-l EA888 Gen.3B (conceito <i>rightsizing</i> ). Reproduzido de Budack <i>et al.</i> (2016).	39
Figura 3.4:	Potências específicas de séries de motores de ignição comandada e tendências de desenvolvimento. Adaptado de Fraidl <i>et al.</i> (2016b).	39
Figura 3.5:	Variação de $\gamma = c_p/c_v$ em função da temperatura e da composição do gás. Reproduzido de Szybist (2014).	40
Figura 3.6:	Ciclo aberto Seiliger-Sabathe, i.e., ciclo ideal, considerando as resistências nos sistemas de admissão e de escape. Ciclo aberto teórico do sistema com EIVC. Reproduzido de Zmudka <i>et al.</i> (2016).	42
Figura 3.7:	Ciclo aberto Seiliger, em que estão assinaladas quatro formas comuns de procurar o aumento do rendimento da conversão térmica. Ciclo aberto teórico do sistema com LIVC. Reproduzido de Gheorghiu (2010).	43
Figura 3.8:	Energia cinética turbulenta para estratégias EIVC e LIVC, comparada com o levantamento de referência. Reproduzido de Scheidt <i>et al.</i> (2014).	43
Figura 3.9:	Vias químicas genéricas de oxidação de hidrocarbonetos, por alta e por baixa temperatura. Reproduzido de Singh e Agarwal (2018).	45
Figura 3.10:	Zonas de funcionamento do motor Diesel convencional, do MCI-IC, formação de partículas ( <i>Soot</i> ) e de NO <sub>x</sub> , e zona de combustão a baixa temperatura (LTC), em função da temperatura e da razão de equivalência. Reproduzido de Maurya (2018).	47

Figura 3.11:	Sobreposição dos diagramas $P-V$ para operação em MCI-IC e CAI, para as mesmas condições de operação. Reproduzido de Zhao (2007).	48
Figura 3.12:	Relação entre a máxima $P_{me}$ ao freio (BMEP) e a taxa de compressão geométrica, de séries de motores de ignição comandada, em produção nos anos 2015-16. Adaptado de Fraidl <i>et al.</i> (2016b).	50
Figura 3.13:	Mapa operativo de um motor, nas opções de utilização de grande e de pequeno volume varrido. Reproduzido de Stan (2016).	51
Figura 4.1:	Trabalho de maquinação ( <i>dimpling</i> ) efetuado em portas de admissão de cabeça de motor, Veicomer (2017).	64
Figura 4.2:	Válvulas com superfície exterior dotada de pequenas concavidades ( <i>dimples</i> ), Williams Motowerx.	64
Figura 4.3:	Injeção guiada pelo ar, com <i>swirl</i> . Reproduzido de Binder <i>et al.</i> (2015).	70
Figura 4.4:	Injeção guiada pelo ar, com <i>tumble</i> . Reproduzido de Binder <i>et al.</i> (2015).	70
Figura 4.5:	Injeção guiada pelo <i>spray</i> . Reproduzido de Binder <i>et al.</i> (2015).	70
Figura 4.6:	Mapa de modos de operação em DI. Reproduzido de Binder <i>et al.</i> (2015).	71
Figura 4.7:	Pontos de injeção e de ignição dos diferentes modos de operação. Reproduzido de Binder <i>et al.</i> (2015).	71
Figura 4.8:	Fases do desenvolvimento do núcleo ( <i>kernel</i> , em literatura anglo-saxónica) da chama. Adaptado de Morcinkowski <i>et al.</i> (2017).	75
Figura 4.9:	Classificação dos sistemas de ignição. Reproduzido de Brandt <i>et al.</i> (2016).	77
Figura 4.10:	Sistema ACIS, da Federal-Mogul. Esq.: conjunto de ignição; Dir.: pormenor das pontas (elétrodos). Adaptado de Borrows <i>et al.</i> (2013).	78
Figura 4.11:	Esquema geral dos componentes do sistema ACIS. Reproduzido de Borrows <i>et al.</i> (2013).	78
Figura 4.12:	Sistema da BorgWarner. Adaptado de Bohne <i>et al.</i> (2014).	79
Figura 4.13:	Sistema de ignição TJI. Representação 3D do conjunto vela-injetor-pré-câmara. Reproduzido de Attard <i>et al.</i> (2012). Desenho, em corte, de pormenor da pré-câmara, com a vela e injetor. Reproduzido de Attard (2012).	80
Figura 4.14:	Componentes do sistema API. Reproduzido de Krüger e Visser (2017).	81
Figura 4.15:	Esquema do sistema de injeção de água de motor BMW 1.5 l. Adaptado de Böhm <i>et al.</i> (2016).	83
Figura 4.16:	Capacidade de conversão de um TWC, em percentagem, de gases provenientes da combustão, em função de $\lambda$ . Adaptado de Odendall (2017), Audi AG.	88

Figura 4.17:	Arquiteturas possíveis de inserção de GPF. Reproduzido de Joshi (2017).	90
Figura 4.18:	Quantidades acumuladas de NO <sub>x</sub> : i) emitida para a atmosfera; ii) à saída do TWLNT acoplado; iii) à saída do motor, ao longo de um ciclo RDE. Reproduzido de Christie e Ward (2017).	91
Figura 4.19:	Benefício percentual em emissão de CO <sub>2</sub> no procedimento WLTP, em função da razão mistura pobre / mistura estequiométrica e do sistema de conversão de NO <sub>x</sub> . Reproduzido de Christie e Ward (2017).	92
Figura 4.20:	Razão custo-benefício dos vários sistemas de pós-tratamento de NO <sub>x</sub> . Reproduzido de Christie e Ward (2017).	93
Figura 4.21:	Progressão qualitativa do arranque a frio. À esq. primeiros 20 segundos; à dir. primeiros 4 segundos. Reproduzido de Melsheimer <i>et al.</i> (2015).	94
Figura 5.1:	Pacote de tecnologia de referência (“Null” Technology Package) e escalas de medição da eficácia e do custo. Reproduzido de EPA (2016).	104
Figura 5.2:	Exemplo de curva de custos para um automóvel médio com motor a gasolina, referência: ano de 2002. Reproduzido de TNO <i>et al.</i> (2011).	110
Figura 5.3:	Ilustração esquemática de vários estudos de curvas de custos para frotas de automóveis de passageiros, para os E.U.A, para 2015, 2020 e 2025, a partir de um veículo de referência de 2010. Reproduzido de ICCT (2017).	111
Figura 5.4:	Mapa de consumo específico de MCI-IC, com aplicação das tecnologias em simulação para 2025. Reproduzido de Ricardo (2016).	112
Figura 5.5:	Análise custo / eficácia resultante da adoção de <i>downsizing</i> no segmento C. Reproduzido de FEV (2015).	114
Figura 5.6:	Custo / eficácia de diversas tecnologias de gestão térmica. Reproduzido de ICCT (2016).	114
Figura A1:	Diagramas <i>T-S</i> e <i>P-V</i> de um exemplo de ciclo Otto. Reproduzido de Ferguson e Kirkpatrick (2016).	149
Figura A2:	Rendimento térmico em função da taxa de compressão, para valores do quociente entre capacidades caloríficas de 1,2, 1,3 e 1,4. Reproduzido de Ferguson e Kirkpatrick (2016).	150
Figura A3:	Pressão média indicada (adimensionalizada) em função da taxa de compressão e de 4 valores diferentes de adição de calor (adimensionalizados). Reproduzido de Ferguson e Kirkpatrick (2016).	151
Figura A4:	Diagramas <i>T-S</i> e <i>P-V</i> de um exemplo de ciclo misto. Reproduzido de Ferguson e Kirkpatrick (2016).	151

Figura A5:	Rendimento térmico dos ciclos Otto, misto (Dual) e Diesel em função da taxa de compressão. Reproduzido de Ferguson e Kirkpatrick (2016).	152
Figura A6:	Pressão média indicada (adimensionalizada) dos ciclos Otto, Misto (Dual) e Diesel, em função da taxa de compressão e da adição de calor (adimensionalizada). Reproduzido de Ferguson e Kirkpatrick (2016).	152
Figura B1:	Esquematisação da diferença entre o ciclo real (linha a cheio) e o ciclo a volume constante equivalente (linha exterior a traço interrompido). Adaptado de Taylor (1985).	153
Figura B2:	Trabalho de bombagem de expulsão dos gases de escape. Reproduzido de Spicher (2004).	154
Figura B3:	Trabalho de bombagem de expulsão dos gases de escape e de admissão de nova carga, para a situação de WOT. Reproduzido de Spicher (2004).	154
Figura B4:	Trabalho de bombagem de expulsão dos gases de escape e de admissão de nova carga, para a situação de válvula de controlo da admissão parcialmente aberta. Reproduzido de Spicher (2004).	154
Figura B5:	Conjugação de diversos tipos de perdas de rendimento. Reproduzido de Merker (2012).	155
Figura B.6:	Pressão no interior do cilindro, em função do ângulo da cambota, durante 100 ciclos consecutivos. Reproduzido de Aghdam (2003), referido em Burluka (2010).	155
Figura C.1:	Visão global da evolução das normas sobre emissões de gases de escape para automóveis de passageiros, aplicadas nas principais zonas económicas mundiais, desde o seu surgimento nos E.U.A. e até 2025. Reproduzido de Delphi (2017).	159
Figura D.1:	Esquema e visualização do conjunto mecânico do motor de 5 tempos. Reproduzido de Noga e Sendyka (2013).	165
Figura D.2:	Diagramas $P-V$ de ciclos Otto e 5 tempos sobrepostos; Diagramas $T-S$ de ciclos Otto, 5 tempos e de Carnot sobrepostos. Reproduzido de Noga e Sendyka, 2014.	166
Figura D.3:	Aumento relativo do rendimento térmico do motor de 5 tempos em relação ao do motor de ciclo Otto. Reproduzido de Noga e Sendyka (2014).	166
Figura D.4:	Emissões específicas de $CO_2$ , $CO$ , $NO$ e $HC$ para motores de ciclos Otto e de 5 tempos. Reproduzido de Noga e Sendyka (2014).	167
Figura D.5:	Tempos de compressão (esq.) e expansão (dir.) do ciclo dividido de Scuderi. Adaptado de Jangalwal <i>et al.</i> (2013).	168
Figura D.6:	Tempos de compressão (esq.) e expansão (dir.) do ciclo dividido de Scuderi. Reproduzido de Patil <i>et al.</i> (2012).	168

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

## Lista de tabelas

---

	Pág.
Tabela 1.1: Quantitativos de automóveis (milhões de unidades) existentes no mundo, em 2015 e previstos para 2020 e 2025. Construída a partir de dados de Pauer <i>et al.</i> (2017).	2
Tabela 1.2: Estruturação do trabalho e relacionamento dos temas. Distribuição dos assuntos pelos capítulos 2 a 5 e Apêndices.	6
Tabela 2.1: Comparação de prioridades no desenvolvimento de grupos motopropulsores, entre a Europa e os E.U.A. Adaptada de Fraidl <i>et al.</i> (2016).	28
Tabela 3.1: Fatores condicionantes e medidas para aumento da eficiência volumétrica.	34
Tabela 3.2: Resumo das principais diferenças na caracterização e nas consequências entre o fecho atrasado e adiantado da válvula de admissão. Tabela construída a partir de Scheidt <i>et al.</i> (2014).	44
Tabela 3.3: Resumo de alguns sistemas de recuperação de energia dos gases de escape, para além da turbo-compressão.	53
Tabela 3.4: Exemplo de combinação de estratégias e tecnologias aplicadas em MCI-IC, neste caso de ignição por compressão, da Hyundai e GM. Tabela construída a partir de Krieger (2016).	57
Tabela 4.1: Resumo de alguns sistemas de levantamento variável de válvulas: a) Sistema de levantamento variável discreto; b) Sistema de levantamento variável contínuo; c) Sistema sem comes.	61
Tabela 4.2: Estruturação das tecnologias de sobrealimentação. Construída a partir de Hiereth e Prenninger (2003).	64
Tabela 4.3: Síntese de tecnologias de sobrealimentação, com referência de alguns exemplos concretos: a) Conduas de admissão com geometria variável; b) Sobrealimentação com compressores volumétricos; c) Sobrealimentação com compressores dinâmicos.	67
Tabela 4.4: Resumo de algumas tecnologias que permitem a variação da taxa de compressão.	84
Tabela 4.5: Resumo das vantagens e desvantagens de cada estratégia de desativação, com base na condição residual dos cilindros desativados. Construída a partir de Faust e Scheidt (2016).	86
Tabela 4.6: Resumo de algumas tecnologias que permitem a desativação de cilindros.	87
Tabela 4.7: Arquiteturas possíveis para componentes de sistemas pós-tratamento de NOx, em misturas pobres. Adaptado de Christie e Ward (2017).	91

Tabela 5.1:	Principal bibliografia consultada para avaliação da eficiência económica versus custo das tecnologias utilizadas em MCI-IC.	102
Tabela 5.2:	Agregação das regulamentações no Programa Nacional dos E.U.A, NRC (2015).	103
Tabela 5.3:	Etapas seguidas pelas instituições, na avaliação das tecnologias	108
Tabela 5.4:	Segmentações de veículos adotadas pelas instituições, na avaliação das tecnologias.	109
Tabela 5.5:	Tecnologias de MCI-IC individuais e respetivas quotas de aplicação para 2025, estudadas nos trabalhos relatados por Ricardo. Adaptado de Ricardo (2016).	111
Tabela 5.6:	Agregação de dados selecionados sobre eficácia (base 2010) e custo incremental para 2025 (\$ de 2010) de diversas tecnologias de MCI-IC. Elaborada a partir de dados publicados em NRC (2015) Appendix S.	113
Tabela 5.7:	Principais características do Motor Volkswagen EA211 1.0 l TSI, de 3 cilindros. Elaborada a partir de Eichler <i>et al.</i> (2014).	116
Tabela 5.8:	Principais características do Motor Audi 2.0-l EA888 Gen3B, TFSI, de 4 cilindros. Elaborada a partir de Budack <i>et al.</i> (2016)	117
Tabela 5.9:	Principais características do Motor Volkswagen EA211 1.0 l TGI, de 3 cilindros, a gasolina ou gás natural. Elaborada a partir de Demmelbauer-Ebner <i>et al.</i> (2017b).	117
Tabela 5.10:	Principais características do Motor Honda 1.0 l, de 3 cilindros. Elaborada a partir de Niizato <i>et al.</i> (2018).	118
Tabela 5.11:	Principais características do Motor Volkswagen 1.5 l TSI evo, de 4 cilindros. Elaborada a partir de Demmelbauer-Ebner <i>et al.</i> (2017a).	118
Tabela 5.12:	Principais características do Motor Mercedes-Benz M 256, de 6 cilindros. Elaborada a partir de Vollrath <i>et al.</i> (2018).	119
Tabela 5.13:	Principais características do Motor Nissan VC-Turbo, 2.0 l, de 4 cilindros, com taxa de compressão variável. Elaborada a partir de Kiga <i>et al.</i> (2017).	120
Tabela 5.14:	Principais características do Motor Mazda Skyactiv-X. Elaborada a partir Adcock, I. (2017).	120
Tabela C.1:	Tipos de testes necessários para homologação dos veículos ligeiros, na União Europeia. Adaptado de Dephi (2017).	160
Tabela C.2:	Evolução histórica da legislação europeia sobre normas de emissões de escape de veículos ligeiros. Adaptado de TransportPolicy.	161
Tabela C.3:	Resumo da legislação que tem vigorado na Europa, no que respeita a limites de emissões de escape, para veículos ligeiros, com motor a gasolina. Adaptado de TransportPolicy.	162

Tabela C.4:	Classificação europeia de automóveis e seus reboques, para efeitos de homologação. Adaptado de IMT.	163
Tabela C.5:	Roteiro para a implementação das normas Euro.	164

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

# Glossário de Símbolos e Termos

## Letras Romanas

Letras	Significado	Unidades
$A/F$	relação entre as massas de ar e de combustível	[-]
$A_p$	área do pistão	[m <sup>2</sup> ]
$B$	binário efetivo	[Nm]
$C$	curso do pistão	[m]
$c_p$	capacidade calorífica específica (ou calor específico) a pressão constante	[J/kg.K]
$c_v$	capacidade calorífica específica (ou calor específico) a volume constante	[J/kg.K]
$e_{vol}$	eficiência volumétrica	[-]
$FD$	fator de <i>Downsizing</i>	[-]
$m$	massa de gás no interior do cilindro	[kg]
$m_f$	massa de combustível admitido no motor	[kg]
$N$	velocidade de rotação	[rps]
$P$	pressão	[Pa]
$PCI$	Poder Calorífico Inferior	[J/kg]
$P_{ma}$	pressão média de atrito	[N/m <sup>2</sup> ]
$P_{me}$	pressão média efetiva	[N/m <sup>2</sup> ]
$P_{mi}$	pressão média indicada	[N/m <sup>2</sup> ]
$Q_{comb}$	calor fornecido pela combustão	[J]
$Q_{pi}$	poder calorífico inferior do combustível, a pressão constante	[J/kg]
$R$	constante particular do gás	[J/(kg.K)]
$T$	temperatura absoluta	[K]
$V$	volume	[m <sup>3</sup> ]
$V_v$	volume varrido (geralmente designado “cilindrada”)	[m <sup>3</sup> ]
$W_a$	trabalho de atrito	[J]
$W_e$	trabalho efetivo	[J]
$\dot{W}_e$	potência efetiva	[kW]
$W_i$	trabalho do ciclo indicado	[J]

## Letras Gregas

Letras	Significado	Unidades
$\alpha$	quociente entre as pressões dos pontos 3 e 2, no ciclo Seiliger	$\alpha = P_3/P_2$ [-]
$\beta$	quociente entre os volumes (ou temperaturas absolutas) dos pontos 3 e 2.5, no ciclo Seiliger	$\beta = V_3/V_{2.5}$ $= T_3/T_{2.5}$ [-]
$\gamma$	quociente entre capacidades caloríficas a pressão constante e a volume constante	$\gamma = c_p/c_v$ [-]
$\varepsilon$	taxa de compressão	$\varepsilon = V_1/V_2$ [-]
$\eta_T$	rendimento total	[-]
$\lambda$	coeficiente de excesso de ar	[-]
$\rho_a$	massa volúmica da mistura ar-combustível	[kg/m <sup>3</sup> ]

$\rho_{ar}$	massa volúmica do ar		[kg/m <sup>3</sup> ]
$\Phi$	razão de equivalência (ou “riqueza da mistura”)		[-]

## Índices

Índices	Significado
<i>est</i>	estequiométrico
<i>comb</i>	relativo a combustão
<i>f</i>	relativo ao combustível

## Glossário de Termos (siglas e termos portugueses e ingleses)

Siglas	Significado	
ACEA	<i>Association des Constructeurs Européens d'Automobiles / European Automobile Manufacturers Association</i>	
API	<i>Advanced Plasma Ignition</i>	ignição avançada, por plasma
APS	<i>Atmosferic Plasma Spray</i>	spray de plasma atmosférico (processo de revestimento metalúrgico, por projeção)
BMEP	<i>Brake Mean Effective Pressure</i>	pressão média efetiva, ao freio
BSFC	<i>Brake-Specific Fuel Consumption</i>	consumo específico de combustível, ao freio
BSG	<i>Belt Starter Generator</i>	motor de arranque / gerador, com transmissão do movimento por correia
CA50	<i>Crank Angle at 50% mass fraction burned</i>	ângulo da cambota, a 50% da fração de massa queimada
CAD	<i>Crank Angle Degree</i>	° (grau) de ângulo de cambota
CADC	<i>Common Artemis Driving Cycle</i>	
CAFE	<i>Corporate Average Fuel Economy</i>	
CAI	<i>Controlled Autoignition</i>	autoignição controlada
CCV	<i>Cycle to Cycle Variation</i>	variação ciclo a ciclo
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics analysis</i>	mecânica de fluidos computacional
CLEPA	<i>Comité de Liaison de la Construction d'Equipements et de Pièces d'Automobiles / European Association of Automotive Suppliers</i>	
CNG	<i>Compressed Natural Gas</i>	gás natural comprimido
CVVL	<i>Continuously Variable Valve Lift</i>	levantamento de válvulas continuamente variável
DI	<i>Direct Injection</i>	injeção direta
DLC	<i>Diamond-like Carbon coating</i>	revestimento de carbono tipo diamante
DOHC	<i>Double Overhead Camshaft</i>	dupla árvore de cames à cabeça
DVVL	<i>Discrete Variable Valve Lift</i>	levantamento de válvulas variável discreto
ECU	<i>Engine Control Unit</i>	unidade de controlo do motor
EGR	<i>Exhaust Gas Recirculation</i>	recirculação de gases de escape
EPA	<i>United States Environmental Protection Agency</i>	
ERS	<i>Energy Recovery System</i>	sistema de recuperação de energia

ERS-H	<i>Energy Recovery System – Heat</i>	sistema de recuperação de energia – calor
ERS-K	<i>Energy Recovery System – Kinetic</i>	sistema de recuperação de energia – cinética
FVV	<i>Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen / Research Association for Combustion Engines</i>	
FWCC	<i>Four-Way Catalytic Converter</i>	conversor catalítico de quatro vias
GCAI	<i>Gasoline Controlled Autoignition</i>	autoignição controlada de gasolina
GPF	<i>Gasoline Particulate Filter</i>	filtro de partículas para motor a gasolina
HCCI	<i>Homogeneous Charge Compression Ignition</i>	ignição por compressão de carga homogénea
HEV	<i>Hybrid Electric Vehicle</i>	veículo elétrico híbrido
HVOF	<i>High Velocity Oxygen Fuel</i>	sistema de revestimento por projeção térmica de alta velocidade
IAV	<i>Ingenieurgesellschaft Auto und Verkehr GmbH</i>	
ICM	<i>Indirect Cost Multiplier</i>	multiplicador de custo indireto
IGR	<i>Internal exhaust Gas Recirculation</i>	recirculação interna de gases de escape
ISG	<i>Integrated Starter Generator</i>	motor de arranque /gerador integrado
KERS	<i>Kinetic Energy Recovery System</i>	sistema de recuperação de energia cinética
KIT	<i>Karlsruher Institut für Technologie</i>	
LASER	<i>Light Amplification by Stimulated Emission of Radiation</i>	amplificação de luz por emissão estimulada de radiação
LES	<i>Large Eddy Simulation</i>	modelo matemático para turbulência, utilizado em mecânica de fluidos computacional
LNG	<i>Liquefied Natural Gas</i>	gás natural liquefeito
LNT	<i>Lean NO<sub>x</sub> Trap</i>	sistema de adsorção de NO <sub>x</sub>
LTC	<i>Low-Temperature Combustion</i>	combustão a baixa temperatura
MCI		Motor de Combustão Interna
MCI-IC		Motor de Combustão Interna – Ignição Comandada
MGU	<i>Motor Generator Unit</i>	unidade motor/gerador
MGU-H	<i>Motor Generator Unit – Heat</i>	unidade motor/gerador – calor
MGU-K	<i>Motor Generator Unit – Kinetic</i>	unidade motor/gerador – cinética
MPV	<i>Multi-Purpose Vehicle</i>	veículo multi-uso
MY	<i>Model Year</i>	ano de produção (do modelo de automóvel)
NAS	<i>National Academy of Sciences</i>	
NHTSA	<i>National Highway Traffic and Safety Administration</i>	
NEDC	<i>New European Driving Cycle</i>	ciclo padronizado de ensaio, utilizado na Europa, para medição de consumo e de emissões, substituído pelo WLTP
NO <sub>x</sub>	<i>Nitrogen Oxides</i>	óxidos de azoto
NRC	<i>National Research Council</i>	
NVH	<i>Noise, Vibration and Harshness</i>	ruído e vibração

NVO	<i>Negative Valve Overlap</i>	sobreposição negativa de abertura de válvulas
OHV	<i>Overhead Valves</i>	válvulas à cabeça
PB		Peso Bruto
PVD	<i>Physical Vapor Deposition</i>	deposição física de vapor
PEMS	<i>Portable Emission Measuring System</i>	sistema portátil de medição de emissões
PFI	<i>Port Fuel Injection</i>	injeção indireta (na porta de admissão)
PHEV	<i>Plug-in Hybrid Electric Vehicle</i>	veículo elétrico híbrido <i>plug-in</i>
PM	<i>Particulate Matter</i>	partículas
PMI		Ponto Morto Inferior
PMS		Ponto Morto Superior
PN	<i>Particle Number</i>	número de partículas
RDE	<i>Real Driving Emissions</i>	procedimento de ensaio de emissões em condições reais de condução
RPE	<i>Retail Price Equivalent</i>	preço de retalho equivalente
RWC	<i>Real World Cycle</i>	
RWTH	<i>Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule</i>	
SACI	<i>Spark-Assisted Compression Ignition</i>	Ignição por compressão assistida por faísca
SCR	<i>Selective Catalytic Reduction</i>	redução catalítica seletiva
SMD	<i>Sauter Mean Diameter</i>	diâmetro médio de Sauter
SoC	<i>State of Charge</i>	estado de carga
SpCCI	<i>Spark-Controlled Compression Ignition</i>	ignição por compressão controlada por faísca
SUV	<i>Sport Utility Vehicle</i>	veículo utilitário desportivo
TCO	<i>Total Cost of Ownership</i>	custo total de posse
TERP	<i>Transport and Environmental Policy Research</i>	
TNO	<i>Nederlandse Organisatie voor Toegepast Natuurwetenschappelijk Onderzoek / Netherlands Organisation for Applied Scientific Research</i>	
TWAS	<i>Twin-Wire-Arc Spraying process</i>	processo de projeção de <i>spray</i> por arco de arames gêmeos
TWC	<i>Three-Way Catalyst</i>	catalisador de três vias
VCL		Veículo Comercial Ligeiro
VVT	<i>Variable Valve Timing</i>	temporização variável de válvulas / variação contínua de fase
WLTP	<i>Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedures</i>	procedimentos de teste de veículos ligeiros, harmonizados a nível mundial
WOT	<i>Wide Open Throttle</i>	válvula de controlo de admissão completamente aberta

# Índice

---

HOMENAGEM .....	III
AGRADECIMENTOS .....	V
RESUMO .....	VII
ABSTRACT .....	IX
LISTA DE FIGURAS .....	XI
LISTA DE TABELAS .....	XVII
GLOSSÁRIO DE SÍMBOLOS E TERMOS .....	XXI
ÍNDICE.....	XXV
<b>1. INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1. CONTEXTO E MOTIVAÇÃO .....	1
1.2. OBJETIVOS.....	4
1.3. PRESENTE CONTRIBUIÇÃO .....	4
1.4. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO.....	5
<b>2. MOTORES DE IGNIÇÃO COMANDADA: FUNDAMENTOS, FATORES CONDICIONANTES E OPORTUNIDADES DE DESENVOLVIMENTO.....</b>	<b>7</b>
2.1. INTRODUÇÃO .....	7
2.2. FUNDAMENTOS .....	8
2.2.1. <i>Ciclos teóricos Otto, Seiliger, Atkinson e Miller</i> .....	8
2.2.2. <i>Parâmetros de desempenho e rendimento</i> .....	12
2.2.3. <i>Preparação da mistura</i> .....	19
2.2.4. <i>Ciclos reais</i> .....	22
2.2.5. <i>Limitações do MCI-IC</i> .....	22
2.3. FATORES CONDICIONANTES DO DESENVOLVIMENTO DOS MCI-IC .....	23
2.3.1. <i>Tendências macro (megatrends)</i> .....	23
2.3.2. <i>Fatores relacionados com as exigências dos consumidores</i> .....	25

2.3.3.	<i>Redução de consumo e de emissões</i> .....	26
2.3.4.	<i>Emissões de poluentes: regulamentação e testes</i> .....	27
2.4.	OPORTUNIDADES DE MELHORIA E DESENVOLVIMENTO DOS MCI-IC .....	31
<b>3.</b>	<b>ESTRATÉGIAS DE DESENVOLVIMENTO DOS MOTORES DE IGNIÇÃO COMANDADA</b> .....	<b>33</b>
3.1.	INTRODUÇÃO .....	33
3.2.	AUMENTO DA EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA.....	33
3.3.	REDUÇÃO DAS PERDAS POR BOMBAGEM.....	34
3.4.	AUMENTO DO RENDIMENTO MECÂNICO / REDUÇÃO DE ATRITO .....	35
3.5.	DIMENSÃO E VELOCIDADE DE ROTAÇÃO DO MOTOR .....	36
3.6.	REDUÇÃO DAS PERDAS POR TRANSFERÊNCIA DE CALOR E AUMENTO DO RENDIMENTO DA COMBUSTÃO E TERMODINÂMICO.....	40
3.6.1.	<i>Estratégias Atkinson / Miller</i> .....	41
3.6.2.	<i>Combustão a baixa temperatura</i> .....	45
3.7.	VARIAÇÃO DA TAXA DE COMPRESSÃO .....	49
3.8.	DESATIVAÇÃO DE CILINDROS.....	51
3.9.	GESTÃO TÉRMICA.....	52
3.10.	RECUPERAÇÃO DE ENERGIA E HIBRIDIZAÇÃO .....	52
3.11.	REDUÇÃO DE EMISSÕES POLUENTES .....	54
3.12.	COMBUSTÍVEIS ALTERNATIVOS.....	55
3.13.	COMBINAÇÃO DE ESTRATÉGIAS .....	56
<b>4.</b>	<b>TECNOLOGIAS DE ÚLTIMA GERAÇÃO EM MOTORES DE IGNIÇÃO COMANDADA</b> .....	<b>59</b>
4.1.	INTRODUÇÃO .....	59
4.2.	TECNOLOGIAS DE DISTRIBUIÇÃO E VÁLVULAS.....	59
4.3.	TECNOLOGIAS PARA AUMENTO DE EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA E SOBREALIMENTAÇÃO .....	63
4.4.	TECNOLOGIAS DE INJEÇÃO DE COMBUSTÍVEL.....	68

4.5.	TECNOLOGIAS DE IGNIÇÃO .....	74
4.6.	TECNOLOGIAS DE INJEÇÃO DE ÁGUA.....	82
4.7.	TECNOLOGIAS DE VARIAÇÃO DA TAXA DE COMPRESSÃO.....	83
4.8.	TECNOLOGIAS DE DESATIVAÇÃO DE CILINDROS .....	86
4.9.	TECNOLOGIAS DE CONTROLO DE EMISSÕES.....	87
4.10.	TECNOLOGIAS ASSOCIADAS À HIBRIDIZAÇÃO .....	95
4.11.	TECNOLOGIAS ASSOCIADAS À REDUÇÃO DE ATRITO E GESTÃO TÉRMICA.....	96
4.12.	TECNOLOGIAS DE PROJETO, MODELAÇÃO, SIMULAÇÃO E TESTE DE MOTORES.....	99
<b>5.</b>	<b>AVALIAÇÃO E COMPARAÇÃO DA EFICIÊNCIA ECONÓMICA: EFICÁCIA <i>VERSUS</i> CUSTO DAS DIVERSAS TECNOLOGIAS .....</b>	<b>101</b>
5.1.	INTRODUÇÃO .....	101
5.2.	ENQUADRAMENTO.....	101
5.3.	EFICÁCIA DAS TECNOLOGIAS .....	104
5.4.	CUSTO DAS TECNOLOGIAS.....	105
5.5.	AVALIAÇÃO DA EFICÁCIA <i>VERSUS</i> CUSTO.....	108
5.6.	COMPARAÇÃO E DISCUSSÃO DE RESULTADOS E CASOS CONCRETOS.....	115
<b>6.</b>	<b>CONCLUSÕES .....</b>	<b>123</b>
	<b>REFERÊNCIAS E BIBLIOGRAFIA .....</b>	<b>125</b>
	<b>APÊNDICE A: CICLOS DE REFERÊNCIA OTTO E SEILIGER .....</b>	<b>149</b>
	<b>APÊNDICE B: MOTORES DE IGNIÇÃO COMANDADA: CICLOS REAIS E LIMITAÇÕES .....</b>	<b>153</b>
	<b>APÊNDICE C: REGULAMENTAÇÃO SOBRE EMISSÕES DE POLUENTES.....</b>	<b>159</b>
	<b>APÊNDICE D: CICLOS SOBRE-EXPANDIDOS, EM FASE DE INVESTIGAÇÃO E DESENVOLVIMENTO .....</b>	<b>165</b>



# 1. Introdução

---

O presente capítulo tem por objetivo fazer a introdução do trabalho. É composto pelas seguintes secções: 1.1. Contexto e motivação; 1.2. Objetivos; 1.3. Presente contribuição; 1.4. Organização do trabalho.

## 1.1. Contexto e motivação

---

O setor automóvel atravessa atualmente uma enorme revolução. Desde o recurso a novas formas de energia, até aos novos conceitos de utilização, verifica-se uma profunda e acelerada mudança. Por isso, existe plena consciência de que as “tecnologias de última geração” que aqui se tratam, estão vinculadas à presente época: em breve, as “tecnologias de última geração” serão outras!

Porém, em muitos casos, as tecnologias “mais recentes” têm uma génese antiga. Conceitos como o ciclo Atkinson, a turbo-compressão, a injeção de água ou a injeção direta de gasolina, para dar apenas alguns exemplos, foram idealizados e até postos em prática há largas décadas. Mas só recentemente se assistiu ao seu aproveitamento acrescido e aplicação expandida. Em boa parte, tal foi permitido pelo avanço de outras disciplinas, como a eletrónica e a computação.

No que diz respeito ao sistema de propulsão, há mais de um século que o motor de combustão interna (MCI) constitui a tecnologia de conversão de energia mais significativa e amplamente usada no setor dos transportes. Os motores de ignição comandada<sup>1</sup> (MCI-IC) (ciclo de base Otto) e os de ignição por compressão (ciclo de base Diesel) têm dominado a indústria automóvel desde os seus primórdios, devido à excelente densidade energética, flexibilidade e autonomia.

No entanto:

- há ineficiências significativas inerentes a ambos os ciclos, com os MCI-IC “vulgares” a operar a cerca de 36% de rendimento, enquanto os de ignição por compressão conseguem pouco acima de 40%, Bowyer *et al.* (2015);
- os MCI são os principais responsáveis pela poluição do ar nos centros urbanos.

O setor dos transportes constitui o principal contributo para as emissões de CO<sub>2</sub>, De Fur *et al.* (2015). O CO<sub>2</sub> não é um poluente, mas um gás com efeito de estufa, sendo este efeito apontado

---

<sup>1</sup> Sendo corrente a utilização de outras expressões para o mesmo conceito, por exemplo “ignição por faísca” (*spark-ignition*), neste trabalho foi adotada a expressão “ignição comandada”, utilizada por Martins (2016).

como grande responsável pela subida global de temperatura e alterações climáticas. Como consequência, as regulamentações sobre emissões de CO<sub>2</sub> impostas por vários países são hoje extremamente severas. Os fabricantes de automóveis têm vindo a responder com tecnologias crescentemente sofisticadas, na procura de economia de combustível e de baixas emissões, inclusive com veículos híbridos e elétricos. Também a utilização da célula de combustível está a ser alvo de desenvolvimento.

Porém, conforme observado por Hirose e Hitomi (2016), da Mazda, “*vários institutos de investigação de referência mundial têm previsto que a percentagem de veículos elétricos fabricada a curto-médio prazo será globalmente muito limitada. Tanto os veículos híbridos como os elétricos utilizam componentes dispendiosos, afigurando-se improvável que se tornem uma solução massificada a médio prazo, sobretudo em países emergentes, onde se prevê um grande aumento na procura de automóveis*”.

Kiga *et al.* (2018), da Nissan, referem ainda: “*há muitos problemas que têm de ser ultrapassados no caminho da eletrificação. Estes problemas não são só técnicos, mas também envolvem cooperação social, desenvolvimento de infraestruturas, e, até certo ponto, uma carga económica para os consumidores. Portanto, sem dúvida, os motores de combustão interna vão continuar a ser o principal meio de propulsão para automóveis no futuro próximo*”.

Na Tabela 1.1, construída a partir de dados referidos por Pauer *et al.* (2017), estão inscritos os quantitativos (milhões de unidades) de automóveis de passageiros e veículos comerciais ligeiros (VCL) no mundo (existentes em 2015, previstos em 2020 e 2025).

**Tabela 1.1:** Quantitativos de automóveis (milhões de unidades) existentes no mundo, em 2015 e previstos para 2020 e 2025. Construída a partir de dados referidos por Pauer *et al.* (2017).

Propulsão		2015	2020	2025
Ignição Comandada	Gasolina (*)	69,8	75,9	78,2
	(*) - dos quais HEV	2,2	5,2	4,5
	(*) - dos quais PHEV		3,9	7,1
	CNG	0,6	0,8	1,3
Ignição por compressão (Diesel)		18,2	19,1	19,6
Elétrica		0,4	2,2	6,9
<b>Total de Automóveis de Passageiros + Veículos Comerciais Ligeiros (Milhões)</b>		<b>89,0</b>	<b>98,0</b>	<b>106,0</b>

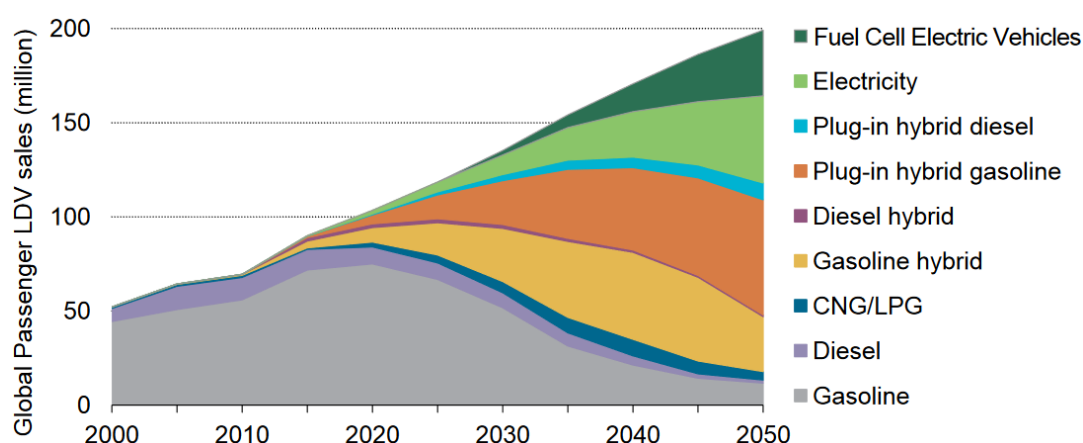
HEV: *Hybrid Electric Vehicles*, veículos elétricos híbridos;

PHEV: *Plug-in Hybrid Electric Vehicles*, veículos elétricos híbridos *plug-in*;

CNG: *Compressed Natural Gas*, gás natural comprimido

Estão previstos 78 milhões de automóveis com motor a gasolina em 2025, em comparação com 70 milhões existentes em 2015, Pauer *et al.* (2017) p.17.

A International Energy Agency (IEA) prevê<sup>2</sup> que em 2050 mais de metade dos veículos ligeiros de passageiros vendidos globalmente estejam ainda equipados com um MCI-IC (gasolina, CNG/LPG, híbridos a gasolina e híbridos *plug-in* a gasolina), IEA (2015) (Figura 1.1). Esta quantidade é superior à totalidade dos automóveis de passageiros vendidos anualmente, na atualidade.



**Figura 1.1:** Previsão de vendas de veículos ligeiros de passageiros, a nível mundial, por tipo de motorização, até 2050. Reproduzido de IEA (2015).

Assume então primordial importância a continuação do desenvolvimento do MCI, nomeadamente no que respeita a:

- redução do consumo de combustível e de emissão de CO<sub>2</sub>;
- redução de emissões poluentes;
- melhoria do desempenho e satisfação de utilização;
- contenção de custos de produção.

O MCI-IC apresenta um grande potencial de desenvolvimento. Por exemplo, no entender de um importante construtor como a Mazda, *“há muito espaço para melhorar o rendimento*

---

<sup>2</sup> Previsões para o “Cenário 2°C” (2DS). Este cenário é o mais ambicioso para a redução global de CO<sub>2</sub>, estabelecendo uma evolução para o sistema energético e uma trajetória de emissões consistente com uma probabilidade de pelo menos 50% em limitar o aumento médio da temperatura global em 2°C. O Cenário 2DS limita a 1.000 Gt o total de emissões de CO<sub>2</sub> relacionadas com energia, entre 2015 e 2100. Reduz as emissões de CO<sub>2</sub> em quase 60% em 2050, em comparação com 2013, sendo que as emissões de carbono deverão diminuir após 2050, até que seja alcançada a neutralidade. Fonte: IEA: <https://www.iea.org/publications/scenariosandprojections/>

*térmico dos MCI. Uma vez este realizado será possível atingir as emissões de CO<sub>2</sub> de toda a cadeia energética (“do poço à roda”, *well-to-wheel*, na nomenclatura anglo-saxónica) de um veículo elétrico, combinando apenas um MCI com um pequeno motor elétrico alimentado por bateria”, Hirose e Hitomi (2016).*

Deve ainda ser referida a previsível crescente utilização de combustíveis alternativos (e.g., gás natural e sintéticos), frente importante de investigação e desenvolvimento da indústria, que permitirá o uso do MCI com uma redução significativa no impacto ambiental.

## 1.2. Objetivos

---

Os objetivos do presente trabalho são os seguintes:

- i) apresentar, descrever e analisar as tecnologias mais recentes, ou em fase de estudo e desenvolvimento, aplicadas em MCI-IC<sup>3</sup> para veículos automóveis. Estas tecnologias confluem para obter a maior quantidade de energia mecânica útil a partir de uma quantidade unitária de combustível, cumprindo as exigências crescentes sobre emissões poluentes, com um custo compatível com o mercado;
- ii) avaliar as tecnologias, discutindo o respetivo potencial e impacto, numa perspetiva de benefício *versus* custo;
- iii) identificar os diferentes estágios de desenvolvimento / implementação das tecnologias.

## 1.3. Presente contribuição

---

No presente trabalho faz-se uma avaliação do potencial de redução de emissões e de consumo de combustível proporcionados pelas diferentes tecnologias. São tomados em conta fatores como o custo de implementação, bem como a sua funcionalidade e impacto na utilização pelo consumidor.

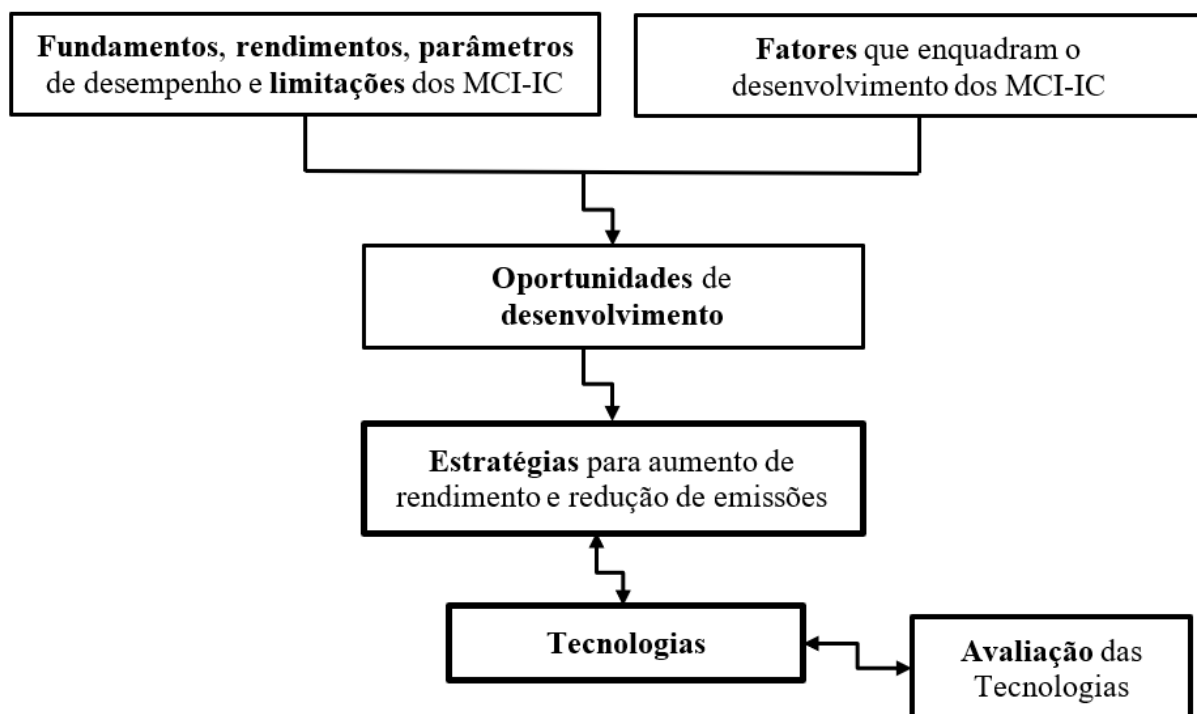
Previamente são revistos os aspetos que fundamentam o funcionamento e desempenho dos MCI-IC, bem como os fatores que orientam o seu desenvolvimento, identificando-se as

---

<sup>3</sup> Clarifica-se a abrangência do presente trabalho em relação ao motor de ignição comandada: embora os motores a dois tempos a gasolina, de pistão rotativo (e.g. Wankel, ou Libralato (<http://www.libralato.co.uk/>)) ou com conceito de pistão alternativo com engrenagens planetárias (e.g. Ogunmuyiwa ([http://www.ukintpress-conferences.com/uploads/SPKEX16/d1\\_s1\\_p4\\_dapo\\_ogunmuyiwa.pdf](http://www.ukintpress-conferences.com/uploads/SPKEX16/d1_s1_p4_dapo_ogunmuyiwa.pdf))) sejam de ignição comandada, neste trabalho apenas se consideram os motores de pistão alternativo a quatro ou mais tempos, com ignição comandada por faísca.

respetivas oportunidades. Seguidamente são referidas estratégias que vêm sendo delineadas para o aumento do rendimento e desempenho. Estas estratégias, por sua vez, só podem ser concretizadas na medida em que estejam disponíveis ou sejam desenvolvidas tecnologias que permitam a sua implementação. É importante, porém, notar que tecnologias disponíveis também podem abrir caminho a estratégias. Finalmente, é oportuno que se avalie a eficácia das tecnologias, confrontando-a com o custo necessário para a sua concretização.

A Figura 1.2 apresenta um organograma que esquematiza o processo de abordagem seguido no presente trabalho.



**Figura 1.2:** Esquemática do processo de abordagem seguido no presente trabalho.

## 1.4. Organização do trabalho

---

O trabalho é composto por 6 capítulos e 4 apêndices.

O presente capítulo consiste na introdução. Os capítulos 2 a 5 compõem o corpo do relatório e complementados pelos apêndices A a D, versam os temas e estruturam-se, de acordo com o esquematizado na Tabela 1.2. O capítulo 6 é dedicado às conclusões.

Por fim, são apresentadas as referências bibliográficas.

**Tabela 1.2:** Estruturação do trabalho e relacionamento dos temas. Distribuição dos assuntos pelos capítulos 2 a 5 e Apêndices.

Grandes Temas	<u>Capítulo 2</u> Fundamentos, fatores condicionantes e oportunidades de desenvolvimento	<u>Capítulo 3</u> Estratégias de desenvolvimento dos MCI-IC	<u>Capítulo 4</u> Tecnologias de última geração em MCI-IC	<u>Capítulo 5</u> Avaliação das Tecnologias	<u>Apêndices</u>
<b>Fundamentos</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Ciclos Teóricos</li> <li>➤ Parâmetros de desempenho e rendimento</li> <li>➤ Preparação da mistura</li> <li>➤ Limitações</li> </ul>				<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Ciclos Otto e Sciliger</li> <li>➤ Ciclos reais e limitações do MCI-IC</li> </ul>
<b>Fatores Condicionantes</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Tendências macro</li> <li>➤ Exigências mercado</li> <li>➤ Redução do consumo e de emissões</li> <li>➤ Regulamentação e testes sobre emissões</li> </ul>				<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Legislação sobre emissões de poluentes</li> </ul>
<b>Oportunidades de Desenvolvimento</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Rendimento termodinâmico</li> <li>➤ Eficiência volumétrica</li> <li>➤ Perdas de bombagem</li> <li>➤ Recuperação de energia (e.g. perda pelos gases de escape)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Eficiência volumétrica e perdas de bombagem</li> <li>➤ Rendimento mecânico</li> <li>➤ Dimensão e velocidade</li> <li>➤ Ciclos sobre-expandidos</li> <li>➤ Taxa de compressão variável</li> <li>➤ Desativação de cilindros</li> <li>➤ Gestão térmica</li> <li>➤ Recuperação energia</li> <li>➤ Emissões poluentes</li> <li>➤ Combustíveis alternativos</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Distribuição e válvulas</li> <li>➤ Sobrealimentação</li> <li>➤ Injeção combustível</li> <li>➤ Ignição</li> <li>➤ Injeção de água</li> <li>➤ Controle de emissões</li> <li>➤ Recuperação de energia dos gases de escape</li> <li>➤ Hibridização</li> <li>➤ Gestão térmica</li> <li>➤ Redução de atrito</li> <li>➤ Projeto e conceção de motores</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Enquadramento</li> <li>➤ Eficácia</li> <li>➤ Custo</li> <li>➤ Análise eficácia-custo</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>➤ Ciclos sobre- expandidos, em fase de investigação e desenvolvimento: Ciclos Schmitz / Ilmor e Scuderi</li> </ul>

## 2. Motores de Ignição Comandada: Fundamentos, fatores condicionantes e oportunidades de desenvolvimento

---

### 2.1. Introdução

---

Afigurou-se pertinente fazer uma revisão da fundamentação teórica do funcionamento dos MCI-IC, para permitir um enquadramento e articulação dos temas desenvolvidos nos capítulos seguintes. Mas, não só: o avanço do conhecimento é definitivamente favorecido pela assimilação das bases teóricas e estudo das experiências empreendidas por investigadores anteriores.

Assim, no presente capítulo começa por fazer-se uma revisão dos ciclos teóricos de referência, bem como dos ciclos Atkinson e Miller. Revêem-se os principais parâmetros de desempenho, rendimento, consumo específico e aspetos relacionados com a preparação da mistura ar-combustível. Resumem-se as limitações do MCI-IC.

Na segunda parte do capítulo são referidos os principais fatores que se identificam como modeladores e condicionantes do desenvolvimento dos MCI-IC, em particular relacionados com as tendências globais, exigências do mercado e regulamentação sobre emissões.

Finalmente, na terceira parte, são identificadas as oportunidades de desenvolvimento dos MCI-IC.

Para além da presente secção 2.1., dedicada à Introdução, este capítulo inclui as seguintes secções: 2.2. Fundamentos; 2.2.1. Ciclos teóricos Otto, Seiliger, Atkinson e Miller; 2.2.2. Parâmetros de desempenho e rendimento; 2.2.3. Preparação da mistura; 2.2.4. Ciclos reais; 2.2.5. Limitações do MCI-IC; 2.3. Fatores condicionantes dos MCI-IC; 2.3.1. Tendências macro (*megatrends*); 2.3.2. Fatores relacionados com as exigências dos consumidores; 2.3.3. Redução de consumo e de emissões; 2.3.4. Emissões de poluentes: regulamentação e testes; 2.4. Oportunidades de melhoria e desenvolvimento dos MCI-IC.

## 2.2. Fundamentos

---

### 2.2.1. Ciclos teóricos Otto, Seiliger, Atkinson e Miller

---

Como ciclos teóricos de referência para o MCI-IC podemos considerar, em primeiro lugar o ciclo Otto e em segundo, o ciclo Seiliger. Estes ciclos são apresentados no **Apêndice A**. Aqui apenas se referem os respectivos rendimentos.

#### **Ciclo teórico a volume constante (Otto)**

Embora no MCI-IC a combustão não se processe na realidade instantaneamente, ela ocorre de forma bastante rápida, de forma que para uma abordagem teórica é possível fazer uma aproximação a um processo cíclico em que a adição de calor se opera a volume constante (“Ciclo Otto”). Neste ciclo, o fluido de trabalho é assumido como um gás ideal.

O rendimento do ciclo Otto é dado por:

$$\eta = 1 - (1 / \varepsilon^{\gamma-1}) \quad (2.1)$$

O rendimento do ciclo Otto é, pois, só função da taxa de compressão ( $\varepsilon$ ) e do quociente entre as capacidades caloríficas ( $\gamma$ ).

#### **Ciclo teórico a pressão limitada (Seiliger)**

O funcionamento de alguns MCI-IC, nomeadamente os de injeção de gasolina com carga estratificada, é modelado mais aproximadamente pelo “ciclo a pressão limitada” (Ferguson e Kirkpatrick, 2016, p. 125) (também conhecido por Seiliger, Trinkler ou Sabathé, Misto ou Dual) em que algum do calor é adicionado a volume constante e o restante a pressão constante.

O rendimento do ciclo Seiliger é dado por:

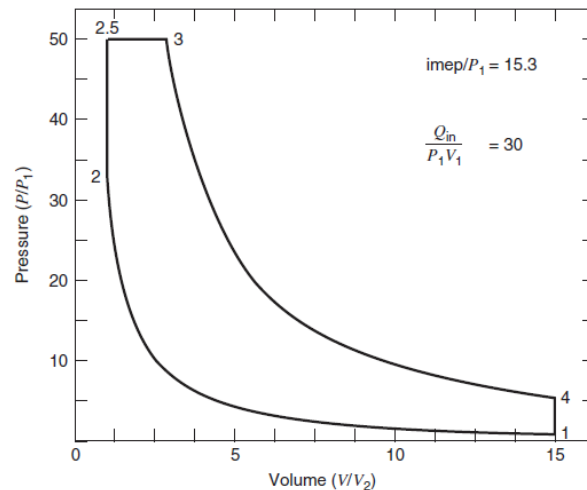
$$\eta = 1 - (1 / \varepsilon^{\gamma-1}) [ (\alpha\beta^{\gamma} - 1) / (\alpha - 1 + \alpha\gamma(\beta - 1)) ], \quad (2.2)$$

em que:

$$\alpha = P_3/P_2 \quad \text{e} \quad (2.3)$$

$$\beta = V_3/V_{2.5} = T_3/T_{2.5} \quad (2.4)$$

Os índices referem-se aos pontos assinalados na Figura 2.1, que apresenta um diagrama  $P$ - $V$  para o ciclo Seileger.

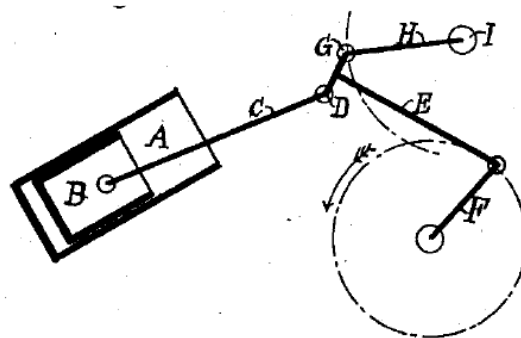


**Figura 2.1:** Diagrama  $P$ - $V$  para o ciclo Seiliger. Reproduzido de Ferguson e Kirkpatrick (2016) p. 39.

### Ciclo com expansão total (Atkinson)

Os motores que funcionam num ciclo sobre-expandido, ou seja, em que a taxa de expansão é superior à taxa de compressão, permitem um rendimento mais elevado em relação ao ciclo Otto, sacrificando, porém, a potência específica, Ferguson e Kirkpatrick (2016) p. 41.

Um ciclo que considera a total expansão dos gases queimados no interior do cilindro é chamado de Atkinson, Heywood, (1988) p. 184. Mas também é comum ser utilizada a designação “ciclo Atkinson” para qualquer ciclo em que o tempo de expansão é superior ao de compressão, Stone (1999) p. 30. O motor inventado por James Atkinson em 1882 socorria-se de um mecanismo de bielas articuladas, a fim de permitir um volume de expansão dos gases queimados superior ao volume de carga comprimida (Figura 2.2).

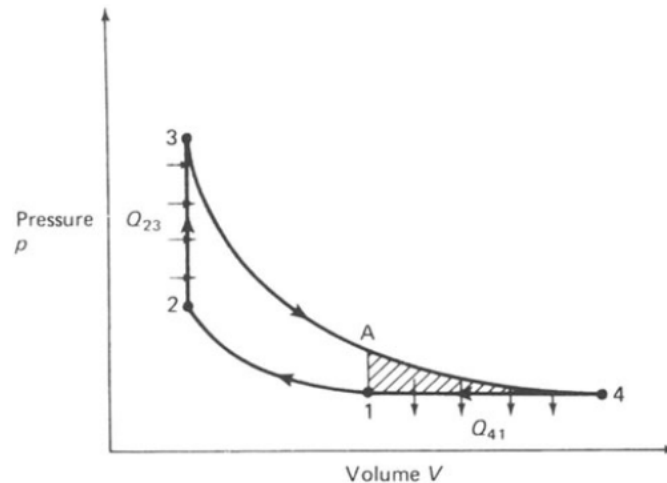


**Figura 2.2:** Esquema do mecanismo pistão-bielas-cambota do motor de James Atkinson, tal como representado no registo de patente Norte Americana, Atkinson (1887).

Os motores fabricados atualmente que trabalham de acordo com o ciclo Atkinson, em lugar do referido mecanismo utilizam alterações na temporização de válvulas (i.e., um atraso no fecho

da válvula de admissão) para reduzir a taxa de compressão efetiva, enquanto mantém a taxa de expansão, Ferguson e Kirkpatrick (2016) p. 41 e EPA *et al.* (2016) pp. 5-8 e 5-9.

A Fig. 2.3 representa um diagrama  $P$ - $V$  esquemático de um ciclo Atkinson, em que a expansão é feita até à pressão atmosférica. A área sombreada representa o acréscimo de trabalho, quando comparado com um ciclo Otto.



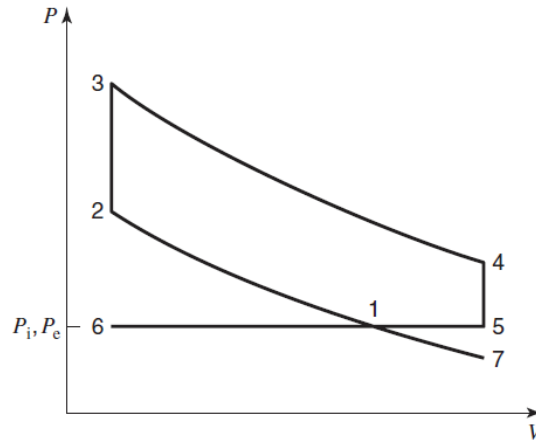
**Figura 2.3:** Diagrama  $P$ - $V$  esquemático do ciclo Atkinson. Reproduzido de Stone (1999).

### Ciclo sobre-expandido Miller

Tal como com o ciclo Atkinson, os motores que trabalham de acordo com o ciclo patenteado por Ralph Miller em 1957, Ferguson e Kirkpatrick (2016) p. 40, utilizam alterações na temporização de válvulas para reduzir a taxa de compressão efetiva. Os fabricantes estudaram quer o fecho adiantado, quer o atrasado da válvula de admissão.

Subsiste alguma falta de unanimidade quanto à aplicação das designações “Atkinson” e “Miller”, relacionado com estas opções de temporização. Por vezes, estas designações são utilizadas intermutavelmente, EPA *et al.* (2016) p. 5-33, mas outras vezes são utilizadas para designar processos diferentes. Por exemplo, para a U.S. Environmental Protection Agency (EPA), o ciclo Miller é uma variante do ciclo Atkinson com uma pressão do coletor de admissão aumentada, seja por um turbo-compressor, seja por um compressor movido mecânica ou eletricamente, i.e., é a utilização do ciclo de Atkinson em motores sobrealimentados, EPA *et al.* (2016) p. 5-33; outros autores, e.g. Scheidt *et al.* (2014) p. 4, referem “Miller” quando é utilizado o fecho adiantado da válvula de admissão e usam “Atkinson” para o caso de ser usado o fecho atrasado da mesma válvula.

A Figura 2.4 representa o ciclo Miller num diagrama esquemático  $P$ - $V$ .



**Figura 2.4:** Digrama  $P$ - $V$  esquemático do Ciclo Miller. Reproduzido de Ferguson e Kirkpatrick (2016) p. 41.

Neste caso a válvula de admissão fecha antes do ponto morto inferior (PMI) (estado 1), fazendo a expansão da carga admitida (até ao estado 7) e voltando a comprimi-la a partir do PMI, passando pelo estado 1, até ao ponto morto superior (PMS). O trabalho de expansão entre os estados 1 e 7 cancela-se com o de compressão, entre os estados 7 e 1.

A taxa de compressão efetiva é  $\varepsilon_c = V_1/V_2$  e a taxa de expansão é  $\varepsilon_e = V_4/V_3$ . Pode definir-se a razão entre as taxas de compressão e de expansão,  $\lambda = \varepsilon_c / \varepsilon_e$ .

O calor rejeitado é:

$$Q_{4-5-1} = mc_v (T_4 - T_5) + mc_p (T_5 - T_1). \quad (2.5)$$

O rendimento térmico é:

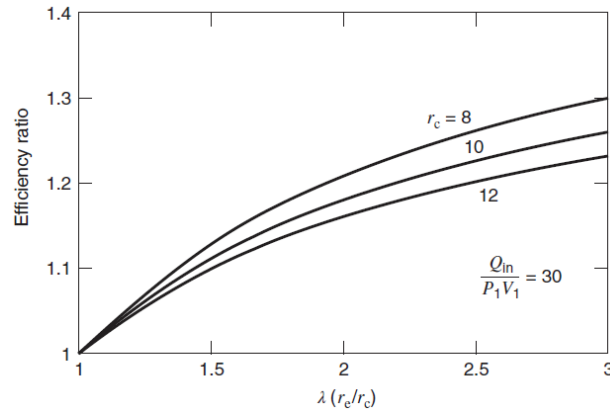
$$\eta = 1 - (\lambda \varepsilon_c)^{1-\gamma} - [(\lambda^{1-\gamma} - \lambda(1-\gamma) - \gamma) / (\gamma - 1)] (P_1 V_1 / Q_{2-3}) \quad (2.6)$$

O rendimento térmico do ciclo Miller é, pois, não só função da taxa de compressão e da razão entre calores específicos, mas também da taxa de expansão e da adição de calor  $Q_{2-3}$ , Ferguson e Kirkpatrick (2016) p. 41.

A pressão média indicada ( $P_{mi}$ ), adimensionalizada, é:

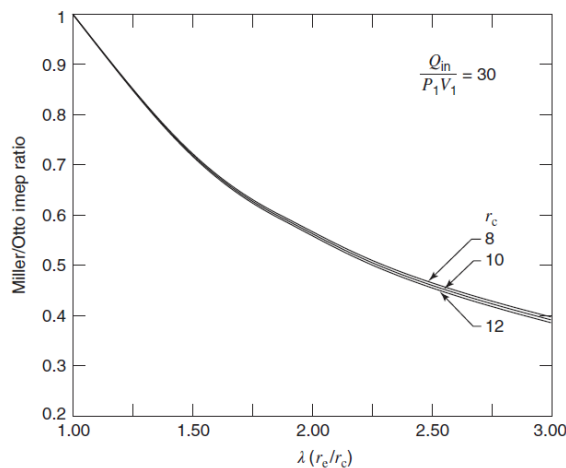
$$(P_{mi} / P_1) = \eta (Q_{2-3} / P_1 V_1) [\varepsilon_c / (\lambda \varepsilon_c - 1)] \quad (2.7)$$

A Figura 2.5 apresenta a razão entre os rendimentos térmicos dos ciclos Miller e Otto, em função da razão entre taxas de expansão e de compressão, para as mesmas taxas de compressão com valores de 8, 10 e 12, com  $Q_{2-3} / P_1 V_1 = 30$  e  $\gamma = 1,3$ .



**Figura 2.5:** Razão entre os rendimentos térmicos dos ciclos Miller e Otto, em função da razão entre taxas de expansão e de compressão, para as mesmas taxas de compressão, com valores de 8, 10 e 12,  $Q_{2-3}/P_1V_1 = 30$  e  $\gamma = 1,3$ . Reproduzido de Ferguson e Kirkpatrick (2016) p. 42.

A Figura 2.6 representa a razão entre as pressões médias efetivas do ciclo Miller e do ciclo Otto, em função da razão entre taxas de expansão e de compressão, para as mesmas taxas de compressão com valores de 8, 10 e 12, com  $Q_{2-3}/P_1V_1 = 30$  e  $\gamma = 1,3$ .



**Figura 2.6:** Razão entre as pressões médias efetivas do ciclo Miller e do ciclo Otto, em função da razão entre taxas de expansão e de compressão, para as mesmas taxas de compressão, com valores de 8, 10 e 12,  $Q_{2-3}/P_1V_1 = 30$  e  $\gamma = 1,3$ . Reproduzido de Ferguson e Kirkpatrick (2016) p. 42.

Em resumo, pode referir-se que, quando se compara o ciclo Miller com o ciclo Otto, o rendimento térmico daquele aumenta, enquanto que a  $Pmi$  diminui.

### 2.2.2. Parâmetros de desempenho e rendimento

Ao procurar obter um melhor desempenho e maior economia, pretende retirar-se maior quantidade de energia mecânica útil do combustível utilizado. É importante, por isso, analisar detalhadamente como é obtido o trabalho útil do motor a partir do combustível e os fatores que

determinam o seu aproveitamento em energia útil. Faz-se, por isso, seguidamente, uma revisão dos fatores que determinam a melhor ou pior utilização do combustível na sua conversão em trabalho mecânico útil, para que mais adiante se enquadrem as estratégias que procuram o aumento do rendimento.

### Potência e binário

A potência e o binário efetivos (úteis), para um motor a 4 tempos, são dados pelas seguintes expressões, Martins (2016) p. 77:

$$\text{Potência efetiva: } \dot{W}_e = \eta_T e_{vol} Q_{pi} \rho_{ar} A_p N C / [2(A/F)] = 2\pi N B \quad (2.8)$$

$$\text{Binário efetivo: } B = \eta_T e_{vol} Q_{pi} \rho_{ar} V_v / (4\pi(A/F)) \quad (2.9)$$

### Pressão média efetiva

A pressão média efetiva ( $Pme$ ) é o trabalho feito por unidade de volume varrido. As suas dimensões são força/área. Traduz a pressão média que resulta na quantidade de trabalho produzida pelo motor, Ferguson e Kirkpatrick (2016) p. 11. Pode ser expressa em função do binário ou da potência. Para um motor a 4 tempos, tem-se:

$$Pme = 4\pi B / V_v \quad \text{ou} \quad Pme = 2\dot{W}_e / (V_v N) \quad (2.10)$$

A  $Pme$  é um parâmetro muito importante, permitindo uma comparação do desempenho de motores diferentes, independentemente da sua dimensão.

Há outros dois parâmetros úteis para a pressão média: a pressão média indicada ( $Pmi$ ) e a pressão média de atrito ( $Pma$ ), sendo que  $Pme = Pmi - Pma$  :

$$Pmi = W_i / V_v \quad (2.11)$$

$$Pma = W_a / V_v \quad (2.12)$$

em que:

$W_i$  – trabalho do ciclo indicado

$W_a$  – trabalho de atrito

$V_v$  – volume varrido (geralmente designado por “cilindrada”)

Na conceção de um motor é importante maximizar a  $Pme$  de forma a obter um motor mais compacto, i.e., pequeno e leve, para a mesma potência produzida. Dois caminhos para obter este efeito são o aumento da taxa de compressão ou da adição de calor. Contudo há limitações práticas como a detonação (*knock*, em literatura anglo-saxónica), ou emissões.

## Rendimento

O aumento do rendimento é procurado em cada fator que figura na expressão geral do rendimento, Martins (2016) p. 76:

$$\eta_T = \eta_c \cdot \eta_A \cdot \eta_t \cdot \eta_p \cdot \eta_I \cdot e_B \cdot \eta_M \quad (2.13)$$

em que:

$$\eta_T = W_e / (m_f \cdot PCI); \text{ rendimento total} = \frac{\text{trabalho efetuado pelo motor (trabalho efetivo)}}{\text{massa do combustível utilizado} \times \text{poder calorífico}}$$

$$\eta_c = Q_{comb} / (m_f \cdot PCI);$$

$$\text{rendimento da combustão} = \frac{\text{calor fornecido pela combustão}}{\text{massa do combustível utilizado} \times \text{poder calorífico}}$$

Os fatores que determinam a perda deste rendimento estão relacionados fundamentalmente com a combustão incompleta e a dissociação.

$$\eta_A - \text{rendimento adiabático} = \frac{\text{calor realmente aproveitado}}{\text{calor fornecido pela combustão}}$$

Parte do calor libertado na combustão é perdido por transferência para a cabeça, paredes do cilindro e coroa do pistão, pelo que o calor aproveitado para aumentar a pressão e expandir o gás é menor do que o libertado pela combustão.

$$\eta_t - \text{rendimento teórico} = \frac{\text{trabalho do ciclo teórico}}{\text{calor realmente aproveitado}}$$

O trabalho que será possível teoricamente produzir a partir do calor aproveitado no fluido, de acordo com a segunda lei da termodinâmica, que no motor de ciclo Otto está somente relacionado com a taxa de compressão.

$$\eta_p - \text{rendimento relativo às propriedades dos fluidos} = \frac{\text{trabalho considerando as propriedades reais da mistura (ar e combustível)}}{\text{trabalho do ciclo teórico}}$$

No ciclo Otto o motor admite uma mistura de ar e combustível e liberta gases queimados. Enquanto que se considera que o fluido de trabalho é assumido como ar a  $T = 300 \text{ K}$  e que as propriedades do gás se mantêm inalteradas com a temperatura, na realidade tal não acontece, originando menos trabalho produzido.

$$\eta_I - \text{rendimento inerente} = \frac{\text{trabalho do ciclo inerente}}{\text{trabalho do ciclo relativo às propriedades do fluido}}$$

O chamado ciclo inerente tem uma área inferior à do ciclo teórico porque, entre outros motivos, a combustão não é instantânea e há perdas de calor nos gases em expansão.

$$e_B - \text{eficiência de bombagem} = 1 - \frac{\text{perdas de bombagem}}{\text{trabalho do ciclo inerente}} = \frac{\text{trabalho do ciclo indicado}}{\text{trabalho do ciclo inerente}}$$

Nos motores de ciclo Otto “clássico” a regulação da carga é feita pela restrição à admissão de ar, trabalhando assim o motor como uma bomba de vácuo, fornecendo aos cilindros uma mistura com uma pressão inferior à atmosférica. Durante o tempo de admissão é então feito um trabalho negativo pelo motor, que contraria parte do trabalho positivo feito no tempo de expansão. Este trabalho negativo representa assim uma perda de parte da energia mecânica produzida no tempo motor. As chamadas “perdas por bombagem” dependem fortemente da velocidade e, no MCI-IC, da  $Pme$ . Aumentam com o quadrado da velocidade dos gases e com a sua massa volúmica, Mendes-Lopes (2003) p. 120.

$$\eta_M - \text{rendimento mecânico} = 1 - \frac{\text{perdas por atrito}}{\text{trabalho do ciclo indicado}} = \frac{\text{trabalho efetivo}}{\text{trabalho do ciclo indicado}}$$

Resulta das perdas por atrito entre as partes móveis e perdas hidráulicas, por bombagem dos fluidos (com exceção da admissão).

A investigação procura constantemente o aumento do rendimento. Com as novas tecnologias nomeadamente procuram-se menores perdas por atrito e por bombagem, maior rendimento da combustão, e menores perdas térmicas.

### **Eficiência volumétrica**

A eficiência volumétrica, ou rendimento volumétrico<sup>4</sup>, é um importante parâmetro que traduz o grau de aproveitamento do volume varrido pelos pistões (“cilindrada”). Para um motor de 4 tempos tem-se:

$$e_{vol} - \text{eficiência volumétrica} = \dot{m}_a / (\rho_a V_v (N/2)) \quad (2.14)$$

em que  $\dot{m}_a$  é o caudal mássico da mistura ar-combustível:

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_f \quad (\text{no caso de um motor de injeção direta, será } \dot{m}_a = \dot{m}_{ar});$$

e

---

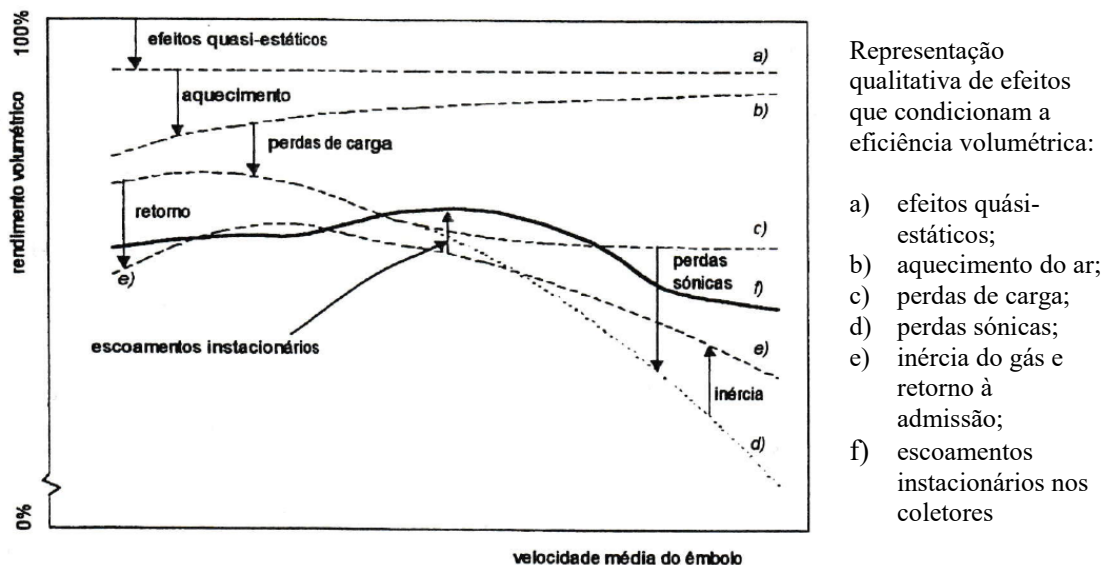
<sup>4</sup> Martins (2016) utiliza a designação “eficiência volumétrica”, enquanto que Mendes-Lopes (2003) utiliza “rendimento volumétrico”.

$\rho_a$  é a massa volúmica da mistura ar-combustível no coletor de admissão. É usada esta como referência, em vez da atmosfera padrão, de forma que o desempenho da sobrealimentação não esteja incluído na definição de eficiência volumétrica, Ferguson e Kirkpatrick (2016).

A eficiência volumétrica é, portanto, uma relação de massas e não de volumes.

○ **Fatores que condicionam a eficiência volumétrica:**

A massa de ar que fica retida no interior do cilindro depende de diversos fatores. A Figura 2.7 ilustra qualitativamente, para o caso de carga máxima, diversos efeitos, de forma cumulativa (linhas a traço interrompido) que condicionam a eficiência volumétrica em função da velocidade média do pistão, para um motor naturalmente aspirado (o efeito total está representado a traço contínuo).



**Figura 2.7:** Diagrama qualitativo representando efeitos que condicionam a eficiência volumétrica. Adaptado de Mendes-Lopes (2003) p. 104, citando Matsuoka *et al.* (1971) pp. 17 a 22.

Os efeitos ilustrados na Figura 2.7 são os seguintes, Mendes-Lopes (2003) pp. 103 a 110:

a) **efeitos quasi-estáticos:** refletem a influência da presença de vapor de água e do combustível na fase gasosa, para além do ar, na admissão, reduzindo a quantidade deste;

b) **aquecimento do ar:** por um lado, as paredes quentes das condutas de admissão e da câmara de combustão, bem como o gás residual, aquecem o ar admitido, mas, por outro, a vaporização do combustível provoca o seu arrefecimento. Verificando-se globalmente um aquecimento, resulta numa redução da densidade do ar, logo uma diminuição da massa admitida;

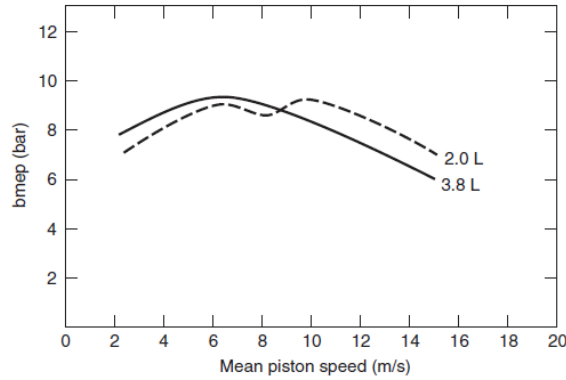
- c) **perdas de carga:** provocadas pelo escoamento do ar de admissão na passagem por “acidentes” e zonas estranguladas, principalmente pelas válvulas de admissão;
- d) **perdas sónicas:** nos regimes mais elevados o ar atinge condições sónicas na passagem pelas válvulas, com o escoamento a comportar-se como compressível, acarretando redução da eficiência volumétrica;
- e) **inércia do gás e retorno à admissão:** a grande velocidade do ar durante a admissão, confere-lhe energia cinética elevada e importantes efeitos de inércia. A eficiência volumétrica pode ser drasticamente afetada pela temporização da abertura e fecho das válvulas. O desempenho do motor depende fortemente dos ângulos (no diagrama de distribuição) de abertura do escape e fecho da admissão, menos intensamente do ângulo de fecho do escape e relativamente pouco do ângulo de abertura da admissão;
- f) **escoamentos instacionários (pulsados) nos coletores:** é possível tirar partido das ondas de pressão associados aos escoamentos pulsados nos coletores de admissão e de escape, de forma a obter uma depressão junto da válvula de escape no fim do escape e uma sobrepressão junto da válvula de admissão, quando esta abre e novamente no fim da admissão. Sendo relativamente fácil obter este efeito para uma velocidade de rotação fixa, já se torna muito mais complexo consegui-lo para amplas gamas de velocidade de rotação do motor, obrigando a mecanismos complexos.

A eficiência volumétrica pode ser representada graficamente em função da velocidade média do pistão. A forma da curva obtida e a localização do máximo é função da velocidade do motor, da configuração dos coletores de admissão e escape, da dimensão e curso das válvulas e temporização da sua abertura e fecho, entre outros fatores.

A Figura 2.8 mostra uma comparação de curvas de  $P_{me}$  ao freio (BMEP, *Break Mean Effective Pressure*, na designação anglo-saxónica), em situação de abertura máxima da válvula de controlo de admissão<sup>5</sup> (WOT, *Wide Open Throttle*, na terminologia anglo-saxónica) de dois motores de automóvel, de volume varrido diferente, em função da velocidade média do pistão.

---

<sup>5</sup> No presente trabalho utilizam-se as designações “válvula de controlo de admissão” ou “válvula de estrangulamento de admissão”, em lugar da comum “válvula de borboleta”, visto que o tipo de válvula pode ser diferente desta, e.g. de guilhotina (utilizada mais frequentemente em motores de competição).



**Figura 2.8:** Comparação de curvas de  $Pme$  ao freio (BMEP, *Break Mean Effective Pressure*, na designação anglo-saxónica, na figura notada como bmeep), em situação de abertura máxima da válvula de controlo de admissão de dois motores de automóvel, de volume varrido diferente, em função da velocidade média do pistão. Reproduzido de Ferguson e Kirkpatrick (2016) p. 13.

Procura-se, em geral, aumentar a eficiência volumétrica, na maior medida possível. No entanto, surgem aspetos negativos importantes quando se aumenta esta carga acima de determinados valores, por exemplo, a detonação. Torna-se necessário ultrapassar esses aspetos negativos, ou, pelo menos, minorá-los, para se retirar o maior benefício possível do aumento da eficiência volumétrica, nomeadamente quando se recorre à sobrealimentação.

De notar que a eficiência volumétrica não está incluída na definição de rendimento total do motor, embora condicione muito as suas prestações, Martins (2016) p. 77.

### Consumo específico, ao freio

O consumo específico, ao freio (BSFC, *Brake-Specific Fuel Consumption*, na terminologia anglo-saxónica) traduz a eficiência do motor na conversão da energia química do combustível em trabalho:

$$BSFC = \dot{m}_f / \dot{W}_e = \dot{m}_f / (2\pi N B) \quad (2.15)$$

O consumo específico e o rendimento global de um motor estão inversamente relacionados:

$$\eta = \dot{W}_e / (BSFC \cdot Q_f) \quad (2.16)$$

Valores de referência para o consumo específico mínimo de um MCI-IC, a gasolina, contemporâneo e otimizado, rondam os 235 a 245 g/kWh. Em motores de alto rendimento encontram-se valores de 210 a 220 g/kWh (e.g. motor Audi TFSI 1.8-l EA888 Gen.3, referido adiante, na secção 3.5) e em motores de Formula 1 podem encontrar-se consumos específicos na ordem dos 180 g/kWh, Sassi *et al.* (2016) referido por Corrigan *et al.* (2016) p. 242. A investigação e a indústria procuram incessantemente baixar o consumo específico na maior

medida possível, embora esse objetivo tenha de ser conciliado com outras exigências, conforme já referido.

### 2.2.3. Preparação da mistura

---

Nos MCI-IC existem dois sistemas possíveis para doseamento da mistura: os carburadores e os sistemas de injeção. Estes últimos permitem dosear com muito mais rigor que os carburadores a quantidade de combustível a injetar, pelo que a necessidade de boas prestações, combinada com as exigências restritivas sobre emissões e economia de combustível, “tornaram obrigatório” o seu uso. Uma vez que o foco do presente trabalho são as tecnologias mais recentes, consideram-se exclusivamente os sistemas de injeção.

A relação ar/combustível ( $A/F$ ) quimicamente correta para se queimar a totalidade de combustível, utilizando todo o ar, é denominada “estequiométrica”,  $(A/F)_{est}$ . No caso da gasolina, essa relação é cerca de 14,5 partes de ar para 1 parte de combustível (em massa), Martins (2016)<sup>6</sup>, p. 140. Se for utilizado menos combustível, a mistura é “pobre” e há uma perda de potência. Se for utilizado mais combustível, a mistura é designada como “rica” e nem todo o combustível é queimado, originando um aumento da emissão de hidrocarbonetos não queimados nos gases de escape.

O coeficiente de excesso de ar ( $\lambda$ ) indica a relação entre a massa de ar admitido e aquela que corresponde à da relação estequiométrica:

$$\lambda = \frac{A/F}{(A/F)_{est}} = \frac{(F/A)_{est}}{F/A} \quad (2.17)$$

A razão de equivalência (ou “riqueza da mistura”) ( $\Phi$ ) é o inverso do coeficiente de excesso de ar:

$$\Phi = \frac{1}{\lambda} = \frac{(A/F)_{est}}{A/F} = \frac{F/A}{(F/A)_{est}} \quad (2.18)$$

Portanto:

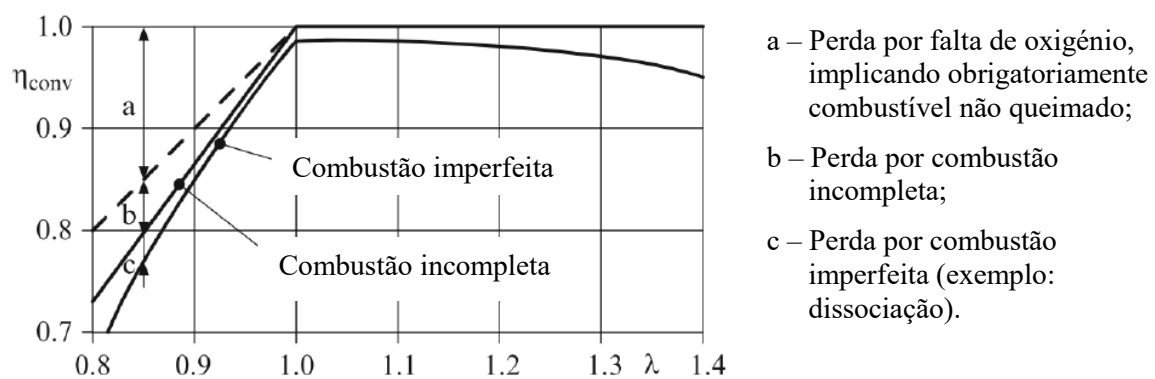
- para uma mistura estequiométrica:  $\lambda = 1$ , ou  $\Phi = 1$ ;
- para misturas ricas:  $\lambda < 1$ , ou  $\Phi > 1$ ;
- para misturas pobres:  $\lambda > 1$ , ou  $\Phi < 1$ .

---

<sup>6</sup> Outros autores referem valores diversos para a relação estequiométrica ar/gasolina. e.g.: Taylor (1985) p. 47, refere 14,97; Heywood (1988) p. 280, toma 14,6 como valor típico, referindo que a maioria das gasolinas têm uma relação A/F entre 14,4 e 14,7, no entanto podendo variar entre 14,1 e 15,2; Ferguson e Kirkpatrick (2016) p. 78, refere 15,27.

A maior parte dos MCI-IC a gasolina de carga homogénea permite a utilização de relações ar/combustível,  $A/F \geq 9/1$  (ou  $\lambda \approx 0,6$ , ou  $\Phi \approx 1,6$ ) (limite de mistura rica) e  $\lambda \leq 19/1$  (ou  $\lambda \approx 1,3$ , ou  $\Phi \approx 0,76$ ) (limite de mistura pobre). Para se obter o maior rendimento (mínimo consumo) a relação  $A/F$  deve rondar os 16/1 ( $\lambda \approx 1,10$ ) e para obter a maior potência, deverá ser cerca de 13/1 ( $\lambda \approx 0,86$ ), Martins (2016) p. 140.

Deve ser feita uma distinção entre combustão completa/incompleta e perfeita/imperfeita. Para  $\lambda \geq 1$ , o combustível poderia, em princípio, ser queimado completamente, i.e., a sua energia poderia ser totalmente convertida em energia térmica. No entanto a distribuição não totalmente homogénea do oxigénio em todos os pontos, durante todo o processo de combustão, impede a perfeita conversão da energia. Para valores de  $\lambda < 1$ , o oxigénio é insuficiente e a combustão é imperfeita, para além de incompleta, Merker *et al.* (2012) p. 29. A Figura 2.9 apresenta o rendimento da conversão de energia química do combustível em energia térmica (também referido por rendimento de combustão), em função de  $\lambda$ .



**Figura 2.9:** Rendimento de conversão da energia química do combustível em energia térmica, em função de  $\lambda$ . Adaptado de Merker *et al.* (2012) p. 29.

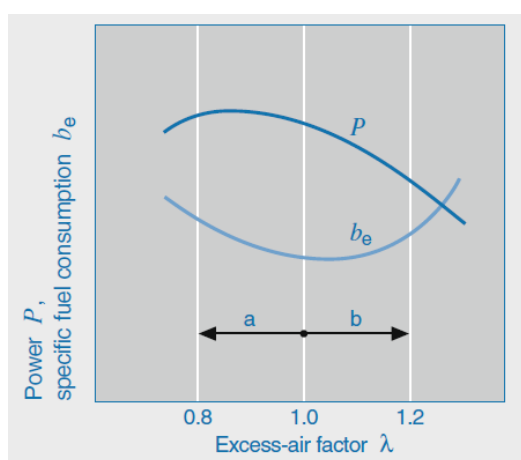
Por outro lado, e resumidamente<sup>7</sup>:

- os óxidos de azoto ( $\text{NO}_x$ ) resultam das altas temperaturas de combustão;
- o monóxido de carbono (CO) é formado pela combustão incompleta do carbono, no caso das misturas ricas (portanto com défice de oxigénio) e também devido à dissociação do  $\text{CO}_2$  (igualmente resultante das altas temperaturas);

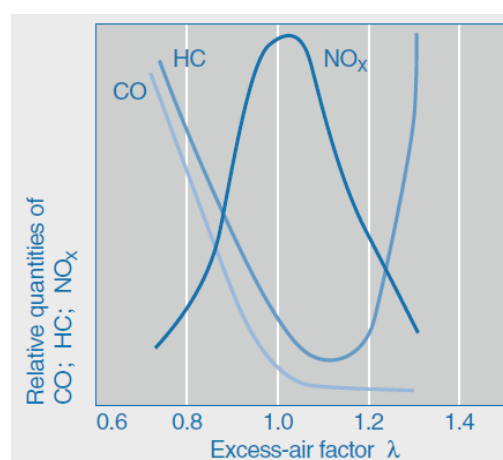
<sup>7</sup> Para maior profundidade sobre os mecanismos de formação de poluentes é recomendável a consulta de, e.g.: Schäfer e Basshuysen (1995), Merker *et al.* (2012) e Battin-Leclerc *et al.* (2013).

- parte dos hidrocarbonetos não queimados (HC) tem origem na combustão incompleta e outra parte nas pequenas fendas, onde a mistura não pode ser queimada, Martins (2016) p. 364.

**Conceito de mistura homogênea** – a mistura ar-combustível admitida na câmara de combustão tem o mesmo coeficiente de excesso de ar (ou riqueza) em todos os seus pontos. Para MCI-IC a gasolina, em condições de mistura homogênea, a Figura 2.10 mostra a influência do coeficiente de excesso de ar na variação da potência e do consumo específico (logo rendimento) e a Figura 2.11 mostra a influência do coeficiente de excesso de ar na variação das emissões de  $\text{NO}_x$ , CO e HC à saída do motor, Hofmann *et al.* (2015) p. 10.



**Figura 2.10:** Variação da potência e do consumo específico, em função do coeficiente de excesso de ar,  $\lambda$ , em condições de mistura ar-combustível homogênea, para MCI-IC, a gasolina. Reproduzido de Hofmann *et al.* (2015).



**Figura 2.11:** Variação das emissões não tratadas de CO, HC e  $\text{NO}_x$ , em função do coeficiente de excesso de ar,  $\lambda$ , em condições de mistura ar-combustível homogênea, para MCI-IC, a gasolina. Reproduzido de Hofmann *et al.* (2015).

**Conceito de carga estratificada** – neste caso procura criar-se uma mistura ar-combustível rica ou estequiométrica na zona adjacente aos elétrodos da vela, onde a combustão é despoletada, e uma mistura muito pobre, ou mesmo apenas ar, nas zonas mais afastadas desse ponto, dentro da câmara de combustão. Com este conceito, a mistura global dentro da câmara de combustão pode ser extremamente pobre em média (até  $\lambda \approx 4$ ) o que permite níveis muito altos de economia de combustível<sup>8</sup>. Para implementar eficientemente o conceito de carga estratificada terá de ser usado um sistema de injeção direta (DI, *Direct Injection*, na nomenclatura anglo-saxónica), pois

<sup>8</sup> Valores globais médios extremamente pobres de mistura são efetivamente referidos na literatura: Merker *et al.* (2012) pág. 159 refere  $\lambda$  até  $\approx 4$ , acrescentando que *devem ser tomadas medidas adicionais para permitir inflamar e queimar completamente misturas ar-combustível tão pobres*; Hofmann *et al.* (2015) pág. 11 refere mesmo  $\lambda \approx 10$ .

é necessária a injeção do combustível na câmara de combustão imediatamente antes da ignição, Hofmann *et al.* (2015) p. 11.

**Velocidade de propagação da chama** – a mistura ar-combustível é inflamada pela descarga elétrica de alta tensão (faísca) produzida entre os elétrodos de uma vela. A propagação da frente de chama através da câmara de combustão a toda a carga depende em grande parte do coeficiente de excesso de ar, que deve situar-se no intervalo  $0,75 < \lambda < 1,3$ , sendo que podem ser usados padrões de movimento da carga apropriados junto à zona adjacente aos elétrodos da vela, que permitem inflamar misturas pobres, em média, até cerca de  $\lambda = 1,7$ . A velocidade de propagação da frente de chama aumenta com o aumento de pressão gerado pela combustão, até cair abruptamente no final do processo de combustão. A velocidade média de propagação da chama é da ordem dos 15 a 25 m/s. Misturas ar-combustível com  $\lambda = 1,05$  a 1,1 produzem as maiores temperaturas de combustão, permitindo um bom rendimento termodinâmico. No entanto estas temperaturas altas promovem a formação de  $\text{NO}_x$ , Hofmann *et al.* (2015) p. 11. Quando se aumenta o coeficiente de excesso de ar, para além de  $\lambda \approx 1,10$ , a velocidade de propagação da chama diminui acentuadamente, o que tem um efeito negativo no rendimento, visto que as condições se afastam da combustão a volume constante considerada no ciclo Otto.

#### 2.2.4. Ciclos reais

---

Os ciclos reais afastam-se dos ciclos de referência (teóricos) introduzindo perdas diversas ao longo do ciclo, nomeadamente relativas ao processo de combustão e de bombagem (estas, ainda que com a válvula de controlo da admissão totalmente aberta). Verifica-se o “arredondamento” dos ângulos dos diagramas teóricos. Estas perdas provocam uma redução do trabalho útil produzido pelo motor, sendo do maior interesse o estudo da sua génese e as possíveis formas de as mitigar.

No **Apêndice B** referem-se aspetos sobre os ciclos reais e as causas do seu afastamento em relação aos ciclos teóricos de referência.

#### 2.2.5. Limitações do MCI-IC

---

São múltiplas as limitações do MCI-IC. Entre as quais destaca-se a detonação, o caudal de ar admitido no motor, a velocidade média do pistão, a tensão limite do material e o limite metalúrgico, que se encontram referidas no **Apêndice B**. Dentre estas, sublinha-se aqui a detonação, pela especial importância no condicionamento dos processos operativos.

A investigação e desenvolvimento sobre motores tem procurado levar cada vez mais longe e explorar estes limites, de forma a tirar o maior partido das dimensões e do peso dos motores.

No presente trabalho abordam-se precisamente as estratégias e tecnologias utilizadas para “levar mais longe” e ultrapassar o mais possível estas limitações.

## 2.3. Fatores condicionantes do desenvolvimento dos MCI-IC

---

### 2.3.1. Tendências macro (*megatrends*)

---

Segundo Horx (2010) citado em Eckelt (2017) p. 4, uma tendência macro (*megatrend*) é “*um processo de mudança a longo prazo, que caracteriza o mundo durante várias décadas e, por conseguinte, o ambiente empresarial*”.

As tendências macro que se identificam presentemente como modeladores do desenvolvimento automóvel são as seguintes: globalização; energia e alterações climáticas; evolução demográfica e urbanização; eletrificação; conectividade, Bulander (2015) e Eckelt (2017) p. 4.

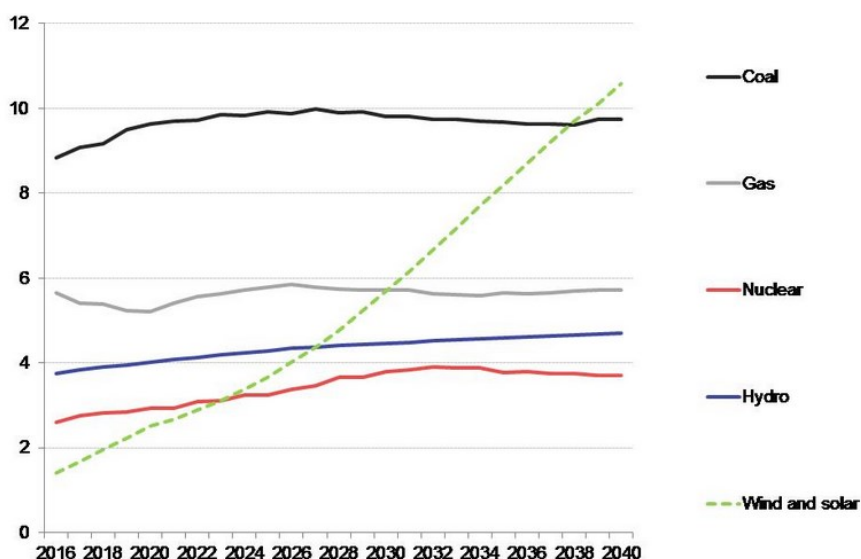
- **Globalização** – o período compreendido entre 1950 e a atualidade é geralmente é entendido como o da globalização. Esta pode ser definida como o “*movimento em direção à integração económica, financeira, comercial e de comunicações. Implica a abertura de perspectivas locais e nacionais a uma ampla perspectiva de um mundo interligado e interdependente com livre transferência de capitais, mercadorias e serviços através das fronteiras nacionais*”, Business Dictionary (2014). A globalização é também uma mentalidade de abertura e acesso à mobilidade. Como consequência da abertura de fronteiras e da acessibilidade a novos mercados de produção, o consumo e o transporte têm aumentado exponencialmente a nível global.

- **Energia e alterações climáticas** – o aumento da industrialização e do transporte de pessoas e de mercadorias está ligado ao aumento de emissões com efeito de estufa, especialmente CO<sub>2</sub>. Infelizmente não parece provável que o aumento de emissões de CO<sub>2</sub> tenha fim num futuro próximo devido à industrialização contínua de países em desenvolvimento, tais como o Brasil, a Índia e a China, De Fur (2015) p. 141. O Acordo de Paris, assinado por 197 países, com entrada em vigor em novembro de 2016, pretende sustentar a subida de temperatura média global “bem abaixo” dos 2°C acima dos níveis pré-industriais e desenvolver esforços para limitar o aumento da temperatura a 1,5°C acima dos níveis pré-industriais, reconhecendo

que assim se reduzirão significativamente os riscos e impactos nas alterações climáticas, United Nations (2015). Sendo que a quota de emissão global de CO<sub>2</sub> relacionada com a atividade de transportes é 23 %, com um crescimento de 2,5% ao ano entre 2010 e 2015, International Energy Agency (2017) p. 44, torna-se determinante uma redução das emissões provocadas por este setor. Várias medidas deverão ser tomadas, entre as quais, o impulso do desenvolvimento tecnológico e novas estratégias de transporte.

- **Evolução demográfica e urbanização** – em 2013 havia mais de 7,3 mil milhões de seres humanos e 1,18 mil milhões de automóveis no planeta. A maioria das pessoas vive em áreas urbanas e o número de “megacidades” (cidades com mais de 10 milhões de habitantes) está a aumentar rapidamente. A consequente polarização da mobilidade conduz a aumentos perigosos não só da densidade de tráfego, mas também a concentração local de gases de escape provenientes de motores de combustão, assim como de poluição sonora. Ganha importância acrescida o transporte público.

- **Eletrificação do Automóvel** – neste quadro, o transporte em veículos elétricos compactos e pouco ruidosos, que não produzam emissões localmente, seria o ideal. Atualmente estão a ser desenvolvidos projetos de desenvolvimento de veículos com motores elétricos integrados nos cubos das rodas, tal como no protótipo de Jacob Lohner e Ferdinand Porsche, em 1899. No entanto, esta solução tem dois problemas: a disponibilidade de energia elétrica embarcada suficiente e a origem desta energia. A propulsão elétrica com energia armazenada em baterias e/ou supercondensadores, tal como a energia convertida a bordo a partir de hidrogénio via células de combustível está a ser desenvolvida em programas de investigação. Contudo, a densidade de energia (expressa em kWh/kg) que se consegue com este sistema é muito inferior à que se obtém por meio de gásóleo, gasolina, ou mesmo gás natural. Por outro lado, o problema global das emissões de CO<sub>2</sub> não é resolvido pelo armazenamento a bordo de energia elétrica ou hidrogénio, é apenas deslocalizado. Globalmente a energia elétrica é produzida na sua maioria pela queima de carvão. O hidrogénio é produzido quase exclusivamente a partir do gás natural, óleos pesados e gasolina. Em qualquer dos casos é emitido CO<sub>2</sub> no local de produção, Stan (2016) p. 2. A Figura 2.12 mostra uma previsão da evolução das principais fontes de energia para produção de energia elétrica entre 2016 e 2040. A agência Bloomberg estima que só a partir de 2025 a quantidade de eletricidade gerada por fontes renováveis passe a suplantá-la gerada pela queima de combustíveis fósseis (carvão e gás). Mesmo assim, por volta de 2040, tal como mostra a Figura 2.12, a queima de combustíveis fósseis ainda rondará os 36%.



**Figura 2.12:** Previsão da produção anual de eletricidade por fonte de energia, até 2040. Milhares de TWh. Reproduzido de Bloomberg New Energy Finance NEO (2016).

- **Conetividade** – há um crescimento muito grande da chamada “internet das coisas” e o automóvel fará cada vez mais parte ativa desse “ecossistema”. Seja nas ligações carro-a-carro, carro-a-infraestrutura, ou a outros sistemas, a comunicação estará cada vez mais presente, sendo esperado que ajude a aumentar a eficiência.

### 2.3.2. Fatores relacionados com as exigências dos consumidores

---

O desenvolvimento do automóvel e da sua motorização encontra-se entre duas forças divergentes: por um lado, o mercado reclama melhor desempenho e mais conforto, por outro, a legislação obriga a uma redução de consumo e de emissões, Bulander (2015).

Quando se equipam os veículos com funcionalidades acrescidas e acessórios de conforto, está-se a aumentar a massa do veículo, o que vai contra o interesse da redução do consumo. O mesmo se passa com aspetos diversos de reforço de segurança. Os consumidores finais esperarão sempre melhorias no desempenho (melhores acelerações e maior velocidade), na funcionalidade, no conforto (incluindo ruído e vibração) e, ao mesmo tempo, reduções de consumo, o que aliás decorre das exigências legais.

De acordo com o Committee on the Assessment of Technologies for Improving Fuel Economy of Light-Duty Vehicles (Phase 2), “há evidências segundo as quais os consumidores não adotarão largamente tecnologias que interfiram com a experiência de condução, conforto ou

*utilidade percebida, mesmo com grandes melhorias na economia de combustível*”, NRC (2015).

### 2.3.3. Redução de consumo e de emissões

---

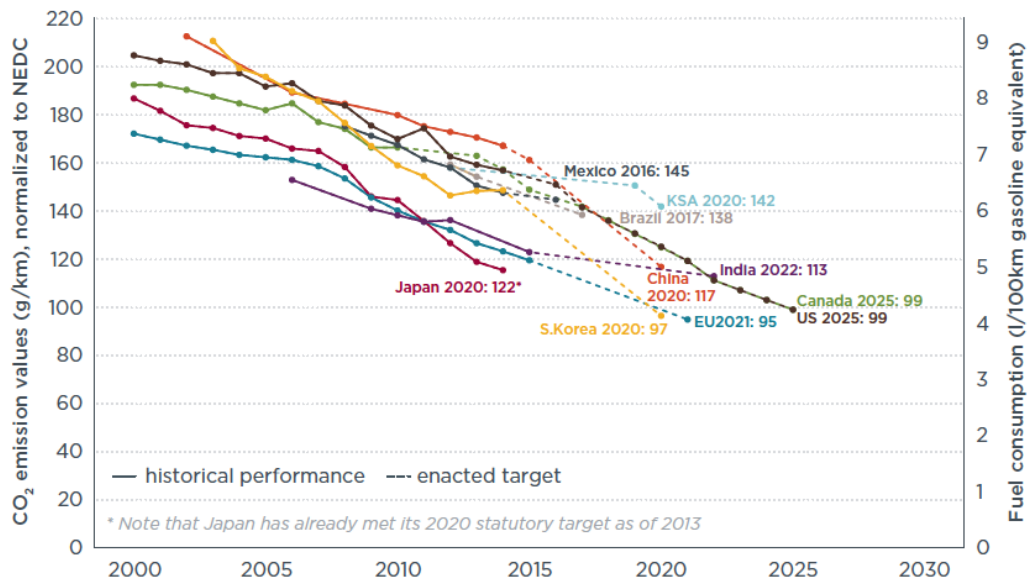
A legislação futura sobre emissões é a principal força motriz da investigação e desenvolvimento dos MCI. Anteriormente o foco de desenvolvimento tinha sido a redução da emissão de poluentes. Adicionalmente, mais recentemente o foco está também na redução de consumo e, conseqüentemente, de emissões de CO<sub>2</sub>, Giles *et al.* (2012).

O dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) é um produto gasoso primário da combustão, nos MCI (utilizando combustíveis contendo carbono, como na generalidade acontece). Antes da revolução industrial a concentração média de CO<sub>2</sub> na atmosfera rondava os 280 ppm, em 1960 era de 316 ppm e em 2010 atingia os 387 ppm, Ferguson e Kirkpatrick (2016) pp. 234 e 235.

As alterações climáticas provocadas pelas emissões de CO<sub>2</sub> conduziram à determinação de limites na indústria automóvel. A Associação dos Construtores Europeus de Automóveis (ACEA) em 1998 comprometeu-se em reduzir as emissões de CO<sub>2</sub> para uma média de 140 g/km para cada marca até 2008, Comissão das Comunidades Europeias (1998), European Federation for Transport and Environment (2007) e World Resources Institute (2008). Este limite foi posteriormente reduzido para 130 g/km, para 2012-2015 e a Comissão Europeia determinou 95 g/km, para 2020. Com um objetivo de limitar aquecimento da atmosfera terrestre a 2°C até 2050, o concelho dos países do G8 acordou um limite de emissão de 20 g CO<sub>2</sub>/km, Stan (2016) p. 8.

Existe uma relação direta entre o consumo de combustível (desde que contendo carbono) e a emissão de CO<sub>2</sub>. Para uma combustão ideal num motor a gasolina usando uma relação estequiométrica, 20 g CO<sub>2</sub>/km correspondem a um consumo de 0,88 l/100 km!, Stan (2016) p. 8.

A Figura 2.13 mostra a evolução das emissões específicas de CO<sub>2</sub> (expressas em g/km) e o correspondente consumo específico de combustível (expresso em l/km) desde o início do século, bem como os limites impostos a médio prazo, em diversos países ou zonas económicas importantes do mundo, para automóveis de passageiros.



**Figura 2.13:** Evolução das emissões específicas de CO<sub>2</sub> (expressas em g/km e normalizadas para ciclo NEDC) e correspondente consumo de combustível (em l/km de gasolina equivalente) desde o início do século, bem como os limites impostos a médio prazo, em diversos países ou zonas económicas importantes do mundo, para automóveis de passageiros. Reproduzido de Senzeybek *et al.* (2017).

### 2.3.4. Emissões de poluentes: regulamentação e testes

Para além das emissões resultantes de fenómenos de evaporação provenientes do sistema de combustível, isto é, do reservatório e de fugas que possam ocorrer do sistema de alimentação, há a considerar as emissões dos gases de escape. Numa combustão ideal, o O<sub>2</sub> e o combustível (uma mistura de hidrocarbonetos) ao combinarem-se, produziram apenas CO<sub>2</sub> e H<sub>2</sub>O. No entanto, o ar contém N<sub>2</sub>, entre outros componentes, e, como consequência da combustão incompleta, formam-se sempre poluentes de CO, HC, NO<sub>x</sub> e partículas (geralmente designadas por *soot* ou PM, *Particulate Matter*, na terminologia anglo-saxónica).

Para veículos ligeiros com motor a gasolina, a legislação europeia, no que respeita a emissões poluentes, encontra-se resumida no **Apêndice C**.

#### Passado: Europa e EUA

Comparando as tendências de desenvolvimento para grupos motopropulsores de automóveis de passageiros, entre a Europa e os EUA, nas últimas décadas, podemos distinguir prioridades muito diferentes, tal como resumido na Tabela 2.1.

**Tabela 2.1:** Comparação de prioridades no desenvolvimento de grupos motopropulsores, entre a Europa e os E.U.A. Adaptada de Fraidl *et al.* (2016) p. 259.

Passado e Futuro	Europa	Estados Unidos da América
<b>Passado</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Prioridades: <ul style="list-style-type: none"> <li>○ 1ª) CO<sub>2</sub>;</li> <li>○ 2ª) Prazer de condução;</li> <li>○ 3ª) Custo;</li> <li>○ 4ª) NO<sub>x</sub>, HC, PN, i.e. foco no CO<sub>2</sub>.</li> </ul> </li> <li>• Conformidade: cumprimento do ciclo de teste.</li> <li>• Aumento da discrepância entre certificação e emissões reais.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Prioridades: <ul style="list-style-type: none"> <li>○ 1ª) NO<sub>x</sub>, HC, PN;</li> <li>○ 2ª) Custo;</li> <li>○ 3ª) Prazer de condução;</li> <li>○ 4ª) CO<sub>2</sub>, i.e. foco nos poluentes.</li> </ul> </li> <li>• Conformidade: emissões mais baixas, sob todas as condições.</li> <li>• Emissões reais suficientes.</li> </ul>
<b>Futuro</b>	Legislação complexa sobre emissões em condições reais de condução (Procedimento RDE), para melhorar a qualidade do ar	Ensaio sobre emissões em condições reais de condução (RDE), somente para identificar falha de dispositivos

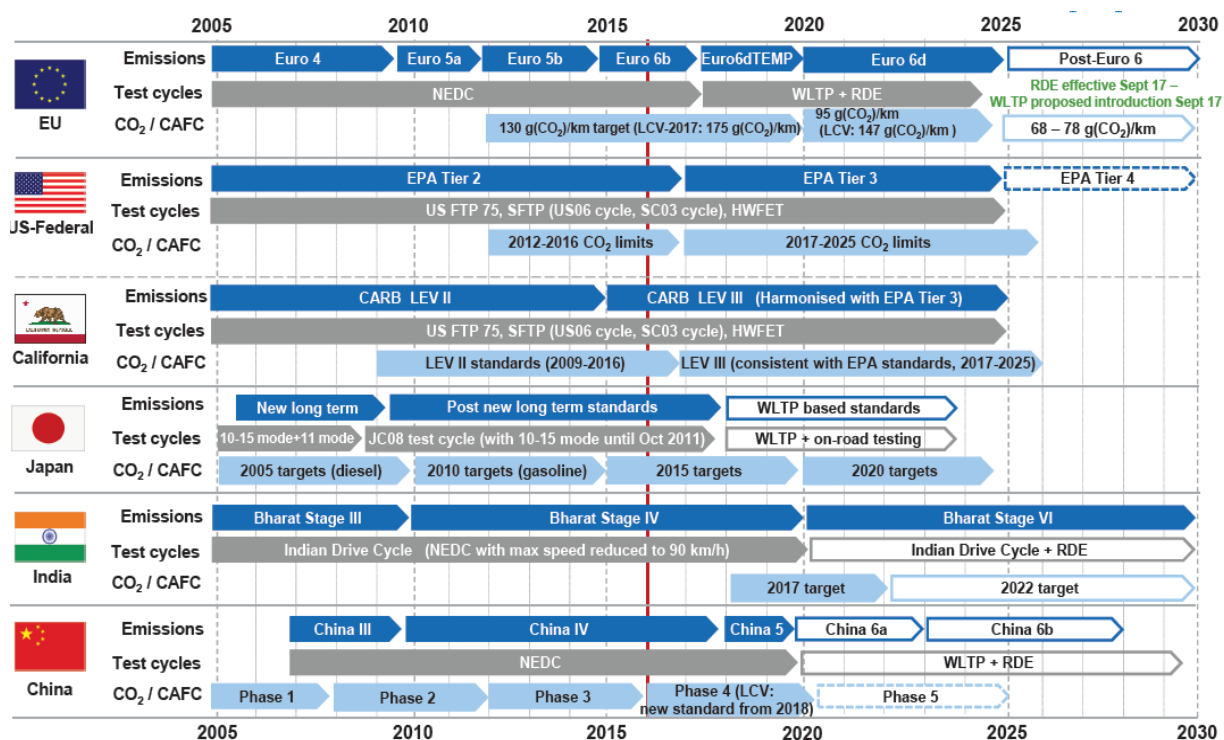
Na década passada, a redução da emissão de CO<sub>2</sub> foi a principal força motriz do desenvolvimento dos MCI, Fraidl *et al.* (2016a) p. 258. Em dezembro de 2008, como medida de cumprimento do estabelecido no Protocolo de Kioto, o Parlamento Europeu e o Conselho aprovaram um regulamento com vista à redução das emissões de CO<sub>2</sub> dos automóveis de passageiros novos para 95 g/km em 2020, Parlamento Europeu e Conselho da União Europeia (2009). Nos EUA, as emissões de CO<sub>2</sub> foram indiretamente reguladas desde 1975, através da norma “Corporate Average Fuel Economy (CAFE)”. Em 2007, a Califórnia foi o primeiro estado americano a introduzir uma lei para estabelecer especificamente os limites de gases causadores de efeito de estufa emitidos por automóveis de passageiros, CalEPA (2014) referido em De Fur *et al.* (2015) p. 143. Outros estados seguiram o exemplo, até que os regulamentos federais foram generalizados. Adicionalmente, a National Highway Traffic and Safety Administration (NHTSA) regulamenta a eficiência do combustível, enquanto a Environmental Protection Agency (EPA) estabelece normas para as emissões de gases de estufa. Estas normas obrigaram os fabricantes a reduzir as emissões médias de CO<sub>2</sub> para 160 g/km, em 2016, para os automóveis de passageiros novos, De Fur *et al.* (2015) p. 143, e 101 g/km (163 g/mi) para o ano de produção (MY, *model year*, na designação anglo-saxónica, sobretudo norte-americana) de 2025, EPA e NHTSA (2012) p. 62627.

Especialmente depois do *Dieseltgate*, está a tomar um impacto significativo nas rotas tecnológicas do futuro uma “conformidade alargada sobre emissões” (*extended emission compliance*, em literatura anglo-saxónica) incluindo as emissões em condução real (RDE). Inicialmente, a legislação RDE visava as emissões de NO<sub>x</sub> provenientes dos motores Diesel,

bem como de PM, provenientes dos MCI-IC. Atualmente, considera também as emissões de NO<sub>x</sub> de alguns tipos de motores a gasolina, Fraidl *et al.* (2016a) p. 258.

## Presente e Futuro: Europa

A Figura 2.14 representa um mapa sobre a aplicação passada e futura de regulamentação, nas principais zonas económicas mundiais, para veículos ligeiros.



**Figura 2.14:** *Timeline* para as emissões de automóveis de passageiros, nas principais zonas económicas mundiais. Reproduzido de Christie e Ward (2017), a partir de EMLEG.

No que respeita à Europa, os testes de laboratório asseguram que os veículos estão em conformidade com os limites para as emissões poluentes e de CO<sub>2</sub>, antes de serem colocados no mercado. O teste de laboratório usado desde setembro de 2017 é designado por WLTP (*Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedures*, ou seja, procedimentos de teste de veículos ligeiros, harmonizados a nível mundial). Todas as condições de montagem, teste e tratamento dos resultados estão definidas por lei, o que estabelece uma normalização que todos os fabricantes e outros intervenientes têm de respeitar. Permitem que os consumidores façam comparações entre consumos e emissões produzidas por diferentes modelos. O WLTP veio substituir o NEDC (*New European Driving Cycle*), concebido nos anos 80, mas atualmente considerado ultrapassado. Apesar de o WLTP ser mais preciso que o seu antecessor, não abrange todas as variações inerentes às diversas zonas do mundo e, por certo, aos diferentes

estilos individuais de condução. Haverá, pois, ainda uma diferença entre as emissões medidas em laboratório e as do “mundo real”. Assim, foi introduzido (para já, apenas na Europa) em setembro de 2017, como complemento do WLTP, um novo procedimento de teste de emissões, realizado em estradas comuns e em condições reais de condução, designado por RDE (*Real Driving Emissions*), ACEA (2017a) e ACEA (2017b). É utilizado a bordo do veículo um sistema portátil de medição de emissões (PEMS, *Portable Emission Measuring System*), que permite gravar os dados relevantes do teste.

O impacto mais significativo nos resultados dos testes RDE provém do estilo de condução, Fraidl *et al.* (2016a) p. 261.

### **Riscos do teste RDE**

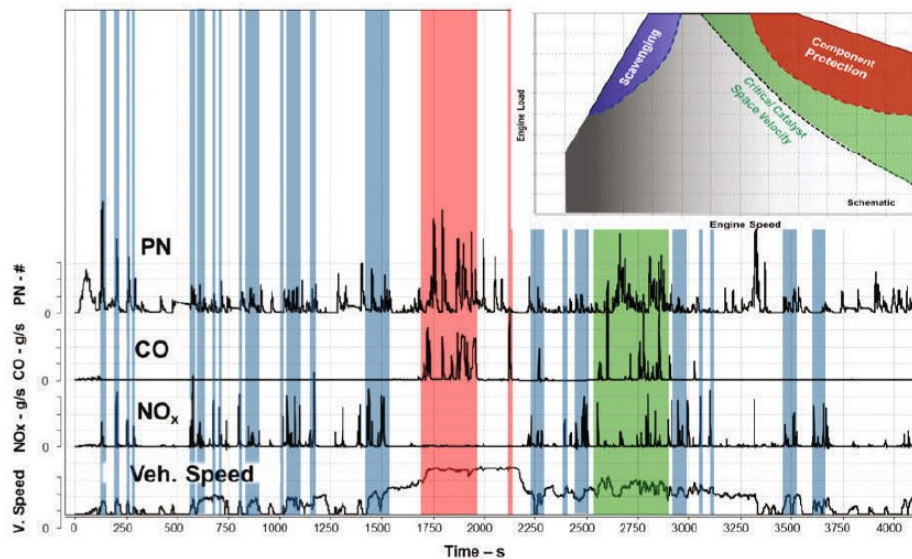
De uma forma muito simplificada, os riscos mais significativos de ultrapassagem dos valores limite de emissões, colocados durante um teste RDE, podem ser classificados nas seguintes categorias, Fraidl *et al.* (2016a) p. 272:

- “Lavagem” (*scavenging*, na literatura anglo-saxónica) da câmara de combustão, a baixas velocidades do motor, para melhorar o binário a baixa rotação;
- Enriquecimento da mistura a altas velocidades / cargas, para proteção dos componentes;
- Ultrapassagem das velocidades favoráveis para o catalisador, com altos caudais de escape;
- Cargas dinâmicas extremas;
- Estabilidade no campo das emissões de PM;
- Temperaturas insuficientes do catalisador;
- Estratégia *Start / Restart* (especialmente em híbridos).

Até certo ponto, estas emissões críticas RDE são uma consequência de medidas implementadas para melhorar a economia de combustível num ciclo de teste legal, especialmente como resultado de um *downsizing* extremo, ou conceitos de grupos motopropulsores orientados para a economia de combustível. Desta forma, muito frequentemente, medidas para melhorar as emissões RDE atuam no sentido contrário no que respeita às emissões de CO<sub>2</sub>, no teste NEDC.

A Figura 2.15 mostra o registo de valores de emissões RDE características para um MCI-IC com conceito *downsizing* turbo-comprimido, DI, bem como a classificação da respetiva origem. Estão representadas (bandas coloridas) as zonas problemáticas chave de ultrapassagem dos valores limite admissíveis de emissões, respetivamente: i) azul: NO<sub>x</sub>, atribuído à “lavagem” da

câmara de combustão; ii) rosa: CO e PN, como consequência do enriquecimento da mistura (para proteção de componentes); iii) verde: todos estes tipos de emissões, devido à dimensão (insuficiente) do catalisador, Fraidl *et al.* (2016a) p. 273.



**Figura 2.15:** Zonas problemáticas chave RDE em motores turbo-comprimidos *downsized*, DI, a gasolina. Reproduzido de Fraidl *et al.* (2016) p. 273.

## 2.4. Oportunidades de melhoria e desenvolvimento dos MCI-IC

A potência e binário são requisitos correntes do mercado, com resposta por parte da indústria, disponibilizando continuamente valores crescentes. Isto a par da redução de consumo e de emissões.

Para ir ao encontro destes objetivos, contraditórios entre si, têm sido seguidas diversas vias de desenvolvimento para as unidades motrizes, entre as quais as seguintes, Miles (2010) p.2:

- redução de dimensão e de velocidade (respetivamente *downsizing* e *downspeeding*, na literatura anglo-saxónica);
- redução de perdas de bombagem;
- redução de peso (em linha com a redução de dimensão);
- taxas de libertação de calor termodinamicamente mais eficientes;
- utilização de ciclos termodinâmicos avançados (Miller / Atkinson);
- redução das perdas térmicas;
- redução da penalização de consumo de combustível, para sistema de pós-tratamento;
- hibridização;

- recuperação de energia perdida.

Podemos acrescentar o desenvolvimento de combustíveis alternativos.

Está subjacente o aumento de rendimento.

Em 2014, investigadores do Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule (RWTH) e do FEV Motorentechnik GmbH, de Aachen, apontavam as seguintes principais tendências no desenvolvimento do MCI-IC, Pischinger *et al.* (2015):

- Continuação da redução de dimensão e de velocidade, combinada com outras tecnologias, como a turbo-compressão, a injeção direta e a variação do funcionamento de válvulas;
- Aumento do grau de turbo-compressão;
- Variação do funcionamento das válvulas;
- MCI para automóveis híbridos;
- Conceitos avançados de combustão;
- Taxa de compressão variável;
- Gestão térmica;
- Projeto inovador de motor.

## 3. Estratégias de desenvolvimento dos motores de ignição comandada

---

### 3.1. Introdução

---

Tendo em conta os fundamentos teóricos, os fatores condicionantes e as oportunidades de desenvolvimento dos MCI-IC considerados no capítulo 2 referem-se neste capítulo estratégias seguidas para melhorar o desempenho e a economia e reduzir as emissões dos MCI-IC.

Para além da presente secção 3.1., dedicada à introdução, este capítulo integra as seguintes secções: 3.2. Aumento da eficiência volumétrica; 3.3. Redução das perdas por bombagem; 3.4. Aumento do rendimento mecânico / redução de atrito; 3.5. Dimensão e velocidade de rotação do motor; 3.6. Redução das perdas por transferência de calor e aumento do rendimento da combustão e termodinâmico; 3.6.1. Estratégias de Atkinson / Miller; 3.6.2. Combustão a baixa temperatura; 3.7. Variação da taxa de compressão; 3.8. Desativação de cilindros; 3.9. Gestão térmica; 3.10. Recuperação de energia e hibridização; 3.11. Redução de emissões poluentes; 3.12. Combustíveis alternativos; 3.13. Combinação de estratégias.

### 3.2. Aumento da eficiência volumétrica

---

Na secção 2.2.2. foi referido o conceito de eficiência volumétrica, bem como os diversos fatores que a condicionam, para um motor naturalmente aspirado. Procuram-se, para cada um desses fatores, formas de contrariar os efeitos negativos, ou potenciar os efeitos positivos. Pela sobrealimentação, realizada pelo aproveitamento dos efeitos dinâmicos dos gases de admissão e/ou de escape, ou pelo aumento de densidade da carga de admissão, recorrendo a compressores movidos pela cambota ou ainda pela recuperação de energia dos gases de escape, é possível alcançar valores de eficiência volumétrica superiores a 100%.

A Tabela 3.1 resume os fatores condicionantes e as medidas que podem ser tomadas para aumentar a eficiência volumétrica, tendo em conta cada um dos fatores referidos para o caso de um motor naturalmente aspirado, assim como pelo recurso à compressão da carga<sup>9</sup>.

---

<sup>9</sup> A gestão de troca gasosa (admissão e escape) é um dos processos chave do ciclo motor, que, no entanto, pela sua complexidade e vastidão, não pode ser desenvolvido no presente trabalho. Para maior profundidade sobre o assunto recomenda-se a consulta de, e.g., Smith e Morrison (1971), Blair (1999) e Payri *et al.* (2015).

**Tabela 3.1:** Fatores condicionantes e medidas para aumento da eficiência volumétrica.

Eficiência Volumétrica	
Fatores condicionantes	Medidas a adotar, para o seu aumento
Presença de vapor de água e do combustível na fase gasosa, para além do ar, na admissão, reduzindo a quantidade deste.	Utilização de sistemas de injeção direta (DI).
Aquecimento do ar, ou da mistura, resultando numa redução da densidade da carga, logo uma diminuição do caudal mássico.	Captação do ar de admissão em zona em que esteja à menor temperatura possível; Desenho das condutas de admissão, de forma que aqueçam o menos possível o ar de admissão; No caso de utilização de compressor, recurso a permutador ( <i>inter-cooler</i> ), para arrefecimento do ar, após compressão.
Perdas de carga provocadas pelo escoamento do ar de admissão na passagem por “acidentes” e zonas estranguladas, principalmente pelas válvulas de admissão.	Utilização de sistemas multiválvulas; Desenho das condutas e válvulas, de forma a introduzirem a menor perda de carga possível, incluindo utilização de superfícies com acabamento geométrico especial, e.g. do tipo bola de golf, Shaughnessy Jr. <i>et al.</i> (2005) e Smith (2010).
Perdas sónicas na passagem pelas válvulas, com o escoamento a comportar-se como compressível.	
Inércia do gás e retorno à admissão a grandes velocidades do ar, durante a admissão.	Ajustamento da temporização da abertura e fecho das válvulas; Variação de fase da abertura e fecho das válvulas;
Escoamentos instacionários (pulsados) nos coletores.	Variação do curso de abertura das válvulas; Utilização de câmaras de ressonância no sistema de admissão; Utilização de coletores de admissão com geometria variável.
Pressão atmosférica.	Utilização de compressor, movido pela cambota ou tirando partido da energia dos gases de escape.

### 3.3. Redução das perdas por bombagem

A redução das perdas por bombagem em carga parcial é assunto da maior importância na melhoria do rendimento. Há diversos caminhos para a redução das perdas de bombagem. São exemplos, a redução do grau de estrangulamento da admissão, a redução de velocidade (*downspeeding*), a temporização variável de válvulas, a recirculação de gases de escape, ou a desativação de cilindros, Isenstadt *et al.* (2016).

A redução do grau de estrangulamento da admissão, para as mesmas condições de operação, é conseguida com a utilização de motores de menor dimensão (*downsized*, na literatura anglo-saxónica) operando com pressões efetivas mais elevadas. É possível a supressão da válvula de controlo da admissão, sendo o controlo da carga conseguido por outros processos, como por um sistema de controlo de válvulas completamente variável, i.e., temporização e levantamento.

Este assunto está relacionado com a utilização de misturas pobres e carga estratificada, a baixa rotação e carga, que será tratado na secção 4.4.

### 3.4. Aumento do rendimento mecânico / redução de atrito

---

As perdas mecânicas podem definir-se como a diferença entre o trabalho realizado no interior dos cilindros (trabalho indicado) e o trabalho útil disponibilizado pelo veio motor. É possível identificar as seguintes contribuições para as perdas mecânicas: energia dissipada em atritos internos e energia consumida pelos órgãos auxiliares essenciais ao motor (e.g. bomba de óleo, bomba de água, bomba de alta pressão do sistema de injeção).

Pode considerar-se que a potência de atrito se compõe de 3 termos: um proporcional à velocidade (atrito propriamente dito), outro proporcional ao quadrado da velocidade (lubrificação hidrodinâmica) e outro proporcional ao cubo da velocidade (potência de bombagem dos fluídos nas passagens estreitas), sendo os coeficientes destes 3 termos constantes mas, o do cubo, comparativamente pequeno, Martins (2016) p. 425.

Existe, porém, alguma ambiguidade entre vários autores sobre o que deve ser englobado na potência indicada e na potência de atrito<sup>10</sup>, Martins (2016) p. 426.

Tendo em conta que a potência ao freio é o produto do binário pela velocidade, podemos simplificarmente resumir, como Ferguson e Kirkpatrick (2016) p. 373, que a potência de atrito aumenta com o quadrado da velocidade do motor e o binário de atrito aumenta linearmente com a mesma velocidade, diminuindo assim o rendimento mecânico também linearmente com esta velocidade.

Em todo o caso, a forma mais efetiva de obter os valores de potência e binário de atrito de um motor é fazer o seu acionamento por um motor elétrico e medir a potência absorvida, sabendo-se, no entanto, que está incluída a potência de bombagem, que deverá então ser deduzida.

Tendo em conta toda esta problemática, um dos vetores que tem orientado o desenvolvimento de motores nos últimos anos, tem sido a procura da redução de velocidade da zona ótima de trabalho (*downspeeding*). Por outro lado, o aumento das temperaturas de trabalho e o menor espaço de tempo em que estas são atingidas, permite otimizar as folgas entre as partes mecânicas em movimento e uma redução de viscosidade do fluido lubrificante, com a conseqüente redução do coeficiente de atrito. Isto tem conduzido a melhorias nas características

---

<sup>10</sup> Alguns autores incluem as perdas de bombagem no rendimento mecânico, e.g. Mendes-Lopes (2003). No entanto, estas foram incluídas num termo próprio, na expressão do rendimento total, de acordo com, e.g., Martins (2016), ou seja, estão consideradas na potência indicada e não nas perdas de atrito.

físico-químicas dos lubrificantes, à otimização das propriedades tribológicas das superfícies de trabalho, mas também à melhoria da gestão térmica do motor, incluindo a sua integração na do veículo.

No que respeita aos atritos internos, a sua redução é procurada, por exemplo, na conceção (desenho) dos mecanismos (se possível substituindo atrito de escorregamento por rolamento) nos materiais, nos revestimentos e acabamentos das superfícies de partes móveis em contacto entre si e nos lubrificantes.

Em relação às perdas com origem nos órgãos auxiliares, são procurados ganhos recorrendo por um lado, à gestão térmica e, por outro, à eletrificação da motorização destes órgãos, tornando o seu funcionamento independente de ligação direta à cambota.

### 3.5. Dimensão e velocidade de rotação do motor

---

#### Redução de dimensão e de velocidade

*Downsizing* e *downspeeding* tornaram-se estratégias muito seguidas pelos fabricantes na última década, oferecendo uma solução económica para reduzir o consumo de combustível – e assim as emissões de CO<sub>2</sub> – conferindo, ao mesmo tempo, uma melhoria na experiência de condução.

O *downsizing* do MCI-IC consiste na obtenção do mesmo binário e potência, a partir de um motor com um volume varrido inferior. Para este fim, é utilizada a sobrealimentação, aumentando a densidade da carga de admissão, em geral combinada com outras tecnologias, como por exemplo, a temporização variável de válvulas (VVT, *Variable Valve Timing*, na literatura anglo-saxónica) ou a injeção direta.

Também geralmente, em combinação com o *downsizing*, procura-se aumentar o binário nas velocidades de rotação mais baixas, assim como diminuir a velocidade de rotação a que é obtido o ponto de consumo específico mínimo (*downspeeding*), com o fim de reduzir as perdas por bombagem e por atrito, FEV (2015) p.36.

O fator de *downsizing*,  $FD$ , é dado por:

$$FD = (V_{vNA} - V_{vDownsized}) / V_{vNA} \quad (3.1)$$

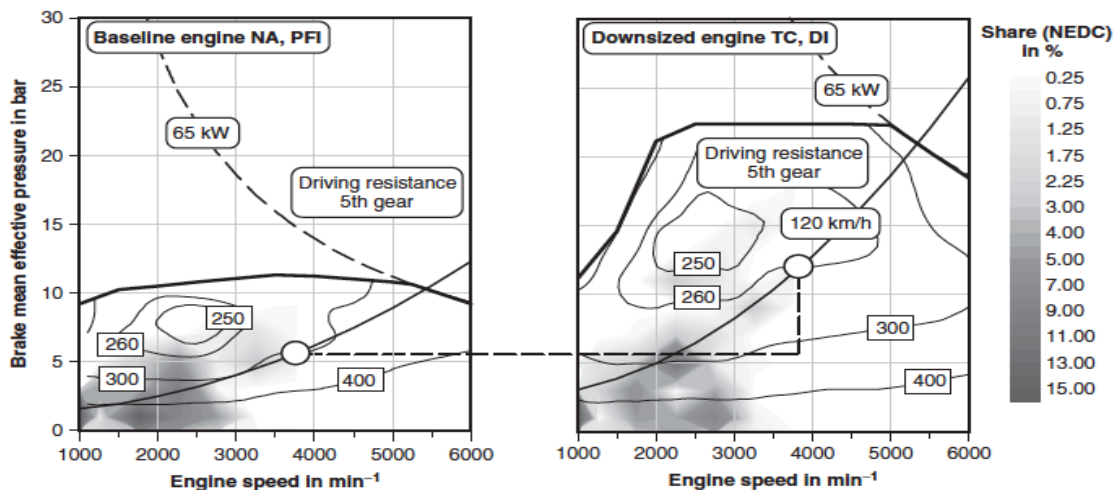
em que:

$V_{vNA}$  – volume varrido do motor naturalmente aspirado

$V_{vDownsized}$  – volume varrido do motor de dimensão reduzida, com potência similar ao naturalmente aspirado.

As vantagens do *downsizing* assentam principalmente na mudança dos pontos de operação no diagrama de desempenho para qualquer binário dado, de forma que a válvula de controlo da admissão está mais aberta, com redução das perdas de bombagem. Com pressões efetivas mais elevadas (binários mais altos) a um regime mais baixo, obtém-se também um rendimento mecânico mais elevado, Turner *et al.* (2013) p. 5.

A Figura 3.1 mostra a mudança do ponto de carga para motores *downsized*, apresentando uma comparação entre um motor convencional de 1,4 l, naturalmente aspirado (esq.) com um motor turbo-comprimido de 0,7 l, equipado com injeção direta e variadores de fase independentes para a admissão e escape (dir.), para um ciclo NEDC.



**Figura 3.1:** Mudança do ponto de carga para motores *downsized* – comparação entre um motor convencional de 1,4 l, naturalmente aspirado (esq.) com um motor turbo-comprimido de 0,7 l, equipado com DI e variadores de fase independentes para a admissão e escape (dir.), para um ciclo NEDC. Reproduzido de Pischinger *et al.* (2015).

A Figura 3.2 mostra esquematicamente o efeito da sobrealimentação no desempenho do motor, em diferentes domínios de operação. Para um determinado objetivo de potência específica, é intuitivo aumentar o binário (e, conseqüentemente, a  $P_{me}$  ao freio, BMEP) a baixas velocidades de rotação.

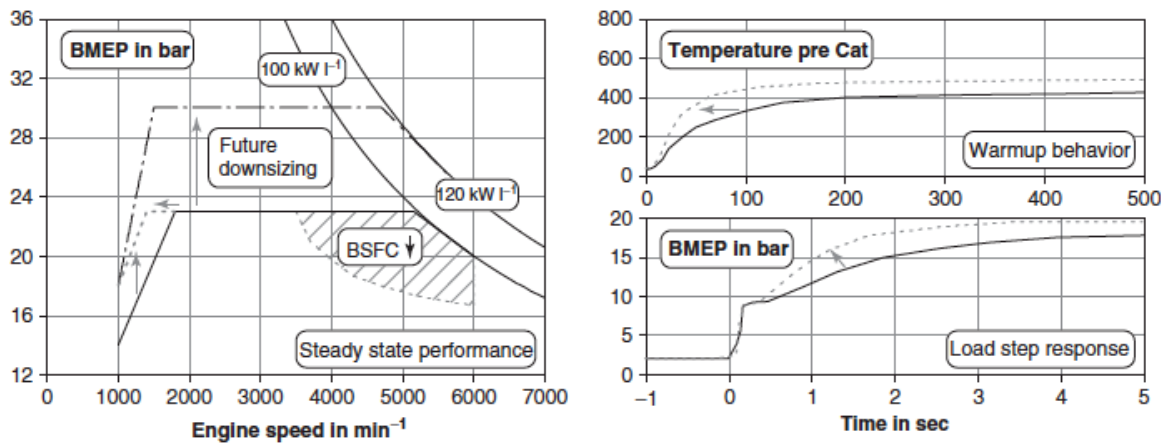


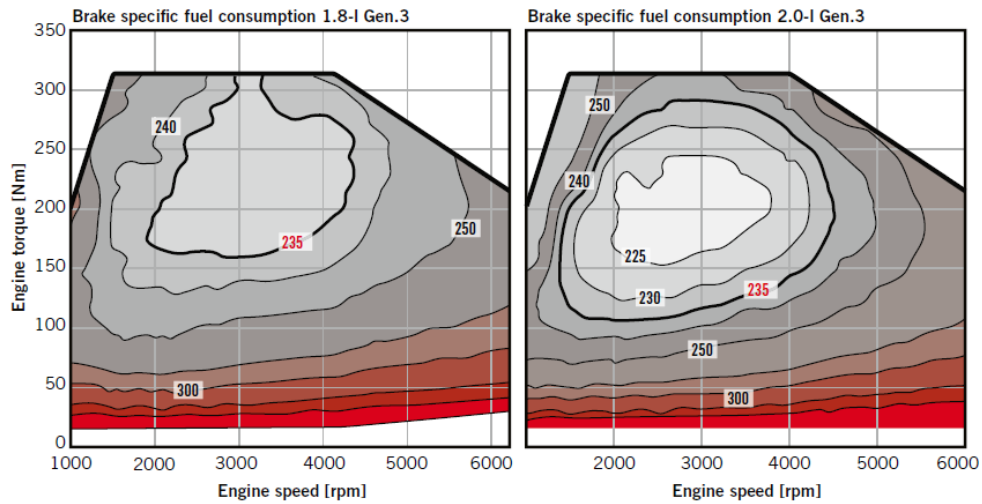
Figura 3.2: Efeito da sobrealimentação. Reproduzido de Pischinger *et al.* (2015).

Consegue-se assim obter a mesma potência com um volume varrido menor. Tal pode determinar uma redução do número de cilindros, com vantagens no rendimento mecânico e nos custos de produção. É, pois, frequente assistir-se a uma redução do volume varrido e do número de cilindros, em motorizações de gerações mais recentes do mesmo modelo de automóvel, em geral com um ligeiro aumento de potência, até.

### Correção de dimensão

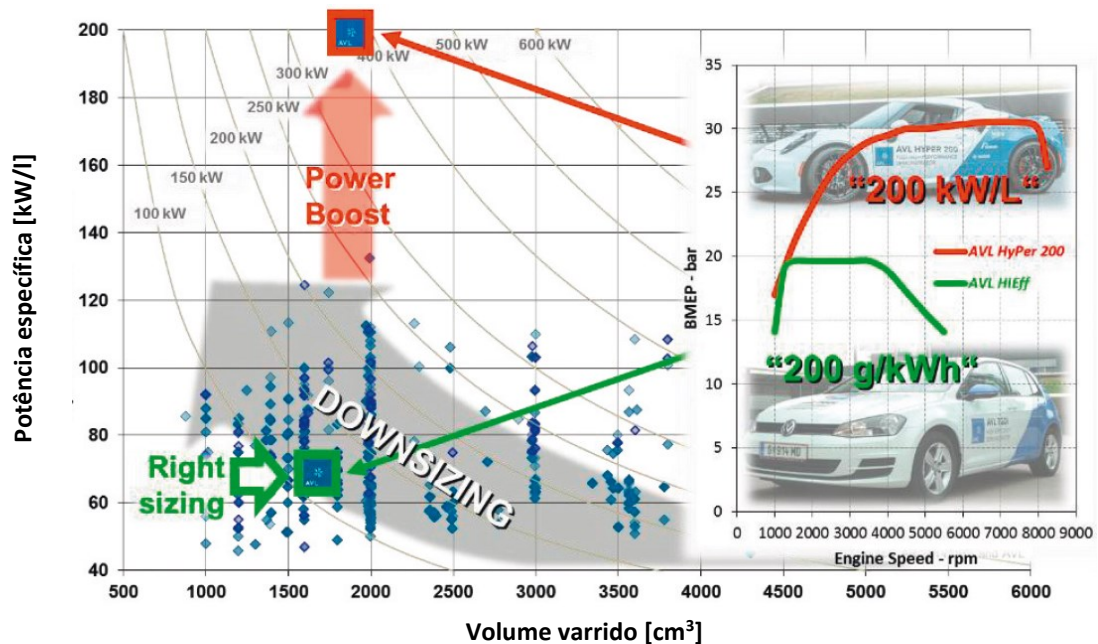
No conceito *downsizing* a carga do cilindro é aumentada recorrendo a tecnologias como a sobrealimentação e a injeção direta, a fim de reduzir o consumo de combustível e de emissões de CO<sub>2</sub>. Resulta um aumento da potência específica. Esta tendência tem sido seguida pela indústria nos últimos anos. No entanto, mais recentemente, assistiu-se a um ponto de viragem por parte de alguns construtores, como a Mazda, Fujiwara (2014), ou a Audi, Budack *et al.* (2016) p. 22. O desenvolvimento de processos de combustão resistentes à detonação, utilizando, por exemplo, cargas mais diluídas, taxas de compressão (geométricas) mais elevadas, ciclos Miller ou Atkinson, permitem reduzir os consumos e aumentar o rendimento, mas com redução das pressões médias efetivas. Para obter o mesmo desempenho é requerido um aumento do volume varrido, num processo denominado de correção de dimensão (*rightsizing*, na literatura anglo-saxónica) contrariando ou pelo menos moderando a anterior tendência de *downsizing*.

A Figura 3.3 mostra, a título de exemplo, uma comparação entre os diagramas de desempenho dos motores Audi TFSI 1.8-l EA888 Gen.3 (conceito *downsizing*) e Audi TFSI 2.0-l EA888 Gen.3B (conceito *rightsizing*).



**Figura 3.3:** Comparação entre os diagramas de desempenho dos motores Audi TFSI 1.8-l EA888 Gen.3 (conceito *downsizing*) (à esq.) e Audi TFSI 2.0-l EA888 Gen.3B (conceito *rightsizing*) (à dir.). Reproduzido de Budack *et al.* (2016) p. 22.

A Figura 3.4 mostra que, tendo em conta a distribuição de potência específica *versus* volume varrido, as altas prestações já não estão restringidas aos motores de automóveis desportivos.



**Figura 3.4:** Potência específica de séries de motores de ignição comandada e tendências de desenvolvimento. Adaptado de Fraidl *et al.* (2016b) p.7.

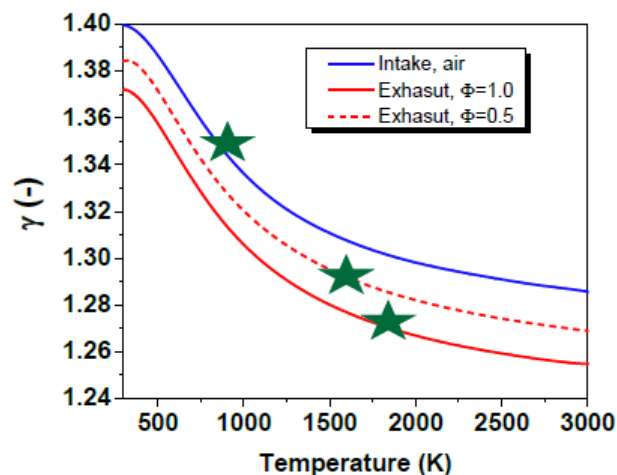
Em comparação com uma tendência inicial bastante homogénea para um profundo *downsizing* surge agora uma diferenciação pronunciada. Embora o *downsizing* extremo traga economias significativas de combustível, em especial nas cargas baixas do teste NEDC, tem também limitações no que respeita ao comportamento dinâmico do utilizador real. A consequente

tendência para o *rightsizing* é reforçada pela exigência das emissões do teste RDE, Fraidl *et al.* (2016) p. 8.

### 3.6. Redução das perdas por transferência de calor e aumento do rendimento da combustão e termodinâmico

Reitz (2013), citado por Maurya (2018) p. 7, resumiu a combustão num motor como “*um escoamento de baixo número de Mach, compressível, multifase, de elevado número de Reynolds, turbulento, com reações químicas e transferência de calor, confinado a uma geometria variável no tempo. O processo de combustão abrange múltiplos regimes que incluem propagação turbulenta de chama, queima de mistura controlada e processos de cinética química controlada e suas combinações*”. Maurya refere: “*ainda há espaço para compreender melhor o processo de combustão num motor e oportunidades para novas descobertas*”.

Já foi visto que o rendimento térmico do ciclo Otto,  $\eta = 1 - (1 / \varepsilon^{\gamma-1})$ , é função apenas da taxa de compressão ( $\varepsilon = V_1/V_2$ ) e do quociente entre as capacidades caloríficas ( $\gamma = c_p/c_v$ ). Pelo que, para além do aumento da taxa de compressão, a redução de temperatura é benéfica para o aumento do rendimento, uma vez que  $\gamma$  diminui com o aumento de temperatura (Figura 3.5).



**Figura 3.5:** Variação de  $\gamma = c_p/c_v$  em função da temperatura e da composição do gás. Reproduzido de Szybist (2014) p. 6.

Os MCI-IC “tradicionalis” trabalham com misturas estequiométricas homogéneas, com controlo da carga por válvula estranguladora da admissão, o que comporta uma perda de rendimento, como já visto na secção 3.3. A taxa de compressão é limitada pela detonação, fenómeno que também por si contribui para a diminuição do rendimento térmico.

O uso de misturas pobres permite ultrapassar alguns destes inconvenientes, tendo a combustão maior rendimento térmico, devido ao maior quociente entre as capacidades caloríficas ( $\gamma = c_p/c_v$ ), menor temperatura de combustão e, por isso, menores perdas por transferência de calor, Maurya (2018) p.24. No entanto, existe um limite a partir do qual a diluição provoca a extinção da chama. Também a variabilidade ciclo a ciclo aumenta, com repercussão na *Pmi*. Outro grande inconveniente da operação em misturas pobres é a impossibilidade de utilização de conversor catalítico de três vias (TWC, *Three-Way Catalyst*, na terminologia anglo-saxónica), no pós-tratamento de gases de escape, para redução dos  $\text{NO}_x$ .

Como forma de ultrapassar estes inconvenientes, surge a combustão de carga estratificada, utilizando a tecnologia de injeção direta, com misturas próximas de estequiométricas, junto à vela, mas globalmente pobres. Tem as vantagens da mistura pobre no que respeita às perdas de bombagem, ao quociente entre as capacidades caloríficas e às perdas por transferência de calor. Para além disso, a evaporação do combustível no interior do cilindro promove o arrefecimento da carga, logo reduz a probabilidade de detonação, permitindo uma taxa de compressão superior, com o correspondente aumento de rendimento térmico. Como inconvenientes, há que referir a mais propícia formação de PM, devido à zona de mistura rica junto à vela e a necessidade de tecnologia *Lean NO<sub>x</sub> Trap* de pós-tratamento dos gases de escape, para redução do  $\text{NO}_x$ , Maurya (2018) p.24.

A recirculação externa de gases de escape (EGR, *Exhaust Gas Recirculation*, na terminologia anglo-saxónica) permite também uma redução da temperatura da combustão e, assim, promove ganhos no rendimento, bem como a redução da formação de  $\text{NO}_x$ .

Já foi visto que a utilização de uma taxa de expansão superior à de compressão permite rendimentos superiores aos de motores cujo funcionamento se baseie no ciclo de Otto, em que a taxa de expansão é igual à de compressão. Neste contexto, surgem as estratégias baseadas nos ciclos Atkinson / Miller, apresentadas, de seguida, na secção 3.6.1., mas também o ciclo de 5 tempos Schmitz / Ilmor e o ciclo dividido de Scuderi, que não tendo ainda sido utilizados em produção, revelam pelo menos interesse teórico e, assim, são apresentados no **Apêndice D**.

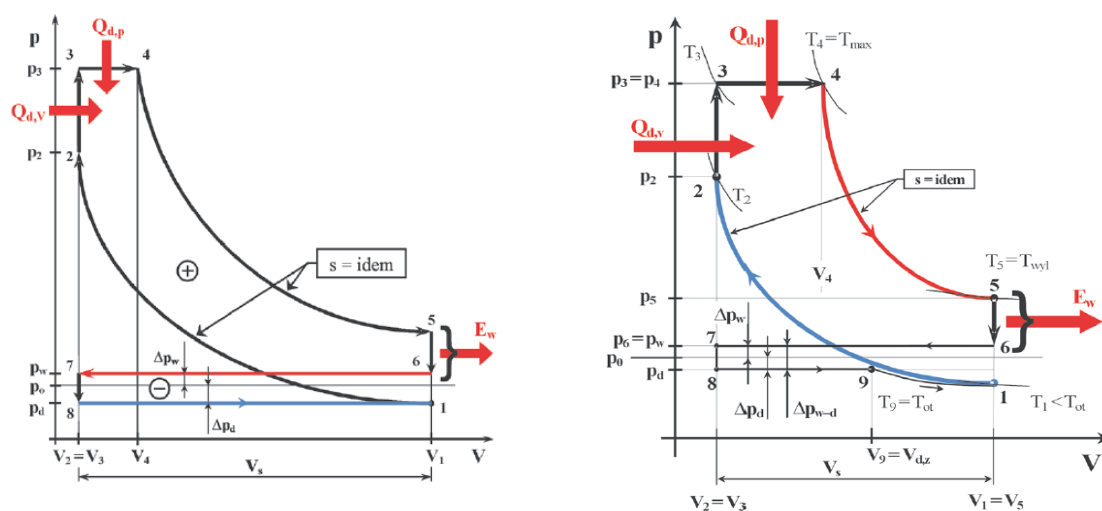
### 3.6.1. Estratégias Atkinson / Miller

---

Para além da taxa de expansão superior à de compressão, as estratégias baseadas nos ciclos Atkinson / Miller, permitem regular o caudal mássico da carga admitida, através da variação da temporização e levantamento (curso) das válvulas de admissão.

Diversos investigadores, como Zmudka *et al.* (2014) p. 194, consideram o ciclo aberto de Seiliger-Sabathe como referência para avaliação das vantagens e eficiência da aplicação das estratégias de fecho adiantado e de fecho atrasado das válvulas de admissão (respetivamente EIVC, *Early Intake-Valve Closure* e LIVC, *Late Intake-Valve Closure*, na terminologia anglo-saxónica).

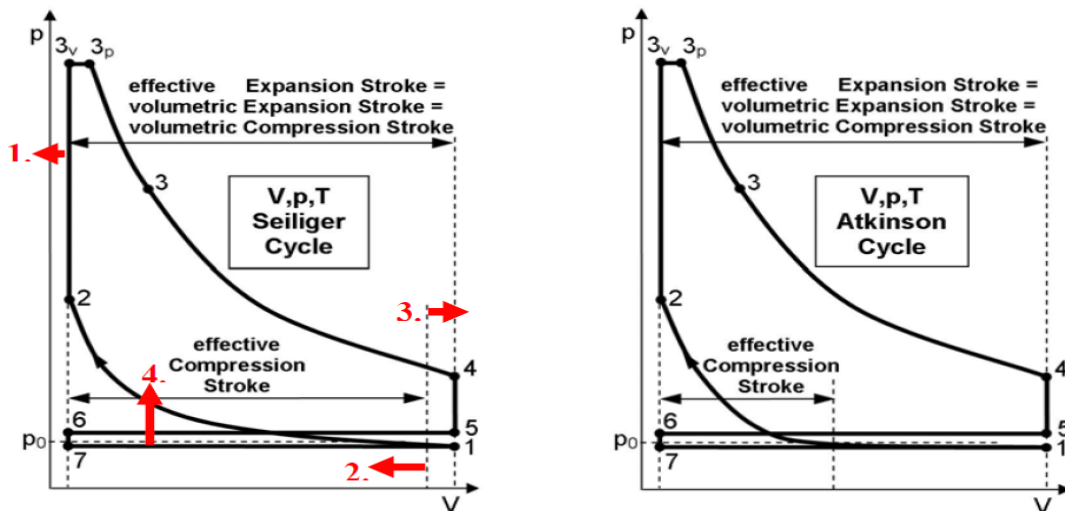
A Figura 3.6 mostra, à esquerda, o ciclo aberto de Seiliger-Sabathe, i.e., o ciclo ideal, considerando as resistências nos sistemas de admissão e de escape e, à direita, o ciclo aberto teórico com EIVC. Com a EIVC, a entrada de ar para o cilindro<sup>11</sup> fica completa muito antes do PMI. A temporização da abertura e o levantamento das válvulas são os convenientes, de forma a proporcionar a retenção da massa de ar requerida, tendo em conta o ponto de operação em carga parcial. A Figura 3.6, à direita, também mostra como resultam benefícios na economia de combustível, em especial em condições de carga parcial, dado que é suprimida a válvula de estrangulamento do coletor de admissão (*dethrottling*, na terminologia anglo-saxónica) o que reduz o trabalho (logo perdas) de bombagem.



**Figura 3.6:** Esq.: Ciclo aberto Seiliger-Sabathe, i.e. ciclo ideal, considerando as resistências nos sistemas de admissão e de escape. Dir.: Ciclo aberto teórico do sistema com EIVC. Reproduzido de Zmudka *et al.* (2016) pp. 1 e 2.

A Figura 3.7 mostra, à esquerda, o ciclo aberto de Seiliger-Sabathe, i.e., o ciclo ideal, em que estão assinaladas (setas vermelhas) quatro formas comuns de procurar o aumento do rendimento da conversão térmica. A Figura 3.7, à direita, como reciprocamente à EIVC, a LIVC envolve a entrada de ar durante todo o tempo de admissão e o retorno do excesso ao coletor, depois do PMI.

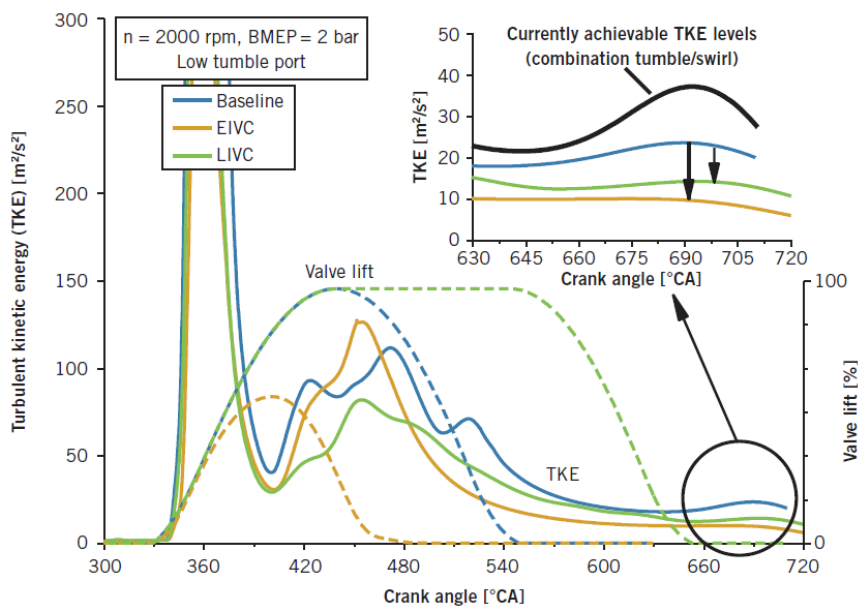
<sup>11</sup> Considera-se a utilização de injeção direta. Portanto a admissão é apenas de ar.



**Figura 3.7:** Esq.: Ciclo aberto Seiliger, em que estão assinaladas (setas vermelhas) quatro formas comuns de procurar o aumento do rendimento da conversão térmica. Dir.: Ciclo aberto teórico do sistema com LIVC. Reproduzido de Gheorghiu (2010).

Para operação em plena carga é aumentada a pressão no coletor de admissão, a fim de alcançar a carga de ar necessária, seja na situação de fecho adiantado, ou na de fecho atrasado, Scheidt *et al.* (2014) p. 4.

A Figura 3.8 mostra, para a condição de operação  $N = 2000$  rpm e BMEP = 2 bar, a energia cinética turbulenta, bem como as curvas de levantamento das válvulas de admissão para estratégias EIVC e LIVC, comparando-as entre si e com uma operação de referência (*Baseline*). O gráfico é traçado em função do ângulo da cambota, com detalhe para a zona do ponto de ignição.



**Figura 3.8:** Energia cinética turbulenta para estratégias EIVC e LIVC, comparada com o levantamento de referência. Reproduzido de Scheidt *et al.* (2014) p. 5.

O fecho adiantado ou atrasado das válvulas de admissão tem, pois, consequências diferentes no funcionamento do motor. A tabela 3.2, resume as principais diferenças.

**Tabela 3.2:** Resumo das principais diferenças na caracterização e nas consequências entre o fecho atrasado (LIVC) e adiantado (EIVC) da válvula de admissão. Tabela construída a partir de Scheidt *et al.* (2014) p. 5.

Caracterização e consequências	Fecho adiantado das válvulas de admissão - EIVC ( <i>Miller</i> )	Fecho atrasado das válvulas de admissão - LIVC ( <i>Atkinson</i> )
<b>Caracterização</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Produção de <i>tumble</i> =&gt; perdas por turbulência da carga =&gt; consequências negativas para a combustão e na tolerância ao gás residual;</li> <li>- Extensão substancial do tempo de dissipação =&gt; aumento da conversão em calor da energia cinética turbulenta, até ao ponto de ignição.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Menores perdas no movimento da carga, em comparação com EIVC, bem como menor dissipação;</li> <li>- Em adição aos efeitos das perdas de energia cinética turbulenta na estabilidade da combustão, o nível reduzido de temperatura tem repercussões na inflamabilidade =&gt; tolerância ao gás residual.</li> </ul>
<b>Consequências</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Maior vantagem nas cargas elevadas, dada a menor necessidade de turbulência.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Maior vantagem para a máxima redução do estrangulamento da admissão, em regime de baixas cargas e turbulência moderada.</li> </ul>

Scheidt *et al.* (2014) referem um projeto de investigação conjunto entre a Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG e o IAV GmbH, que analisou o potencial de um MCI-IC, a gasolina, com um conceito de otimização de estratégia combinada EIVC / LIVC, dado que ambos os métodos têm os seus benefícios, conforme as zonas de operação do motor. Nesta estratégia otimizada, o motor é operado em LIVC, para máxima supressão da válvula estranguladora de admissão, na zona de baixas cargas e nível moderado de turbulência. À medida que a carga aumenta, é necessária menos turbulência, produzindo o método EIVC melhores resultados, ainda com velocidades baixas e médias, até à plena carga. Com velocidades elevadas as limitações cinemáticas levam a que volte a ser indicada a utilização de LIVC.

Para possibilitar a concretização destas estratégias, são necessárias tecnologias de levantamento e temporização variáveis das válvulas de admissão. A atuação de válvulas variável independente permite o controlo do motor, tendo em conta também outros sistemas, por exemplo, o fecho adiantado das válvulas de escape, tornando possível a recirculação interna dos gases de escape (IGR, *Internal exhaust Gas Recirculation*, na terminologia anglo-saxónica), Zmudka *et al.* (2014) pp. 191-205.

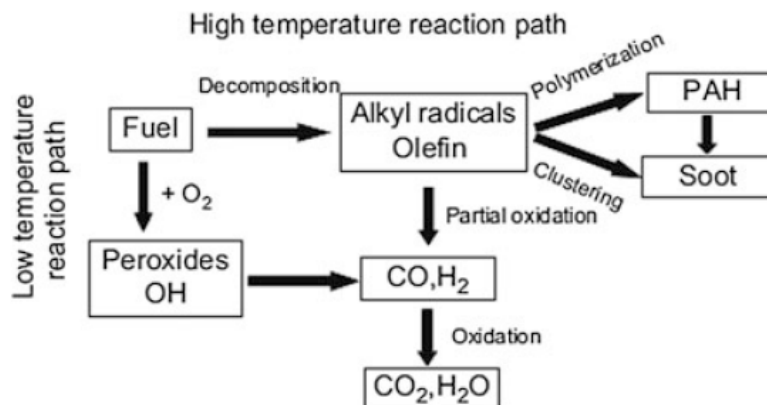
As tecnologias de levantamento e temporização variáveis serão consideradas adiante, no capítulo dedicado às tecnologias, ver secção 4.2.

### 3.6.2. Combustão a baixa temperatura

A combustão a baixa temperatura (LTC, *Low-Temperature Combustion*, na literatura anglo-saxónica) é um conceito avançado para motores de combustão interna muito diferente do usado quer nos MCI-IC, quer nos motores de ignição por compressão. A tecnologia LTC contribui para a redução das emissões de  $\text{NO}_x$  e de PM, bem como do consumo específico de combustível, Singh e Agarwal (2018) p. 9.

Para MCI-IC a operar em condições de LTC, o processo de inflamação da mistura, em lugar de ser iniciado por uma faísca, é originado volumetricamente em toda a carga, por autoignição controlada, pelo aumento de temperatura provocado pela compressão da carga. Este processo de autoignição controlada de gasolina (GCAI, *Gasoline Controlled Autoignition*, na terminologia anglo-saxónica) oferece um grande potencial para redução de emissões de  $\text{CO}_2$ , em comparação com o de mistura pobre estratificada, Lehrheuer *et al.* (2015). Adicionalmente, a combustão a baixa temperatura do processo GCAI praticamente não necessita de pós-tratamento de gases de escape, porque quase não são produzidos  $\text{NO}_x$ , Lehrheuer *et al.* (2015).

A oxidação dos hidrocarbonetos pode processar-se fundamentalmente por duas vias químicas genéricas, respetivamente a alta ou a baixa temperatura, conforme esquematizado na Figura 3.9.



**Figura 3.9:** Vias químicas genéricas de oxidação de hidrocarbonetos, por alta e por baixa temperatura. Reproduzido de Singh e Agarwal (2018) p. 19.

Enquanto nos MCI-IC de carga homogénea a combustão se caracteriza por uma chama de pré-mistura e nos motores Diesel se caracteriza por uma chama de difusão<sup>12</sup>, em combustão de baixa temperatura (LTC) a libertação de energia processa-se de modo volumétrico:

- numa chama de pré-mistura o combustível e o ar encontram-se uniformemente misturados a uma escala molecular, mas estão separados dos produtos da combustão por uma chama fina;
- numa chama de difusão o combustível e o ar estão separados, difundem-se em direções opostas e formam uma zona de chama na vizinhança da zona estequiométrica entre o combustível e o ar, com a taxa de libertação de calor controlada pela difusão ou processo de mistura;
- durante a libertação volumétrica de energia, o combustível e o ar estão misturados à escala molecular, mas a combustão parece iniciada em todo o volume por um processo de ignição de desenvolvimento rápido.

Este processo de autoignição de hidrocarbonetos é controlado pela cinética química e, de acordo com Westbrook (2000) pp. 1563 a 1577, despoletado pela pronta decomposição de peróxido de hidrogénio ( $H_2O_2$ ) em radicais hidroxilo ( $OH\bullet$ ) durante o tempo de compressão a, aproximadamente, 1000 K, Pischinger *et al.* (2015).

A detonação num MCI-IC é um exemplo deste tipo de combustão, assim como as várias formas de combustão a baixa temperatura (LTC), e.g. de ignição por compressão de carga homogénea, ou de autoignição controlada (respetivamente, HCCI, *Homogeneous Charge Compression Ignition* e CAI, *Controlled Autoignition*, em literatura anglo-saxónica), Matthews (2015).

Em sentido genérico, podemos dizer que os motores operam em LTC no mesmo princípio fundamental dos motores a quatro tempos. No tempo de admissão, é admitida para o cilindro uma mistura ar-combustível aproximadamente homogénea. Depois da válvula de admissão fechada, o pistão começa a comprimir a mistura, o que aumenta a temperatura e a pressão no interior do cilindro. Quando o pistão se aproxima do PMS, a carga atinge as condições de autoignição. A cinética química da carga pode ser acelerada pelo aumento da sua temperatura no início do tempo de compressão, pelo pré-aquecimento do ar de admissão, ou pela retenção no cilindro de uma parte dos gases de escape quentes do ciclo motor anterior (IGR). Em

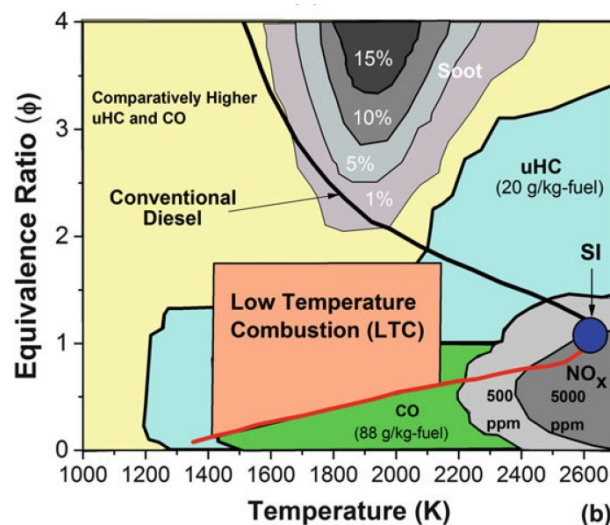
---

<sup>12</sup> Embora no início haja uma fase de combustão em pré-mistura, Mendes-Lopes (2003) pág. 71.

qualquer dos casos, as reações químicas que ocorrem na mistura ar-combustível aceleram-se devido à mais elevada temperatura da carga.

O início da combustão no modo LTC pode ser controlado por uma combinação de variáveis como a taxa de compressão, a temperatura e a pressão da carga de admissão. Logo que a temperatura de autoignição é atingida, durante a compressão, o combustível oxida-se rapidamente e a sua energia é libertada quase instantaneamente. A autoignição ocorre simultaneamente em múltiplos pontos através de toda a câmara de combustão. Não há frente de chama, i.e., há uma completa ausência de zonas de temperatura excessivamente alta e de mistura rica, devido à homogeneidade superior da mistura ar-combustível. Por conseguinte, a formação de PM e as emissões de  $\text{NO}_x$  ficam restritas a níveis ultrabaixos, Singh e Agarwal (2018) pp. 12 e 13.

Na Figura 3.10 encontram-se representadas as zonas de funcionamento do motor Diesel convencional, do MCI-IC (referido como “SI” na figura) e as zonas de formação de partículas (*Soot*) e de  $\text{NO}_x$ , em função da temperatura e da razão de equivalência. Na mesma figura encontra-se representada a zona de combustão a baixa temperatura (LTC), Maurya (2018) p.26.

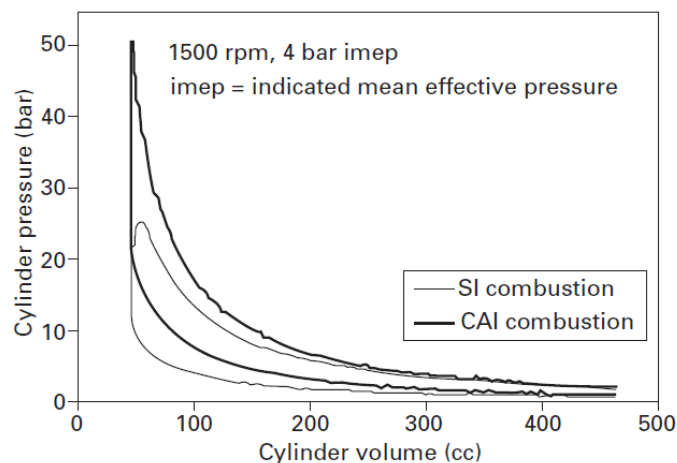


**Figura 3.10:** Zonas de funcionamento do motor Diesel convencional, do MCI-IC, formação de partículas (“Soot”) e de  $\text{NO}_x$ , e zona de combustão a baixa temperatura (LTC), em função da temperatura e da razão de equivalência. Reproduzido de Maurya (2018) p. 33.

A ignição por compressão de carga homogênea (HCCI, *Homogeneous Charge Compression Ignition*, em terminologia anglo-saxónica) ou, quando aplicada a motores a gasolina, GCAI, bem como outras estratégias de combustão a baixa temperatura, são processos de ignição não comandada. Sendo assim, encontrar-se-iam estritamente fora do âmbito deste trabalho, dedicado justamente aos motores com ignição comandada. No entanto, estes processos aplicam-se muitas vezes apenas em certas zonas do funcionamento dos motores, pois não é possível

abranger toda a zona de trabalho em regime de ignição não comandada. Por outro lado, há soluções, como a do Skyactive-X, da Mazda, Mazda (2017), em que o processo, apesar de ter as características básicas de ignição por compressão, a ignição é controlada por faísca (SpCCI, *Spark-Controlled Compression Ignition*, ou SACI, *Spark-Assisted Compression Ignition*). Por estes motivos, faz sentido que estas estratégias sejam incluídas no presente trabalho.

Na Figura 3.11 sobrepõem-se os diagramas  $P-V$  de motores operados respetivamente em MCI-IC e CAI, para as mesmas condições de operação. Note-se que a subida de pressão é muito mais rápida no segundo caso, para além de ser atingido um valor significativamente superior. A área interior à curva CAI é superior à de MCI-IC, evidenciando a maior quantidade de trabalho produzido no ciclo.



**Figura 3.11:** Sobreposição dos diagramas  $P-V$  para operação em MCI-IC e CAI, para as mesmas condições de operação. Reproduzido de Zhao (2007) p. 22.

Entre os fatores que têm dificultado a aplicação alargada deste processo de combustão, estão uma área limitada de operação estável e uma alta sensibilidade em relação às condições variáveis, com a conseqüente necessidade de um algoritmo de controlo rápido, em malha fechada, Lehrheuer *et al.* (2015). A operação estável em LTC requer controlo preciso da temporização da combustão, não havendo um controlo direto sobre o seu início. Este depende da temperatura, da pressão e da mistura ar-combustível no interior do cilindro, Singh e Agarwal (2018) p. 28. Se o controlo não for suficientemente rápido, poderá ocorrer uma combustão demasiado avançada, ou demasiado atrasada, com conseqüências negativas diversas. Entre as formas possíveis de controlar o funcionamento do motor em LTC (para além do uso de *dual fuel*), os autores Singh e Agarwal (2018) referem as seguintes: i) variação da temporização de válvulas; ii) variação da taxa compressão; iii) controlo da EGR; iv) injeção direta.

A recirculação de gases de escape é essencial, em LTC, para conseguir uma redução simultânea de PM e NO<sub>x</sub> sem penalização demasiado alta do consumo de combustível, devido a deficiente combustão. O controlo da quantidade de gases de escape recirculados é a técnica mais comum de ajuste da temperatura no interior do cilindro, a qual controla o início da combustão, Singh e Agarwal (2018) p. 31.

Thring (1989), citado em Singh e Agarwal (2018) p.31, inicialmente obteve LTC através da variação da temperatura do ar e percentagem de EGR numa gama de razões de equivalência. Os efeitos da EGR na combustão e emissões são os seguintes: i) pré-aquecimento da carga; ii) diluição, i.e., redução substancial da concentração de O<sub>2</sub>; iii) aumento do calor específico, devido ao CO<sub>2</sub> e vapor de água, o que conduz a uma redução da temperatura, no final da compressão; iv) efeito químico, em que os produtos não queimados da EGR tomam parte nas reações químicas, com um efeito moderador nas taxas de reação, Singh e Agarwal (2018) p.31.

A recirculação dos gases de escape pode ser conseguida interna (IGR) ou externamente (EGR). A percentagem de IGR pode ser controlada pela variação da sobreposição de abertura de válvulas (positiva ou negativa). A sobreposição negativa de abertura de válvulas (NVO, *Negative Valve Overlap*) é reconhecida como uma das formas de implementação de LTC, ao utilizar combustíveis com elevado índice de octano, como a gasolina, Singh e Agarwal (2018) p.31.

### 3.7. Variação da taxa de compressão

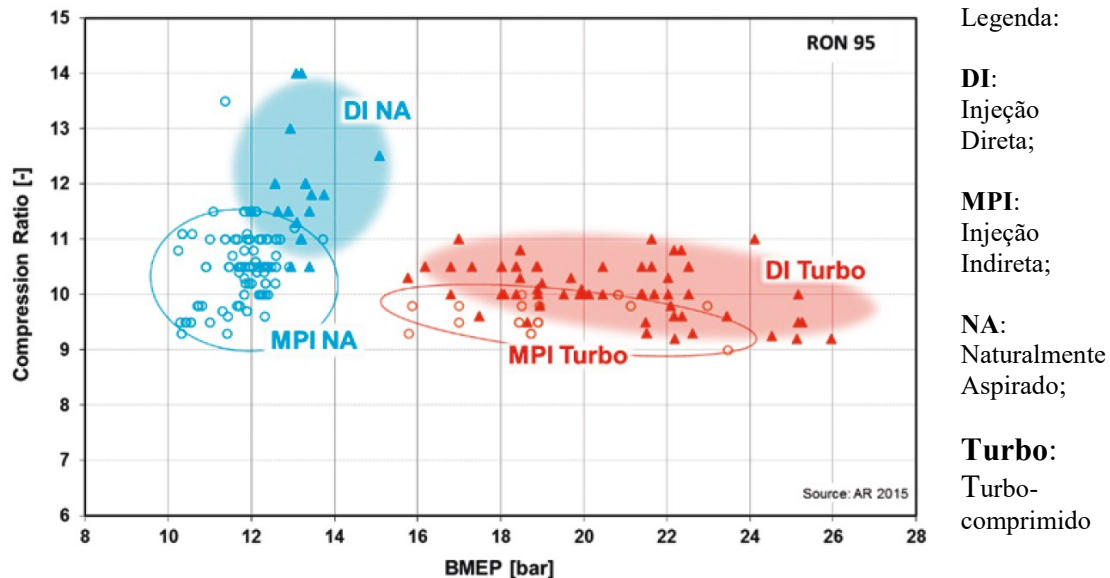
---

Na história do desenvolvimento do MCI, cada ganho significativo de eficiência resultou de novas tecnologias que permitiram o controlo de um parâmetro influente. São exemplos: i) a relação ar/combustível (injeção de combustível); ii) a temporização da ignição (ignição eletrónica); iii) o ciclo de combustão (atuação variável das válvulas); iv) a dinâmica de combustão (DI, EGR). O único grande parâmetro influente que ficou por controlar durante muitas décadas foi a taxa de compressão, Collée *et al.* (2017) p. 53.

A taxa de compressão é, recorde-se, um parâmetro geométrico. O rendimento térmico teórico do MCI-IC aumenta com a taxa de compressão, baixando o consumo específico. No entanto, o aumento da taxa de compressão pode originar a ocorrência de detonação e pressão excessiva no interior do cilindro, de forma que, na prática, a taxa de compressão está limitada pela detonação. Por outro lado, em carga parcial, a pressão e temperatura do gás de combustão são baixas, estando distantes as condições de ocorrência de detonação, o que permite o aumento da

taxa de compressão. Uma solução passa pela variação da taxa de compressão, Kiga *et al.* (2017) p. 42.

A Figura 3.12 evidencia a existência de uma clara correlação entre a  $Pme$  ao freio (BMEP) e a taxa de compressão geométrica, apenas por uma simples observação estatística da produção de MCI-IC, em produção nos anos 2015-16, Fraidl *et al.* (2016b).



**Figura 3.12:** Relação entre a  $Pme$  ao freio (BMEP) e a taxa de compressão geométrica, de séries de MCI-IC, em produção nos anos 2015-16. Adaptado de Fraidl *et al.* (2016b).

As maiores taxas de compressão geométricas são alcançadas em motores naturalmente aspirados, com injeção direta. No entanto, as maiores  $Pme$  ao freio são obtidas em motores turbo-comprimidos, com injeção direta, com taxas de compressão geométrica mais baixa.

Os níveis superiores de potência específica e de  $Pme$  máxima dos motores turbo-comprimidos requerem taxas de compressão mais baixas a plena carga. Em comparação, nos motores naturalmente aspirados, os requisitos de baixo consumo de combustível levam à crescente procura de taxas de compressão mais altas, a carga parcial, Fraidl *et al.* (2016b).

Por tudo isto, a utilização de taxa de compressão variável permite resolver o conflito entre limitação imposta pela detonação, a altas cargas, e o aumento de rendimento térmico, em carga parcial.

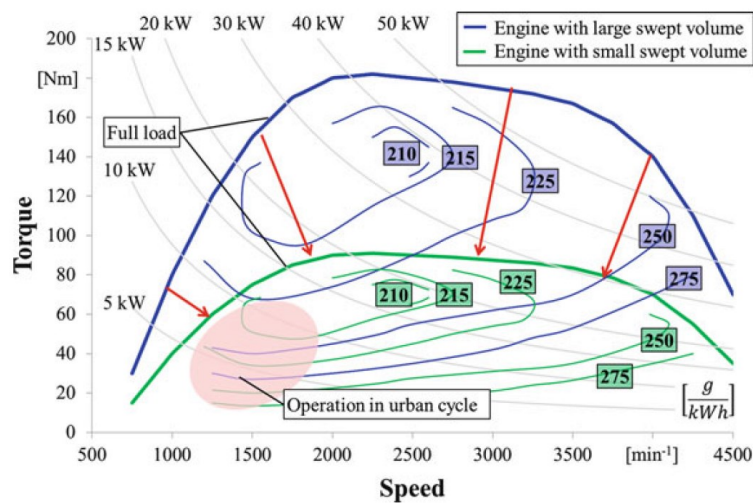
Espera-se que as tecnologias que permitem implementar a estratégia de taxa de compressão variável venham a ser introduzidas num número considerável de MCI-IC turbo-comprimidos da próxima geração, em certas classes de veículos. Um critério essencial para o aumento da

taxa de compressão geométrica é a implementação de ciclos Miller ou Atkinson, Schöffmann *et al.* (2018).

Na secção 4.7 apresentam-se algumas tecnologias que permitirão implementar esta estratégia.

### 3.8. Desativação de cilindros

A Figura 3.13 evidencia um mapa operativo de um motor com desativação de cilindros, nas situações de utilização de grande e de pequeno volume varrido.



**Figura 3.13:** Mapa operativo de um motor, nas opções de utilização de grande e de pequeno volume varrido. Reproduzido de Stan (2016) p. 57.

A Figura 3.13 revela que, quando em utilização a baixas cargas, o uso da situação de pequeno volume varrido confere menores consumos específicos, dado que a desativação de cilindros em condições de carga parcial permite a redução de perdas de bombagem.

Para determinado nível de desempenho, os cilindros que se mantêm em funcionamento, em simultâneo com a desativação de outros, produzem uma *P<sub>mi</sub>* superior, Faust e Scheidt (2016) p. 73.

No passado, a desativação de cilindros era aplicada apenas a motores com um número de cilindros igual ou superior a 6. Mais recentemente, esta estratégia tem sido aplicada também em motores com um menor número de cilindros (4 e 3), levantando-se questões mais complexas de controlo, equilibragem dinâmica (vibração) e gestão da transição entre estados de ativação e de desativação.

Existem diferentes tecnologias que permitem implementar esta estratégia, as quais são referidas na secção 4.8.

### 3.9. Gestão térmica

---

Pode definir-se gestão térmica como o processo de controlo do fluxo de energia, a forma de otimizar a sua utilização e de reduzir o seu desperdício, Jung *et al.* (2012) p.1. Também pode ser caracterizada como a otimização energética do motor e da eficiência térmica do veículo, Beykirch *et al.* (2013) p. 32. São exemplos de medidas de gestão térmica o funcionamento do termostato controlado eletronicamente por um mapa de dados, a utilização de uma bomba de água elétrica, ou a divisão do sistema de arrefecimento do motor em partes independentes, Pischinger *et al.* (2015).

A gestão térmica tem sido nos últimos anos alvo de crescente atenção no desenvolvimento de motores e sua integração nos veículos, visto que permite ganhos na economia de combustível, seja através do aproveitamento de calor, que de outra forma seria desperdiçado, seja pela redução de atrito interno que proporciona ao motor e transmissão.

As tecnologias de gestão térmica complementam outras tecnologias que permitem a redução do consumo energético de forma a atingir os requisitos regulamentares futuros de redução de combustível e de emissões, de forma económica, ICCT (2016). No entanto, terá de existir sempre um compromisso entre o aumento de eficiência e a solicitação admissível ou conveniente das peças do motor, Beykirch *et al.* (2013) p. 35.

### 3.10. Recuperação de energia e hibridização

---

#### **Recuperação de energia dos gases de escape**

Para além da mais vulgarizada forma de aproveitar energia dos gases de escape – a turbo-compressão – várias outras soluções têm sido propostas para o fazer. São exemplos o aquecimento do coletor de admissão, durante a fase de aquecimento do motor, em climas frios e a geração de eletricidade por meio de geradores termoelétricos, ou via ciclo de Rankine. A combinação destes dois últimos processos também já foi proposta, de forma a cobrir uma maior fatia da gama relevante de temperaturas dos gases de escape, permitindo até 5% de redução de consumo, para automóveis de passageiros, Thewes *et al.* (2015) p. 12.

Na tabela 3.3 sintetizam-se algumas formas de aproveitamento da energia dos gases de escape, para além da turbo-compressão simples (abordada na secção 4.3, respeitante à sobrealimentação).

**Tabela 3.3:** Resumo de alguns sistemas de recuperação de energia dos gases de escape, para além da turbo-compressão.

Sistemas	Descrição	Referências bibliográficas
<i>Turbocompound</i> mecânico	Os gases de escape são expandidos através de uma turbina de potência. Permite transferir a potência recolhida na turbina para o veio motor.	Chen, H. (2014) pp. 231 a 235; Rajoo <i>et al.</i> (2014) pp. 270 a 279; Royale, A. e Simic, M. (2015)
<i>Turbocompound</i> elétrico	Acoplamento de uma turbina a um gerador elétrico. Permite a produção de energia elétrica e assim, carregar uma bateria, permitindo a utilização dessa energia em outras aplicações em que seja útil.	
Turbo-compressão eletricamente assistida (“E-Turbo”, “ERS-H” ou “MGU-H”)	Integração de turbo-compressor com máquina elétrica, que pode funcionar quer como gerador, quer como motor. Permite a produção de energia elétrica nas fases de desaceleração do motor, em que há excesso de rotação do turbo-compressor e aceleração deste nas fases de aceleração do motor, recorrendo à energia elétrica acumulada.	
Aplicação do ciclo de Rankine	Utilização de água ou um fluido orgânico como fluido de trabalho, em circuito fechado, com mudança da fase líquida para vapor e expansão deste em turbina, acoplada a gerador elétrico.	
Aplicação do ciclo de Brayton	Utilização de ar (ciclo aberto) ou outro gás (ciclo fechado) como fluido de trabalho, através de turbo-compressor acoplado a gerador elétrico.	
Aplicação do efeito Peltier-Seebeck (geração termoelétrica)	Energia térmica dos gases de escape é convertida em energia elétrica, em células dotadas de componentes semicondutores termoelétricos, dando origem à produção de corrente elétrica.	

### Recuperação de energia cinética

Durante a travagem, a energia cinética de um veículo convencional é convertida em calor, nos travões, e, como tal, perdida. Se nas fases de travagem for acoplado, por exemplo, um gerador elétrico ou um acumulador mecânico de energia cinética, uma parte dessa energia pode ser acumulada e reutilizada nas fases de aceleração. É a chamada travagem regenerativa.

Estando em causa tecnologias que não dizem diretamente respeito ao MCI-IC, o desenvolvimento desta matéria não está no âmbito do presente trabalho. Em todo o caso, existe um relacionamento, devido à interação com o funcionamento do MCI-IC e otimização da inserção no veículo, nomeadamente no que é inerente à hibridização.

### Hibridização

Apesar dos avanços no desenvolvimento dos MCI, é consensual que estes são insuficientes para que os objetivos de emissões de CO<sub>2</sub>, para lá de 2025, possam ser alcançados, levando os fabricantes a adotar crescentemente vários níveis de eletrificação para baixar o consumo.

Um veículo híbrido é o que utiliza dois sistemas de propulsão diferentes, o que significa pelo menos dois sistemas diferentes de armazenagem de energia e dois conversores de energia.

A hibridização é uma das estratégias da construção automóvel que permite maiores reduções no consumo de combustível e de emissões, a nível do veículo, uma vez que permite a recuperação de parte da energia cinética nas travagens e a sua reutilização nas fases de arranque ou de funcionamento apenas do motor elétrico de tração, a baixas velocidades.

Quase todos os fabricantes automóveis têm aderido a esta solução de propulsão. Muitos têm apresentado modelos híbridos no mercado e outros estão a desenvolvê-los, sendo a hibridização muitas vezes encarada como uma etapa para a eletrificação.

Normalmente os sistemas de propulsão híbridos são compostos por um MCI com um tanque de combustível e por um motor elétrico com bateria. Um híbrido total (*full hybrid*, na designação anglo-saxónica) é o veículo capaz de se mover usando apenas o motor elétrico; um híbrido suave (*mild hybrid*, na designação anglo-saxónica) é o que tem um motor elétrico que não pode mover por si só o veículo, mas apenas apoia o motor de combustão, FEV (2015) p.43.

Os veículos *full hybrid* e os híbridos *plug-in* (PHEV) podem oferecer uma redução de consumo superior a 30%, Joshi (2017), enquanto que os *mild hybrid*, utilizando uma bateria de 48 V, parecem particularmente atrativos, capazes de uma grande parte dos benefícios de um *full hybrid*, a uma fração do preço. No entanto, o verdadeiro benefício dos veículos híbridos está muito ligado às condições de condução e ao estado de carga (SoC, *State of Charge*, em terminologia anglo-saxónica) da bateria, Joshi (2017).

### 3.11. Redução de emissões poluentes

---

O aumento do rendimento proporcionado pelas estratégias mencionadas nas secções anteriores, traduz um melhor aproveitamento da energia contida no combustível e assim, desde logo, uma menor produção de emissões para a mesma energia útil, em geral. Também foi visto que, no caso específico da combustão a baixa temperatura, é originada uma quantidade reduzida de emissões de NO<sub>x</sub>, por via do próprio processo de combustão. Podemos então considerar que as estratégias de redução de emissões se dirigem, quer para a redução da sua formação, quer para o pós-tratamento dos gases de escape. Este raciocínio está em linha com Song (2015), que considera que, em particular no que respeita ao NO<sub>x</sub>, as tecnologias de controlo podem agrupar-se em duas categorias:

- i) Interiores ao cilindro: promovem a redução de formação de  $\text{NO}_x$ , antes e durante o processo de combustão, reduzindo a temperatura do gás e controlando as reações químicas da combustão. As tecnologias de controlo, internas aos cilindros, incluem:
  - a. Controlo da combustão, pela otimização da temporização da ignição;
  - b. Utilização de EGR para controlar a temperatura e reações químicas da combustão;
  - c. Utilização de arrefecimento da carga, após compressão de sobrealimentação (*inter-cooling*).
- ii) Pós-tratamento dos gases de escape. Os sistemas de pós-tratamento dos gases de escape (catalisadores) fornecem os meios para reduzir o  $\text{NO}_x$  formado, no processo de combustão.

### 3.12. Combustíveis alternativos

---

Não sendo possível neste trabalho desenvolver este tema, que se considera, no entanto, do maior interesse quanto ao seu potencial, fazem-se apenas muito breves considerações.

A utilização de combustíveis alternativos à gasolina, com menor teor de carbono, permite que a combustão produza uma menor quantidade de  $\text{CO}_2$ . Estes combustíveis podem ser naturais ou sintetizados, nomeadamente usando o método *Fischer-Tropsch*.

Combustíveis neutros sob o ponto de vista de  $\text{CO}_2$  permitem que o  $\text{CO}_2$  produzido na combustão seja compensado com o capturado na sua produção. São várias as experiências, em curso, de produção de combustíveis sintetizados com a incorporação de  $\text{CO}_2$  capturado da atmosfera.

O chamado “biocombustível” é metano artificial resultante da reação de  $\text{H}_2$  (produzido com eletricidade desejavelmente proveniente de fontes renováveis) com  $\text{CO}_2$ , recolhido em locais onde é produzido em grande quantidade, por exemplo, em centrais de tratamento de esgotos, ou de compostagem.

Entretanto, o combustível para MCI-IC, alternativo à gasolina, com maior utilização a nível global é o gás natural, nas suas formas comprimido (CNG), ou liquefeito (LNG).

#### **Gás Natural**

O gás natural apresenta constituição química variável, em função da zona de captação, sendo, no entanto, constituído maioritariamente por metano ( $\text{CH}_4$ ). Pode ser usado em MCI-IC, em vez de gasolina, desde que o motor seja adaptado. Para além do preço muito inferior, as vantagens do gás natural em relação à gasolina são fundamentalmente: i) índice de octano mais elevado, o que permite uma maior taxa de compressão, e ii) menor teor de carbono. Ricardo

(2016) refere uma redução de 23% nas emissões de CO<sub>2</sub> constatada num motor a trabalhar com CNG, quando comparado com outro similar, trabalhando a gasolina. O motor em causa, alimentado a gás natural, foi sujeito às adaptações adequadas, entre as quais uma taxa de compressão superior, proporcionada pelo maior índice de octano. Como desvantagens, podem referir-se: i) o reservatório de combustível mais volumoso para a mesma autonomia; ii) tempo de reabastecimento superior; iii) maior sensibilidade nos parâmetros operativos, nomeadamente zona de inflamabilidade da mistura menor que a da gasolina; iv) menor capacidade de lubrificação do gás natural.

A utilização de CNG requer, portanto, o uso de tecnologias específicas, entre outras, um sistema de ignição capaz de uma energia de ativação superior e um sistema de pós-tratamento de gases de escape apropriado. Sendo que o CH<sub>4</sub> tem um efeito de estufa muito superior ao do CO<sub>2</sub> (cerca de 25 vezes, considerando um espaço de tempo de 100 anos, EPA *website*) é da maior importância que seja conseguida a eficaz conversão catalítica do CH<sub>4</sub> não queimado, que resulte da combustão. Assim, o sistema de tratamento de gases de escape terá de ser também o apropriado (conforme referido na secção 4.9). Exemplos de outras adaptações eventualmente necessárias podem ser encontradas em Demmelbauer-Ebner *et al.* (2018). Nelas se incluem: i) os materiais e acabamento com nitruração das válvulas, respetivas guias e sedes, em virtude das temperaturas mais elevadas e menor capacidade de lubrificação do gás natural, para que mantenham a dureza suficiente a altas temperaturas; ii) rampas de fecho das cames de admissão e escape corrigidas, de modo a permitir uma velocidade inferior de assentamento das válvulas; iii) voltagem de ignição superior, devido à menor inflamabilidade da carga; iv) alojamento dos segundos segmentos dos pistões tratados com acabamento adicional de anodização dura, a fim de aumentar a resistência ao desgaste.

### 3.13. Combinação de estratégias

---

Neste capítulo referiram-se estratégias que procuram essencialmente o aumento de rendimento dos MCI-IC e, dessa forma, a redução de consumo e de emissões. Partindo do estudo detalhado das expressões dos rendimentos dos ciclos teóricos de base do MCI-IC, procuram-se ganhos em cada fator. As estratégias têm em vista, entre outros, o aumento da eficiência volumétrica, do rendimento mecânico e da combustão, bem como a redução de perdas por bombagem e das perdas térmicas. A energia que não é possível converter em trabalho útil e é rejeitada pelos gases de escape também é objeto de recuperação.

As estratégias podem aparecer combinadas entre si. Como exemplo, refere-se o caso dos MCI-IC, com ignição por compressão, da Hyundai e GM, citados em Krieger (2016). A Tabela 3.4 resume as estratégias e tecnologias utilizadas nestes motores.

**Tabela 3.4:** Exemplo de combinação de estratégias e tecnologias aplicadas em MCI-IC, neste caso de ignição por compressão, da Hyundai e GM. Tabela construída a partir de Krieger (2016).

Estratégias	Tecnologias
Redução das perdas por bombagem.	Supressão da válvula de controlo de admissão.
<i>Downsizing e downspeeding</i>	Sobrealimentação por compressor volumétrico e por turbo-compressor. O primeiro atua em baixas velocidades do motor e, o segundo, em altas.
Aumento da taxa de compressão para 14:1	Utilização de DI, de alta pressão, com múltiplas injeções por ciclo motor.
Utilização de ignição por compressão	Distribuição variável, para permitir IGR.
	Utilização de velas de ignição, apenas para as situações de <i>ralenti</i> e de WOT.
	Aquecimento de ar de admissão, no arranque a frio.
Gestão térmica	Injetores de óleo, para arrefecimento dos pistões, com controlo de caudal.

Outro exemplo de combinação de estratégias pode ser encontrado em Sens *et al.* (2016) em que são referidos estudos conduzidos conjuntamente pelo IAV GmbH e pela Westsächsische Hochschule Zwickau, que evidenciam como, em termos de conceitos *downsizing*, o consumo em carga parcial pode ser significativamente reduzido se o potencial do ciclo Miller for combinado com compressão variável.

Frequentemente, uma estratégia socorre-se de várias tecnologias e, reciprocamente, a mesma tecnologia pode servir várias estratégias. As tecnologias são o tema desenvolvido no capítulo seguinte.

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

## 4. Tecnologias de última geração em motores de ignição comandada

---

### 4.1. Introdução

---

O presente capítulo apresenta as tecnologias de última geração em MCI-IC, que permitem a implementação das estratégias referidas no capítulo anterior.

Nas seguintes secções são tratadas respetivamente as seguintes tecnologias: 4.2. Tecnologias de distribuição e válvulas; 4.3. Tecnologias para aumento de eficiência volumétrica e sobrealimentação; 4.4. Tecnologias de injeção de combustível; 4.5. Tecnologias de ignição; 4.6. Tecnologias de injeção de água; 4.7. Tecnologias de variação da taxa de compressão; 4.8. Tecnologias de desativação de cilindros; 4.9. Tecnologias de controlo de emissões; 4.10. Tecnologias de recuperação de energia dos gases de escape; 4.11. Tecnologias associadas à hibridização; 4.12. Tecnologias associadas à gestão térmica; 4.13. Tecnologias associadas à redução de atrito; 4.14. Tecnologias de projeto, modelação, simulação e teste de motores; 4.15. Tecnologias de construção de motores.

É dada relevância aos sistemas de injeção e de ignição.

### 4.2. Tecnologias de distribuição e válvulas

---

Os gases são admitidos e expelidos dos cilindros através das válvulas, que abrem e fecham nos momentos devidos, havendo muitas variantes de projeto para as válvulas de admissão e de escape e a sua localização, Ferguson e Kirkpatrick (2016) p. 19.

O perfil padrão da came e a temporização fixa do mecanismo de válvulas procuram um compromisso entre a estabilidade do motor ao *ralenti* e a baixas velocidades, a eficiência em carga parcial e baixas emissões e eficiência volumétrica melhorada a plena carga, para o tipo de utilização do motor, isto é, automóvel em que é utilizado, suas características e especificações de utilização. A variação da temporização da abertura e fecho das válvulas permite otimizar as condições de operação e o processo de troca gasosa para cada regime de velocidade e de carga.

O levantamento variável de válvulas foi introduzido no mercado em motores “*downsized*”. Mas mesmo para motores de dimensão muito reduzida podem ser conseguidas reduções no consumo de cerca de 2%, Thewes *et al.* (2015) p. 11.

Os novos conceitos de MCI-IC incluem novos processos de combustão, e.g. HCCI, com temporização e levantamento variáveis de válvulas, tendendo o levantamento contínuo a substituir o clássico controlo por válvula de borboleta, Schulze, *et al.* (2012).

Os sistemas de levantamento (curso) variável de válvulas permitem ir mais longe no controlo da troca gasosa, podendo considerar-se a variação dos seguintes parâmetros: i) temporização, ii) período de abertura e iii) levantamento (curso) das válvulas, Pischinger *et al.*, (2015). Estas funcionalidades podem ser combinadas entre si, de forma a se obter uma variação total do levantamento, permitindo a supressão da válvula de controlo de admissão e, assim, uma redução nas perdas de bombagem. A sobreposição do levantamento de válvulas (vulgo “cruzamento de válvulas”, *valve overlap*, na literatura anglo-saxónica) permite o controlo da quantidade de gases residuais que permanece no interior do cilindro para o novo ciclo, ou seja, que são recirculados internamente (IGR).

A tabela 4.1 apresenta um resumo dos sistemas de levantamento variável de válvulas: a) Sistemas de levantamento variável discreto; b) Sistemas de levantamento variável contínuo; c) Sistemas sem cames.

**Tabela 4.1:** Resumo de alguns sistemas de levantamento variável de válvulas.

<b>a) Sistemas de levantamento variável discreto</b>		
<b>Tecnologias</b>	<b>Descrição</b>	<b>Referências bibliográficas</b>
Sistema “i-VTEC”, da Honda	Este sistema proporciona variação contínua de fase (VVT) e levantamento variável discreto de válvulas (DVVL) usando o conceito de troca de perfis de cames, consistindo em árvore de cames com dois grupos de cames: um de alto perfil e outro de baixo perfil, a que estão associados os respectivos balanceiros com seguidores. Para cargas ligeiras, as válvulas são operadas pelas cames de baixo perfil e, para as cargas elevadas, pelas de alto perfil. A variação de fase é feita com recurso a um sistema hidráulico.	NRC (2015) p. 386
Sistema “Audi Valvelift System (AVS)”, da Audi	Este sistema usa o conceito de troca de perfis de came, com um conjunto de cames com lobo de alto perfil e outro conjunto de baixo perfil. São usados dois lobos diferentes de baixo perfil, um para cada válvula de admissão de cada cilindro, para criar turbulência a baixos regimes. Os dois conjuntos de alto e baixo perfis estão montados numa manga canelada interiormente, que permite o deslocamento axial, no veio de excêntricos. Cada manga está provida de um rasgo espiral. O posicionamento axial da manga é determinado por um pino atuado eletricamente que encaixando no rasgo, faz mover a manga para as posições de alto perfil ou de baixo perfil. A Audi refere que este sistema permite uma economia de combustível de até 7%.	NRC (2015)
Sistema “Camtronic”, da Mercedes-Benz	O sistema da Mercedes-Benz é similar ao da Audi, exceto no uso que faz, de uma manga deslizante para cada dois cilindros adjacentes, enquanto que na Audi é utilizada uma para cada cilindro.	NRC (2015)
Sistema “IVLC”, da Chevrolet	Este sistema usa igualmente o conceito de troca de perfis de cames, com perfis altos e baixos. Utiliza balanceiros com dois seguidores de roletas, que são eletro-hidraulicamente trancados ao balanceiro para operar. Seja na came de alto perfil, seja na de baixo perfil. A General Motors refere que este sistema confere uma economia de combustível até cerca de 4%.	NRC (2015)

b) Sistemas de levantamento variável contínuo		
Tecnologias	Descrição	Referências bibliográficas
Sistema “Valvetronic”, da BMW	Este sistema adiciona um balanceiro intermédio entre o veio de excêntricos e o seguidor de rolete que atua a válvula. O centro de rotação do balanceiro intermédio é variado com um veio excêntrico controlado por uma engrenagem de parafuso sem fim. Ao rodar o veio excêntrico em um ou em outro sentido, obtém-se um aumento ou diminuição do levantamento da válvula. Embora o consumo de combustível seja reduzido em carga parcial, a potência máxima não é aumentada, uma vez que o número adicional de componentes resulta em maior atrito e inércia. Este sistema tem a desvantagem de aumentar a altura da cabeça dos cilindros, tornando o motor mais volumoso. Por outro lado, como é permitida a supressão da válvula de controlo de admissão, são reduzidas as perdas de bombagem. A BMW refere que este sistema pode proporcionar uma economia global de até 10% no consumo de combustível.	NRC (2015)
Sistema “Valvematic”, da Toyota	Este sistema introduz um eixo oscilante adicional entre o veio de excêntricos e o balanceiro de roletes que atua a válvula. O ângulo entre o rolete seguidor e o atuador adicional é controlado por um motor elétrico. Aumentando este ângulo, aumenta o levantamento da válvula. A Toyota anuncia que este sistema proporciona uma economia de combustível de cerca de 5% e um aumento de potência de cerca de 6%.	NRC (2015)
Sistema “Multiair” da Fiat Chrysler” / “UniAir”, da Schaeffler	Sistema eletro-hidráulico, de variação total, permitindo a realização de estratégias Miller / Atkinson, com temporização de abertura e fecho de válvula de admissão, para eficiência otimizada, em todo o mapa de carga. O sistema permite a dispensa de variadores de fase e, eventualmente, de uma das árvores de cames. A partir do ajustamento do fecho da válvula de admissão é controlada a taxa de compressão efetiva. O levantamento da válvula é realizado através de um acoplamento hidráulico entre um pistão mestre e um pistão escravo, controlado por uma válvula solenoide, durante o seguimento do flanco de levantamento do perfil da came. É usada EIVC ( <i>Miller</i> ) até às 3000 rpm e LIVC ( <i>Atkinson</i> ) acima desta velocidade. Em cargas baixas pode ser obtida elevada economia de combustível, devido ao aumento de taxa de compressão e a supressão de válvula de controlo de admissão, em combinação com tolerância de gases residuais aumentada. A velocidades mais elevadas e cargas elevadas a economia é conseguida pela redução do enriquecimento da mistura. Com baixas velocidades e / ou altas cargas as vantagens provêm pelas menores taxas de lavagem ( <i>scavenging</i> ) e o evitar de centro de combustão atrasado, como resultado do aumento de compressão, o qual seria inevitável sem o fecho ótimo, em cada caso.	NRC (2015)  Mayer <i>et al.</i> (2018)
Sistema “UpValve”, da Pierburg GmbH	Este sistema proporciona levantamento variável contínuo, entre zero e o valor máximo. É baseado num seguidor com ponta em rolete de baixo atrito, com ajustador hidráulico. Cada válvula pode ser controlada individualmente. As opções de controlo permitem, por exemplo, intervir no movimento da carga através de levantamento diferencial das válvulas e desativação do cilindro. Um atuador sem escovas e uma engrenagem de parafuso sem fim fazem o ajustamento do veio de cames de controlo, montado em rolamentos de agulhas. O extremo do veio de controlo tem montado um sensor de Hall, de posição.	Breuer <i>et al.</i> (2017)

c) Sistemas sem cames		
Tecnologias	Descrição	Referências bibliográficas
Válvulas com comando eletromecânico	O sistema eletromecânico sem cames utiliza uma combinação de eletroímãs e molas para conseguir o desejado movimento das válvulas na temporização requerida. Um disco montado concêntrica e rigidamente e situado simetricamente entre dois eletroímãs e duas molas, numa posição neutra, a que corresponde a válvula ligeiramente aberta. Quando ao eletroímã inferior é ativado, a válvula abre completamente; quando este é desativado e o superior atuado, a válvula fecha-se contra a sua sede. Pode ser usada uma pequena <i>touché</i> hidráulica para amortecer o movimento. É em geral usado um circuito de controlo em malha fechada, com sensores de posicionamento, para fiabilidade do controlo do movimento e temporização desejada. Como desvantagens apresentam-se o custo, o consumo energético, o ruído e a magnetização residual de componentes.	Sugimoto <i>et al.</i> (2004) Cope e Wright (2006) Srivastava <i>et al.</i> (2018)
Válvulas com comando eletro-hidráulico	Neste sistema, o movimento de um fluido hidráulico é convertido no movimento da válvula, em resposta a um sinal elétrico. Um pistão, fixado à haste da válvula, trabalha dentro de um cilindro hidráulico que recebe a entrada e saída do fluido, com controlo de alta frequência de válvulas solenoides de enchimento e esvaziamento, respetivamente. Foram contruídas diversas variantes, por exemplo, com válvulas de controlo piezoelétricas. O custo apresenta-se como uma das principais desvantagens deste sistema.	Nam e Choi (2012) Zhang <i>et al.</i> (2016) Srivastava <i>et al.</i> (2018)
Válvulas com comando eletropneumático	Este sistema utiliza ar pressurizado para atuar um conjunto cilindro-pistão que, por sua vez, atua a válvula. São utilizadas válvulas direcionais de controlo dos fluxos de ar pressurizado, de entrada e saída do cilindro pneumático e, conseqüentemente, da válvula cujo movimento se pretende controlar. São usados sistemas hidráulicos ou eletromagnéticos adicionais para obter os levantamentos variáveis e velocidades aceitáveis de assentamento das válvulas. A funcionalidade de um sistema destes está limitada fundamentalmente pelo tempo de resposta e pela vida de serviço das válvulas de controlo. É importante que a qualidade do ar seja mantida, de forma a evitar o entupimento das válvulas de controlo. Como inconvenientes foram reportados o ruído e a potência absorvida.	FreeValve Technology Article (2017) Srivastava <i>et al.</i> (2018)

### 4.3. Tecnologias para aumento de eficiência volumétrica e sobrealimentação

Tendo em conta as medidas que permitem promover o aumento da eficiência volumétrica, referidas na secção 3.2, abordam-se na presente secção tecnologias que permitem a sua implementação, nomeadamente as relacionadas com o escoamento da carga de admissão nas e portas de válvulas e com a sobrealimentação.

#### **Características geométricas superficiais do interior das condutas e portas de admissão**

A fundamentação teórica do efeito da superfície tipo “bola de golf”, na redução do atrito, num escoamento, pode ser encontrada em bibliografia diversa, e.g. Shaughnessy Jr. *et al.* (2005) e

Smith (2010). Dois exemplos que ilustram a aplicação deste efeito encontram-se nas Figuras 4.1 e 4.2. A Figura 4.1 mostra o resultado do trabalho, feito pela Veicomer, de maquinação das portas de admissão, na cabeça de um motor, com vista à melhoria da sua capacidade de admissão de ar; a Figura 4.2 mostra válvulas fabricadas pela Williams Motowerx, com a superfície exterior dotada de pequenas concavidades (*dimples*, na terminologia anglo-saxónica).



**Figura 4.1:** Trabalho de maquinação (*dimpling*) efetuado em portas de admissão de cabeça de motor, Veicomer (2017).



**Figura 4.2:** Válvulas com superfície exterior dotada de pequenas concavidades (*dimples*), Williams Motowerx.

## Sobrealimentação

As tecnologias de sobrealimentação podem ser estruturadas da forma apresentada na Tabela 4.2, construída a partir de Hiereth e Prenninger (2003) p. 9.

**Tabela 4.2:** Estruturação das tecnologias de sobrealimentação. Construída a partir de Hiereth e Prenninger (2003).

Tipos de alimentação	Métodos de sobrealimentação
Motores naturalmente aspirados: aproveitamento dos efeitos dinâmicos dos gases de admissão e de escape	Sistemas de admissão pulsados ou variáveis e comprimentos afinados ( <i>tuned</i> ) de coletores de escape.
	Coletores de admissão com câmaras de ressonância de Helmholtz.
	Troca direta de pressões entre o escape e a admissão, e.g. <i>Comprex</i> e <i>register-resonance charger</i> .
Motores sobrealimentados, por compressores movidos mecanicamente	Compressor volumétrico de lóbulos rotativos, sem compressão interna, tipo <i>Roots</i> .
	Compressor volumétrico, com compressão interna, de parafuso.
	Compressor volumétrico, com compressão interna, de espiral.
	Compressor dinâmico, radial ou axial.
Motores sobrealimentados, com aproveitamento de energia dos gases de escape	Acoplamento no mesmo veio de um compressor dinâmico com uma turbina (turbo-compressor).
	Acoplamento no mesmo veio de um compressor volumétrico com um expansor.

É importante ainda referir que existem motores que utilizam uma combinação de processos acima mencionados.

### **Efeitos dinâmicos – ondas de pressão**

Uma solução das mais económicas de sobrealimentação consiste na utilização de ondas de pressão para aumentar a quantidade de ar admitida no cilindro. Durante a troca gasosa pode ocorrer uma razão de pressão positiva (pressão a montante da válvula de admissão superior à de jusante da válvula de escape). Um importante pré-requisito é que a contrapressão dos gases de escape causada pelo cilindro anterior tenha descido para valores inferiores aos da pressão do coletor de admissão, quando a válvula de admissão abrir. Motores com grandes intervalos entre explosões e ligados a uma turbina comum oferecem alto potencial de “lavagem” da câmara de combustão, Liberda *et al.* (2016), p. 69. A quantidade de ar de admissão depende muito da variação da pressão na válvula de admissão, que, por sua vez, depende da reflexão das ondas de pressão no sistema de admissão e da interferência das ondas de pressão de outros cilindros.

### **Sistemas de admissão com geometria variável**

A afinação acústica faz sentido a baixas velocidades do motor, no entanto, seria necessário um comprimento das condutas de admissão muito longo, o que não seria possível no compartimento do motor. Recorrendo a sistemas de admissão com geometria variável em função do regime do motor, é possível aumentar a gama de rotações em que o sistema de admissão está afinado, Pereira e Mendes-Lopes (2011).

### **Sobrealimentação com recurso a compressores volumétricos ou a turbo-compressores**

As tecnologias de sobrealimentação com recurso a compressores volumétricos ou a turbo-compressores são conhecidas e aplicadas há largas décadas, designadamente em motores de alta potência específica, utilizados em aviação ou competição. No entanto, foi nos últimos anos que se tornaram amplamente utilizadas na motorização do automóvel comum (sobretudo, de longe, a turbo-compressão) revelando ainda potencial de desenvolvimento.

No que respeita à aplicação da turbo-compressão em MCI-IC, as questões principais que se colocam (comparativamente às aplicações em motores Diesel) têm a ver com: i) necessidade de uma ampla gama de caudais, devido à também grande variação de regimes de velocidades; ii) temperaturas dos gases de escape mais altas; iii) maior sensibilidade à velocidade de resposta, nas aplicações de automóveis de passageiros, Shahed (2015).

Tratando-se de matéria muito vasta, não é possível desenvolver aqui o tema, podendo recomendar-se Hiereth e Prenninger (2003), Chen (2014), Grigoriadis *et al.* (2014), incluído em IMechE (2014) e, como abordagem geral inicial, Shahed (2015).

### ***Turbo lag***

Um dos desafios cruciais que a turbo-compressão coloca é a dificuldade de obter um binário elevado a baixa velocidade de rotação (*turbo lag*, na literatura anglo-saxónica) devido à baixa entalpia dos gases de escape.

Para que um turbo-compressor possa fornecer boa resposta a baixas velocidades, deverá de ter uma turbina tão pequena quanto possível. Contudo, a altas velocidades, uma turbina pequena induziria contrapressões elevadas nos gases de escape, com conseqüente acréscimo nas perdas por bombagem, impactos negativos da temperatura de escape e no consumo, Beer *et al.* (2016).

Para evitar o efeito *turbo lag* há várias opções, entre as quais, a melhoria da “lavagem” da câmara de combustão, a turbo-compressão em duplo andar, a turbo-compressão complementada com compressão volumétrica, a compressão assistida por motor elétrico, Migaud *et al.* (2015) e a injeção secundária de ar.

### **Melhoria da “lavagem” da câmara de combustão**

Uma forma barata e eficaz de ultrapassar o problema *turbo lag* é melhorar a qualidade da “lavagem” da câmara de combustão, no final do tempo de escape, introduzindo nova carga (mistura ar-combustível, ou apenas ar, no caso dos motores de injeção direta). A melhoria da “lavagem” pode ser obtida por uma significativa amplitude no “cruzamento de válvulas” e / ou afinação acústica das ondas de pressão nas condutas de admissão e escape, Migaud *et al.* (2015) e Beer *et al.* (2016).

No entanto, um caudal adicional de “lavagem” não é incluído no processo de combustão e, por conseguinte, aumenta o nível de O<sub>2</sub> nos gases de escape, o qual reduz a eficiência do processo de conversão do NO<sub>x</sub>, no TWC, Beer *et al.* (2016).

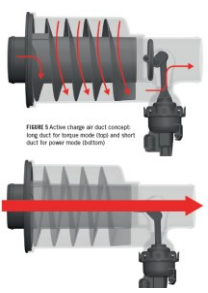
### **Sobrealimentação assistida eletricamente**

Uma forma eficaz, embora dispendiosa, de ultrapassar o *turbo lag* é integrar um compressor motorizado eletricamente, que atua com brevidade, nos regimes de baixa velocidade, quando é requerida uma rápida resposta de binário e aceleração, Hiereth e Prenninger (2003) p. 219 e Beer *et al.* (2016).

## Resumo de tecnologias de sobrealimentação

Na tabela 4.3 sintetizam-se tecnologias de sobrealimentação, com referência de alguns exemplos concretos, indicando-se bibliografia que permite o aprofundamento do conhecimento sobre cada caso: a) Condutas de admissão com geometria variável; b) Sobrealimentação com compressores volumétricos; c) Sobrealimentação com compressores dinâmicos.

**Tabela 4.3:** Síntese de tecnologias de sobrealimentação, com referência de alguns exemplos concretos.

a) Condutas de admissão com geometria variável		
Tecnologias	Descrição	Referências bibliográficas
Conduta de admissão com geometria variável, da Mann+Hummel	Solução destinada a motores com conceito <i>downsizing</i> e <i>downspeeding</i> , turbo-comprimidos, com o objetivo de colmatar o efeito <i>turbo lag</i> , como alternativa económica a outras mais dispendiosas. Enquanto que a altas velocidades do motor, o ar de admissão passa por um trajeto axial, curto, pelo centro do equipamento, a baixas velocidades é obrigado a fazer um percurso longo, em hélice, em escoamento com afinação acústica.	 <p>Migaud <i>et al.</i> (2015)</p>

b) Sobrealimentação com compressores volumétricos		
Tecnologias	Descrição	Referências bibliográficas
Compressor “VTS-V Series”, tipo <i>Roots</i> , da Eaton	Evolução do compressor volumétrico “VTS-R Series”, do mesmo fabricante, desenvolvido para melhorar a eficiência a baixa velocidade. Para tal, procurou melhorar-se a selagem da carga, dentro da câmara de compressão. Dois dos fatores que mais influenciam a eficiência volumétrica e o rendimento isentrópico da operação são o número de lóbulos do rotor e a razão entre o seu comprimento e diâmetro, tendo sido otimizados nesta série. O compressor volumétrico é, frequentemente, montado em série com um turbo-compressor, podendo este ser a montante ou a jusante, resultando características específicas diferentes de operação. Em qualquer dos casos, a baixas velocidades o compressor volumétrico proporciona um alto binário ao motor, suprimindo o efeito <i>turbo lag</i> . A alta velocidade, quando a entalpia dos gases de escape é elevada, o compressor volumétrico é desengrenado.	Lau e Ouwenga (2011), para “VTS-R Series”; Wetzel e Trudeau (2013), para “VTS-V Series”.
Compressor volumétrico, de parafuso, <i>Twin-Screw</i> , da Lysholm.	Embora com aspeto exterior e funcionamento aparentemente similares aos do compressor do tipo <i>Roots</i> , este compressor tem características diferentes. Desde logo, a compressão que é feita internamente, contrariamente ao <i>Roots</i> . Apresenta uma melhor selagem da carga, a baixa velocidade, em relação ao <i>Roots</i> , mas maior momento de inércia.	Hiereth e Prenninger (2003)
Compressores “HSL” e “HSLn”, do tipo espiral, da Handtmann Systemtechnik	Segundo o fabricante, este compressor permite que o motor desenvolva um binário superior desde o <i>ralenti</i> , quando comparado com os turbo-compressores ou mesmo compressores de parafuso, devido a um rendimento isentrópico global superior. Aponta também uma boa resposta dinâmica, devido ao baixo momento de inércia. Aptidão para conjugação com turbo-compressor.	Licht <i>et al.</i> (2012); Linsel e Wanner (2015).

c) Sobrealimentação com compressores dinâmicos		
Tecnologias	Descrição	Referências bibliográficas
Turbo-compressor com turbina “Raax”, da Continental	Turbo-compressor desenvolvido para o motor Audi 2.0 l TFSI EA888 Gen.3B. Este motor utiliza o conceito <i>rightsizing</i> , com estratégia EIVC (ciclo Atkinson/Miller). Os objetivos principais foram: i) melhorar a resposta transiente do motor e ii) aumentar a potência máxima. A turbina foi redesenhada, de forma a permitir que os gases de escape, em vez de entrarem radialmente, entrem com direção oblíqua (daí a designação “radial-axial”). É conseguida a redução do seu momento de inércia. O compressor foi também redesenhado, permitindo um aumento do caudal mássico e assim alcançar um aumento de potência do motor.	<p>Al-Hasan <i>et al.</i> (2016)</p>
Turbo-compressor com turbina “Vraax”, da Continental	Turbo-compressor baseado no “Raax”, mas com admissão variável do caudal de gases de escape, com alteração direcional das pás de entrada. Esta solução permite evitar a utilização de uma válvula <i>wastegate</i> .	<p>Al-Hasan <i>et al.</i> (2018)</p>
Compressor elétrico “eCompressor” da Continental	Compressor radial movido por motor elétrico de 48 V. Este, síncrono de ímãs permanentes, permite acelerar o compressor até 70000 rpm, em menos de 250 ms. A sua integração pode fazer-se a jusante do turbo-compressor, sendo desativado nos regimes altos. Nesta situação, a carga comprimida pelo turbo-compressor é desviada do compressor movido eletricamente, passando por uma derivação ( <i>by-pass</i> ).	Beer <i>et al.</i> (2016)
Protótipo de turbo-compressor eletricamente assistido “EAT”, desenvolvido pela Pankl Turbosystems e pela Federal-Mogul Powertrain	Desenvolvido para trabalhar integrado numa rede de 48 V. A máquina elétrica que integra o turbo-compressor é uma unidade que tanto pode trabalhar como motor elétrico, assim como gerador (MGU, <i>Motor Generator Unit</i> ), permitindo a recuperação de energia, nas fases de desaceleração. Os autores do trabalho referem que, sob condições reais de condução, este equipamento alcançou uma economia de combustível de 0,23 l/100 km, em comparação com o turbo-compressor convencional, o que corresponde a uma redução na emissão de CO <sub>2</sub> , de 5,3 g/km.	Dabbabi <i>et al.</i> (2017)

## 4.4. Tecnologias de injeção de combustível

Os sistemas de injeção podem ser dos seguintes tipos:

- i) **Injeção indireta**, feita na conduta de admissão ou na porta de admissão, imediatamente antes da válvula (PFI, *Port Fuel Injection*, na literatura anglo-saxónica); ou
- ii) **Injeção direta** (DI), feita diretamente na câmara de combustão. A DI permite o aumento da taxa de compressão, logo uma potência específica mais elevada e um rendimento melhorado.

Para os próximos anos, até 2025, prevê-se um declínio na utilização de sistemas PFI e uma duplicação de sistemas DI. De forma que, em 2025, são esperados 39 milhões de sistemas PFI em todo o mundo e igual quantidade de sistemas DI, Pauer *et al.* (2017).

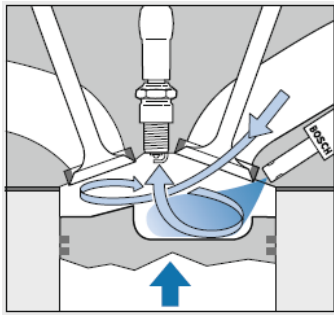
Nos sistemas PFI o combustível é injetado durante o tempo de admissão, isto é, em que a válvula respetiva está aberta e a mistura é aspirada para o cilindro. Estão criadas assim condições para se obter uma mistura com um grau de homogeneização muito elevado, podendo ser, no entanto, estequiométrica, rica ou pobre, consoante as necessidades.

Quando se usa um sistema DI, pode ter-se uma mistura mais rica junto do ponto de iniciação da combustão (elétrodos da vela) e praticamente ausência de combustível na zona circundante (carga estratificada). Isto permite uma velocidade de propagação da chama adequada na zona central e um efeito de isolamento à transmissão de calor para as paredes do cilindro, proporcionado pelas zonas periféricas da carga, o que é proveitoso para a redução das perdas de calor. No entanto, quando se utiliza um catalisador de 3 vias para pós-tratamento das emissões de CO, HC e NO<sub>x</sub>, de modo a maximizar a eficiência de conversão, “é obrigatório” que seja usada uma mistura globalmente estequiométrica, Hofmann *et al.* (2015) p. 19.

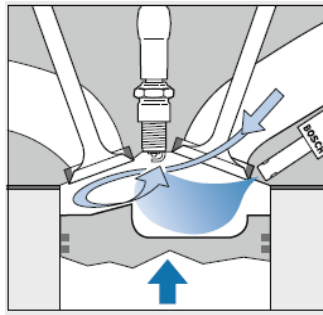
Segundo Meinig (2016), o conceito de carga estratificada não obteve uma aceitação alargada, devido a: i) limitada economia de consumo em operação prática; ii) ao custo da tecnologia de pós-tratamento dos gases de escape para misturas pobres, requerendo a utilização de catalisadores de adsorção de NO<sub>x</sub>; iii) ao perigo de aumento de emissão de PM, como resultado da injeção retardada (tempo curto para formação da mistura).

Nos sistemas DI podem considerar-se as seguintes formas de direccionar a nebulização de combustível, Binder *et al.* (2015) pp. 112 e 113:

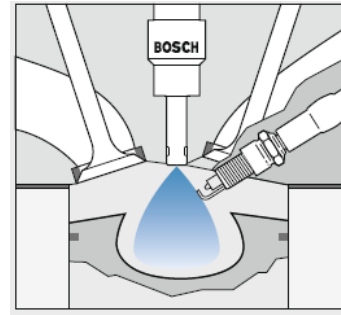
- Injeção guiada pelas paredes do pistão e pelo ar (*wall/air-guided*, na literatura anglo-saxónica):
  - Injeção guiada pelo ar com *swirl* (Figura 4.3);
  - Injeção guiada pelo ar com *tumble* (Figura 4.4).
- Injeção guiada pelo *spray* (*spray-guided*, na literatura anglo-saxónica) (Figura 4.5).



**Figura 4.3:** Injeção guiada pelo ar, com *swirl*. Reproduzido de Binder *et al.* (2015).



**Figura 4.4:** Injeção guiada pelo ar, com *tumble*. Reproduzido de Binder *et al.* (2015).



**Figura 4.5:** Injeção guiada pelo *spray*. Reproduzido de Binder *et al.* (2015).

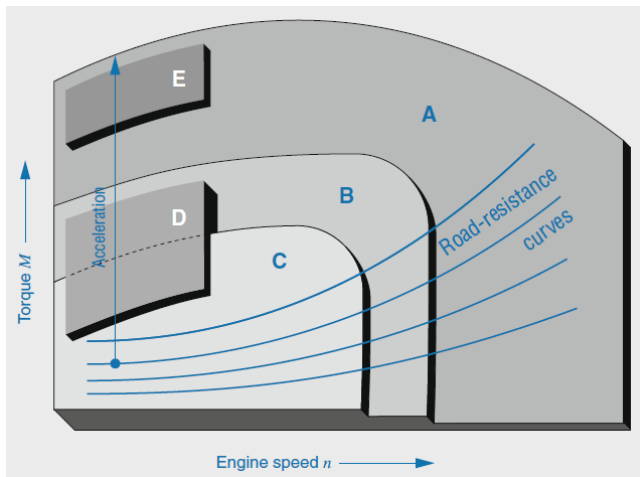
No caso da injeção guiada pelo ar, com *swirl*, o injetor está situado junto às válvulas de admissão, sendo gerado no ar um movimento de rotação de eixo vertical, denominado de *swirl*. No movimento ascendente do pistão, a nuvem de mistura mais rica é direcionada no sentido da vela.

Na injeção guiada pelo ar com *tumble*, o processo é idêntico ao anterior, mas o movimento de rotação do ar tem eixo horizontal.

No caso da injeção guiada pelo *spray*, o injetor está situado centralmente no topo da câmara de combustão e a vela situada próxima. É necessária uma pressão de combustível na ordem dos 200 bar. Este processo tem a vantagem de o *spray* ser diretamente guiado para a vela, mas como desvantagem o curto espaço de tempo para preparação da mistura. É requerida grande precisão no posicionamento do injetor e da vela. A vela está sujeita a grandes tensões térmicas, uma vez que é atingida diretamente pelo *spray* de gasolina a baixa temperatura.

### Modos de operação

Em DI podem ser usados os seguintes modos (Figura 4.6): carga estequiométrica homogênea, carga estratificada, mistura pobre homogênea, carga estratificada homogênea, carga homogênea dividida (*homogeneous split*, em terminologia anglo-saxónica), proteção à detonação homogêneo, carga estratificada/aquecimento catalítico e arranque em carga estratificada, Binder *et al.* (2015) pp. 114 e 115.



- A – Modo homogêneo com  $\lambda = 1$ . Este modo é possível em todas as gamas de operação.
  - B – Mistura pobre ou modo homogêneo com  $\lambda = 1$  e EGR. Este modo é possível nas zonas C e D.
  - C – Carga estratificada com EGR.
- Modos de operação com injeção dual:
- C – Carga estratificada/aquecimento catalítico, mesma área que carga estratificada com EGR.
  - D – Carga estratificada homogênea.
  - E – Modo homogêneo de proteção à detonação.

Figura 4.6: Mapa de modos de operação em DI. Reproduzido de Binder *et al.* (2015) p. 114.

A Figura 4.7 representa os pontos de injeção e de ignição dos diferentes modos de operação.

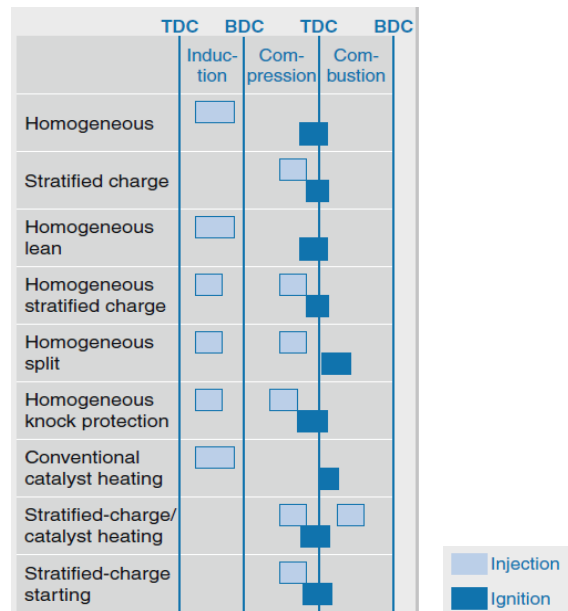


Figura 4.7: Pontos de injeção e de ignição dos diferentes modos de operação. Reproduzido de Binder *et al.* (2015) p. 114.

### Nova geração de sistemas DI, a gasolina

Atualmente os motores a gasolina DI aplicam predominantemente injetores com múltiplos furos, com atuação por solenoide, que são montados na cabeça do cilindro em posição lateral ou central e operam com pressões até 250 bar. O posicionamento central, perto da vela de ignição, permite aquecimento eficaz do catalisador, usando a injeção de uma pequena quantidade de combustível perto da ignição para mais rápida ativação do catalisador e emissões de escape reduzidas. Para este efeito, é necessário um *software* que garanta uma operação estável do injetor, a par de uma formação do *spray* adequada e respetiva estratégia de injeção.

A principal fonte de formação de PM é a preparação incompleta da mistura, consequência dos filmes líquidos de combustível que se formam nas paredes da câmara de combustão. Pode diminuir-se consideravelmente a humidificação do pistão e da camisa e, assim, reduzir a emissão de PM, otimizando a forma do *spray*, em conjugação com o movimento da carga e usando estratégias multi-injeção. Um dos requisitos para otimizar a formação da mistura de combustível-ar é o aumento da pressão de injeção para 350 bar, Puaer *et al.* (2017).

Se estiverem presentes, durante o processo de combustão, condições de temperatura elevada em simultâneo com mistura muito rica, pode ocorrer a formação de PM. Ainda que com mistura globalmente homogénea, se for formado um filme de combustível líquido nas paredes da câmara de combustão, quando a frente de chama atingir essa zona, tem-se em simultâneo, alta temperatura dos gases e baixo conteúdo de oxigénio. Se o referido filme de combustível não se tiver evaporado e homogeneizado, dá-se a formação de PM. Mesmo com um cuidadoso posicionamento do injetor e uma criteriosa forma do *spray*, será difícil evitar por completo esta formação de PM, especialmente em acelerações, sob condições de motor frio ou pouco quente, Puaer *et al.* (2017).

A própria formação de PM na ponta do injetor é contributiva para o nível global de emissão de PM. Devido ao escoamento de combustível no interior do injetor, à rotura do *spray* e à interação do *spray* com o orifício e “pré-orifício”, bem como a interação com o ar circundante dentro do cilindro durante o processo de injeção, podem ocorrer flutuações nos jatos de *spray*. Estas podem conduzir à formação de um filme de combustível líquido na ponta do injetor. A chegada da frente de chama, com altas temperaturas do gás e baixo conteúdo de oxigénio, pode dar origem à formação de PM na ponta do injetor. Uma parte destas PM permanecerá na ponta do injetor, o que pode dar origem a depósitos que irão absorver mais líquido e assim reforçar o processo de formação de PM. Pelo que uma medida para minimizar a formação de PM será a minimização da humidificação do injetor. O escoamento interno ao injetor e a geometria da ponta do injetor pode ser melhorada, recorrendo, por exemplo, a um estudo de mecânica de fluidos computacional (CFD, *Computational Fluid Dynamics*, na designação anglo-saxónica) e ao estudo de alta resolução espacial e temporal do *spray*, de forma a evitar estes fenómenos, Puaer *et al.* (2017).

A utilização de uma pressão mais alta, de 350 bar, provoca um aumento de velocidade do combustível à saída dos furos dos injetores, o que resulta em maiores forças de corte entre o combustível e o ar. Resulta uma redução do diâmetro médio das gotículas (definido pelo parâmetro SMD, *Sauter Mean Diameter*) pela melhoria da rotura primária, conduzindo a um

aumento da superfície de evaporação do combustível injetado. Simultaneamente aumenta o arrastamento do *spray* pelo ar envolvente. É assim promovido o fornecimento de entalpia de suporte à evaporação do combustível e as gotículas de combustível seguem melhor o movimento do ar, resultando numa forte redução do filme líquido de combustível nas paredes do pistão e camisa, diminuindo a formação de PM. Combinando estas alterações físicas com uma calibração avançada, as emissões de PM podem ser reduzidas até cerca de 80%, sob condições de teste RDE e de temperaturas de arranque do motor até 20°C, Puaer *et al.* (2017).

Devido ao atraso da evaporação de combustível, as condições de baixa temperatura impõem ainda assim a utilização de um filtro de partículas (GPF, *Gasoline Particulate Filter*, na designação anglo-saxónica), de modo a cumprir com as normas mais recentes.

### **Sistema DI a 500 bar**

Um sistema que vai mais longe no aumento da pressão de injeção ao procurar a redução na produção de PM, é o desenvolvido pela Divisão de Desenvolvimento Avançado de Motores a Gasolina da Opel Automobile GmbH, em cooperação com a Continental Automobile GmbH, Eitel *et al.* (2018). Este sistema opera com uma pressão de 500 bar na rampa comum. Origina-se uma atomização ainda melhorada, com conseqüente evaporação mais rápida. Igualmente é melhorada a evaporação do combustível residual junto aos furos do injetor. Por outro lado, a maior energia cinética do combustível aumenta a penetração da nebulização, o que favorece a humedificação das superfícies. Este efeito, indesejável, pode ser contrariado por uma redução do tempo de cada uma das múltiplas injeções, em cada ciclo motor. Conjugando o aumento de pressão de injeção para 500 bar, com uma menor duração do tempo de injeção e aumentando o número de injeções em cada ciclo motor, é possível obter uma redução significativa na formação de PM. As principais desvantagens desta tecnologia são a maior potência absorvida no acionamento e as relacionadas com a selagem dos componentes, sendo também, por enquanto, uma solução com reduzida taxa de aplicação, devido ao seu custo.

### **Influências da pressão de injeção e do desenho dos furos do injetor**

Em qualquer dos casos referidos transparece a influência da pressão de injeção (detetando-se uma tendência para o seu aumento) bem como do desenho dos furos dos injetores. A compreensão da dinâmica do escoamento do combustível nestes furos, do processo de formação do *spray* e da formação de depósitos nas pontas dos injetores, com a continuidade de serviço, revela-se da maior importância. A este respeito referem-se dois artigos, com origem na Delphi (Luxembourg), um relativo a um estudo experimental sobre o efeito da pressão de injeção na

deposição de resíduos (*coking*) na ponta do injetor, Befrui *et al.* (2015) e outro, tratando de um estudo computacional sobre o escoamento de combustível e o comportamento do *spray* na proximidade do injetor (ferramenta LES, *Large Eddy Simulation*, de alta fidelidade e alta resolução), Shi *et al.* (2018).

### **Injetores piezoelétricos**

A atuação de injetores para DI, pode ser de tipo solenoide ou piezoelétrica. Os injetores de atuação solenoide utilizam o campo magnético gerado por uma bobine elétrica, enquanto que, os de atuação piezoelétrica, utilizam uma propriedade física de determinados materiais cerâmicos, ditos piezoelétricos, que consiste na rápida mudança dimensional, quando sujeitos a um campo elétrico, Zhao (2010) p.13.

A dilatação de um elemento piezoelétrico é extremamente pequena. Para obter um grau de deslocamento utilizável, é necessária uma pilha de 400 ou mais discos cerâmicos. Para os atuar é necessário um impulso superior a 100 V, conseguindo-se um pequeno movimento que é amplificado mecanicamente e que, tal como nos injetores eletromecânicos, não comanda diretamente os movimentos da agulha, mas fá-lo através de uma pequena válvula, Ditex (2018).

Os injetores com atuação piezoelétrica permitem maior rapidez e melhor controlo na abertura e no fecho da injeção de combustível, em relação aos injetores com atuação solenoide. Estas características são necessárias para realizar um maior número de injeções em cada ciclo motor, cada uma com menor quantidade de combustível.

## **4.5. Tecnologias de ignição**

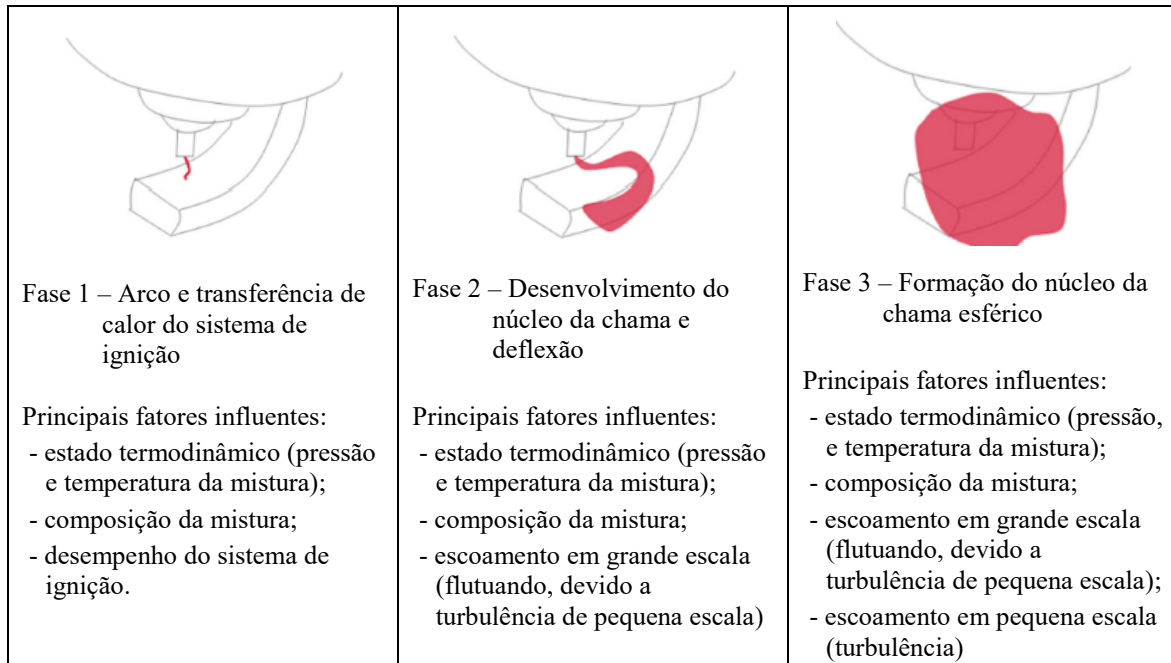
---

Nos MCI-IC, a combustão da mistura é iniciada pela ação de uma faísca elétrica de alta tensão gerada entre dois elétrodos, no interior da câmara de combustão.

A faísca não deverá em geral ocorrer no PMS, mas antes (avanço à ignição) de forma a maximizar o trabalho útil produzido através do ciclo Otto. O avanço de ignição deve aumentar com a velocidade de rotação do motor e com o abaixamento da pressão de admissão. Para que um motor funcione com o máximo rendimento é necessário que o avanço da ignição seja o maior possível em cada situação, sem, no entanto, incorrer em detonação, Hofmann *et al.* (2015) p. 23). É necessário medir a velocidade de rotação do motor e a carga e, em função desses parâmetros, determinar o ponto ótimo da ignição, o que é feito com recurso a sensores e ao processamento da informação pela unidade de gestão do motor. Os sensores de detonação

permitem a monitorização do sistema, de modo a controlar o avanço da ignição, atrasando-a, no caso de ser detetada detonação.

O processo desde a ignição ao início da combustão pode ser dividido em 3 fases. A Figura 4.8 mostra as fases de desenvolvimento do núcleo de chama.



**Figura 4.8:** Fases do desenvolvimento do núcleo da chama. Adaptado de Morcinkowski *et al.* (2017) p.89.

O arco é principalmente influenciado pelo desempenho do sistema de ignição e pelo estado termodinâmico. A transferência de calor da faísca tem de ser superior às perdas de calor para o espaço envolvente. Nesta fase, reações químicas conduzem a um desenvolvimento do núcleo (*kernel*, em literatura anglo-saxónica) de chama. O escoamento local deflete uma tal estrutura de chama por processos convectivos, mas o núcleo da chama é demasiado pequeno para ser afetado pela turbulência de pequena escala. Contudo, a turbulência influenciará a deflexão por ter influência no escoamento de grande escala. A deflexão influencia o volume ativado pela energia, a partir do sistema de ignição. A velocidade de combustão é bastante pequena, uma vez que a velocidade da chama laminar é bastante menor que a velocidade da chama turbulenta. Este núcleo inicial de chama desenvolve-se para uma forma aproximada de esfera. Durante esta fase ocorre a transição de chama laminar para turbulenta.

Em motores a gasolina a possibilidade de empobrecimento de combustão homogénea é principalmente limitada por dois fenómenos. Por um lado, uma alta diluição da carga resulta em atrasos maiores na queima, provocando maiores variações ciclo a ciclo (CCV, *Cycle to*

*Cycle Variation*, na terminologia anglo-saxónica). Por outro lado, tem de ser fornecida energia suficiente para assegurar a ignição da mistura.

Os principais parâmetros em sistemas de ignição são: i) momento de ignição; ii) período *dwell*; iii) voltagem de ignição; iv) energia de ignição.

Em geral, o aumento do avanço de ignição contribui para o aumento da formação de NO<sub>x</sub>.

### **Novas exigências que se colocam aos sistemas de ignição**

Os principais desafios que se colocam aos sistemas de ignição são, resumidamente os seguintes, Schenk *et al.* (2017) p. 6:

- **Requisitos das estratégias de combustão:**
  - Diluição da carga homogénea;
  - Estratificação da carga;
  - Ignição por compressão;
  - Ciclos sobre-expandidos;
  - Taxa de compressão variável;
  - Aquecimento catalítico.
- **Requisitos da operação / integração:**
  - Flexibilidade na operação (variações de binário e/ou de velocidade de rotação);
  - Arranque e paragem do motor;
  - Emissões em condições reais de condução (RDE);
  - Ruído e vibração (NVH, *Noise, Vibration and Harshness*, na designação anglo-saxónica);
  - Fase de aquecimento do motor;
  - Vida útil;
  - Resistência à detonação;
  - Proteção de componentes.

As tendências atuais do desenvolvimento para sistemas de combustão em MCI-IC focam-se principalmente na recirculação externa e interna de gases de escape (EGR e IGR) e/ou diluição de ar, como possíveis abordagens para aumentar o rendimento dos motores, Brandt *et al.* (2016) pág 27.

A Figura 4.9 resume diferentes propostas utilizando uma classificação principal baseada em como o volume do núcleo (*kernel*) da chama é ativado durante o processo de ignição.

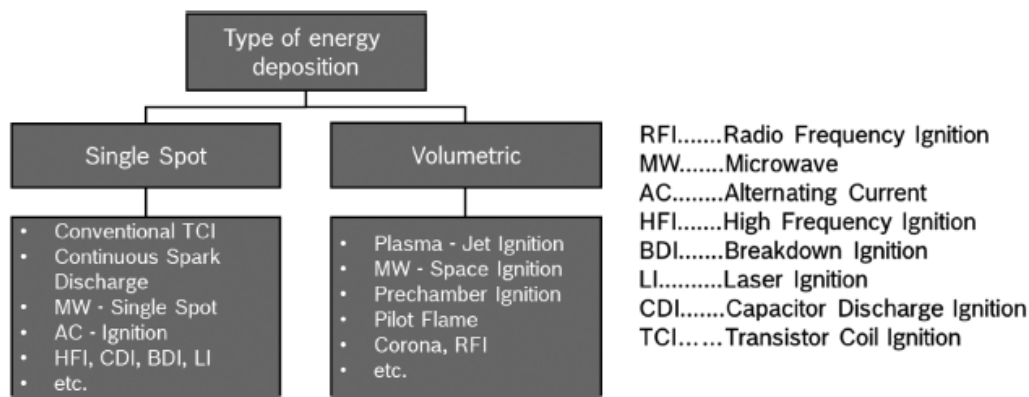


Figura 4.9: Classificação dos sistemas de ignição. Reproduzido de Brandt *et al.* (2016) pág 27.

### Ignição de alta frequência com descarga de coroa

A utilização de uma pequena fonte de ignição “tradicional” não constituía um problema para cargas razoavelmente homogêneas, estequiométricas ou moderadamente pobres. Com uma carga com um grau de estratificação e um  $\lambda$  muito elevados, a ignição tradicional torna-se uma restrição.

Mesmo com uma  $Pme$  elevada e uma mistura bastante pobre, as falhas de ignição podiam ser ultrapassadas utilizando uma voltagem superior e uma duração maior do arco. No entanto, se é preciso mais tempo para inflamar a carga, o ponto correspondente a 50% da fração mássica queimada será também atrasado. Adicionalmente, uma maior duração do arco combinada com uma maior energia provoca o aumento do desgaste da vela. Mais importante ainda, não se consegue ultrapassar o problema inerente à localização da vela.

Para ultrapassar estas restrições foi desenvolvido um sistema de ignição, designado de “descarga de coroa”, que é baseado em jatos de plasma, em vez de uma pequena e única faísca. Para o sistema de descarga de coroa, a ignição começa mais tarde do que no sistema convencional, mas estende-se a toda a carga mais rapidamente (com um número menor de graus de cambota percorridos).

Dois sistemas deste tipo são os desenvolvidos pela Federal-Mogul e pela BorgWarner Beru Systems, que, em seguida, se descrevem resumidamente.

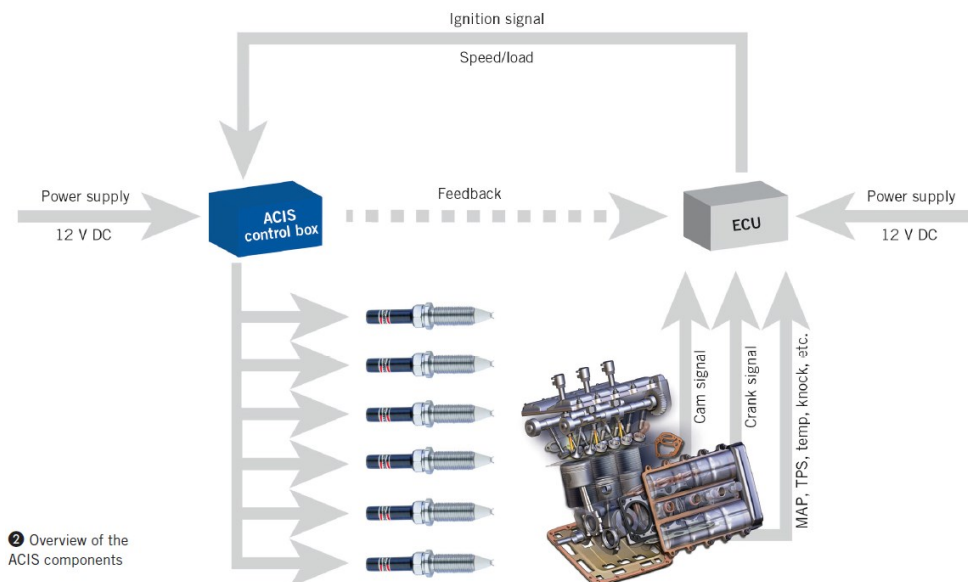
#### Sistema *Advanced Corona Ignition System* (ACIS), da Federal-Mogul

O sistema ACIS é apresentado na Figura 4.10 e consiste em dois componentes principais. O primeiro é o conjunto de ignição em duas peças, montado na cabeça do cilindro, de forma semelhante à da vela de ignição tradicional. O conjunto de ignição inclui o indutor, no cimo e as pontas de ignição, em baixo.



**Figura 4.10:** Sistema ACIS, da Federal-Mogul. Esq.: conjunto de ignição; Dir.: pormenor das pontas (elétrodos). Adaptado de Borrows *et al.* (2013) pp. 38 a 41.

O segundo componente é um controlador que calcula o sinal de disparo a partir da unidade de controlo do motor (ECU, *Engine Control Unit*, na designação anglo-saxónica) e converte a alimentação elétrica de 12 V contínuos na tensão alterna necessária a uma frequência de cerca de 1 MHz, que é fornecida ao conjunto de ignição, tal como apresentado na Figura 4.11.



**Figura 4.11:** Esquema geral dos componentes do sistema ACIS. Reproduzido de Borrows *et al.* (2013) pp. 38 a 41.

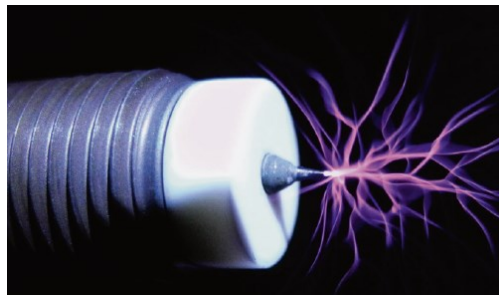
A esta frequência é emitido um forte campo elétrico nas pontas do sistema de ignição, até 72 kV. Este campo estende-se a um volume alargado, no interior da câmara de combustão. A energia gerada pelo campo elétrico excita a mistura ar-combustível até se converter num plasma com alta densidade de partículas de carga (iões), num processo que apenas dura alguns nanossegundos (ns), contrariamente aos cerca de 70  $\mu$ s do arco de uma vela normal. Quando é atingida uma densidade eletrónica suficientemente elevada, múltiplas correntes longas de gás ionizado estendem-se no interior da câmara de combustão e inflamam a mistura. Em contraste com o sistema de vela, que produz um único arco curto, a corrente elétrica é baixa e a descarga

térmica também, sendo, por isso a erosão elétrica e o desgaste muito inferiores aos de uma vela de ignição.

A Federal-Mogul, Borrows *et al.* (2013), reclama que o seu sistema permite um desenvolvimento inicial da chama e uma taxa de queima subsequente mais rápidos, de forma que 50% da fração mássica queimada é alcançada 5 a 8° antes, em relação ao sistema de vela. Em relação ao coeficiente de excesso de ar, é permitido atingir um valor de  $\lambda = 2$  com a mesma energia que com um sistema de vela se consegue  $\lambda = 1,5$ . No que respeita à taxa de EGR, é possível alcançar 35%, enquanto o sistema de vela convencional apenas permite 20%. O aumento da taxa de EGR traduz-se em benefícios relevantes na redução da formação de NO<sub>x</sub>. Também é referido um melhor controlo da detonação. No que concerne ao consumo de combustível, a Federal-Mogul invoca que uma aplicação deste sistema pode resultar numa economia imediata de 5 a 10% de combustível, mas sendo essencialmente uma tecnologia de suporte pode globalmente permitir uma economia até 30%, Borrows *et al.* (2013) pp. 38 a 41.

### **Sistema *Ecoflash*, da BorgWarner Beru Systems**

O sistema *Ecoflash* é apresentado na Figura 4.12, sendo semelhante ao anteriormente apresentado, no que respeita ao princípio de funcionamento, Bohne *et al.* (2014) pp. 30 a 34.



**Figura 4.12:** Sistema da BorgWarner. Adaptado de Bohne *et al.* (2014) pp. 30 a 34.

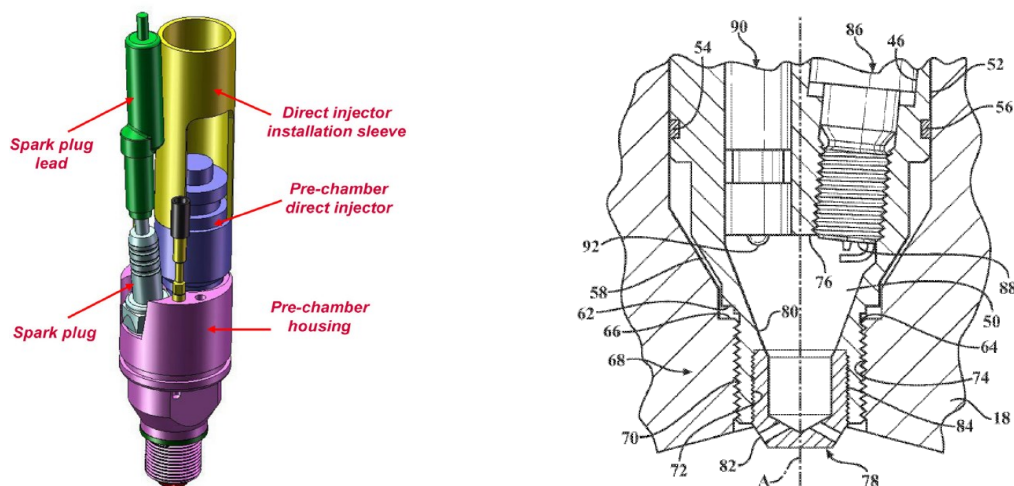
Fisicamente destaca-se a diferença no número de pontas do eléctrodo, dado que em vez de quatro pontas, apenas tem uma. Em termos de resultados também são referidos valores diferentes, no entanto, dada a abrangência do presente trabalho, não são pormenorizados estes aspetos.

### **Ignição por Jato Turbulento (TJI)**

O conceito de ignição por jato foi introduzido por Nikolai Semenov, no final dos anos 50. O seu posterior desenvolvimento, em conjunto com Lev Gussak, permitiu a produção do primeiro motor com este tipo de ignição, Oppenheim (2004) pp. 16 e 24.

Em 2010, a Mahle Powertrain apresentou o sistema avançado de ignição, que designou *Turbulent Jet Ignition* (TJI), em que a combustão se inicia numa pré-câmara, a partir da fâsca de uma vela e do combustível injetado localmente. Daí estende-se à restante carga homogénea que pode ser extremamente pobre ( $\lambda$  até cerca de 2,2), sendo também permitidas taxas de compressão bastante elevadas, Green Car Congress (2010), Attard (2012) e Attard *et al.* (2012).

A Figura 4.13 mostra uma representação 3D do conjunto vela-injetor-pré-câmara (à Esquerda) e um desenho, em corte, de pormenor da pré-câmara, com a vela e o injetor (à Direita).



**Figura 4.13:** Sistema de ignição TJI.: Esq.: Representação 3D do conjunto vela-injetor-pré-câmara. Reproduzido de Attard *et al.* (2012). Dir: desenho, em corte, de pormenor da pré-câmara, com a vela e injetor. Reproduzido de Attard (2012).

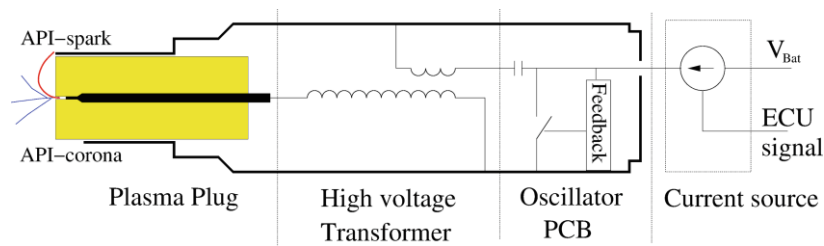
Esta tecnologia está a ser aplicada em MCI-IC de competição, nomeadamente, Formula 1, permitindo rendimentos térmicos acima dos 45%, Butcher (2017).

### Ignição por plasma

Os sistemas avançados de ignição por plasma (API, *Advanced Plasma Ignition*, na designação anglo-saxónica) foram desenvolvidos para ultrapassar os principais inconvenientes, quer dos sistemas de ignição transistorizados (distância entre os eléctrodos pequena, logo pouco volume de ignição), quer dos sistemas de ignição por descarga de coroa (complexidade e preço elevado), Krüger e Visser (2017). Os sistemas API podem ser operados na forma de ignição por coroa (*API-corona*) ou na forma de ignição por fâsca (*API-spark*). Estes sistemas estão concebidos para serem diretamente compatíveis com motores e ECUs que utilizam um sistema tradicional de ignição por transistor.

A Figura 4.14 mostra os componentes do sistema API, composto por: i) fonte de alimentação (*Current source*); ii) um oscilador (*Oscillator PCB*); iii) um transformador de alta voltagem

(*High voltage Transformer*) e iv) uma vela de plasma (*Plasma Plug*) patenteada, Krüger e Visser (2018).



**Figura 4.14:** Componentes do sistema API. Reproduzido de Krüger e Visser (2017).

Quando a vela recebe um sinal com uma tensão de 20 kV e uma frequência superior a 1 MHz, gera uma descarga de coroa. As velas de plasma *API-spark* têm o eletrodo de terra no bordo do isolador cerâmico, enquanto que as *API-corona* têm o eletrodo de terra mais afastado.

### **Ignição por LASER** (*Light Amplification by Stimulated Emission of Radiation*)

A ignição por LASER em MCI-IC, foi inicialmente aplicada e apresentada por Dale *et al.* (1978). Estes autores constataram que era possível a ignição de uma mistura pobre, com uma mais rápida subida de pressão, mas com emissões superiores de NO, quando comparada com ignição por faísca elétrica. Os níveis de emissões de CO e HC eram, no entanto, comparáveis, Done (2017). A literatura relacionada com sistemas de ignição por LASER, apresentada até à atualidade, descreve vários benefícios, e.g. extensão do limite de operação em mistura pobre, redução significativa de emissões de NO<sub>x</sub>, redução do *delay* de ignição, duração superior da combustão, aumento da estabilidade da combustão, desempenho melhorado e insensibilidade à localização da ignição por LASER, Done (2017). Os resultados experimentais da utilização de ignição por LASER, em comparação com o “clássico” sistema de ignição, conduziram às seguintes conclusões, Done (2017): i) a pressão máxima subiu quase 2 bar, com o uso de LASER; ii) a razão de subida de pressão sofreu um aumento de 1,6 a 1,8 bar / ° (grau) de ângulo de cambota (CAD, *Crank Angle Degree*, na literatura anglo-saxónica); iii) a pressão máxima ocorre mais cedo, aproximando-se o ângulo em que se dá a pressão máxima 2% do PMS; iv) a fase inicial da combustão acaba cerca de 4 CAD mais cedo, no ciclo; v) os valores máximos da taxa de libertação de calor são comparáveis, mas a taxa de libertação de calor e o ponto máximo de libertação de calor são atingidos 5 CAD mais cedo. A redução da duração da fase inicial da combustão é devida a uma muito maior energia desenvolvida pelo sistema LASER. Refira-se que 50% da fração de massa queimada por ciclo é atingida antes do PMS, 3 CAD mais cedo.

Os autores Hayashi *et al.* (2017) estudaram os efeitos da sobreposição de micro-ondas na disrupção induzida por LASER, bem como os efeitos dos parâmetros das micro-ondas. Os resultados evidenciaram uma redução do tempo total de combustão. Isto é devido ao grande volume e tempo de vida do plasma, que diminui o tempo de ignição. Adicionalmente a energia total do LASER pode ser diminuída pelo aumento da razão de entrega de micro-ondas.

### **Outros sistemas de ignição**

Referências ainda a outros sistemas de ignição podem ser encontradas em Graf *et al.* (2013), mas, principalmente em Günther e Sens (2016), no que respeita a sistemas avançados.

## **4.6. Tecnologias de injeção de água**

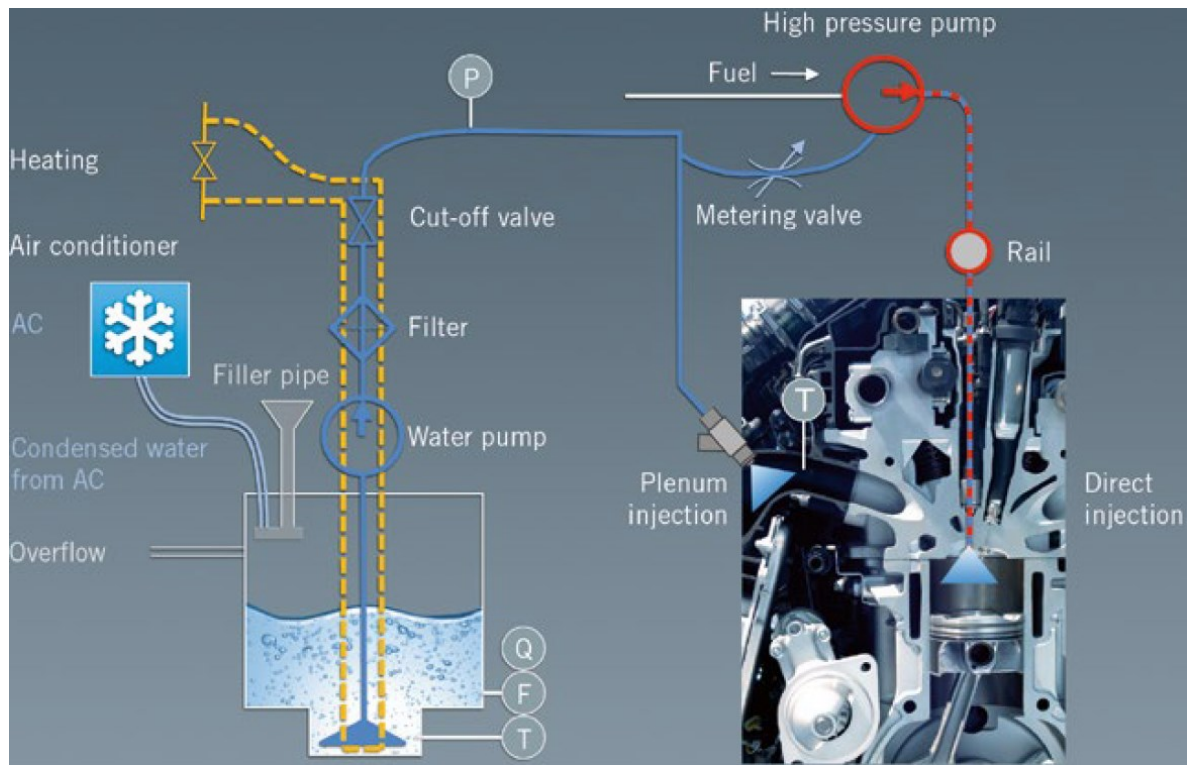
---

A injeção de água em motores de combustão não é um conceito novo. Já nos anos 40 do século passado Sir Harry Ricardo desenvolveu investigação sobre o assunto e foi introduzida em motores de avião, logo estendida a motores de automóvel. A injeção de água permitia em geral maiores taxas de compressão e mitigar a ocorrência de detonação em motores a gasolina, embora a redução de emissões e a limitação da temperatura dos componentes fossem outros objetivos importantes. A injeção de água está a ser estudada por alguns fabricantes e fornecedores, incluindo BMW, FEV e Bosch, especialmente em motores turbo-comprimidos. Numerosos dispositivos de injeção utilizam uma mistura de água e metanol (cerca de 50/50) com uma pequena percentagem de óleo solúvel na água. Enquanto o metanol é combustível, a razão para o uso do óleo é evitar corrosão e erosão pela água, Boretti e Scalzo (2015) p. 29.

Os sistemas de injeção de água competem com outros meios de mitigação da detonação, e.g., EGR, ciclos de Atkinson / Miller e coletor de escape integrado na cabeça / arrefecimento dividido (IEM, *Integrated Exhaust Manifold / split cooling*, na nomenclatura anglo-saxónica). As aplicações correntes parecem estar limitadas à produção de baixo volume de automóveis de alto desempenho, EPA, NHTSA e CARB (2016) p. 5-41.

Os benefícios incluem a redução de emissões de NO<sub>x</sub> e de CO, embora possam aumentar as emissões de HC. A formação de NO<sub>x</sub> aumenta com a temperatura e aumenta rapidamente a temperaturas acima de cerca de 1800 K. Reduzindo as temperaturas de pico pode reduzir as emissões de NO<sub>x</sub>, porque menos energia está disponível para quebrar a tripla ligação N-N, que é o primeiro passo na formação de NO, via mecanismo de Zeldovich, Turns (2000) e Wilson (2011). A injeção de água permite 3 a 8% de economia de combustível, Boretti e Scalzo (2015) p. 29.

A Figura 4.15 esquematiza o sistema posto em prática pela BMW (motor de 3 cilindros com 1,5 l), permitindo um aumento da taxa de compressão de 9,5:1 para 11:1, resultando maior binário (de 300 Nm para 320 Nm) e potência (de 150 kW para 160 kW), bem como uma melhor eficiência em toda a gama de velocidades e cargas, sendo injetada água na câmara de *plenum* de admissão, em conjugação com utilização de DI.



**Figura 4.15:** Esquema do sistema de injeção de água de motor BMW 1.5 l. Adaptado de Böhm *et al.* (2016).

Como a entalpia de vaporização da água é quase 6 vezes maior que a da gasolina ( $2257 \text{ kJ/dm}^3$  para  $400 \text{ kJ/dm}^3$ ) a injeção de água permite efetivamente reduzir a temperatura da carga admitida e, assim, alterar o limite de detonação para uma posição antecipada do ângulo de cambota a 50% da fração de massa queimada (CA50), Böhm *et al.* (2016).

## 4.7. Tecnologias de variação da taxa de compressão

A estratégia de variação da taxa de compressão foi abordada na secção 3.7. O princípio consiste, resumidamente, em usar altas taxas de compressão durante as cargas baixas, para obter o máximo rendimento e reduzir a taxa de compressão para cargas altas, de forma a evitar a detonação. Na Tabela 4.4 sintetizam-se algumas tecnologias, com exemplos concretos, que permitem a implementação da variação da taxa de compressão.

**Tabela 4.4:** Resumo de algumas tecnologias que permitem a variação da taxa de compressão.

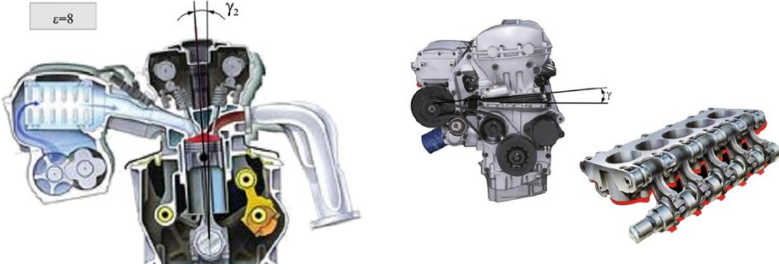
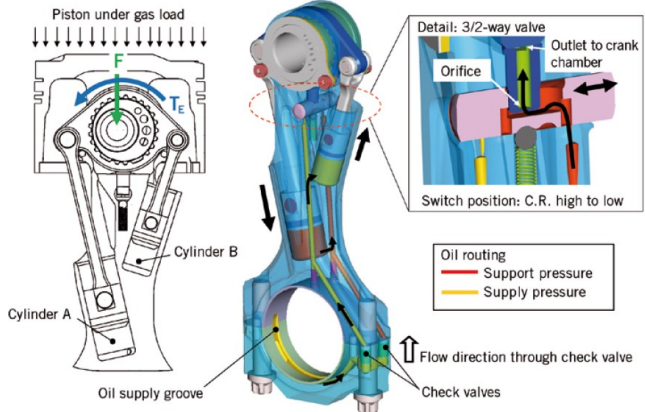
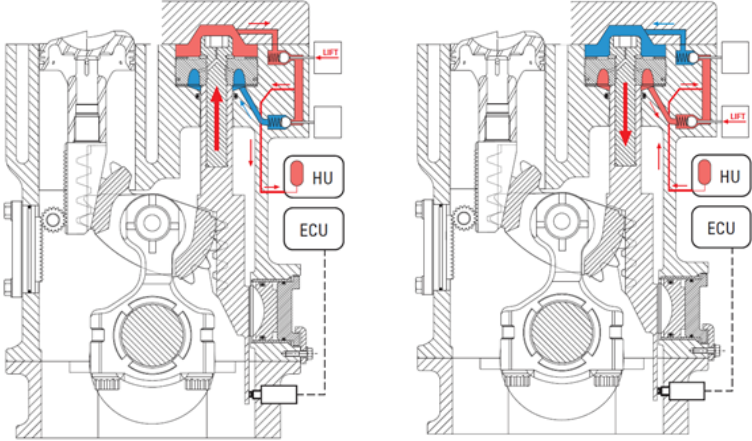
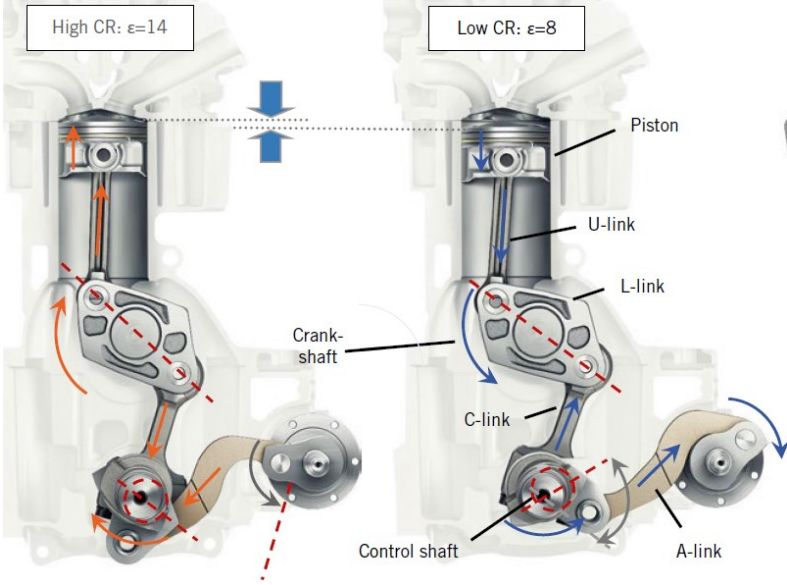
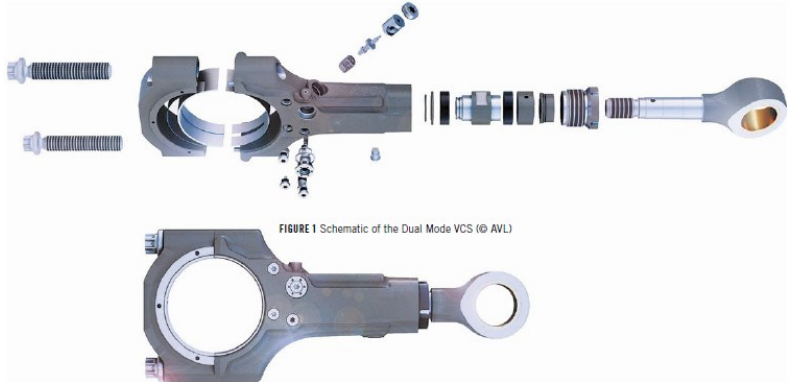
Sistemas	Descrição	Referências
<p>Motor “SVC” (<i>Saab Variable Compression</i>), da Saab</p>	<p>Não sendo um projeto recente (1999), merece uma referência, pelo seu valor conceptual. Bloco de cilindros articulado em relação ao bloco da cambota, de forma que pode ser inclinado por um mecanismo hidráulico. Os diferentes ângulos resultam em diferentes taxas de compressão.</p> 	<p>Linköping University website (2013)</p>
<p>Solução VCR”, da FEV</p>	<p>Este conceito de motor adota bielas que se articulam excêntricamente com o cavilhão do pistão, de forma que a distância entre os eixos do cavilhão e da manivela da cambota pode ser alterada. O movimento de regulação é determinado pelo enchimento ou esvaziamento de dois cilindros hidráulicos incorporados nas bielas.</p> 	<p>Weinowski <i>et al.</i> (2012)</p>
<p>Motor “VCRi”, da MCE-5 Development</p>	<p>Neste motor, a taxa de compressão é ajustada em cada cilindro, a partir de um pistão de controlo, cujo posicionamento é transmitido por uma cremalheira a uma engrenagem que recebe também, do lado oposto, o movimento alternado do pistão motor e o transmite, através da biela, à cambota (vide figuras). O motor opera segundo o ciclo Miller, podendo a taxa de compressão ser variada entre 1:8 e 1:18. É referida uma redução de consumo de 10 a 15% em todos os ciclos de condução, em comparação com os futuros motores (2020) de taxa de compressão fixa e um custo de redução de CO<sub>2</sub> de menos de 30 € por 1 g/km.</p> 	<p>Kapus <i>et al.</i> (2012) Collée <i>et al.</i> (2017)</p>

Tabela 4.4 (Cont.)

Sistemas	Descrição	Referências
<p>Motor “VC-Turbo”, da Nissan</p>	<p>Este motor utiliza um mecanismo de bielas articuladas (<i>multi-link</i>) para alterar as posições do PMS e do PMI, de forma a poder obter uma taxa de compressão continuamente variável. A biela que liga o pistão ao mecanismo, mantém uma posição quase perpendicular ao pistão, o que favorece a redução de atrito pistão-camisa. Trata-se do <b>primeiro motor de produção em massa, com tecnologia de taxa de compressão variável</b>, reclamando baixos consumos de combustível em simultâneo com prestação elevada. A taxa de compressão pode ser variada entre 8:1 e 14:1.</p> 	<p>Boretti e Scalzo (2013a) p.19 Kiga <i>et al.</i> (2017);</p>
<p>Abordagem “Dual Mode VCS”, da AVL</p>	<p>Este motor está dotado de bielas telescópicas, que podem trabalhar entre 2 posições extremas, uma de maior comprimento, para taxas de compressão altas e outra, mais curta, para taxas de compressão baixas. Para obter a variação de comprimento nas respetivas direções, são usados o gás e as forças de inércia que atuam na biela, durante a operação do motor. O sistema de atuação consiste numa câmara hidráulica superior e outra inferior, definindo os respetivos volumes a gama de variação. Um sistema de válvulas, pistão e mola, junto à cabeça da biela, faz o controlo do óleo admitido ou drenado das câmaras hidráulicas. A vantagem deste sistema é a facilidade de integração num motor já existente.</p>  <p>FIGURE 1 Schematic of the Dual Mode VCS (© AVL)</p>	<p>Schöffmann, <i>et al.</i> (2018)</p>

## 4.8. Tecnologias de desativação de cilindros

Aproximadamente 13% dos modelos produzidos nos E.U.A. em 2015, utilizavam uma tecnologia de desativação de cilindros, EPA *et al.* (2016).

Conforme as tecnologias utilizadas para implementação desta estratégia, assim se colocam vantagens e inconvenientes específicos. Quase todos os sistemas de desativação de cilindros em utilização interrompem quer a injeção de combustível e ignição nos cilindros que são desativados, quer o funcionamento das válvulas, Faust e Scheidt (2016).

A estratégia de desativação pode ser caracterizada pela condição residual nos cilindros desativados (gás de escape, ar fresco, ou gás residual no final do escape). O gás retido atua como uma mola gasosa nos cilindros desativados. A Tabela 4.5, construída a partir de Faust e Scheidt (2016), resume as vantagens e desvantagens de cada estratégia de desativação.

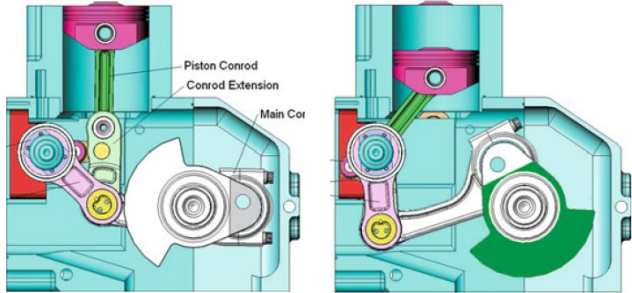
**Tabela 4.5:** Resumo das vantagens e desvantagens de cada estratégia de desativação, com base na condição residual dos cilindros desativados. Construída a partir de Faust e Scheidt (2016).

Estratégia de desativação	Vantagens	Desvantagens
Aprisionamento dos gases de escape	- Arrefecimento mais lento do cilindro, o que é vantajoso para a reativação.	- Grandes pressões, durante a compressão, causando irregularidades nos esforços e no movimento da cambota; - Aumento de perdas por atrito; - Aumento das perdas de calor pelas paredes do cilindro; - Efeito negativo ao aplicar este processo em poucos ciclos seguidos.
Aprisionamento dos gases de admissão	- Menor irregularidade no funcionamento; - Menores perdas por atrito; - Menores perdas de calor pelas paredes dos cilindros.	- O ar aprisionado durante a admissão rapidamente perde energia cinética, o que é muito nocivo para a reativação; - Efeito negativo ao aplicar este processo em poucos ciclos seguidos (tal como no caso anterior).
Aprisionamento do gás residual, após escape		- Risco de aspiração de óleo para o interior do cilindro.

A forma que parece mais vantajosa é a de “rolamento” dos cilindros desativados, em lugar de sempre os mesmos, em especial se for aprisionado apenas parte do gás de escape residual, ou parte do ar de admissão. Tornam-se assim menos intensas as vibrações induzidas, Faust e Scheidt (2016).

Na tabela 4.6 sintetizam-se algumas tecnologias que permitem a desativação de cilindros.

**Tabela 4.6:** Resumo de algumas tecnologias que permitem a desativação de cilindros.

Sistemas	Descrição	Referências
Sistemas de variação total de temporização de levantamento de válvulas, por exemplo, “UniAir”, da Schaeffler	Sistema descrito na Tabela 4.1. Necessária a utilização complementar de sistema de amortecimento torsional, nomeadamente de volante bimassa, assim como adicionalmente do tipo de pêndulo centrífugo.	Faust e Scheidt (2016); Küpper <i>et al.</i> (2016).
Sistema “Dynamic Skip Fire”, da “Tula Technologies”	Neste sistema, a “decisão” de desativar um cilindro, ou não, é tomada em cada ciclo; Determinação se o binário de um cilindro é necessário, ou não, imediatamente antes da ignição; “Densidade de ignição” selecionada de forma a minimizar o consumo, em função das restrições;	Eisazadeh-Far e Younkins (2016); EPA, NHTSA e CARB (2016); Wang e Walk (2017).
Sistema de desativação de cilindros, utilizando mecanismo com barras articuladas.	Sistema com mecanismo ajustável de 4 barras articuladas, interpostas entre o pistão e a cambota Ajustamento a partir de pistão secundário, de controlo. 	Boretti e Scalzo (2013b).

## 4.9. Tecnologias de controlo de emissões

Foi visto na secção 3.11 que as estratégias de redução de emissões se dirigem quer para a redução da sua formação, no interior do cilindro, quer para o pós-tratamento dos gases de escape.

### Recirculação de gases de escape (EGR / IGR)

A recirculação de gases de escape externa (EGR), como processo de redução das emissões de  $\text{NO}_x$  tem sido usada mais limitadamente em MCI-IC do que em motores Diesel. Contudo, em MCI-IC, além de permitir uma redução da formação de  $\text{NO}_x$ , pode ser utilizada para diluir a carga fresca e permitir reduções de perda de bombagem e consequentemente, do consumo de combustível. Pode prever-se que, com o futuro aumento de exigência na legislação sobre emissões, será mais extensivamente utilizada. Para além de proporcionar uma melhoria em condições de carga parcial, a recirculação de gases de escape também tem vantagens significativas em condições de carga elevada, pela atenuação da detonação, reduzindo simultaneamente o consumo, devido à redução da necessidade de enriquecimento.

A recirculação de gases de escape pode ser conseguida internamente (IGR), mantendo as válvulas de admissão e de escape simultaneamente abertas (“cruzamento de válvulas”) junto ao ponto morto superior, no final do tempo de escape e início do tempo de admissão, ou externamente (EGR), tirando proveito do diferencial positivo de pressão entre os coletores de escape e de admissão. A percentagem de gases recirculados é, no entanto, limitada, dado que a partir de certa diluição se entra em condição de falha de ignição, o que é absolutamente de evitar.

Na EGR, é utilizado frequentemente um permutador de calor, denominado *EGR cooler*, a fim de reduzir a temperatura da carga de admissão. Isto permite aumentar a eficiência volumétrica e, por consequência, o desempenho, Bowyer *et al.* (2015).

Para os MCI-IC equipados com turbo-compressor, podem ser utilizados sistemas de EGR de alta pressão, ou circuito curto, e/ou sistemas de EGR de baixa pressão, ou circuito longo.

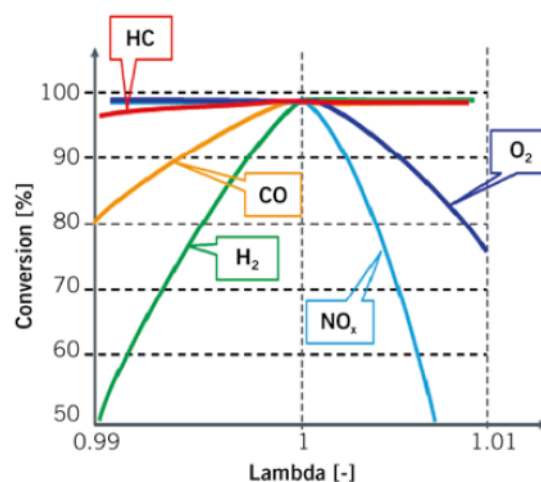
A principal desvantagem da EGR de alta pressão é a redução do enchimento do cilindro em cargas elevadas, em motores naturalmente aspirados e, por conseguinte, a redução da plena carga. Por este motivo, a EGR de alta pressão não pode ser utilizada em MCI-IC para reduzir a limitação de detonação, em condições de plena carga, FEV (2015) p. 25.

Como referido (secção 3.6.2) a recirculação dos gases de escape é também a técnica mais comumente usada para controlo nos processos LTC.

### Catalisador de três vias (TWC)

Podem considerar-se os TWC a tecnologia “de base” de pós-tratamento, para o MCI-IC.

A Figura 4.16 mostra a eficiência de conversão de um TWC, em função de lambda ( $\lambda$ ).



**Figura 4.16:** Capacidade de conversão de um TWC, em percentagem, de gases provenientes da combustão, em função de lambda ( $\lambda$ ). Adaptado de Odendall (2017), Audi AG.

Tal como se pode observar na Figura 4.16 e considerando CO, HC e NO<sub>x</sub>, a eficiência de conversão de um TWC é máxima para mistura estequiométrica.

Duas situações podem requerer a utilização de tecnologias adicionais:

- i) tratamento de PM, resultante, por exemplo, da utilização de DI;
- ii) tratamento de gases de escape resultantes da combustão de misturas pobres. É importante notar que num TWC, os óxidos de azoto (NO<sub>x</sub>) são reduzidos com eficácia em misturas ricas, mas com dificuldade em excesso de oxigénio (O<sub>2</sub>), Karamitros e Skarlis (2014) p. 132. A Figura 4.16 mostra que a eficiência de conversão do TWC decresce de forma acentuada para condições de operação com mistura pobre.

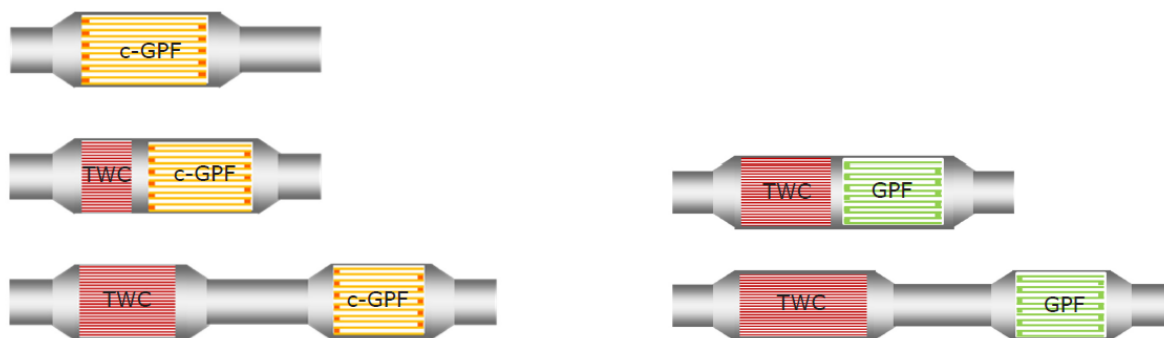
### **Filtro de partículas para motores a gasolina**

Foi referido na secção 4.4, que a formação de filmes de líquido combustível nas paredes dos coletores de admissão ou portas de válvulas (no caso de PFI) e nas paredes internas do cilindro ou pistão (no caso de DI) origina a formação de PM nos produtos da combustão. O problema é agravado se as temperaturas de operação forem baixas. Esta propensão para a formação de PM é superior no caso de DI, pois há menos tempo para a homogeneização da mistura e evaporação do combustível entre a injeção e a combustão. Apesar das medidas adotadas nos sistemas de injeção, tendentes à redução na formação de PM, referidos na secção 4.4, as exigências regulamentares (ver **Apêndice C**) quanto às emissões de PM, obrigam à utilização de filtros de partículas em motores a gasolina (GPF, *Gasoline Particulate Filter*, na designação anglo-saxónica)<sup>13</sup>.

A Figura 4.17 mostra esquematicamente as arquiteturas possíveis para a utilização de GPF, Joshi (2017). As alternativas incluem GPF não revestido, ou revestido (*coated*) com substâncias catalisadoras (c-GPF). No primeiro caso (GPF) a principal funcionalidade é apenas a filtração, enquanto que no segundo (c-GPF) é adicionada a função de TWC para conversão de emissões de CO, HC e NO<sub>x</sub>. Os filtros podem ser adicionados acoplados ao motor ou posicionados debaixo do habitáculo. A tendência tem sido no sentido de tornar o sistema cada vez mais compacto e localizado mais próximo do motor.

---

<sup>13</sup> O tipo de combustível é muito influente. Por exemplo, se for utilizado um combustível com maior quantidade de aromáticos, estes, tendo maior resistência à evaporação, propiciam uma maior formação de PM. Já a utilização de, por exemplo, etanol, cuja molécula contém mais O<sub>2</sub> que a gasolina, reduz a formação de PM, Joshi (2017).



**Figura 4.17:** Arquiteturas possíveis de inserção de GPF. Esq.: com GPF revestido (c-GPF); Dir.: com GPF não revestido. Reproduzido de Joshi (2017).

Vários estudos têm evidenciado que a contrapressão adicional que resulta da inclusão de um GPF tem pouco ou nenhum impacto no consumo de combustível, Joshi (2017). Por outro lado, a inclusão de um GPF no sistema de escape contribui para a atenuação do ruído.

### Controlo de NO<sub>x</sub> para misturas pobres

Na secção 4.4 foram apresentados diversos modos possíveis de operação dos MCI-IC, entre os quais, carga homogénea estequiométrica, homogénea pobre e pobre estratificada. A operação em mistura pobre tem grande potencial de economia de combustível e de redução de emissão de CO<sub>2</sub>, no entanto, dado o excesso de O<sub>2</sub> presente nos gases de escape, coloca significativas dificuldades à redução de NO<sub>x</sub>. De modo a ultrapassar esta dificuldade, pode considerar-se a adição ao TWC de: i) sistemas de adsorção de NO<sub>x</sub> (LNT, *Lean NO<sub>x</sub> Trap*, em terminologia anglo-saxónica); ii) sistemas de redução catalítica seletiva (SCR, *Selective Catalytic Reduction*, na designação anglo-saxónica) ativos (aSCR) ou passivos (pSCR), Green Car Congress (2017).

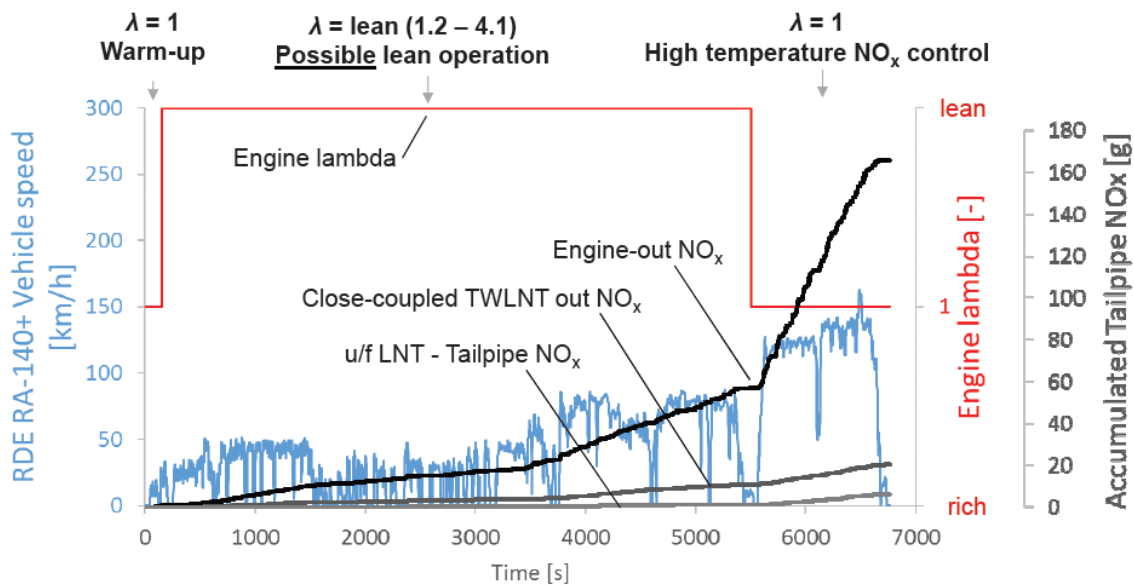
Os autores Christie e Ward (2017) referem-se a 6 possíveis arquiteturas para componentes de sistemas de pós-tratamento de NO<sub>x</sub>, em misturas pobres, apresentadas na Tabela 4.7.

**Tabela 4.7:** Arquiteturas possíveis para componentes de sistemas pós-tratamento de NO<sub>x</sub>, em misturas pobres. Adaptado de Christie e Ward (2017).

Arquiteturas	Acoplado ao motor ("close-coupled")	Sob o habitáculo ("u/f", underfloor)
Base (mistura estequiométrica)	TWC	GPF
Arquitetura 1	TWLNT	GPF
Arquitetura 2	TWC	GPF + LNT
Arquitetura 3	TWLNT	GPF + LNT
Arquitetura 4	TWLNT	GPF + LNT + pSCR
Arquitetura 5	TWC	GPF + aSCR
Arquitetura 6	TWLNT	GPF + aSCR

### LNT – Lean NO<sub>x</sub> Trap

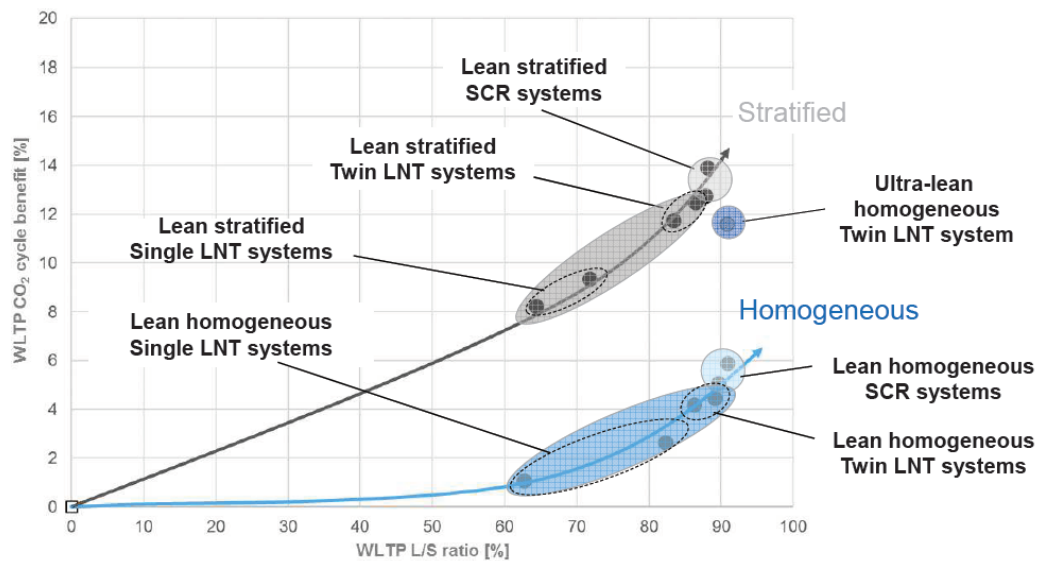
A Figura 4.18 permite comparar a quantidade acumulada de NO<sub>x</sub> à saída do motor ("Engine-out NO<sub>x</sub>") com a saída do TWLNT acoplado ("Close-coupled TWLNT out NO<sub>x</sub>") e emitida para a atmosfera ("u/f LNT – Tailpipe NO<sub>x</sub>"), ao longo de um ciclo RDE, em simulações levadas a cabo em Ricardo PLC, Christie e Ward (2017).



**Figura 4.18:** Quantidades acumuladas de NO<sub>x</sub>: i) à saída do motor ("Engine-out NO<sub>x</sub>"); ii) à saída do TWLNT acoplado ("Close-coupled TWLNT out NO<sub>x</sub>"); iii) emitida para a atmosfera ("u/f LNT – Tailpipe NO<sub>x</sub>"), ao longo de um ciclo RDE. Reproduzido de Christie e Ward (2017).

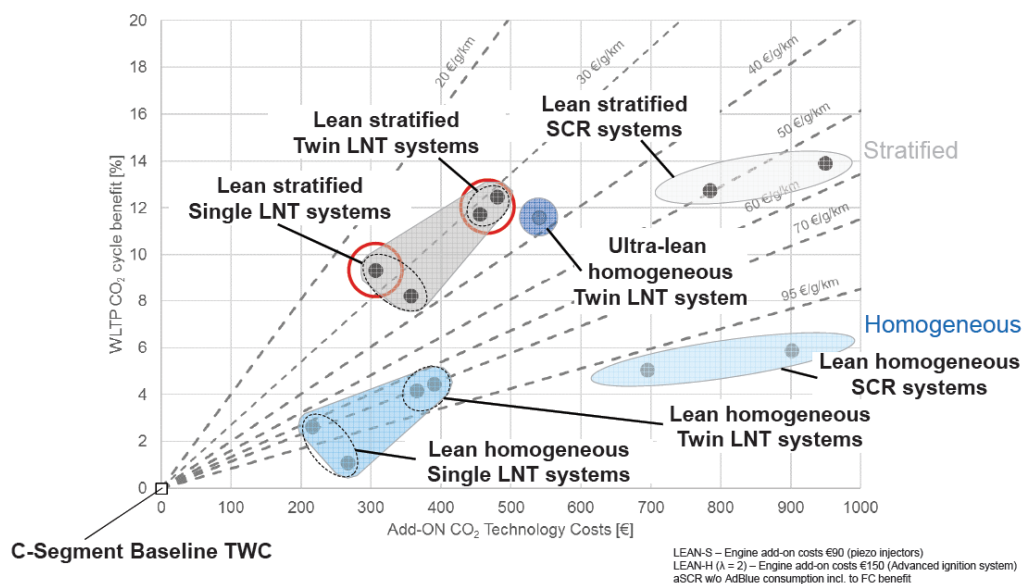
A Figura 4.18 permite observar que a utilização de mistura estequiométrica e mistura pobre, para diferentes condições de operação, possibilita a obtenção de um balanço ótimo para a minimização de emissões de CO<sub>2</sub> e NO<sub>x</sub>. É utilizada mistura estequiométrica na fase de arranque e em cargas elevadas e mistura pobre na restante utilização.

A Figura 4.19 mostra o benefício percentual em emissão de CO<sub>2</sub> no procedimento WLTP, em função da razão mistura pobre / mistura estequiométrica e como esta pode aumentar quando aumenta a capacidade de conversão do sistema de pós tratamento de NO<sub>x</sub>.



**Figura 4.19:** Benefício percentual em emissão de CO<sub>2</sub> no procedimento WLTP, em função da razão mistura pobre / mistura estequiométrica e do sistema de conversão de NO<sub>x</sub>. Reproduzido de Christie e Ward (2017).

A Figura 4.20 mostra o benefício *versus* custo dos vários sistemas de pós-tratamento, para um automóvel do segmento C, Christie e Ward (2017). Verifica-se que a maior eficácia de custos pertence aos sistemas simples de adsorção de NO<sub>x</sub> para cargas pobres estratificadas (“Lean stratified Single LNT systems”) e duplos (“Lean stratified Twin LNT systems”). Já os sistemas simples de adsorção de NO<sub>x</sub> para cargas pobres homogêneas (“Lean homogeneous Single LNT systems”) e duplos (“Lean homogeneous Twin LNT systems”) e sistemas de redução catalítica seletiva, para cargas homogêneas (“Lean homogeneous SCR systems”) são os que têm a menor eficácia de custos.



**Figura 4.20:** Razão custo-benefício dos vários sistemas de pós-tratamento de NO<sub>x</sub>. Reproduzido de Christie e Ward (2017).

### SCR – *Selective Catalytic Reduction*

A utilização de SCR ativo (aSCR) é uma tecnologia aplicada de forma generalizada em veículos equipados com motor Diesel. Todavia, em MCI-IC é mais vantajoso utilizar LNT, tal como se pode constatar pela observação das Figuras 4.19 e 4.20.

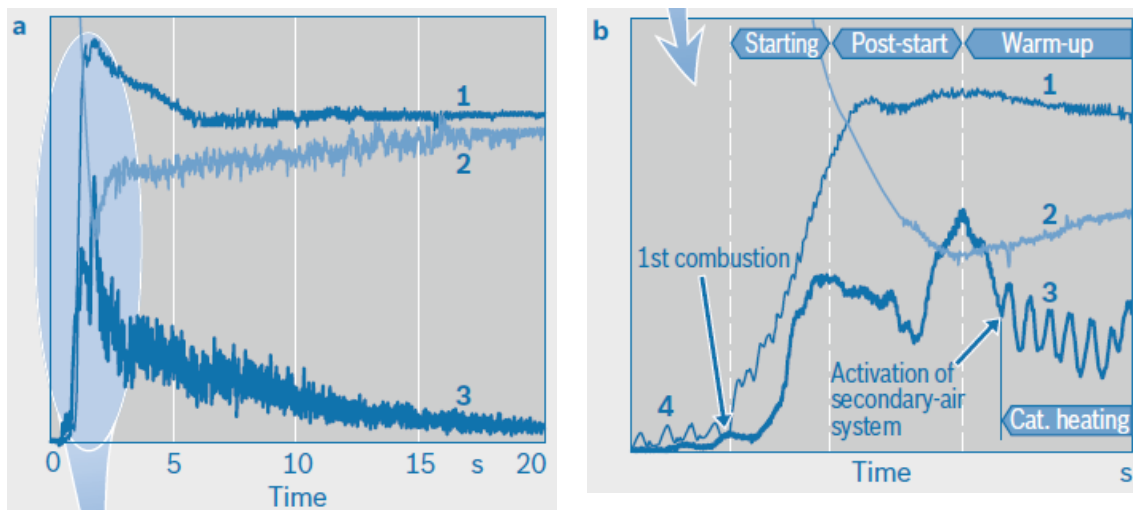
Para MCI-IC, o conceito de redução catalítica seletiva passiva (pSCR), introduzido pela General Motors Global R&D, utiliza um TWC já existente a bordo para produzir amoníaco (NH<sub>3</sub>) sob condições de mistura ligeiramente rica. O NH<sub>3</sub> é subsequentemente armazenado no catalisador SCR, a jusante, e posteriormente utilizado para reduzir emissões de NO<sub>x</sub>, quando o motor transita para operação em mistura pobre. Este sistema é atrativo, na medida em que dispensa a utilização do sistema de armazenagem e de injeção de ureia (geralmente designada pelo nome comercial *Adblue*), Prikhodko *et al.* (2015).

De referir que esta tecnologia ainda se encontra em fase de desenvolvimento.

Para maior profundidade sobre a aplicação de sistema pSCR a MCI-IC de injeção direta, pode ser consultado Li *et al* (2009).

### Arranque a frio

O arranque a frio é caracterizado pelas fases (primeiros 3 a 4 segundos): arranque, pós-arranque e aquecimento do conversor catalítico (Figura 4.21).



**Figura 4.21:** Progressão qualitativa do arranque a frio. À esq. primeiros 20 segundos; à dir. primeiros 4 segundos. 1 – velocidade do motor; 2 – lambda ( $\lambda$ ); 3 – gases de escape não tratados (concentração de HC). Reproduzido de Melsheimer *et al.* (2015) p. 99.

Na fase de arranque é requerido um enriquecimento da mistura (cerca de 3 a 4 vezes o débito a plena carga, a aproximadamente 20°C). Na fase subsequente de pós-arranque, a carga e o débito de combustível são reduzidos, em função da temperatura do motor e do tempo decorrido.

O combustível que precipita nas paredes do cilindro, durante o arranque, quando o motor está frio, não evapora imediatamente, não tomando parte na combustão. Passa para o sistema de escape, sendo necessário fornecer uma quantidade acrescida de combustível para assegurar uma estabilidade de funcionamento. O nível de emissões de CO e HC sobe dramaticamente. Para além disso, o conversor catalítico deve atingir aproximadamente uma temperatura de 300°C para começar a conversão de emissões poluentes, Melsheimer *et al.* (2015) p. 99. É requerido um fornecimento de calor a curto prazo, que pode ser conseguido de várias maneiras Frauhammer *et al.* (2015) pp. 276 a 279: i) atraso do ponto de ignição; ii) aumento da velocidade de *ralenti*; iii) abertura adiantada da válvula de escape; iv) no caso de DI, injeção adicional na parte final da combustão; v) injeção secundária de ar; vi) catalisador com aquecimento elétrico; vii) queimador de combustível dedicado.

### Injeção secundária de ar

A utilização de um sistema de injeção secundária de ar é um dos métodos mais eficazes para reduzir as emissões de CO e de HC, na fase de aquecimento do motor, Zhao *et al.* (2016). Trata-se de uma pós-combustão, no coletor de escape, do combustível não queimado no cilindro. A mistura de base é enriquecida e a ignição retardada. É fornecido ar adicional ao sistema de escape, o mais próximo possível da válvula de escape, o que resulta na reação exotérmica dos

hidrocarbonetos não queimados anteriormente, reduzindo as concentrações de CO e HC e reduzindo o tempo de aquecimento do conversor catalítico.

O sistema de injeção secundária de ar é comandado pela ECU. Também pode ser utilizado como *anti-lag*, uma vez que permite aumentar a entalpia dos gases de escape. Pode assim fornecer impulso (*boost*) ao turbo-compressor, quando se requiere uma resposta rápida de binário elevado a baixa velocidade de rotação do motor. O ar é fornecido por uma bomba elétrica.

Em Paffrath e Panhans (2010) encontra-se um exemplo de aplicação da tecnologia de injeção secundária de ar.

A tecnologia de injeção secundária de ar é utilizada em MCI-IC, com injeção PFI. No caso de DI, este sistema torna-se desnecessário, se utilizado um modo de operação específico para aquecimento do catalisador, em carga estratificada (um dos modos representados na Figura 4.7, da secção 4.4). Inicialmente é criada uma mistura pobre, sendo adicionalmente feita uma injeção de combustível na parte final da combustão, Frauhammer *et al.* (2015) pp. 277 e 278.

### **Pós-tratamento de gases de escape de motores a gás natural**

Foi referida na secção 3.12 a enorme importância de se garantir uma eficaz conversão catalítica do CH<sub>4</sub> não queimado, devido ao seu elevado efeito de estufa. A oxidação do CH<sub>4</sub> torna-se difícil, desde logo, pelas altas temperaturas requeridas. Segundo Gärtner *et al.* (2018), o projeto “Methane Catalytic I”, completado em 2013, demonstrou que as eficiências de conversão do catalisador paládio-platina decaíam rapidamente sob condições de operação típicas, especialmente quando os gases de escape continham dióxido de enxofre (SO<sub>2</sub>). O projeto subsequente, denominado “Methane Catalytic II”, levado a cabo pelo Karlsruher Institut für Technologie (KIT), analisou os mecanismos de desativação, bem como várias possibilidades de reativação, concluindo que a oxidação do paládio é a principal causa de desativação. No entanto, uma exposição do catalisador a gases de escape sem oxigénio residual, durante 5 minutos, é o suficiente para reverter completamente a oxidação do paládio. Esta reação é também altamente dependente da temperatura, Gärtner *et al.* (2018).

## **4.10. Tecnologias associadas à hibridização**

---

Motores para automóveis híbridos, ou como extensores de autonomia, para veículos elétricos não necessitam a mesma flexibilidade de operação que os de aplicações convencionais. Isto permite que sejam projetados para uma velocidade de rotação e carga de trabalho estreitas. Assim a distribuição, a afinação dos sistemas de admissão e de escape, a capacidade de

bombagem dos sistemas de arrefecimento e de lubrificação podem ser otimizados para a maior economia de combustível na zona de trabalho, sem preocupações com condições de trabalho fora dessa zona, Bowyer et al. (2015).

Para além dos requisitos típicos do motor de combustão, as motorizações híbridas requerem necessidades adicionais para um arranque do motor altamente dinâmico. Em particular, o desempenho do sistema de pós-tratamento de gases de escape tem um grande impacto no processo dinâmico de carga da bateria com baixo consumo específico. Especialmente para sistemas híbridos, *mild* e *full*, é requerido um equilíbrio de custos entre o nível tecnológico do MCI e os componentes elétricos. Além disso, para um fabricante é essencial explorar as sinergias do global da frota de veículos, para reduzir os custos gerais por unidade motriz, Danzer et al. (2018).

### **Hibridização a 48V**

Há um conjunto de razões que tornam a hibridização a 48 V muito interessante. Comparada com a hibridização a alta voltagem, a integração é mais direta, o aumento de custo e de peso é menor e grande parte dos benefícios, em economia de combustível e redução de emissões, é significativo, Sellers et al. (2018). A recuperação de energia de travagem é possível até ao limite da potência do motor / gerador elétrico. Diferentes arquiteturas são possíveis: “P0” ou BSG, *Belt Starter Generator*; “P1” ou ISG, *Integrated Starter Generator*, integrado na cambota; “P2” – máquina elétrica depois da embraiagem; “P3” – máquina elétrica depois da caixa de velocidades; “P4” – máquina elétrica acoplada ao eixo de tração (independente do veio de transmissão do MCI), Sellers et al. (2018).

Uma análise de benefício /custo levada a cabo conjuntamente pela Ricardo e pela Volvo, embora para um motor Diesel, Sellers et al. (2018), permitiu verificar que a arquitetura “P2”, conquanto com maiores custos do que “P0”, confere uma melhor relação benefício /custo, em relação a “P0”. Adiante, no capítulo 5, ver Tabela 5.12, é apresentado um exemplo de MCI-IC equipado com arquitetura “P2”.

## **4.11. Tecnologias associadas à redução de atrito e gestão térmica**

---

Cerca de 10% da energia consumida por um veículo é perdida em atrito, da qual, mais de metade é devida a perdas por atrito no interior do motor.

A redução de atrito pode ser conseguida através da melhoria do projeto dos componentes do motor e subsistemas, bem como utilizando materiais, revestimentos e acabamentos superficiais com propriedades tribológicas melhoradas.

### **Projeto de componentes**

No que se refere ao projeto, podem dar-se como exemplo, melhorias obtidas com o uso de segmentos de pistão de baixa tensão, desenho da saia do pistão, seguidores de cames com roletes, desenho melhorado de árvores de cames, materiais de revestimento, melhor gestão térmica e tratamento superficial das paredes dos cilindros. Os desenvolvimentos em *software* de modelação também concorrem para proporcionar mais oportunidades de evolução no que respeita à redução do atrito. Todos os componentes dotados de movimento rotativo e alternativo apresentam potencialidade para redução do atrito e, assim, contribuirão para uma melhoria do consumo de combustível.

O atrito dos moentes da cambota pode ser reduzido até 40% pela minimização dos diâmetros, recorrendo a simulação avançada, Thewes *et al.* (2015) p. 11.

### **Materiais**

Os revestimentos dos segmentos dos pistões e os tratamentos superficiais melhoram as resistências ao desgaste e à gripagem, juntamente com baixo desgaste dos cilindros e boas propriedades de lubrificação. São usados também processos de nanotecnologia. As mais exigentes especificações são satisfeitas com aço nitrurado e ferro fundido, revestimentos à base de cromo, tais como cromo-duro e cromo-cerâmica, projeção por plasma de molibdénio e de *cermet* e revestimentos obtidos por meio de sistema de *spray* por chama de alta velocidade e por deposição física de vapor (HVOF, *High Velocity Oxygen Fuel* e PVD, *Physical Vapor Deposition*, nas respetivas designações anglo-saxónicas), Mahle (2016) p.19.

### **Lubrificantes**

Um dos métodos mais básicos de reduzir o consumo de combustível é a utilização de lubrificantes de baixa viscosidade. Atualmente estão disponíveis óleos multi-viscosidade mais avançados com desempenho melhorado numa faixa de temperatura mais larga e melhores propriedades lubrificantes. A mudança para lubrificantes de menor viscosidade permite também melhorar a efetividade das tecnologias de distribuição, tais como a desativação de cilindros, que assenta num mínimo de temperatura do óleo (viscosidade) para operação, EPA, NHTSA e CARB (2016) p. 5-16.

## **Eletrificação de auxiliares**

Embora a eletrificação do automóvel, no que respeita à energia de tração, esteja a ganhar uma importância crescente, com tendência de grande expansão, neste ponto trata-se a eletrificação de auxiliares, como por exemplo, a bomba de lubrificação, ou a do líquido de refrigeração do motor e não a eletrificação da tração do automóvel.

O objetivo é tornar independente o funcionamento desses auxiliares em relação à operação do motor, podendo ter um funcionamento mais criterioso e, simultaneamente, ao usar energia elétrica, utilizar energia recuperada noutras ocasiões, em vez de subtrair energia útil diretamente ao motor.

Como exemplo de um MCI-IC em que é utilizada a eletrificação de auxiliares, pode apontar-se o Mercedes-Benz M256, referido na Tabela 5.7.

## **Gestão térmica**

A gestão térmica oferece uma oportunidade adicional para a redução do atrito no motor. São diversas os métodos que se podem enquadrar nesta estratégia, nomeadamente:

- Duplo circuito de arrefecimento

Um sistema de arrefecimento com circuitos separados para a cabeça dos cilindros e para o bloco, conjugado com volumes reduzidos de líquido refrigerante, permite que o bloco aqueça mais rapidamente durante o arranque a frio e a fase de aquecimento. Conjugadamente com a utilização de uma bomba de água elétrica é possível alcançar uma economia de cerca de 3% de consumo de combustível, Lodi (2008) citado em NRC (2015) p. 30.

Como exemplo de um MCI-IC em que é utilizado duplo circuito de arrefecimento, pode apontar-se o Volkswagen 1.5 l TSI evo, referido na Tabela 5.7.

- Utilização do calor perdido

A utilização do calor rejeitado para aquecimento do óleo, permite a utilização deste com temperaturas mais elevadas, reduzindo a sua viscosidade e, assim, o atrito interno. O benefício na economia de combustível pode chegar aos 4%, Sniderman (2012a) e (2012b), citados em NCR (2015) p. 30.

A armazenagem de entalpia tem sido testada, e.g. ver Eilemann *et al.* (2013), bem como a armazenagem termoquímica, e.g. ver Jakobi e Hofmann (2016).

## 4.12. Tecnologias de projeto, modelação, simulação e teste de motores

---

### Otimização topológica

*A otimização topológica é um método matemático que permite otimizar a disposição do material dentro de um dado espaço de projeto, para um determinado conjunto de cargas, condições de fronteira e restrições, com o objetivo de maximizar o desempenho do sistema,* Wikipedia (2018). A menos que tenham sido topologicamente otimizadas, todas as peças de um conjunto provavelmente pesarão mais que o necessário. Um sobrepeso significa que foi utilizado um excesso de material, cargas nas peças móveis maiores do que o necessário, eficiência energética comprometida, custo mais elevado de transporte, ANSYS *website*.

A otimização topológica pode ser efetuada com recurso a Análise de Elementos Finitos, Barbieria *et al.* (2017).

### Simulação

Com o advento dos computadores de alto desempenho e de técnicas de medição avançadas, o projeto de motores evoluiu de um processo puramente empírico para um processo semi-empírico rigoroso, no qual é utilizado *software* de engenharia para avaliar o desempenho do motor, antes mesmo de ser construído e testado, Ferguson e Kirkpatrick (2016) p. 1.

Simular um motor é monitorizar matematicamente todos os processos não estacionários de escoamento gasoso, de entrada, de saída e de atravessamento do motor e rastrear toda a transferência de calor e efeitos termodinâmicos, como a combustão, em todas as secções das condutas e cilindros, Blair (1999) p. 81.

Hoje em dia, tornou-se sistemática a utilização de CFD nos processos de engenharia de projeto e de otimização de MCIs. Existem disponíveis vários programas de CFD que resolvem as equações de Navier-Stokes discretizadas, com modelos de turbulência selecionados pelo utilizador, em malhas tridimensionais. As características e modelos incluídos nos códigos CFD atuais incluem malhas móveis, injeção, evaporação do *spray* e de gotículas e combustão turbulenta. É utilizado o pós-processamento para a análise e visualização da solução resultante, Ferguson e Kirkpatrick (2016) p. 175.

Por outro lado, não são exigidos métodos de otimização sistemática para a otimização computacional de MCI-IC. Com efeito, podem ser obtidas soluções otimizadas através de

estudos paramétricos que se estendem ao longo da gama prática das variáveis de projeto, usando ferramentas de modelação. Os estudos paramétricos sobre uma gama completa de três ou mais variáveis originam normalmente um grande espaço paramétrico, o qual torna impeditivo, na prática, o uso de ferramentas de modelação CFD. Neste caso, a experiência dos projetistas e dados experimentais fiáveis são muito importantes para estreitar o espaço paramétrico, de forma a que os estudos paramétricos possam ainda procurar soluções de interesse de forma eficaz e eficiente. Este método iterativo que envolve meios computacionais, experimentais e inteligência é utilizado em desenvolvimento e otimização de motores, Shi *et al.* (2011) pp. 4 e 5.

Este processo é, no entanto, ineficiente se for necessário otimizar um grande número de variáveis de projeto, para mais, se as funções objetivo forem contraditórias. Metodologias de otimização automática podem ultrapassar estas dificuldades, substituindo o papel da inteligência humana por métodos de procura automática. Surgem os métodos de otimização não-evolucionários, Shi *et al.* (2011) pp. 4 e 5.

### **Ruído e vibração**

O ruído e vibração emitidos por um motor têm origem em diversas fontes e resultam de uma complexa conjugação. Alguns são originados pelo processo de combustão e outros, ditos “mecânicos”, são gerados em componentes rotativos (chumaceiras, rolamentos, engrenagens, etc.), alternativos (pistons, válvulas, etc.) e em acessórios (turbo-compressor, alternador, etc.), Delvecchio *et al.* (2018) p. 48.

## 5. Avaliação e comparação da eficiência económica: eficácia *versus* custo das diversas tecnologias

---

### 5.1. Introdução

---

Neste capítulo analisam-se a eficácia, os custos e a aplicabilidade das tecnologias necessárias para alcançar a conformidade das emissões e de economia de combustível com as normas estabelecidas para os anos 2022 a 2025 e também determinados impactos até 2030.

Começa por fazer-se um enquadramento das questões mais relevantes que se colocam, passando depois a referir os fatores de eficácia e de custos a ter em conta. Finalmente, faz-se uma súmula dos dados mais significativos.

A bibliografia consultada na elaboração do presente capítulo tem origem na Europa e nos Estados Unidos da América, pelo que os dados considerados respeitam a estas zonas económicas.

Para além da presente secção 5.1., dedicada à introdução, o capítulo integra as seguintes secções: 5.2. Enquadramento; 5.3. Eficácia das tecnologias; 5.4. Custo das tecnologias; 5.5. Avaliação da eficácia *versus* custo.

### 5.2. Enquadramento

---

O contexto que se verifica a nível global deu origem a normas regulatórias, a adotar num prazo de 5 a 10 anos, que tipicamente exigem que os novos veículos alcancem uma redução no consumo de energia na ordem dos 3 a 5% por quilómetro, Lutsey *et al.* (2017) p. 1.

Os três maiores mercados automóvel mundiais – Estados Unidos, Europa e China – encontram-se em estádios diferentes de desenvolvimento para atingir as normas de eficiência de 2025. Colocam-se várias questões-chave, entre as quais se incluem, Lutsey *et al.* (2017):

- Em que medida existe tecnologia disponível para melhorar suficientemente os veículos com MCI?
- Que quantidade de veículos necessita ser eletrificada para permitir alcançar os objetivos de rendimento e de produção de CO<sub>2</sub>?
- Quais os custos inerentes?

Algumas entidades governamentais e agências ambientais desenvolveram ou encomendaram estudos a institutos de investigação, com o fim de avaliar a eficácia e o custo de tecnologias que permitem o cumprimento da regulamentação sobre emissões e eficiência energética. É possível assim estabelecer, também, uma relação custo / eficácia. As tecnologias consideradas não se limitam à motorização; abrangem outros aspetos suscetíveis de influir na redução de consumo, como a cadeia cinemática, os pneus, a eletrificação, o peso do veículo, ou a aerodinâmica. No entanto, no presente trabalho, a atenção restringe-se naturalmente às tecnologias inerentes ou diretamente relacionadas com o MCI-IC. Recorreu-se a bibliografia disponível, nomeadamente a referida na Tabela 5.1, que apresenta os trabalhos por ordem cronológica de publicação. Alguns dos trabalhos têm como objeto a avaliação da aplicação de regulamentos, no entanto incluem aspetos relevantes de avaliação de tecnologias.

**Tabela 5.1:** Principal bibliografia consultada para avaliação da eficiência económica *versus* custo das tecnologias utilizadas em MCI-IC.

<b>Autores</b>	<b>Cliente</b>	<b>Título do Trabalho</b>	<b>Foco</b>
TNO <i>et al.</i> (2006)	European Commission	<i>Review and analysis of the reduction potential and costs of technological and other measures to reduce CO2-emissions from passenger cars</i>	Tecnologias
NRC (2011)	U.S. Department of Transportation	<i>Assessment of Fuel Economy Technologies for Light-Duty Vehicles</i>	Tecnologias
TNO <i>et al.</i> (2011)	European Commission – DG CLIMA	<i>Support for the revision of Regulation (EC) No 443/2009 on CO2 emissions from cars</i>	Normas / Regulamentos
NHTSA (2012)	U. S. Government	<i>Final Regulatory Impact Analysis - Corporate Average Fuel Economy for MY 2017-MY2025 Passenger Cars and Light Trucks</i>	Normas / Regulamentos
EPA e NHTSA (2012)	U. S. Government	<i>2017 and Later Model Year Light-Duty Vehicle Greenhouse Gas Emissions and Corporate Average Fuel Economy Standards</i>	Normas / Regulamentos
Ricardo e TEPR (2015)	European Commission	<i>Evaluation of Regulations 443/2009 and 510/2011 on CO2 emissions from light-duty vehicles - Final Report - 8th April 2015</i>	Normas / Regulamentos
FEV (2015)	ICCT	<i>2025 Passenger Car and Light Commercial Vehicle Powertrain Technology Analysis - Final Report / September 2015</i>	Tecnologias
NRC (2015)	U.S. Department of Transportation	<i>Cost, Effectiveness, and Deployment of Fuel Economy Technologies for Light-Duty Vehicles (“Phase 2”)</i>	Tecnologias
Ricardo (2016)	DG Climate Action / European Commission	<i>Improving understanding of technology and costs for CO2 reductions from cars and LCVs in the period to 2030 and development of cost curves</i>	Tecnologias
EPA, NHTSA e CARB (2016)	U. S. Government	<i>Draft Technical Assessment Report: Midterm Evaluation of Light-Duty Vehicle Greenhouse Gas Emission Standards and Corporate Average Fuel Economy Standards for Model Years 2022-2025</i>	Normas / Regulamentos
EPA (2016)	U. S. Government	<i>Proposed Determination on the Appropriateness of the Model Year 2022-2025 Light-Duty Vehicle Greenhouse Gas Emissions Standards under the Midterm Evaluation: Technical Support Document</i>	Normas / Regulamentos

Determinadas análises de avaliação têm contributos resultantes da cooperação entre o ICCT e fornecedores automóvel, onde se incluem Eaton, Ricardo, Johnson Controls, Honeywell, ITB, BorgWarner, Dana, FEV, Aluminium Association, Detroit Materials e SABIC, Lutsey *et al.* (2017). Em abril de 2018 a EPA retirou a *Final Determination*, anteriormente publicada (janeiro de 2017), por alegadamente impor normas “*demasiadamente restritivas e efeitos negativos significativos, de custos mais altos dos veículos*”, EPA (2018).

Os trabalhos desenvolvidos nos E.U.A. pela EPA, NHTSA e CARB foram agregados num programa regulatório a nível nacional, *The National Program*<sup>14</sup>, NRC (2015) p. 1, conforme esquematizado na Tabela 5.2.

**Tabela 5.2:** Agregação das regulamentações no Programa Nacional dos E.U.A, NRC (2015) p. 1.

Programa agregado	Instituição	Âmbito	Anos de produção (MY) considerados
National Program MY 2017 - MY 2025	EPA	GHG	2012 a 2025
	NHTSA	CAFE	2012 a 2025
	CARB	GHG	2009 a 2016 e 2017 a 2025

Importa avaliar o custo, a eficácia (aplicando-se esta quer à redução de CO<sub>2</sub>, quer à redução de consumo de combustível) e a facilidade de implementação (aplicabilidade) das diferentes tecnologias, EPA *et al.* (2016) p. 5-1.

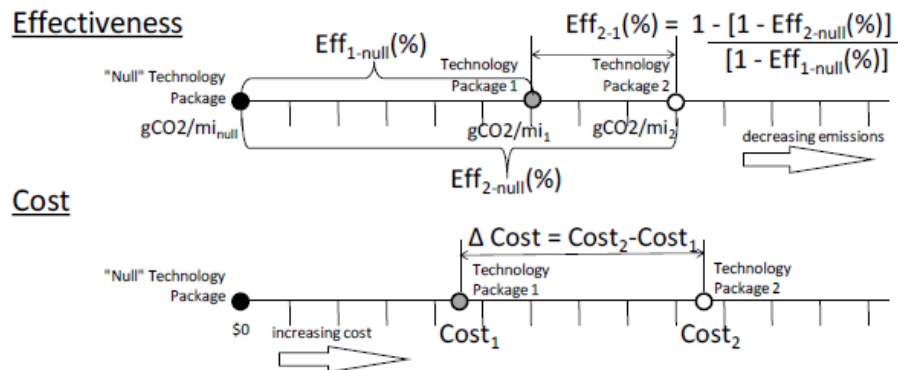
Tanto os custos das tecnologias, como os impactos na economia de combustível, são reciprocamente importantes para estabelecer as normas de emissões de gases de estufa e de economia de combustível. A velocidade de mudança da tecnologia e de projeto exigida pelas normas pode afetar os custos, por tornar os investimentos de capital prematuramente obsoletos, ou obrigar a um esforço de engenharia superior ao normal. As mudanças de tecnologia e de conceção podem também ter impactos secundários na satisfação dos consumidores e nos lucros das empresas. A incerteza sobre os custos futuros é incontornável devido à incerteza da mudança tecnológica e dos custos dos fatores de produção. Embora a mudança seja certa, a sua direção, grandeza e impacto nos custos são difíceis de prever, NRC (2015) p. 245.

A eficácia e o custo associados à aplicação de uma tecnologia dependem das tecnologias iniciais, a partir das quais as novas tecnologias são aplicadas e os melhoramentos medidos. Por exemplo, se dois veículos partem com diferentes tecnologias, provavelmente terão custos e

---

<sup>14</sup> No *National Program* a normalização baseia-se no conceito de “pegada” (*footprint*, na designação anglo-saxónica) definida como o produto da largura média da via pela distância entre eixos. A conformidade para cada fabricante depende do *mix* de veículos vendidos em cada ano, NRC (2015) pág. 1.

eficácias diferentes com a adoção da mesma combinação de tecnologias. Torna-se assim indispensável o estabelecimento de uma base de partida, que aqui designamos por “*pacote de tecnologia de referência*” (“*null technology package*”), conforme ilustrado na Figura 5.1.



**Figura 5.1:** Pacote de tecnologia de referência (“Null” Technology Package) e escalas de medição da eficácia e do custo. Reproduzido de EPA (2016) p. 2-206.

No caso das avaliações levadas a cabo pela EPA foi tomada como referência a tecnologia em uso no ano base de 2012, com atualização em posterior estudo para base de 2015. A EPA combinou as previsões da IHS-Polk<sup>15</sup> com dados de outras fontes para estabelecer a base de referência de 2015, EPA (2016) p. 1-11. O conceito de veículo de referência (“base zero” ou “nulo”) desenvolvido pela EPA e NHTSA é definido como o veículo que tem o mais baixo nível de tecnologia do ano modelo 2008. As tecnologias são adicionadas em primeiro lugar “para trazer” o veículo de referência para a conformidade com as normas de 2016, seguindo-se a conformidade com as normas de 2021 e 2025. O veículo definido como referência tem as seguintes características: equipado com MCI-IC naturalmente aspirado, com quatro válvulas por cilindro (exceto duas válvulas por cilindro, para motores com árvore de cames no bloco), PFI, temporização e levantamento de válvulas fixo e transmissão automática de quatro velocidades, NRC (2015) pp. 263 e 264.

### 5.3. Eficácia das tecnologias

Como visto na secção 2.3.3, para a mesma qualidade de combustível, a quantidade de CO<sub>2</sub> emitida pelo escape é diretamente proporcional à quantidade de combustível queimado. Assim, a eficácia de uma tecnologia pode ser medida pela redução percentual que a sua aplicação

<sup>15</sup> IHS Markit Ltd é uma companhia que presta serviços de informações empresariais, atuando em áreas de negócio globais, por exemplo automóvel. Em 2013, a IHS adquiriu a R. L. Polk & Company, empresa especializada em informações e marketing automóvel. (e.g.: <https://ihsmarkit.com/industry/automotive.html> )

provoca, por unidade de distância percorrida, tanto nas emissões de CO<sub>2</sub> pelo escape, como no consumo de combustível.

### **Medição da eficácia**

Quando se calculam os valores do custo e da eficácia de tecnologias específicas, é importante comparar as tecnologias numa base consistente. Conforme referido pela National Academy of Sciences (NAS), *“calcular o custo da redução de consumo exige uma cuidadosa especificação da base de comparação. (...) tanto quanto possível as comparações de custo de consumo de combustível devem ser feitas com acelerações e pesos de veículos equivalentes”*, NRC (2011) p. 25. Isto, porque *“só podem ser feitas comparações objetivas custo-eficácia de diferentes tecnologias para redução [do consumo de combustível] quando o desempenho dos veículos se mantém equivalente”*, NRC (2011) p. 62. A NAS contratou a University of Michigan com o fim de levar a cabo um conjunto completo de simulações de veículos, para o seu relatório de 2015. Como regra básica, *“cada configuração de motor foi modelada para manter, tão próxima quanto possível, a curva de binário do motor naturalmente aspirado de base de referência, de forma a que fosse medido igual desempenho no tempo de aceleração de 0 a 60 mph”*, NRC (2015) p. 281. *“Outros atributos do veículo também são relevantes, tais como a fiabilidade, ruído e vibração”*, NRC (2011) p. 25.

## **5.4. Custo das tecnologias**

---

O custo de uma tecnologia é medido, em regra, pelo aumento de custo em cada veículo produzido, que a aplicação dessa tecnologia provoca.

Os conceitos de custo mais importantes são: **custos diretos de produção**, **custos indiretos** e **custos totais**, sendo estes últimos o resultado da adição dos dois primeiros. Os custos diretos de produção dos componentes tecnológicos são os elementos mais importantes de informação, mas o impacto que as mudanças da tecnologia e da conceção e projeto têm nos custos indiretos também é influente, NRC (2015) p. 245.

### **Custos diretos**

Os componentes de custo elementares são os custos dos materiais, da energia, do trabalho (“mão de obra”) e do capital. As estimativas de custos começam por uma análise das quantidades necessárias de cada componente elementar para fabricar um certo número de unidades por ano. O **custo unitário** é calculado multiplicando as quantidades dos componentes pelos respetivos

preços, somando todas as parcelas e dividindo o total pelo número de unidades produzidas. Em geral o custo total não é uma função linear do volume de produção. Existem **custos fixos** que são necessários para produzir qualquer quantidade e **custos variáveis** que aumentam linearmente com o volume de produção. Para a maioria dos componentes, os custos unitários de produção tendem a diminuir com o aumento dos volumes de produção e com a acumulação de experiência. Assim, em geral, os custos totais não aumentam linearmente com o volume de produção, mas menos, devido a economias de escala. Por isso, o cálculo dos custos unitários requer a especificação do volume de produção. Os custos fixos são tipicamente amortizados com base em níveis de produção assumidos ao longo de um certo número de anos, pelo que o custo unitário também depende dos volumes de produção e da vida útil dos investimentos, NRC (2015) p. 245.

### **Custos indiretos**

Os custos indiretos incluem gastos necessários, não diretamente na produção, mas para a operação das empresas fabricantes. Há várias formas de estabelecer os custos indiretos, entre as quais, a do **preço de retalho equivalente** e a do **multiplicador de custo indireto** (respetivamente RPE, *Retail Price Equivalent* e ICM, *Indirect Cost Multiplier*, nas designações anglo-saxónicas), NRC (2015) p. 246.

Os multiplicadores RPE fornecem, a um nível agregado, a percentagem a aplicar aos custos diretos e a todos os outros que compõem o negócio do fabrico automóvel:

$$\begin{aligned} \text{RPE} &= [(\text{proveitos totais}) / (\text{custos diretos de fabrico})], \text{ ou seja,} \\ &= [(\text{custos diretos} + \text{custos indiretos} + \text{lucros}) / (\text{custos diretos de fabrico})] \end{aligned}$$

No entanto, surge um problema ao utilizar este multiplicador na análise regulatória: alguns dos custos indiretos deste multiplicador, e.g. custos fixos de depreciação, podem não ser afetados pelas alterações nos veículos, resultantes da aplicação dos regulamentos. Além disso, os RPE assumem que os preços de mercado aumentarão pelo custo total mais o lucro constante da nova tecnologia. Com efeito, outros fatores que influenciam o preço (especialmente a procura e as preferências dos consumidores) afetarão o quantitativo desses custos que será passado ao mercado.

De outro modo, o ICM avalia especificamente os componentes do custo indireto que serão provavelmente afetados pelas alterações nos veículos resultantes da aplicação da regulamentação ambiental, Rogozhin *et al.* (2009) pp. 1-1, 1-2 e 5-1:

$ICM = [(custos\ diretos\ incrementais + custos\ indiretos) / (custos\ diretos\ de\ fabrico\ incrementais)]$

Os autores Rogozhin *et al.* (2009) p. 5-1, são favoráveis à utilização de ICM, em relação a RPE, porque aquele traduz a mudança apropriada na curva da oferta (incluindo custos diretos de produção e custos indiretos relevantes) podendo então ser usado numa análise de mercado para determinar o novo equilíbrio do preço e da quantidade, logo o custo total da regulamentação ambiental.

### **Curva de aprendizagem**

Muitos estudos documentam o facto do preço de uma nova tecnologia decair com a acumulação da produção. Para muitas tecnologias foi demonstrado que o preço diminui em função do logaritmo da produção acumulada (a chamada curva de aprendizagem ou de experiência), Wene (2000) p. 10. Não há métodos exatos para prever taxas de aprendizagem futuras. Se se assumir que não haverá redução de custos por via da aprendizagem, provavelmente vão obter-se custos sobrestimados para atingir a conformidade com as normas. Por outro lado, suposições demasiado otimistas vão resultar na subestimação dos custos. Apesar de muitos estudos terem estimado curvas de aprendizagem a partir de dados históricos, não há qualquer método rigoroso para a previsão de curvas de aprendizagem para novas tecnologias, na ausência de dados empíricos, NRC (2015) p. 250. A redução de preços em geral observada resulta tipicamente de uma combinação das economias de escala, das mudanças tecnológicas exógenas e da aprendizagem nos processos de produção. As economias de escala são função do volume de produção real, mais do que da produção acumulada e as mudanças tecnológicas exógenas refletem avanços na ciência e tecnologia, ao longo do tempo.

O Committee on the Assessment of Technologies for Improving Light-Duty Vehicle Fuel Economy, NRC (2011) p. 25, concluiu que as tradicionais curvas de aprendizagem não são apropriadas para prever futuras reduções de custo para tecnologias ainda em produção em massa, mas serão adequadas para estimar custos de tecnologias verdadeiramente novas que não reflitam aprendizagem com a execução (*learning by doing*), NRC (2015) p. 250. Os efeitos de aprendizagem são aplicados à maioria das tecnologias, mas não a todas, porque algumas estão já em uso bastante alargado e, supostamente os impactos de aprendizagem já aconteceram. Os efeitos de aprendizagem na zona da curva de grande crescimento são aplicados apenas a tecnologias consideradas novas ou emergentes, enquanto que nas tecnologias já estabelecidas a curva de aprendizagem já se encontra na zona praticamente horizontal, EPA (2016) p. 2-220.

## 5.5. Avaliação da eficácia *versus* custo

Os procedimentos de avaliação desenvolvidos pelas agências / instituições são complexos e, em geral, diferentes entre si. No entanto é possível identificar aspetos idênticos em várias fases. Os referenciais de base também são, em geral, diferentes. Os dados e os resultados desdobram-se em múltiplos mapas cuja apresentação exaustiva é impraticável (e até desinteressante) no âmbito do presente trabalho. Pelo que apenas se refere sucintamente a metodologia, os aspetos mais importantes e as conclusões, bem como a bibliografia de referência.

### Metodologias

Os processos de avaliação das tecnologias desenrolam-se ao longo de diversas etapas, consoante as agências, conforme esquematizado, a título de exemplo, na Tabela 5.3<sup>16</sup>.

**Tabela 5.3:** Etapas seguidas pelas instituições, na avaliação das tecnologias

Instituição	Metodologia – Fases	Fonte
TNO <i>et al.</i>	<ol style="list-style-type: none"><li>1) Revisão de literatura sobre custos de tecnologias e redução de CO<sub>2</sub>, complementada com questionários a partes interessadas da indústria (ACEA, CLEPA, etc.)</li><li>2) Estabelecimento de curvas de custos com combinações do custo mínimo das tecnologias que permitem poupança de combustível, para atingir uma determinada redução de CO<sub>2</sub>. Tecnologias incompatíveis são excluídas</li><li>3) Comparação dos resultados de curvas de custos</li></ol>	Ricardo (2016) p. 30
EPA / NHTSA	<ol style="list-style-type: none"><li>1) Estabelecimento de classes de veículos base</li><li>2) Identificação de tecnologias com potencial de redução de consumo de combustível</li><li>3) Avaliação da aplicabilidade de cada tecnologia às várias classes</li><li>4) Estimativa preliminar do impacto de cada tecnologia no consumo de combustível e no custo</li><li>5) Determinação da sequência ótima de implementação, baseada em considerações de custo-eficácia e engenharia</li><li>6) Documentação da apreciação sobre custo-eficácia e engenharia incluindo esta informação numa base de dados amplamente acessível</li><li>7) Utilização de <i>software</i> de modelação em cada tecnologia e classe de veículo, para obter os efeitos incrementais finais</li></ol>	EPA e NHTSA (2012) p. 8
Ricardo-AEA	<ol style="list-style-type: none"><li>1) Revisão inicial de literatura e recolha de dados gerais</li><li>2) Preenchimento de lacunas, coligindo dados junto de organismos-chave</li><li>3) Validação – <i>feedback</i> sobre <i>drafts</i> de especialistas. Base NEDC</li><li>4) Consolidação – <i>feedback</i> de informação consolidada. Base NEDC</li><li>5) Relatórios finais</li></ol>	Ricardo (2016) p.104

<sup>16</sup> Fez-se uma simplificação, não mencionando segmentos que não incorporem MCI-IC.

**Tabela 5.3:** (cont.)

Instituição	Metodologia – Fases	Fonte
FEV, GmbH	<ol style="list-style-type: none"> <li>1) Simulação de veículo percorrendo diversos ciclos normalizados</li> <li>2) Análise de custos</li> <li>3) Avaliação e <i>reporting</i></li> </ol>	FEV (2015) p. 23
NRC	<ol style="list-style-type: none"> <li>1) Definição do veículo de referência (“nulo”)</li> <li>2) Modelação da frota base de 2010</li> <li>3) Projeção da frota de referência de 2017</li> <li>4) Construção de caso de referência de 2025</li> <li>5) Projeção do caso de controlo de 2025</li> <li>6) Cálculo de custos e de benefícios dos regulamentos</li> </ol>	NRC (2015) p. 357

## Segmentação

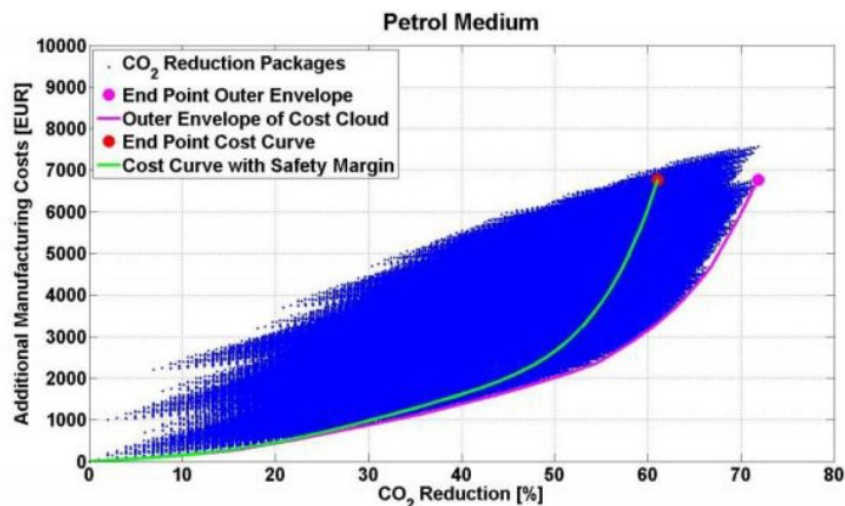
Visto que as variáveis de custos estão em geral relacionadas com a dimensão / massa dos veículos, as entidades estabelecem, uma segmentação de classes, como esquematizado, a título de exemplo, na Tabela 5.4 (não se mencionando segmentos que não incorporem MCI-IC).

**Tabela 5.4:** Segmentações de veículos adotadas pelas instituições, na avaliação das tecnologias.

Instituição	Segmentação	Notas
TNO	<ol style="list-style-type: none"> <li>1) Grupo I – PB até 1.305 kg;</li> <li>2) Grupo II – PB de 1.305 a 1.760 kg</li> <li>3) Grupo II – PB superior a 1.760 kg</li> </ol>	TNO <i>et al.</i> , (2011) pág 32
EPA / NHTSA	<ol style="list-style-type: none"> <li>1) Automóvel de passageiros Pequeno (Classe B)</li> <li>2) Automóvel de passageiros Standard</li> <li>3) MPV pequeno</li> <li>4) MPV grande</li> <li>5) <i>Light-Duty Truck</i></li> <li>6) <i>Heavy-Duty Truck</i></li> </ol>	
Ricardo-AEA	<ol style="list-style-type: none"> <li>1) Automóvel pequeno (<i>small car</i>)</li> <li>2) Automóvel médio-inferior (segmento C) (<i>lower medium car</i>)</li> <li>3) Automóvel médio-superior (<i>upper medium car</i>)</li> <li>4) Automóvel grande (<i>large car</i>)</li> <li>5) Comercial pequeno (<i>small van</i>)</li> <li>6) Comercial médio (<i>medium van</i>)</li> <li>7) Comercial grande (<i>large van</i>)</li> </ol>	Ricardo (2016) p.105
FEV, GmbH	<ol style="list-style-type: none"> <li>1) Segmento B</li> <li>2) Segmento C</li> <li>3) Segmento D</li> <li>4) Segmento E</li> </ol>	FEV (2015) p. 49
NRC	<ol style="list-style-type: none"> <li>1) SUV pequeno</li> <li>2) SUV médio</li> <li>3) SUV grande</li> <li>4) <i>Minivan</i></li> <li>5) Pequena <i>light truck</i></li> <li>6) Grande <i>light truck</i></li> <li>7) Microcarro (<i>subcompact car</i>)</li> <li>8) Automóvel pequeno (<i>compact car</i>)</li> <li>9) Automóvel médio (<i>midsized car</i>)</li> <li>10) Automóvel grande (<i>large car</i>)</li> </ol>	NRC (2011) p. 138

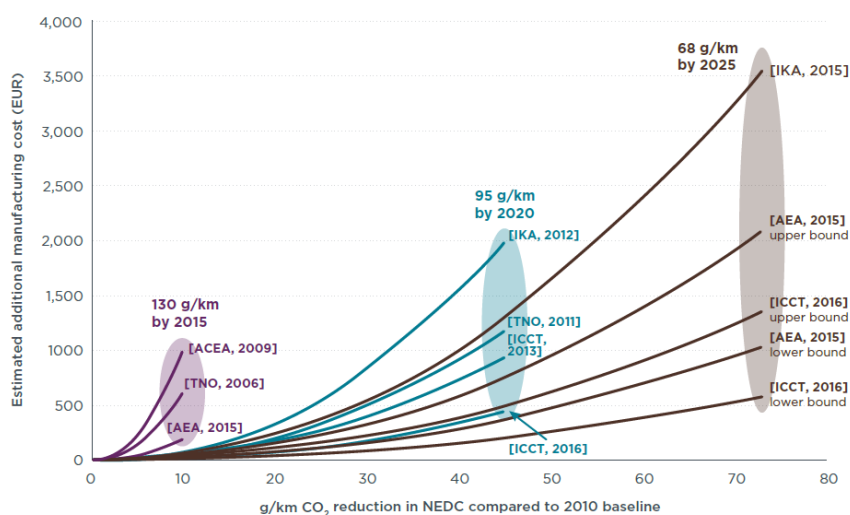
## Simulação em computador

Entidades como TNO ou Ricardo-AEA usaram a metodologia de simulação em computador de utilização de combinações de tecnologias que permitem reduções de CO<sub>2</sub>, calculando os custos adicionais desta utilização e as respectivas reduções. Um exemplo da representação gráfica dos resultados encontra-se na Figura 5.2, neste caso de previsão para 2020, relativo a um automóvel médio com MCI-IC. O conjunto dos pontos azuis formam uma “nuvem” em que cada ponto representa um par aumento de custo – redução líquida de CO<sub>2</sub> respetiva. Os custos são baseados em estimativas do fabricante vs redução líquida das várias combinações (“pacotes”) de tecnologias exequíveis. São excluídas combinações de tecnologias incompatíveis ou redundantes entre si. São traçadas 2 curvas, uma como envelope da “nuvem” e outra contemplando uma margem de segurança. O ponto de partida para os eixos dos XX e dos YY é relativo a valores de um veículo de referência médio, i.e. sem tecnologias de redução de CO<sub>2</sub>, no caso respresentado, do ano 2002, TNO *et al.* (2011) p. 39 e Ricardo (2016) p.140.



**Figura 5.2:** Exemplo de curva de custos para um automóvel médio com MCI-IC, referência: ano de 2002.  
Reproduzido de TNO *et al.* (2011) p. 39.

Por outro lado, na Figura 5.3 é apresentado um gráfico mais recente (ano do veículo de referência: 2010), em que linhas equivalentes às do gráfico anterior se podem comparar com as obtidas por outros estudos, encarando também a situação para 2025, ICCT (2017) p. 9. Para os mesmos autores do gráfico anterior, TNO *et al.* (2011), o custo de tecnologia para redução de CO<sub>2</sub> para o ano de 2020 já é cerca de 1/3.



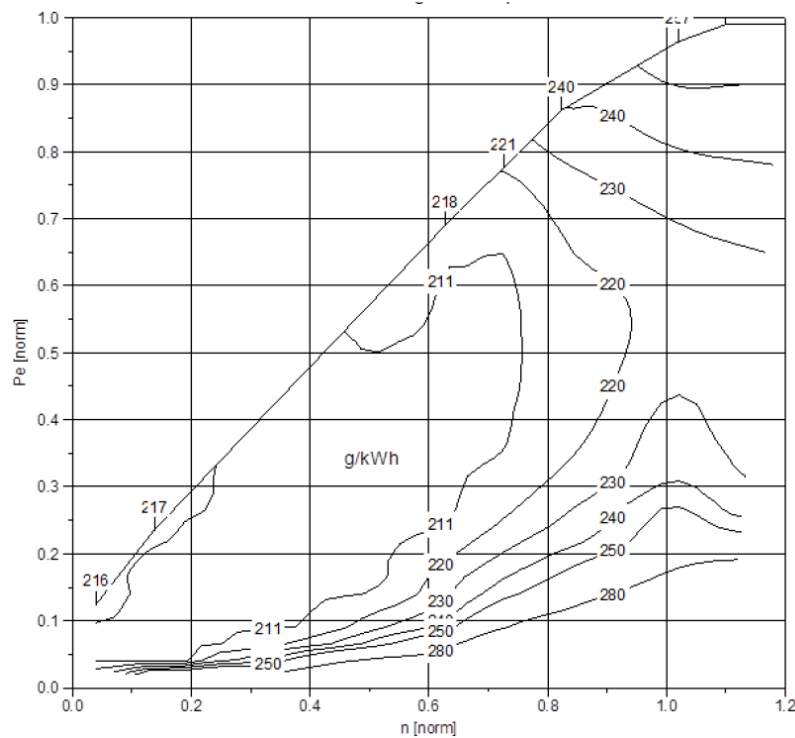
**Figura 5.3:** Ilustração esquemática de vários estudos de curvas de custos para frotas de automóveis de passageiros, para os E.U.A, para 2015, 2020 e 2025, a partir de um veículo de referência de 2010. Reproduzido de ICCT (2017) p. 9.

Nos trabalhos relatados em Ricardo (2016) os mapas de desempenho dos motores com a aplicação das tecnologias foram produzidos basicamente pela simples combinação multiplicativa dos potenciais de redução identificados para cada tecnologia individual. A redução global encontrada para cada ponto foi aplicada ao mapa de consumo do motor de base (2002). Esta abordagem conduziu a valores de rendimento muito elevados para algumas zonas, de forma que este foi limitado a 40%, no caso dos MCI-IC, Ricardo (2016) p. 172. Ainda nos mesmos trabalhos, foram assumidas as quotas de aplicação de tecnologias mencionadas na Tabela 5.5, para 2025.

**Tabela 5.5:** Tecnologias de MCI-IC individuais e respetivas quotas de aplicação para 2025, estudadas nos trabalhos relatados por Ricardo. Adaptado de Ricardo (2016) pp. 172 e 173.

% de aplicação	Tecnologias de MCI-IC
100%	Melhoramentos na combustão Nível 1: redução de transferência de calor gás-paredes
100%	Melhoramentos na combustão Nível 2: aumento de 1 ponto na taxa de compressão
100%	Injeção direta – carga homogénea
30%	Injeção direta – carga estratificada e queima pobre
100%	Melhoramentos no ciclo termodinâmico: ciclos eficientes (e.g. Atkinson, Miller)
100%	EGR arrefecida
100%	Atuação e levantamento variável de válvulas
100%	<i>Downsizing</i> médio (redução de 30% de volume varrido) + <i>boost</i>
20%	Redução de atrito Nível 1: projeto e materiais de baixo atrito, para redução de 20% no atrito do motor
80%	Redução de atrito Nível 2: redução avançada de atrito, para redução total até 20% no atrito do motor
30%	Desativação de cilindros
100%	Gestão térmica

O mapa de rendimento resultante da aplicação das referidas tecnologias, em simulação para 2025, é o evidenciado na Figura 5.4.



**Figura 5.4:** Mapa de consumo específico de MCI-IC, com aplicação das tecnologias em simulação para 2025. Reproduzido de Ricardo (2016) p. 173.

### Validação dos resultados das simulações

Algumas análises permitiram constatar que tecnologias com estratégias de controlo sofisticadas estão relacionadas com um grau elevado de incerteza, Ricardo (2016) p. 182. Com o fim de verificar / validar resultados obtidos nas simulações efetuadas, foram realizados testes em banco de ensaios, cumprindo ciclos normalizados, e.g. NEDC, WLTP, CADC e/ou RWC, levados a cabo na Technische Universität Graz (*TU Graz*), Ricardo (2016) p. 181 e *TU Graz* (2016). No caso destas instituições, estes testes permitiram verificar que as tecnologias implementadas no modelo de simulação se encontravam num nível representativo quer em termos de emissões absolutas de  $CO_2$ , quer em termos de diferenças entre ciclos, Ricardo (2016) p. 183.

### Resultados

Não sendo possível nem oportuno reproduzir os múltiplos mapas de resultados das avaliações custo-eficácia detalhados, resultantes dos trabalhos das agências, apresentam-se apenas alguns dados selecionados, a título de exemplo. A Tabela 5.6, elaborada a partir de dados publicados

em NRC (2015), apresenta uma agregação de dados selecionados sobre eficácia (base 2010) e custo incremental para 2025 (\$ de 2010) de diversas tecnologias de MCI-IC.

**Tabela 5.6:** Agregação de dados selecionados sobre eficácia (base 2010) e custo incremental para 2025 (\$ de 2010) de diversas tecnologias de MCI-IC. Elaborada a partir de dados publicados em NRC (2015) Appendix S pp. 410 e 417.

Tecnologia	Redução média de consumo estimada (%)			Custo total incremental em 2025 (\$ de 2010)			Custo incremental / % de redução de consumo		
	Motor 14 DOHC Automóvel médio	Motor V6 DOHC Automóvel grande	Motor V8 OHV Light Truck	Motor 14 DOHC Automóvel médio	Motor V6 DOHC Automóvel grande	Motor V8 OHV Light Truck	Motor 14 DOHC Automóvel médio	Motor V6 DOHC Automóvel grande	Motor V8 OHV Light Truck
Lubrificantes de baixo atrito – Nível 1	0,7	0,8	0,7	4	4	4	6	5	6
Redução de atrito interno do motor – Nível 1	2,6	2,7	2,4	57	85	113	22	31	47
VVT – Admissão	2,6	2,7	2,5	39	78	78	15	29	31
VVT – Admissão e Escape	2,5	2,7	2,4	39	90	90	16	33	38
Levantamento de válvulas variável discreto	3,6	3,9	3,4	133	193	276	37	49	81
Levantamento de válvulas variável contínuo	1	1	0,9	67	174	124	67	174	138
Desativação de cilindros	-	0,7	5,5	-	160	180	-	229	33
Temporização e levantamento de válvulas continuamente variáveis	-	-	3,2	-	-	336	-	-	105
Injeção direta estequiométrica de gasolina	1,5	1,5	1,5	226	340	409	151	227	273
Turbo-compressão e <i>downsizing</i> Nível 1 (18 bar BMEP, 33% DS)	8,3	7,8	7,3	388	168	1080	47	22	148
Idem V6 para I4 e V8 para V6	-	-	-	-	-142	983	-	-	-
Turbo-compressão e <i>downsizing</i> Nível 2 (24 bar BMEP, 50% DS)	3,5	3,7	3,4	214	214	361	61	58	106
Idem I4 para I3	-	-	-	5	-	-	-	-	-
EGR arrefecida Nível 1 (24 bar BMEP, 50% DS)	3,5	3,5	3,6	249	249	249	71	71	69
EGR arrefecida Nível 1 (27 bar BMEP, 56% DS)	3,5	3,5	3,6	429	428	722	123	122	201
Idem V6 para I4	1,4	1,4	1,2	-	-	-289	-	-	-241

- valores inferiores a 35 \$ / % de redução de consumo
- valores entre 35 \$ / % e 100 \$ / % de redução de consumo
- valores superiores a 100 \$ / % de redução de consumo

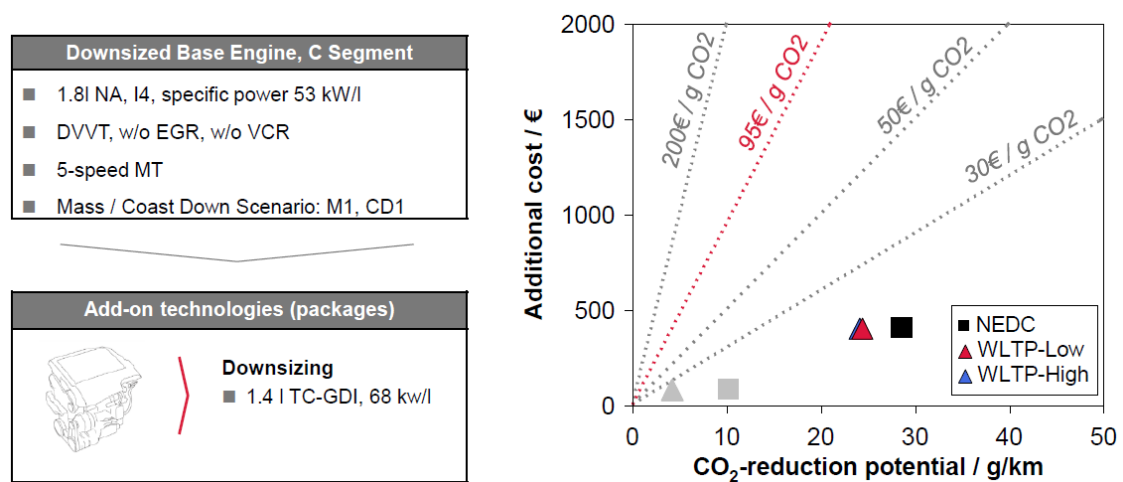
Nota: no caso de redução do número de cilindros, verifica-se em certos casos uma redução de custos (sinal negativo).

As tecnologias que apresentam maior eficácia de custos são, obviamente, as que apresentam um rácio custo incremental / % de redução de consumo mais baixo. Os resultados apresentados na Tabela 5.6 permitem detetar quais são essas tecnologias, com maior eficácia de custos (e, bem assim, as que têm menor eficácia de custos). Verifica-se que as que apresentam maior

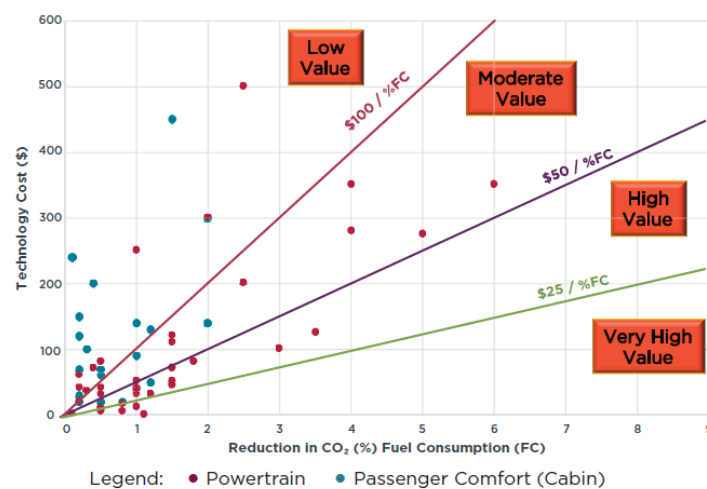
eficácia dizem respeito à redução de atrito e à variação de temporização de válvulas. A tecnologia que, no entanto, apresenta a maior eficácia de custos, inclusive com redução do valor absoluto do custo, é a que respeita a *downsizing* com diminuição do número de cilindros e alteração da arquitetura, de V6 para I4.

Opostamente, as tecnologias com menor eficácia de custos dizem respeito à injeção direta, à desativação de cilindros e ao levantamento continuamente variável de válvulas. É de salientar, que o efeito da curva da aprendizagem, leva a que, frequentemente e como visto, tecnologias com baixa eficácia de custos, venham mais tarde a deter uma melhor relação custo / benefício.

Os resultados podem ser apresentados de forma gráfica, como por exemplo em FEV (2105) pp. 251 e seguintes (Figura 5.5) e em ICCT (2016) p.1 (Figura 5.6).



**Figura 5.5:** Análise custo / eficácia resultante da adoção de *downsizing* no segmento C. Reproduzido de FEV (2015) p. 252.



**Figura 5.6:** Custo / eficácia de diversas tecnologias de gestão térmica. Reproduzido de ICCT (2016).

## 5.6. Comparação e discussão de resultados e casos concretos

---

Uma vez que, em geral, as tecnologias surgem agrupadas em “pacotes”, ou seja, em combinações que se complementam e / ou potenciam, resulta, no mercado, um escalonamento de preços, para cada classe de modelo.

Constata-se que as diferentes tecnologias aqui chamadas de “última geração” se encontram, na realidade, em diversos estádios de desenvolvimento ou aplicação. Algumas estão ainda no domínio da investigação, aplicadas em veículos “de ponta”, ou de muito alto desempenho. Outras, apesar de já terem passado para a produção, ainda são restritamente utilizadas, apenas em automóveis de topo de gama. Finalmente, outras tecnologias encontram-se em fases de aplicação mais “maduras”, i.e., já divulgadas em veículos de produção relativamente massificada, sendo que, em muitos casos, também anteriormente foram usadas apenas em veículos sofisticados.

### **Tecnologias que se encontram no mercado**

As tecnologias elencadas na Tabela 5.6, da secção 5.5, encontram-se divulgadas no mercado. A elas podem juntar-se: i) a tecnologia de injeção de água, que podemos encontrar, por exemplo, em alguns motores BMW; ii) tecnologia HCCI (e.g. Hyundai, Honda, Mazda).

As Tabelas 5.7 a 5.13 resumem as principais características e tecnologias aplicadas em diferentes MCI-IC que se encontram no mercado, para diversas classes e segmentos de automóveis: Tabela 5.7: Motor Volkswagen EA211 1.0 l TSI, de 3 cilindros; Tabela 5.8: Motor Audi 2.0-l EA888 Gen3B, TFSI, de 4 cilindros; Tabela 5.9: Motor Volkswagen EA211 1.0 l TGI; Tabela 5.10: Motor Honda 1.0 l, de 3 cilindros; Tabela 5.11: Motor Volkswagen 1.5 l TSI evo; Tabela 5.12: Motor Mercedes-Benz M 256, de 6 cilindros; Tabela 5.13: Motor Nissan VC-Turbo, 2.0 l, de 4 cilindros, com taxa de compressão variável. As tabelas foram ordenadas por ano de entrada em aplicação de cada motor.

Note-se que a informação a que foi possível ter acesso em diferentes fontes, para construção de cada tabela, não é tão rica, como desejável, em muitos aspetos interessantes para a análise em apreço, nem se encontra disponibilizada de forma idêntica entre si, pelo que não foi possível apresentar as tabelas com tipo de informação e estruturas homogéneas.

**Tabela 5.7:** Principais características do Motor **Volkswagen EA211 1.0 TSI**, de 3 cilindros. Elaborada a partir de Eichler *et al.* (2014).

Segmentos de aplicação		<i>Supermini</i> e Pequeno Familiar, Segmentos A B e C (e.g. Volkswagen Up!, Polo e Golf)
Ano da 1ª Aplicação		2014 (final) (Volkswagen Polo)
Especificações		- Pot. Máx.: 70/81/85 kW @ 5000-5500 rpm; - Bin.Máx.: 160/200 Nm @ 2000-3500 rpm;
Tecnologias	Distribuição	- 2 veios de excêntricos comandados por correia de distribuição, por intermédio de “carretos” trigonais, que quase eliminam as irregularidades rotacionais, reduzindo muito as forças máximas na correia de distribuição.
	Alimentação, injeção e ignição	- Turbo-compressor, com voluta de turbina simples e <i>Wastegate</i> controlada por atuador elétrico, nas versões de 81 e 85 kW; - O rápido alcance da temperatura de operação, permitido nomeadamente pela integração do coletor de escape na cabeça do motor, possibilita a utilização de uma ótima relação ar/combustível de $\lambda = 1$ , virtualmente em todo o mapa de operação; - Injeção direta a 250 bar, com injetores de 5 furos, de atuação solenoide.
	Redução de atrito e gestão térmica	- Cabeça do motor permite o rápido aquecimento, devido à integração do coletor de escape e módulo de bomba de água; - Circuitos de arrefecimento de alta e de baixa temperatura, separados; - Todos os retentores com interface com o exterior, montados com freios otimizados no que respeita a atrito; - Árvores de cames movidas por correia de distribuição de baixo atrito, sem manutenção, com montagem estanque de poeiras; - Válvulas atuadas por intermédio de seguidores de cames com roletes; - Camisas de cilindro em “ferro fundido” (montadas em bloco de alumínio) com superfície de trabalho maquinada pelo “processo de polimento de lentes” ( <i>lens lapping process</i> ), a fim conferir ao conjunto segmentos-camisa uma eficiência otimizada (redução de atrito / consumo de óleo); - “Dispensa” a utilização de veio de equilíbrio dinâmico, geralmente necessário em motores de 3 cilindros, com a implícita redução de atrito, sendo o equilíbrio dinâmico conseguido, quer pelo aligeiramento de massas rotativas (e.g. manivelas da cambota furadas), quer pelos 4 contrapesos da cambota; - Bielas sem casquilhos; - Cavilhões de pistões revestidos com DLC ( <i>Diamond-like Carbon</i> ); - Bomba de óleo com variação total, controlada pelo mapa de operação do motor.

Este motor sofreu já evolução, tendo sido premiado como “International Engine of the Year 2018”, na sua categoria, Green Car Congress (2018). Em relação à informação disponibilizada na Tabela 5.7, destacam-se as seguintes alterações / informação complementar:

- A pressão de injeção foi aumentada para 350 bar, utilizando injetores de 5 furos, com atuação piezoelétrica;
- A versão de 85 kW é a primeira a ser equipada com um catalisador “de 4 vias” (FWCC, *Four-Way Catalytic Converter*), com filtro de partículas integrado. Dispõe de um segundo catalisador de 3 vias, por baixo da plataforma, o sistema assegura o cumprimento da EU 6AG (Euro 6d-TEMP).

**Tabela 5.8:** Principais características do Motor **Audi 2.0-I EA888 Gen3B, TFSI**, de 4 cilindros. Elaborada a partir de Budack *et al.* (2016)

Segmento de aplicação		Grande familiar, Segmento D (e.g. Audi A4)
Ano da 1ª Aplicação		2015 (Audi A4)
Especificações		- Pot. Máx.: 125 a 147 kW; - Bin. Máx.: 250 a 320 Nm; - Taxa de compressão: 11,7:1; - BSFC mín.: 220 g/kWh
Tecnologias	Distribuição	Sistema AVS, <i>Audi Valvelift System</i> , permitindo supressão da válvula estranguladora de admissão, em carga parcial (perfil de came com evento de admissão a 140° CA); acima dos 270 Nm, introdução do perfil de came com evento de admissão a 170° CA.
	Alimentação, injeção e ignição	- Conceito <i>rightsizing</i> , com processo de combustão baseado no <b>ciclo Miller</b> ; - Injeção direta, com carga estratificada; - Turbo-compressor; - EIVC em carga parcial, conjugadamente com grandes “cruzamentos” ( <i>overlaps</i> ) de válvulas
	Redução de atrito e gestão térmica	Entre as medidas que permitiram uma redução na <i>P<sub>ma</sub></i> , estimada em de cerca de 8% (a 2000 rpm e 90°C), em relação à anterior versão de motor, podem referir-se as seguintes: - Diâmetro do principal moente da cambota reduzido (para 48 mm) em relação à anterior versão; - Corrente de distribuição mais estreita, com menores curvaturas nas guias, permitindo redução das forças de atrito; - Utilização (pela 1ª vez) de óleo de classe 0W-20 de viscosidade, com respetiva adaptação de vários componentes, e.g. segmentos de pistões e transmissão da bomba de óleo.

Este motor é um exemplo de aplicação do conceito *rightsizing*, com ciclo Miller. O consumo específico mínimo anunciado (220 g/kWh) é notável.

**Tabela 5.9:** Principais características do Motor **Volkswagen EA211 1.0 I TGI**, de 3 cilindros, a gasolina ou gás natural. Elaborada a partir de Demmelbauer-Ebner *et al.* (2017b).

Segmento de aplicação		<i>Supermini</i> , Segmento B (e.g. Volkswagen Polo)
Ano da 1ª Aplicação		2017 (Volkswagen Polo TGI)
Especificações		- Pot. Máx.: 66 kW; - Bin.Máx.: 160 Nm @ 1900 – 3500 rpm; - Adaptações diversas para permitir a utilização de gás natural, nomeadamente adoção de materiais de engenharia especiais.
Tecnologias	Alimentação, injeção e ignição	Pode trabalhar com qualquer dos combustíveis gás natural ou gasolina, sendo possível a transição rápida de um para outro: gás natural, com válvulas injetoras nas portas de admissão; gasolina, com injeção direta <i>common rail</i> de 350 bar. Turbo-comprimido
	Redução de atrito e gestão térmica	Válvulas de admissão e de escape nitruradas, para aumento da resistência ao desgaste das faces das sedes; Hastes das válvulas de escape com sódio no interior, para remoção do excesso de calor; Guias de válvulas em bronze de alto desempenho ( <i>Diehl 470HT</i> ); Sedes de válvulas em aço com cobre sinterizado.

A particularidade mais relevante deste motor é poder ser operável com 2 combustíveis diferentes (gasolina e gás natural) sendo a transição entre eles possível com o motor em funcionamento, sem qualquer descontinuidade.

**Tabela 5.10:** Principais características do Motor **Honda 1.0 I**, de 3 cilindros. Elaborada a partir de Niizato *et al.* (2018).

Segmento de aplicação		Pequeno Familiar, Segmento C (Honda Civic)
Ano da 1ª Aplicação		2017 (Primavera) (Honda Civic)
Especificações		- Pot. Máx.: 95 kW @ 5500 rpm; - Bin. Máx.: 200 Nm @ 2250 rpm; - BSFC min.: 231g/kWh.
Tecnologias	Distribuição	Controlo eletrónico de temporização e levantamento de válvulas (VTEC): EIVC e baixo levantamento em baixas cargas; alto levantamento em altas cargas.
	Alimentação, injeção e ignição	Turbo-comprimido, com <i>wastegate</i> controlada eletronicamente; portas de admissão com desenho para alto <i>tumble</i> ; Injeção direta, com injetores multifuros.
	Redução de atrito e gestão térmica	Equilíbrio dinâmico por contrapeso no volante, evitando veio de equilíbrio, para redução de atrito e peso; Diâmetros dos moentes da cambota excepcionalmente estreitos, para redução de atrito, o que foi possível pelo uso de aço nitruado de alta resistência; Bomba de óleo com volume variável; 2 níveis de pressão de óleo com controlo eletrónico. Coletor de escape integrado na cabeça do motor; Galeria de óleo, com injetores, para arrefecimento da coroa dos pistões, com controlo eletrónico por válvula de solenoide, em função das condições de operação; termostato controlado eletronicamente, permitindo manutenção de temperaturas altas, em baixos regimes de carga.

**Tabela 5.11:** Principais características do Motor **Volkswagen 1.5 I TSI evo**, de 4 cilindros. Elaborada a partir de Demmelbauer-Ebner *et al.* (2017a).

Segmento de aplicação		Pequeno Familiar, Segmento C (e.g. Volkswagen Golf)
Ano da 1ª Aplicação		2017 (meados) (Volkswagen Golf)
Especificações		2 versões: - Pot. Máx.: 96 e 110 kW @ 5000 - 6000 rpm; - Bin. Máx.: 200 Nm @ 1400 - 4000 rpm e 250 Nm @ 1500 - 3500 rpm.
Tecnologias	Distribuição	Versão de 110 kW com válvulas de escape com sódio no interior, para arrefecimento.
	Alimentação, injeção e ignição	- Desativação de cilindros; - Turbo-comprimido; - Versão de 96 kW com processo Miller e turbina de geometria variável; - Versão de 110 kW com <i>wastegate</i> ; Sistema de injeção a 350 bar.
	Redução de atrito e gestão térmica	Coletor de escape integrado na cabeça do motor; Correia de distribuição de baixo atrito; Seguidores de cames com rolamentos com pistas de atrito otimizado; controlo do débito de óleo em função do ponto de operação; Adotadas várias tecnologias de redução de atrito, com aplicação de engenharia de materiais, entre as quais, camisas de cilindros revestidas pelo processo APS ( <i>Atmosferic Plasma Spray</i> ) e cavilhões de pistões revestidos com DLC ( <i>Diamond-like Carbon</i> ); Superfícies funcionais das cames em 42CrMoS <sub>4</sub> , endurecidas a laser.

**Tabela 5.12:** Principais características do Motor **Mercedes-Benz M 256**, de 6 cilindros. Elaborada a partir de Vollrath *et al.* (2018).

Segmento de aplicação		Executivo, Segmento F (Mercedes-Benz Classe S)
Ano da 1ª Aplicação		2017 (setembro) (M. Benz S 450 e S 500)
Especificações		2 versões, com potências de 270 e 320 kW. Potências específicas de 106,7 kW/l.
Tecnologias	Hibridização	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Integração de sistema elétrico de 12 / 48 V. Motor de arranque e gerador integrados (ISG, <i>Integrated Starter-Generator</i>);</li> <li>- Bateria de íões de lítio com 880 Wh de capacidade;</li> <li>- O veículo pode funcionar em modo híbrido, com o ISG como complemento do MCI-IC, capaz de uma potência de 16 kW e um binário de 250 Nm.</li> </ul>
	Distribuição	Distribuição variável <i>Camtronic</i> . Para conseguir temporizações de válvulas mais eficientes, a faixa de ajustamento das válvulas de admissão foi aumentada para 70° CA. Adicionalmente, é utilizada uma temporização com 2 níveis de levantamento. Esta combinação permite uma redução significativa de perdas no ciclo gasoso, nas cargas baixas, quer para um grande levantamento de válvulas, devido a um fecho atrasado, de acordo com o ciclo Atkinson, quer para um pequeno levantamento, com fecho adiantado, de acordo com o ciclo Miller. Em zonas muito alargadas do mapa de operação, a carga nos cilindros pode ser regulada apenas através do ajustamento da temporização e levantamento das válvulas, o que resulta na possibilidade de supressão da válvula estranguladora de admissão, logo redução de perdas por bombagem.
	Alimentação, injeção e ignição	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Um único turbocompressor, com dupla voluta, sendo cada uma dedicada a 3 cilindros. <i>Wastegate</i> controlada eletricamente;</li> <li>- Compressor elétrico (48 V) auxiliar, arrefecido por água, capaz de atingir 70000 rpm e uma razão de compressão de 1,45, em 300 ms.</li> <li>- Injeção direta guiada pelo <i>spray</i>, com injetores de atuação piezoelétrica.</li> </ul>
	Redução de atrito e gestão térmica	Supressão da correia de auxiliares, devido à integração do motor de arranque / gerador e eletrificação dos componentes auxiliares, como bomba de água e compressor do ar condicionado; Superfície de contacto dos cilindros revestida com tecnologia <i>Nanoslide</i> , de última geração (processo TWAS, <i>Twin-Wire-Arc Spraying process</i> ) e segmentos de pistões otimizados. Injetores de óleo, com controlo e atuação segundo necessidade, para arrefecimento dos pistões; Pistões com canais de arrefecimento para redução da temperatura da coroa; Otimização do circuito de óleo, devido a sistema de dois circuitos e uso de óleo de baixa viscosidade

Este motor apresenta múltiplos detalhes tecnológicos interessante e sofisticados, seja no que se refere à utilização de materiais e acabamentos antifricção, seja quanto à arquitetura de hibridização. De salientar, por exemplo, a utilização de um compressor dinâmico elétrico, a par do turbo-compressor, bem como o uso de injetores de atuação piezoelétrica.

**Tabela 5.13:** Principais características do Motor **Nissan VC-Turbo**, 2.0 l, de 4 cilindros, com taxa de compressão variável. Elaborada a partir de Kiga *et al.* (2017).

Segmento de aplicação		Executivo, Segmento E (nota: atribuição própria)
Ano da 1ª Aplicação		2018
Especificações		- Taxa de compressão variável entre 8:1 e 14:1; - Pot. Máx.: 200 kW; - Bin. Máx.: 390 Nm; - Potência específica: 100 kW/l
Tecnologias	Alimentação, injeção e ignição	- Turbo-comprimido; - Taxa de compressão variável, por sistema de barras ( <i>multi-link</i> ) (ver Tabela 4.4, da secção 4.7); - Injeção direta; - Das características (acelerações) do movimento dos pistões, conferidas pelo mecanismo <i>multi-link</i> (ver ponto abaixo) resulta uma velocidade mais baixa do pistão na zona de expansão dos gases, junto ao PMS, com consequências benéficas na flutuação cíclica da combustão e ganhos na eficiência térmica, e efeitos positivos na eficiência, nos modos de funcionamento em queima pobre ou alta taxa de EGR.
	Redução de atrito e gestão térmica	O mecanismo <i>multi-link</i> permite que as forças laterais, aplicadas entre os pistões e as respetivas camisas, sejam inferiores às inerentes a um mecanismo convencional, reduzindo significativamente as forças de atrito pistão-camisa. As diferenças entre valores absolutos de aceleração proporcionados por este mecanismo, conferem uma suavidade de funcionamento semelhante à de um motor de 6 cilindros, permitindo dispensar um veio de equilíbrio, em geral necessário para motores de 4 cilindros desta cilindrada, ou superior. Estas reduções nas forças de atrito compensam o acréscimo motivado pela utilização do mecanismo <i>multi-link</i> .

Considera-se a característica mais notável deste motor o facto de ser o primeiro, de produção em massa, com taxa de compressão geométrica variável (entre 8:1 e 14:1). Embora tenha havido outras concretizações, na verdade nenhuma chegou a uma tão larga escala de produção, como a prevista para este.

A Tabela 5.14 apresenta as principais características a que foi possível ter acesso sobre o Motor Skyactiv-X, da Mazda, cuja 1ª aplicação em automóvel é prevista chegar ao mercado em 2019.

**Tabela 5.14:** Principais características do Motor **Mazda Skyactiv-X**. Elaborada a partir Adcock, I. (2017).

Ano da 1ª Aplicação		2019
Especificações		Taxa de compressão geométrica: 15:1
Tecnologias	Alimentação, injeção e ignição	- Conceito de ignição por compressão controlada por faísca ( <i>SpCCI</i> , <i>Spark-Controlled Compression Ignition</i> ); - Vela necessária para queima em áreas fora da zona HCCI; - Ignição por compressão tornada possível em quase todas as zonas, exceto arranque a frio e cargas pesadas; - Compressor volumétrico tipo <i>Roots</i> ; - Injeção direta (500 bar) durante os tempos de admissão e de compressão, de modo a produzir uma mistura pobre; - Processo de combustão monitorizado, ciclo a ciclo, no que respeita a pressão, temperatura, distribuição da densidade ar-combustível e EGR.
	Redução de atrito e gestão térmica	

Este motor Skyactiv-X (ou melhor, família de motores) continua a estratégia traçada pela Mazda em 2011, que tem vindo a ser implementada e pretende concretizar um conceito de motor que possa “aproveitar” os pontos fortes dos MCI-IC e dos motores Diesel, melhorando os respetivos pontos menos fortes. Assim, por exemplo, a taxa de compressão do MCI-IC tem vindo a subir, de geração para geração, enquanto a dos motores Diesel tem vindo a baixar.

A Tabela 5.14 reflete a escassez de informação a que foi possível aceder. Na secção 3.6.2., dedicada a combustão a baixa temperatura (LTC), foram referidos aspetos relativos ao controlo (indireto) das condições de combustão, nomeadamente, por IGR, por sua vez, controlado via temporização e levantamento de válvulas. No entanto, só quando os detalhes técnicos deste motor forem divulgados, se poderá saber até que ponto tais tecnologias foram mais próxima ou remotamente aplicadas.

### **Tecnologias que se encontram no mercado, mas muito limitadamente**

Faz-se aqui referência a tecnologias que, embora se encontrem aplicadas em automóveis disponíveis no mercado, devido ao seu preço, muito elevado, encontram-se apenas em segmentos de nicho. Como exemplo, menciona-se a tecnologia de injeção de água.

### **Tecnologias que não se encontram no mercado**

Apesar da enorme sofisticação alcançada na construção de motores, várias tecnologias mencionadas no presente trabalho encontram-se ainda em fase de investigação. Outras, estão ainda apenas em fase experimental.

Estão nestes casos, a título de exemplo:

- i) Distribuição e válvulas sem cames (ver sistemas apresentados na Tabela 4.1c);
- ii) Algumas tecnologias avançadas de ignição (por jato turbulento (TJI), por plasma, por LASER), apresentadas na secção 4.5;
- iii) Armazenamento e aproveitamento de energia térmica, nomeadamente, dos gases de escape, para além da turbo-compressão (ver Tabela 3.3).
- iv) Ciclos avançados sobre-expandidos (Schmitz / Ilmor e Scuderi, referidos no **Apêndice D**).

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*

## 6. Conclusões

---

Apesar de a mobilidade elétrica se afigurar como uma via muito importante na contribuição para minorar os problemas ambientais causados pelos veículos automóveis, especialmente no local de utilização, o planeta ainda terá que contar por alguns anos com o motor de combustão interna, por certo crescentemente associado a um motor elétrico e integrado num sistema de conectividade holística.

No que respeita aos motores de combustão interna, os de ignição comandada (MCI-IC) evidenciam um maior potencial de evolução, em direção aos requisitos impostos pela regulamentação, quando comparados com os de ignição por compressão, tendo em conta também os fatores preço / custo total de posse (TCO) e atratividade.

Pelo estudo dos fundamentos teóricos e exploração de cada fator da expressão geral do rendimento, traçou-se um percurso pelas estratégias que, condicionadas pelos fatores de contexto influentes, permitem progredir em direção à maior eficiência e menor impacto ambiental. Essas estratégias requerem tecnologias que permitam a sua implementação, desejavelmente a custos tão reduzidos quanto possível.

Por outro lado, e, aparentemente algo contraditoriamente, não são desprezíveis, antes valorizáveis, os aspetos psicológicos que a tecnologia, a sofisticação e a exclusividade induzem na atratividade dos consumidores.

As tendências *downsizing* e *downspeeding*, conseguidas com a adoção da sobrealimentação e, em geral, injeção direta, têm marcado a última década, permitindo alcançar prestações anteriormente só possíveis com motores de bastante maior dimensão e peso, deslocando o ponto de menor consumo específico para velocidades de rotação mais baixas e substancialmente maiores  $P_{me}$ .

Mais recentemente verificou-se uma tendência em sentido moderadamente contrário ao *downsizing*. Para poder tirar partido e utilizar maiores taxas de expansão, requerem-se maiores taxas de compressão geométrica, sem incorrer, no entanto, em detonação. Para tal, as taxas de compressão efetivas não podem ser excessivas, o que é conseguido pelo parcial enchimento do cilindro, seja pelo fecho adiantado da válvula de admissão (EIVC / Miller) seja pelo seu fecho retardado (LIVC / Atkinson). Este menor enchimento redundava em menores potências específicas, pelo que pode ser necessário um aumento do volume varrido (*rightsizing*) para compensar a perda de potência.

Entre as estratégias e tecnologias consideradas no presente trabalho, encontramos claramente três grupos, que correspondem a três estágios de desenvolvimento / implementação:

- i) As que se encontram em fase exclusivamente de **investigação e desenvolvimento**. Entre estas referem-se, por exemplo, a ignição por LASER, ou o ciclo sobre-expandido Schmitz / Ilmor. Presume-se que muitas mais tecnologias estejam em fase de investigação, mas não está disponível informação, dado a reserva que caracteriza frequentemente o ambiente de investigação;
- ii) As que se encontram aplicadas em **nichos de mercado** (competição e / ou veículos sofisticados), i.e, não são produzidas para o mercado aberto. Pode dar-se como exemplo a tecnologia de ignição por jato turbulento, da Mahle, que tem sido aplicada em motores de Formula 1. Frequentemente, estas tecnologias vêm mais tarde a ser aplicadas em produção em massa. Como é bem conhecido, o desporto automóvel é um motor do desenvolvimento tecnológico, sendo que a criatividade e experimentação que proporciona permitem testar, validar e melhorar soluções, sob muitos pontos de vista, que posteriormente são transpostas para a produção;
- iii) Finalmente, as tecnologias que se encontram em **produção em massa para o mercado**. Aqui também se reconhece a coexistência de tecnologias em diversos estádios do ciclo de vida: algumas são de aplicação recente (e.g. pressões de injeção de 350 bar ou superior), mas outras já se encontram aplicadas há vários anos (e.g. temporização variável de válvulas).

Como conclusão do trabalho, apenas se recorda aqui a enorme mutabilidade da tecnologia, do automóvel e... do mundo.

# Referências e bibliografia

---

ACEA (2017a): <http://www.acea.be/industry-topics/tag/category/laboratory-test>.

ACEA (2017b): <http://www.acea.be/news/article/real-driving-emissions-test>.

Adcock, I. (2017): “Combining electrification with Skyactiv-X will result in emission-free combustion engines by 2025”. In Ricardo Quarterly Review Q3 2017. [https://d1v9sz08rbysvx.cloudfront.net/ricardo/media/media/rq%20download%20files/rq\\_q3\\_2017.pdf](https://d1v9sz08rbysvx.cloudfront.net/ricardo/media/media/rq%20download%20files/rq_q3_2017.pdf).

Aghdam, E. (2003): “Computational and Experimental Study of Flame Propagation in Radial Stratified Charge SI Engines. PhD thesis”, University of Leeds, referido em Burluka, A. (2010): “Combustion in a Spark Ignition Engine”. In “Handbook of Combustion, Volume 3 (Gaseous and Liquid Fuels)”, Ed. Lackne, M., Winter, F. e Agarwal, Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, Weinheim.

Al-Hasan, N., Böning, R., Kraus, D. e Sandor, I. (2018): “Gasoline Turbocharger with Variable Turbine Technology”. In MTZ Worldwide Magazine Vol. 79 #01/2018, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).

Al-Hasan, N., Reuter, S., Klaus, M. e Koch, A. (2016): “RAAX Turbocharger Applied to the Miller Cycle”. In MTZ Worldwide Magazine Vol. 77 #07-08/2016, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).

ANSYS *website*: “Topology Optimization”.

<https://www.ansys.com/products/structures/topology-optimization>.

Atkinson, J. (1887): “US Pat. No. 367496: Gas-Engine”.

<https://patentimages.storage.googleapis.com/pdfs/US367496.pdf>.

Attard, W. (2012): “Pat. US 2012/0103302 A1: Turbulent Jet Ignition Pre-Chamber Combustion System for Spark Ignition Engines”.

<https://patentimages.storage.googleapis.com/d7/97/34/655f3733b4da4c/US20120103302A1.pdf>.

Attard, W., Toulson, E., Huisjen, A., Chen, X., Zhu, G. e Schock, H. (2012): “Spark Ignition and Pre-Chamber Turbulent Jet Ignition Combustion Visualization”. SAE International.

<https://www.egr.msu.edu/zhug/Publications/Conference%20Articles/Spark%20ignition%20>

[0and%20pre-chamber%20turbulent%20jet%20ignition%20combustion%20visualization.pdf](#).

AVL (2015) – Kurt, E.: “Emission Legislation Timeline: Overview about emission regulation with focus on RDE – AVL - Italy RDE Roadshow, 18.7.2015”, AVL List GmbH, <https://www.avl.com/documents/10138/1592266/AVL-Italy+RDE+Roadshow+-+Legislation+Timeline+-+2015-07-18c.pdf>.

Barbieria, S., Giacobinia, M., Mangeruga, V. e Mantovana, S. (2017): “A Design Strategy Based on Topology Optimization Techniques for an Additive Manufactured High-performance Engine Piston”. 27th International Conference on Flexible Automation and Intelligent Manufacturing, FAIM2017, 27-30 June 2017, Modena, Italy. Elsevier. [https://ac.els-cdn.com/S2351978917303682/1-s2.0-S2351978917303682-main.pdf?\\_tid=ed0b9214-c49f-457a-b543-460d10f44bc1&acdnat=1531065577\\_f41190fe64da0b38e690c0f8d662a642](https://ac.els-cdn.com/S2351978917303682/1-s2.0-S2351978917303682-main.pdf?_tid=ed0b9214-c49f-457a-b543-460d10f44bc1&acdnat=1531065577_f41190fe64da0b38e690c0f8d662a642).

Battin-Leclerc, F., Simmie, J. e Blurock, E. (Edit.) (2013): “Cleaner Combustion – Developing Detailed Chemical Kinetic Models”. Springer-Verlag, London.

Beer, J., Götzenberger, M., Triller, W. e Vornweg, L. (2016): “Electrically Assisted Charging for Performance and Efficiency Concepts”. In MTZ Worldwide Magazine Vol. 77 #12/2016, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).

Befrui, B., Berndorfer, A., Breuer, S., Hoffmann, G. e Piock, W. (2015): “Effect of Fuel Pressure on GDI Multi-Hole Injector Particulate Emissions and Tip Coking Robustness”. ResearchGate 299978735. <https://www.researchgate.net/publication/299978735/download>.

Beykirch, R., Knauf, J., Lehmann, J. e Beulshausen, J. (2013). “Optimum Layout of Engine Thermal Management”. In MTZ Worldwide Magazine Vol. 74 #06/2013, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).

Binder, A., Ecker, R., Glaser, A. e Müller, K. (2015): “Gasoline direct injection”. In Reif, K. (Editor): “Gasoline Engine Management: Systems and Components”. Bosch Professional Automotive Information, Springer Vieweg, Wiesbaden.

Blair, G. (1999): “Design and Simulation of Four-Stroke Engines”, SAE, Inc., Warrendale, Pa.

Bloomberg New Energy Finance NEO (2016): <https://about.bnef.com/blog/coal-and-gas-to-stay-cheap-but-renewables-still-win-race-on-costs/>.

- Böhm, M., Mährle, W., Bartelt, H.-C. e Rubbert, S. (2016): “Functional Integration of Water Injection into the Gasoline Engine”. In MTZ Worldwide Magazine, Volume 77 #01/2016, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Bohne, S., Rixecker, G., Brichzin, V. e Becker, M. (2014): “High-Frequency Ignition System Based on Corona Discharge”. In MTZ Worldwide Magazine, Volume 75, #01/2014, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Boretti, A. e Scalzo, J. (2013a): “Novel Crankshaft Mechanism and Regenerative Braking System to Improve the Fuel Economy of Passenger Cars”. In “Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress -Volume 1: Advanced Internal Combustion Engines (I)”. SAE-China. FISITA-UK. Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- Boretti, A. e Scalzo, J. (2013b): “A Novel Mechanism for Piston Deactivation Improving the Part Load Performances of Multi Cylinder Engines”. In “Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress - Volume 1: Advanced Internal Combustion Engines (I)”. SAE-China. FISITA-UK. Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- Boretti, A. e Scalzo, J. (2015): “Influence of water injection on performance and emissions of a direct injection jet ignition engine”. In Journal of Environmental Science and Engineering Technology, 2015, 3, 29-35.
- Borrows, J., Lykowski, J. e Mixell, K. (2013): “Corona Ignition System for Highly Efficient Gasoline Engines”. In MTZ Worldwide Magazine, Volume 74 #06/2013, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Bowyer, S., Tomazic, D. e Rogers, G. (2015): “Fuel Economy Optimization”. In Crolla, D., Foster, D., Kobayashi, T. e Vaughan, N. (Editors): “Encyclopedia of Automotive Engineering”. FISITA, John Wiley and Sons, Ltd.
- Brandt, M., Hettlinger, A., Schneider, A., Senftleben, H. e Skowronek, T. (2016): “Extension of Operating Window for Modern Combustion Systems by High Performance Ignition”. In Günther, M. e Sens, M. (Editors): “Ignition Systems for Gasoline Engines - 3rd International Conference, November 3–4, 2016, Berlin, Germany”. Springer International Publishing AG, Switzerland.
- Breuer, M., Grimm, K., Schmitt, S. e Hunkel, D. (2017): “Development of a Fully Variable Valve Train to Production Readiness”. In MTZ Worldwide Magazine, Volume 78 #02/2017, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).

- Budack, R., Wurms, R., Brichzin, V., Mendi, G. e Heiduk, T. (2016): “The New Audi 2.0-l I4 TFSI Engine”. In MTZ Worldwide Magazine, Volume 77 #05/2016, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Bulander, R. (2015): “Powertrain Optimization Using a Comprehensive Systems Approach”. In 36th International Vienna Motor Symposium 2015. Bosch.: [http://www.bosch-presse.de/pressportal/de/media/migrated\\_download/BroschuereA5\\_Wiener\\_Motorensymposium\\_2015\\_EN.pdf](http://www.bosch-presse.de/pressportal/de/media/migrated_download/BroschuereA5_Wiener_Motorensymposium_2015_EN.pdf).
- Burluka, A. (2010): “Combustion in a Spark Ignition Engine”. In “Handbook of Combustion, Volume 3 (Gaseous and Liquid Fuels)”, Ed. Lackne, M., Winter, F. e Agarwal, Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, Weinheim.
- Business Dictionary (2014): <http://www.businessdictionary.com/definition/globalization.html> - “Globalization” in “Business Dictionary”.
- Butcher, L. (2016): “Taking it to the Limit”. In “Race Engine Technology Magazine” #097 Sept/Oct 2016.
- CalEPA (2014) – California Environmental Protection Agency, Air Resources Board: “Clean Car Standards – Pavely, Assembly Bill 1493”. December 4, 2014, referido em De Fur *et al.* (2015).
- Cavazzuti, M., Baldini, A., Bertocchi, E., Costi, D., Torricelli, E. e Moruzzi, P. (2011): “High Performance Automotive Chassis Design: A Topology Optimization-based Approach”. *Struct Multidisc Optim.* 44 (2011) 45–56. Referido por Barbieria *et al.* (2017).
- Cazzola, P. (2015): “Insights emerging from the 2015 Global EV Outlook (IEA)”: <https://www.iea.org/media/workshops/2015/towardsaglobalevmarket/A.0IEA.pdf>.
- Chen, H. (2014): “Turbocharging and Exhaust Energy Recovery”. In Pesiridis, A. (Editor): “Automotive Exhaust Emissions and Energy Recovery”, Nova Science Publishers, Inc., New York.
- Christie, M. e Ward, A. (2017): “Aftertreatment and Emissions Control for Improved GHG and Air Quality”. Ricardo plc. [https://www.erc.wisc.edu/documents/symp17/2107\\_Ricardo\\_Christie.pdf](https://www.erc.wisc.edu/documents/symp17/2107_Ricardo_Christie.pdf).
- Clauberg, J., Fügmann, P., Weis, D. e Zülch, C. (2016): “The BMW M760Li xDrive Powertrain”. In “MTZ Worldwide Magazine, Volume 77, #11/2016”, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).

- Collée, V., Constensou, C., Dubois, F. e Gully, L. (2017): “Variable Compression Ratio for Future Emission Standards”. In “MTZ Worldwide Magazine, Volume 78, #04/2017”, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Comissão das Comunidades Europeias (1998): “Aplicação da estratégia comunitária para reduzir as emissões de CO2 dos automóveis de passageiros: Um acordo ambiental com a indústria automóvel europeia” (“ACEA Agreement”), <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/PT/TXT/PDF/?uri=CELEX:51998DC0495&from=EN>.
- Cope, D. e Wright, A. (2006): “Electromagnetic Fully Flexible Valve Actuator”. SAE Technical paper 2006-01-0044. <https://doi.org/10.4271/2006-01-0044>.
- Corrigan, D.J., Pascolini, E., Zecchetti, D. e Titus, F. (2016): “Ignition System Development for High Speed High Load Lean Boosted Engines. In Günther, M. e Sens, M. (Editors): “Ignition Systems for gasoline Engines - 3rd International Conference, November 3–4, 2016, Berlin, Germany”. Springer International Publishing AG, Switzerland.
- Dabbabi, J., Kowalik, S., Wenzelburger, M. e Buchmann, M. (2017): “Electrically Assisted Turbocharger for the 48-V Board Net”. In “MTZ Worldwide Magazine, Volume 78, #10/2017”, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Dale, J, Smy, P. e Clements, R. (1978): “LASER Ignited Internal Combustion Engine: An Experimental Study”. SAE Paper 780329, 1978.
- Danzer, C., Kratzsch, M., Vallon, M. e Günther, T. (2018): “Fleet Powertrain 2025: CO2- and Cost-optimized Modular Powertrains”. In “MTZ Worldwide Magazine, Volume 79, #02/2018”, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- De Fur, C., Richardson, A., Roach, A. e Wiesent, G. (2015): “US and German Regulations of CO2 – Emissions from Passenger Cars”. In Audretsch, D., Lehmann, E., Richardson, A. e Vismara, S. (Edit.): “Globalization and Public Policy a European Perspective”. Springer International Publishing Switzerland.
- Delphi (2017): “2017 / 2018 Worldwide Emissions Standards Passenger Cars and Light Duty Vehicles”. <https://d2ou7ivda5raf2.cloudfront.net/sites/default/files/inline-files/2017%202018%20Worldwide%20Emissions%20Standards%20Passenger%20Cars%20Light%20Duty.pdf>.

- Delvecchio, S., Britte, L. e Bianciardi, F. (2018): “Turbocharger Noise Identification on a V8 Engine”. In “MTZ Worldwide, Volume 79, #05/2018”, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Demmelbauer-Ebner, W., Persigehl, K., Görke, M. e Werstat, E. (2017a): “The New 1.5-l Four-cylinder TSI from Volkswagen”. In “MTZ Worldwide, Volume 78, #02/2017”, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Demmelbauer-Ebner, W., Theobald, J., Worm, J. e Becker, S. (2017b): “The New 1.0-l TGI Three-cylinder Engine from Volkswagen”. In “MTZ Worldwide, Volume 78, #09/2017”, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Demmelbauer-Ebner, W., Theobald, J., Worm, J. e Scheller, P. (2018): “The New 1.5-l EA211 TGI evo”. In “MTZ Worldwide, Volume 79, #09/2018”, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Ditex (2018): “Petrol Piezo Injector”. <http://autoditex.com/page/petrol-piezo-injector-52-1.html>.
- Done, B. (2017): “Experimental Investigations of LASER Ignition Use at Spark Ignition Engine”. 11th International Conference Interdisciplinarity in Engineering, INTER-ENG 2017, 5-6 October 2017, Tirgu-Mures, Romania. ScienceDirect, Elsevier. [https://ac.els-cdn.com/S2351978918303913/1-s2.0-S2351978918303913-main.pdf?\\_tid=28452d25-b036-4d18-8b87-b10b6d38ff30&acdnat=1538212272\\_0400c10e11df9f63e795925d24380ba1](https://ac.els-cdn.com/S2351978918303913/1-s2.0-S2351978918303913-main.pdf?_tid=28452d25-b036-4d18-8b87-b10b6d38ff30&acdnat=1538212272_0400c10e11df9f63e795925d24380ba1).
- Eckelt, W. (2017): “Assessing job candidates for fit – How headhunters select and hire the best job candidates”. In Bargende, M., Reuss, H.-C. e Wiedemann, J. (Ed.): “Proceedings 17. Internationales Stuttgarter Symposium – Automobil und Motorentechnik”, 2017, Springer Vieweg.
- Eichler, F., Demmelbauer-Ebner, W., Persigehl, K. e Wendt, W. (2014): “The 1.0-l Three-Cylinder TSI Engine in Volkswagen’s Modular Gasoline Engine System”. In “MTZ Worldwide, Volume 75, #11/2014”, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Eilemann, A, Köblin, R., Müller, R. e Strauss, T. (2013): “Enthalpy Storage Concept for CO<sub>2</sub> Reduction”. In “MTZ Worldwide, Volume 74, #01/2013”, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).

- Eisazadeh-Far, K. e Younkins, M. (2016): “Fuel Economy Gains through Dynamic-Skip-Fire in Spark Ignition Engines”. [https://www.tulatech.com/wp-content/uploads/2018/02/2016-01-0672\\_fuel\\_economy\\_gains\\_through\\_dynamic-skip-fire\\_in\\_spark\\_ignition\\_engines.pdf](https://www.tulatech.com/wp-content/uploads/2018/02/2016-01-0672_fuel_economy_gains_through_dynamic-skip-fire_in_spark_ignition_engines.pdf)
- Eitel, F., Schäfer, J., Königstein, A. e Heeger, C. (2018): “Fuel Pressure Increase up to 50 MPa for Gasoline Direct-injection Engines”. In “MTZ Worldwide, Volume 79, #07-08/2018”, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- EMLEG – Emissions Legislation database. [www.emleg.com](http://www.emleg.com).
- EPA (2016) – Assessment and Standards Division Office of Transportation and Air Quality U.S. Environmental Protection Agency: “Proposed Determination on the Appropriateness of the Model Year 2022-2025 Light-Duty Vehicle Greenhouse Gas Emissions Standards under the Midterm Evaluation: Technical Support Document”, EPA-420-R-16-021, <https://nepis.epa.gov/Exe/ZyPDF.cgi?Dockey=P100Q3L4.pdf>.
- EPA (2018): “Notice; withdrawal”, <https://www.gpo.gov/fdsys/pkg/FR-2018-04-13/pdf/2018-07364.pdf>.
- EPA e NHTSA (2012) – Environmental Protection Agency and National Highway Traffic Safety Administration, DOT: “2017 and Later Model Year Light-Duty Vehicle Greenhouse Gas Emissions and Corporate Average Fuel Economy Standards”, Federal Register / Vol. 77, No. 199 / Monday, October 15, 2012 / Rules and Regulations, <https://www.gpo.gov/fdsys/pkg/FR-2012-10-15/pdf/2012-21972.pdf>.
- EPA, NHTSA e CARB (2016) – Office of Transportation and Air Quality U.S. Environmental Protection Agency, National Highway Traffic Safety Administration U.S. Department of Transportation and California Air Resources Board: “Draft Technical Assessment Report: Midterm Evaluation of Light-Duty Vehicle Greenhouse Gas Emission Standards and Corporate Average Fuel Economy Standards for Model Years 2022-2025”, EPA-420-D-16-900, <https://nepis.epa.gov/Exe/ZyPDF.cgi/P100OXEO.PDF?Dockey=P100OXEO.PDF>.
- EPA *website*: “Overview of Greenhouse Gases”.  
<https://www.epa.gov/ghgemissions/overview-greenhouse-gases>.
- European Federation for Transport and Environment (2007): “Reducing CO2 emissions from new cars – 2006 progress report on the car industry's voluntary commitment”, [https://www.transportenvironment.org/docs/Publications/2007/2007-09\\_progress\\_voluntary\\_commitment\\_2006.pdf](https://www.transportenvironment.org/docs/Publications/2007/2007-09_progress_voluntary_commitment_2006.pdf).

- Faust, H. e Scheidt, M. (2016): “Potentials and Constraints of Cylinder Deactivation in the Powertrain”. In “MTZ Worldwide Magazine, Volume 77, #06/2016”, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Ferguson, C. e Kirkpatrick, A. (2016): “Internal Combustion Engines - Applied Thermosciences” Tirth Edition, Wiley.
- FEV (2015) - Blanco-Rodriguez, D. (Project Manager): “2025 Passenger Car and Light Commercial Vehicle Powertrain Technology Analysis - Final Report / September 2015”, FEV - Project-No. P33597/ Issue v03/ Report-No. 1/ ICCT, FEV GmbH, Aachen, [https://www.theicct.org/sites/default/files/publications/PV-LCV-Powertrain-Tech-Analysis\\_FEV-ICCT\\_2015.pdf](https://www.theicct.org/sites/default/files/publications/PV-LCV-Powertrain-Tech-Analysis_FEV-ICCT_2015.pdf).
- Flierl, R. e Wegmann, A. (2007): “SCR Technology for a Lean Mixture DI Gasoline Engine”. In “MTZ Worldwide Magazine, Volume 68, #09/2007”, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Fraidl, G., Kapus, P. e Vidmar, K. (2016a): “The gasoline engine and RDE challenges and prospects”. In “Proceedings – 16. Internationales Stuttgarter Symposium – Automobil und Motorentchnik”, Springer Vieweg, Springer Fachmedien Wiesbaden.
- Fraidl, G., Kapus, P., Melde, H., Lösch, S., Schöffmann, W., Sorger, H., Weißbäck, M. e Wolkerstorfer, J. (2016b): “Variable Compression Ratio – In a Technology Competition?” In 37th International Vienna Motor Symposium, April, 2016, [https://www.avl.com/documents/10138/2703308/05.16\\_PTE\\_brochure\\_web\\_2-step+Variable+Geometric+Compression\\_EN](https://www.avl.com/documents/10138/2703308/05.16_PTE_brochure_web_2-step+Variable+Geometric+Compression_EN).
- Frauhammer, J., Schenck zu Schweinsberg, A. e Winkler, K. (2015): “Catalytic Emission Control”. In Reif, K. (Editor): “Gasoline Engine Management: Systems and Components”. Bosch Professional Automotive Information, Springer Vieweg, Wiesbaden.
- FreeValve Technology Article (2017). <http://www.freevalve.com/technology/freevalve-technology/>.
- Fujiwara, K. (2014): ““We believe in rightsizing” – Interview with Kiyoshi Fujiwara, Managing Executive Officer in charge of Business Strategy; Product, Design and Cost Innovation at Mazda”, [http://www.tuvpr.com/pdf/Focus\\_February\\_2014\\_en.pdf](http://www.tuvpr.com/pdf/Focus_February_2014_en.pdf).
- Gärtner, U., Rabl, H.-P. e Zink, U. (2018): “Exhaust Gas Aftertreatment of the Future”. In MTZ Worldwide Magazine, Volume 79 #07-08/2018, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).

- Gheorghiu, V. (2010): “CO<sub>2</sub>-Emission reduction by means of enhancing the thermal conversion efficiency of ICE cycles”. Hamburg University of Applied Sciences, Germany. SAE International. [https://www.researchgate.net/publication/290160664\\_CO2-emission\\_reduction\\_by\\_means\\_of\\_enhancing\\_the\\_thermal\\_conversion\\_efficiency\\_of\\_Ice\\_cycles](https://www.researchgate.net/publication/290160664_CO2-emission_reduction_by_means_of_enhancing_the_thermal_conversion_efficiency_of_Ice_cycles).
- Giles, K. Lewis, A. Akehurst, Brace, C. e Luard, N. (2012): “The Effect of Advanced Combustion Control Features on the Performance of Highly Downsized Gasoline Engine”. In “Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress” Ed. SAE, FISITA e Springer.
- Goto, T., Isobe, R., Yamakawa, M. e Nishida, M. (2011): “The New Mazda Gasoline Engine Skyactive-G” In MTZ Worldwide Magazine, Volume 72 #06/2011, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Graf, J., Lauer, T. e Griger, B. (2013): “Ignition Systems for Highly Supercharged Downsized Engines”. In MTZ Worldwide Magazine, Volume 74 #11/2013, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Grigoriadis, P., Böttcher, L., Binder, E. e Sens, M. (2014): “Advanced Boosting Technologies for Future SI Engine Concepts”. In IMechE (2014): “11<sup>th</sup> International Conference on Turbochargers and Turbocharging”.
- Green Car Congress (2010): “MAHLE Turbulent Jet Ignition pre-chamber-initiated combustion system supports high efficiency and near zero engine-out NO<sub>x</sub> in naturally aspirated PFI engine”. <http://www.greencarcongress.com/2010/10/tji-20101027.html>.
- Green Car Congress (2017): “Ricardo study provides insights into lean, clean and RDE-compliant gasoline engine technologies”. <http://www.greencarcongress.com/2017/06/20170608-ricardo.html>.
- Green Car Congress (2018): “VW’s 1.0 TSI in the new up! GTI wins International Engine of the Year 2018 award in its category; Euro 6d-TEMP”. <http://www.greencarcongress.com/2018/06/20180606-vw.html> .
- Günther, M. e Sens, M. (Editors) (2016): “Ignition Systems for gasoline Engines - 3rd International Conference, November 3–4, 2016, Berlin, Germany”. Springer International Publishing AG, Switzerland

- Hayashi, J., Liu, C., Akamatsu, F., Nishiyama, A., Moon, A. e Ikeda, Y. (2017): “Effects of Microwave-Enhanced Plasma on Laser Ignition”. In Günther, M. e Sens, M. (Editors): “Ignition Systems for Gasoline Engines - 3rd International Conference, November 3–4, 2016, Berlin, Germany”. Springer International Publishing AG, Switzerland.
- Heywood, J. (1988): “Internal Combustion Engine Fundamentals”, McGraw-Hill.
- Hiereth, H. e Prenninger, P. (2003): “Charging the Internal Combustion Engine – Powertrain” Ed. Helmut List Springer-Verlag, Wien.
- Hirose, I. e Hitomi, M. (2016): “Mazda’s Way to More Efficient Internal Combustion Engines”. In MTZ Worldwide Magazine, Volume 77 #05/2016, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Hofmann, D., Mencher, B., Häming, W. e Hess, W. (2015): “Basics of the gasoline (SI) engine”. In Reif, K. (Editor): “Gasoline Engine Management: Systems and Components”. Bosch Professional Automotive Information, Springer Vieweg, Wiesbaden.
- Horx, M. (2010): “Das Megatrend-Prinzip – Wie die Welt von morgen entsteht”, München, citado em Eckelt (2017).
- ICCT (2016) – Osborne, S., Kopinsky, J., e Norton, S. (The ITB Group); Sutherland, A., Lancaster, D., and Nielsen, E. (BorgWarner); Isenstadt, A. and German, J. (ICCT): “Automotive Thermal Management Technology”, Working Paper 2016-18, [https://www.theicct.org/sites/default/files/publications/Automotive%20thermal%20management%20technology\\_ICCT\\_09212016.pdf](https://www.theicct.org/sites/default/files/publications/Automotive%20thermal%20management%20technology_ICCT_09212016.pdf)
- ICCT (2017) – Mock, P.: “2020-2030 CO2 standards for new cars and light-commercial vehicles in the European Union”, Briefing, October 2017, [https://www.theicct.org/sites/default/files/publications/ICCT\\_Post-2020-CO2-stds-EU\\_briefing\\_20171026\\_rev20171129.pdf](https://www.theicct.org/sites/default/files/publications/ICCT_Post-2020-CO2-stds-EU_briefing_20171026_rev20171129.pdf).
- IEA (2015) – Cazzola, P: “Insights emerging from the 2015 Global EV Outlook (IEA)”. International Energy Agency. <https://www.iea.org/media/workshops/2015/towardsaglobalevmarket/A.0IEA.pdf>.
- IEA (2017): “Tracking Clean Energy Progress 2017 – Energy Technology Perspectives 2017 Excerpt – Informing Energy Sector Transformations”. International Energy Agency. <https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/TrackingCleanEnergyProgress2017.pdf>.

IMEchE (2014): “11<sup>th</sup> International Conference on Turbochargers and Turbocharging”.

IMT: Classificação europeia de automóveis e seus reboques, para efeitos de homologação.

<http://www.imt-ip.pt/sites/IMTT/Portugues/Veiculos/Aprovacoes/HomologacoesVeiculos/Paginas/HomologacaoVeiculos.aspx>.

Isenstadt, A., German, J. e Dorobantu, M. (2016): “Naturally aspirated gasoline engines and cylinder deactivation”, ICCT – The International Council on Clean Transportation.

Working Paper 2016-12.

[https://www.theicct.org/sites/default/files/publications/ICCT\\_NAengines\\_201606.pdf](https://www.theicct.org/sites/default/files/publications/ICCT_NAengines_201606.pdf).

Jacobi, M. e Hofmann, P. (2016): “Residual Heat Utilization in Vehicles by Thermochemical Energy Storage”. In “MTZ Worldwide, Volume 77, #01/2016”, Springer Vieweg,

[www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).

Jangalwal, A., Singh, A., Jain, A. e Barua, A. (2013): “Scuderi Split Cycle Engine: A Review”.

In International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research, [http://www.ijmerr.com/v2n4/ijmerr\\_v2n4\\_5.pdf](http://www.ijmerr.com/v2n4/ijmerr_v2n4_5.pdf).

Joshi, A. (2017): “Progress and Outlook on Gasoline Vehicle Aftertreatment Systems: Meeting the tightening limits for criteria pollutants and greenhouse gas emissions for China, Europe and the USA”. Johnson Matthey Technol. Rev., 2017, 61, (4), 311–325.

<https://www.technology.matthey.com/article/61/4/311-325/>.

Jung, D., Yong, J., Choi, H. Song, H. e Min, K. (2012): “Analysis of Engine Temperature and Energy Flow in Diesel Engine Using Engine Thermal Management”, In Journal of Mechanical Science and Technology 27 (2) (2013) 583~592

[www.springerlink.com/content/1738-494x DOI0.1007/s12206-012-1235-4](http://www.springerlink.com/content/1738-494x DOI0.1007/s12206-012-1235-4).

Kapus, P., Prevedel, K. e Bandel, W. (2012): “Potentials of Engines with Variable Compression Ratio”. In “MTZ Worldwide Magazine, Volume 73 #05/2012”, Springer Vieweg,

[www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).

Karamitros, D. e Skarlis, S. (2014): “Exhaust Gas Aftertreatment Technologies and Model Based Optimization”. In “Automotive Exhaust Emissions and Energy Recovery” Ed. Pesiridis, A., Nova Science Publishers, Inc., New York.

- Kiga, S., Moteki, K. e Kojima, S. (2017): “The New Nissan VC-Turbo with Variable Compression Ratio”. In “MTZ Worldwide Magazine, Volume 78 #11/2017”, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Kim, Y., Jung, C., Kim, C., Kim, Y-W. e Lee, J. (2016): “Dynamic modelling and sensitivity analysis integrated LNT-pSCR system”. Elsevier. ScienceDirect. [https://ac.els-cdn.com/S2405896316305213/1-s2.0-S2405896316305213-main.pdf?\\_tid=cc1a76b0-56d9-467f-bb3d-edea570ed211&acdnat=1537125002\\_4fddff69936e01a3de54a982c88d82c0](https://ac.els-cdn.com/S2405896316305213/1-s2.0-S2405896316305213-main.pdf?_tid=cc1a76b0-56d9-467f-bb3d-edea570ed211&acdnat=1537125002_4fddff69936e01a3de54a982c88d82c0).
- Köhler, C. e Allgeier, T. (2015): “Exhaust Emissions”. In Reif, K. (Editor): “Gasoline Engine Management: Systems and Components”. Bosch Professional Automotive Information, Springer Vieweg, Wiesbaden.
- Krieger, D. (2016): “Gasoline Direct Injection: Teaching GDI to Your Students, A ConsuLab Presentation”. <http://www.consulab.com/files/gdiHandoutrev20161e.pdf>.
- Krüger, P. e Visser, B. (2017): “Advanced Plasma Ignition (API): A Simple Corona and Spark Ignition System”. In Günther, M. e Sens, M. (Editors): “Ignition Systems for Gasoline Engines - 3rd International Conference, November 3–4, 2016, Berlin, Germany”. Springer International Publishing AG, Switzerland.
- Krüger, P. e Visser, B. (2018): “United States Patent No.: 9,899,803 B2: Ignition Plug”. <https://patentimages.storage.googleapis.com/54/5d/07/2a3939a81a7383/US9899803.pdf>.
- Küpper, K., Linsel, J., Pinggen, B. e Weber, C. (2016): “Cylinder Deactivation for Three-cylinder Engines”. In “MTZ Worldwide Magazine, Volume 77 #12/2016”, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Lau, M. e Ouwenga, D. (2011): “Development Potentials for Superchargers”. In “MTZ Worldwide Magazine, Volume 72 #10/2011”, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Lehrheuer, B., Wick, M., Lakemeier, J. e Andert., J. (2015): “In-cycle Control Offers High Potential for New Combustion Concepts”. In MTZ Worldwide Magazine, Volume 76 #12/2015, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Li, W., Perry, K., Narayanaswamy, K., Kim, C. e Najt, P. (2009): “Passive Ammonia SCR For Lean Burn SIDI Engines”. DEER Conference 2009. [https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/03/f8/deer09\\_li\\_0.pdf](https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/03/f8/deer09_li_0.pdf).

- Liberda, N., Pischinger, S. e Blessing, J. (2016): “Determining the Charging Efficiency in Scavenging Operating Points”. In MTZ Worldwide Magazine, Volume 77 #11/2016, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Libralato, <http://www.libralato.co.uk/>.
- Licht, J., Wanner, S., Maiwald, O. e Keuler, J. (2012): “New Generation of Scroll-Type Supercharger: More Power and Reduced Consumption”. In MTZ Worldwide Magazine, Volume 73 #10/2012, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Linköping University *website* (2013): “Variable Compression Engine”.  
<http://www.fs.isy.liu.se/en/Lab/EngineLab/SVC/>.  
<http://www.fs.isy.liu.se/en/Lab/EngineLab/SVC/data.html>.
- Linsel, J. e Wanner, S. (2015): “Two-stage Supercharging with a Scroll-type Supercharger and an Exhaust Gas Turbocharger”. In MTZ Worldwide Magazine, Volume 76 #11/2015, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Lodi, F. (2008): “Reducing Cold Start Fuel consumption through Improved Thermal Management. Master Thesis” university of Melbourne, [https://minerva-access.unimelb.edu.au/bitstream/handle/11343/35112/112167\\_Thesis\\_Faisal.pdf](https://minerva-access.unimelb.edu.au/bitstream/handle/11343/35112/112167_Thesis_Faisal.pdf), citado em NRC (2015).
- Lutsey, D., Meszler, D., Isenstadt, A., German, J. e Miller, J. (2017): “Efficiency Technology and Cost Assessment for U.S. 2025-2030 Light-Duty Vehicles”. ICCT, White Paper, March 2017, [https://www.theicct.org/sites/default/files/publications/US-LDV-tech-potential\\_ICCT\\_white-paper\\_22032017.pdf](https://www.theicct.org/sites/default/files/publications/US-LDV-tech-potential_ICCT_white-paper_22032017.pdf).
- Mahle (2016): “Cylinder components – properties, applications, materials”. 2<sup>nd</sup> edition. ATZ/MTZ-Fachbuch. MAHLE GmbH Editor. Stuttgart. Springer Vieweg.
- Marko, F., König, G., Tobias Schöffler, T., Bohne, S. e Dinkelacker, F (2016).: “Comparative Optical and Thermodynamic Investigations of High Frequency Corona and Spark-Ignition on a CV Natural Gas Research Engine Operated with Charge Dilution by Exhaust Gas Recirculation”. In Günther, M. e Sens, M. (Editors): “Ignition Systems for Gasoline Engines - 3rd International Conference, November 3–4, 2016, Berlin, Germany”. Springer International Publishing AG, Switzerland.
- Martins, J. (2016): “Motores de Combustão Interna”, Quinta Edição, Publindústria, Porto.

- Matthews, R. (2015): “Fundamental Combustion Modes”. In Crolla, D., Foster, D., Kobayashi, T. e Vaughan, N. (Editors): “Encyclopedia of Automotive Engineering”. FISITA, John Wiley and Sons, Ltd.
- Matsuoka, S., Tasaka, H. e Tsuruta, J. (1971): “The evaporation of fuel and its effect on volumetric efficiency”. JARI Technical Memorandum N. 2, referido em Mendes-Lopes, J. (2003), p. 104.
- Maurya, R. (2018): “Characteristics and Control of Low Temperature Combustion Engines Employing Gasoline, Ethanol and Methanol”. Springer International Publishing AG.
- Mayer, A., Wolf, D., Günther, M. e Medicke, M. (2018): “Fully Variable Valve Train to Apply Miller/Atkinson Strategies for Future Downsizing Concepts”. In “MTZ Worldwide Magazine, Volume 79 #07-08/2018”, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Mazda (2017): “MAZDA Next-generation Technology - Press Information 2107.10”. [https://1ijylmozio83m2nkr2v293mp-wpengine.netdna-ssl.com/wp-content/uploads/2017/10/02\\_ENG\\_Mazda\\_Next\\_Generation\\_Technology\\_Press\\_Information.pdf](https://1ijylmozio83m2nkr2v293mp-wpengine.netdna-ssl.com/wp-content/uploads/2017/10/02_ENG_Mazda_Next_Generation_Technology_Press_Information.pdf). / “Mazda unveiling KAI Concept with SKYACTIV-X SPCCI engine; more details on the technology”. <http://www.greencarcongress.com/2017/10/20171025-spcci.html>.
- Meinig, U. (2016): “One Hundred Years of Gasoline Direct Injection - Part 2”. In “MTZ Worldwide Magazine, Volume 77 #12/2016”, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Melsheimer, A., Ecker, R., Reiter, F. e Gesk, M. (2015): “Manifold Injection”. In Reif, K. (Editor): “Gasoline Engine Management: Systems and Components”. Bosch Professional Automotive Information, Springer Vieweg, Wiesbaden.
- Mendes-Lopes, J. (2003): “Motores Térmicos – Motores de Combustão Interna – Uma Abordagem Termodinâmica”. AEIST, Lisboa.
- Merker, G., Schwarz, C. e Teichmann, R. (Edit.) (2012): “Combustion Engines Development – Mixture Formation, Combustion, Emissions and Simulation”. Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- Migaud, J., Raimbault, V., Chalet, D. e Mezher H. (2015): “Variable Charge Air Duct for Low-end Torque Enhancement and High-Speed Performance”. In “MTZ Worldwide Magazine, Volume 76 #01/2015”, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Miles, P. (2010): “Potential efficiency impacts of low-temperature combustion modes”. Combustion Engine Efficiency Colloquium, Southfield.

- Morcinkowski, B., Hoppe, P., Hoppe, F., Mally, M., Adomeit, P., Uhlmann, T., Thewes, M., Scharf, J. e Baumgarten, H. (2017): “Simulating Extreme Lean Gasoline Combustion – Flow Effects on Ignition”. In Günther, M. e Sens, M. (Editors): “Ignition Systems for Gasoline Engines - 3rd International Conference, November 3–4, 2016, Berlin, Germany”. Springer International Publishing, Switzerland.
- Nam, K. e Choi, S. (2012): “Development of a camless engine valve actuator system for robust engine valve timing control”. *Int J Veh Syst Model Test* 7(4):372–389, 2012. <https://doi.org/10.1504/IJVSMT.2012.049429>.
- NHTSA (2012) - Office of Regulatory Analysis and Evaluation National Center for Statistics and Analysis: “Final Regulatory Impact Analysis - Corporate Average Fuel Economy for MY 2017-MY2025 Passenger Cars and Light Trucks”, August 2012, [https://www.nhtsa.gov/sites/nhtsa.dot.gov/files/fria\\_2017-2025.pdf](https://www.nhtsa.gov/sites/nhtsa.dot.gov/files/fria_2017-2025.pdf).
- Niizato, T., Shibata, M., Fischer, M. e Reinschmidt, U. (2018): “New 1.0-l Three-cylinder Gasoline Engine from Honda”. In “MTZ Worldwide Magazine, Volume 79 #01/2018”, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Noga, M. e Sendyka, B. (2013): “New design of five-stroke SI engine”, *Researchgate, Journal of KONES Powertrain and Transport*, Vol.20, No. 1 2013, [https://www.researchgate.net/publication/276727568\\_New\\_design\\_of\\_the\\_fivestroke\\_SI\\_engine](https://www.researchgate.net/publication/276727568_New_design_of_the_fivestroke_SI_engine).
- Noga, M. e Sendyka, B. (2014): “Increase of efficiency of SI engine through the implementation of thermodynamic cycle with additional expansion”, *Bulletin of the Polish Academy of Technical Sciences*, Vol. 62, No. 2, 2014, DOI: 10.2478/bpasts-2014-0034, <https://content.sciendo.com/downloadpdf/journals/bpasts/62/2/article-p349.xml>.
- NRC (2011) – Committee on the Assessment of Technologies for Improving Light-Duty Vehicle Fuel Economy: “Assessment of Fuel Economy Technologies for Light-Duty Vehicles”. National Research Council of The National Academies, National Academies Press, Washington, D.C., 2011, ISBN 978-0-309-15607-3, [http://www.nap.edu/catalog.php?record\\_id=12924](http://www.nap.edu/catalog.php?record_id=12924).
- NRC (2015) – Committee on the Assessment of Technologies for Improving Fuel Economy of Light-Duty Vehicles, Phase 2: “Cost, Effectiveness, and Deployment of Fuel Economy Technologies for Light-Duty Vehicles”. National Research Council of The National

- Academies, The National Academies Press, Washington, D.C., ISBN 978-0-309-37388-3, <http://www.nap.edu/21744>.
- Odendall, B. (2016): “Catalytic Converter Properties for Diagnosability”. In “MTZ Worldwide Magazine, Volume 77 #01/2016”, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Oppenheim, A. (2004): “Combustion in Piston Engines: Technology, Evolution, Diagnosis and Control”. Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH.
- Parlamento Europeu e Conselho da União Europeia (2009): Regulamento (CE) nº. 443/2009 do Parlamento Europeu e do Conselho de 23 de Abril de 2009. Jornal Oficial da União Europeia. 5.6.2009: <http://qualfood.com/files/legc.14220.pdf>.
- Patil, S., Martin, A. e Ananthasha (2012): “Study on Performance Characteristics of Scuderi – Split Cycle Engine”. SASTECH Volume 11, Issue 1, Apr 2012, <http://www.sastechjournal.com/pdf/Journals/May2012/1.pdf>.
- Pauer, T., Yilmaz, H., Zumbärgel, J. e Schünemann, E. (2017): “New Generation Bosch Gasoline Direct-injection Systems”. In MTZ Worldwide Magazine, Volume 78 #07-08/2017, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Payri, F., Desantes, J., Lújan, J., Galindo, J. e Serrano, J. (2015): “Gas Exchange: Breathing and Air Management”. In Crolla, D., Foster, D., Kobayashi, T. e Vaughan, N. (Editors): “Encyclopedia of Automotive Engineering”. FISITA, John Wiley and Sons, Ltd.
- Paffrath, H. e Panhans, S. (2010): “Secondary Air Injection: A Component of Low-Consumption, Low-Emission Strategies”. In MTZ Worldwide Magazine, Volume 71 #12/2010, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Pereira, J. e Mendes-Lopes, J. (2011): “Desenvolvimento Experimental e Numérico de Um Sistema de Admissão de Geometria Variável para Motores de Veículos Automóveis”, CIBEM 10, Porto.
- Pischinger, S., Nijs, M., Adomeit, P., Seebach, D., Lehrheuer, B., Thomas Dünsched, T., Brassat1, A., Wittek, K., Uhlmann, T., Schürmann, G., Höpke, B., Bähr, M., Serpa, J., e Kuhlmann, A. (2015): “Trends – Spark Ignition”. In Crolla, D., Foster, D., Kobayashi, T. e Vaughan, N. (Editors): “Encyclopedia of Automotive Engineering”. FISITA, John Wiley and Sons, Ltd.

- Prikhodko, V., Parks, J., Pihl, J. e Toops, T. (2015): “Passive SCR for lean gasoline NO<sub>x</sub> control: engine-based strategies to minimize fuel penalty associated with catalytic NH<sub>3</sub> generation”. <https://www.osti.gov/servlets/purl/1248774>.
- Reitz, R. (2013): “Directions in internal combustion engine research. Combustion and Flame”, citado por Maurya, R. (2018).
- Rajoo, S., Romagnoli, A., Martinez-Botas, R., Pesiridis, A., Copeland C. e Mamat, A. (2014): “Automotive Exhaust Power and Waste Heat Recovery Technologies”. In Pesiridis, A. (Editor): “Automotive Exhaust Emissions and Energy Recovery”, Nova Science Publishers, Inc., New York.
- Ricardo (2016) – Hill, N., Windisch, E., Kirsch, F., Horton, G. and Dun, C. (Ricardo Energy & Environment); Hausberger, S. and Matzer, C. (TU Graz); Skinner, I. (TEPR); Donati, A., Krause, J. and Thiel, C. (EC JRC); Wells, P. (for the Peer Review) (Cardiff Business School): “Improving understanding of technology and costs for CO<sub>2</sub> reductions from cars and LCVs in the period to 2030 and development of cost curves”. [https://ec.europa.eu/clima/sites/clima/files/transport/vehicles/docs/ldv\\_co2\\_technologies\\_and\\_costs\\_to\\_2030\\_en.pdf](https://ec.europa.eu/clima/sites/clima/files/transport/vehicles/docs/ldv_co2_technologies_and_costs_to_2030_en.pdf).
- Ricardo e TERP (2015) – Gibson, G., Kollamthodi, S., Kirsch, F., Windisch, E., Brannigan, C., White, B., Bonifazi, E., Korkeala, O. (Ricardo-AEA) e Skinner, I. (Transport and Environmental Policy Research, TEPR): “Evaluation of Regulations 443/2009 and 510/2011 on CO<sub>2</sub> emissions from light-duty vehicles - Final Report - 8th April 2015”. [https://ec.europa.eu/clima/sites/clima/files/transport/vehicles/docs/evaluation\\_ldv\\_co2\\_regs\\_en.pdf](https://ec.europa.eu/clima/sites/clima/files/transport/vehicles/docs/evaluation_ldv_co2_regs_en.pdf).
- Rogozhin, A., Gallaher, M. e McManus, W. (2009): “Automobile Industry Retail Price Equivalent and Indirect Cost Multipliers Report – Assessment and Standards Division Office of Transportation and Air Quality U.S. Environmental Protection Agency” – Prepared for EPA by RTI International and Transportation Research Institute, University of Michigan, RTI Project Number 0211577.002.004. [https://cfpub.epa.gov/si/si\\_public\\_file\\_download.cfm?p\\_download\\_id=499555](https://cfpub.epa.gov/si/si_public_file_download.cfm?p_download_id=499555).
- Rosenberger, M., Dellner, M., Kluge, M. e Tarantik, K. (2016): “Vehicle Integration of a Thermoelectric Generator”. In MTZ Worldwide Magazine, Volume 77, #04/2016, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).

- Royale, A. e Simic, M. (2015): “Research in vehicles with thermal energy recovery systems”. Elsevier B. V. *Procedia Computer Science* 60 (2015) 1443 – 1452. [https://ac.els-cdn.com/S1877050915023480/1-s2.0-S1877050915023480-main.pdf?\\_tid=63741c9e-3d15-429b-8791-dcd605fc8279&acdnat=1529771358\\_191c88214f4414ef50ede36e3d1490e9](https://ac.els-cdn.com/S1877050915023480/1-s2.0-S1877050915023480-main.pdf?_tid=63741c9e-3d15-429b-8791-dcd605fc8279&acdnat=1529771358_191c88214f4414ef50ede36e3d1490e9).
- Sassi, L., Kitsopanidis, I. e Lovett, G. (2016): “Evolutions in F1 engine technology: pursuing performance from today’s powerunit through efficiency”. In 37th Vienna Engine Symposium, referido por Corrigan *et al.* (2016).
- Schäfer, F. e Basshuysen, R. van (1995): “Reduced Emissions and Fuel Consumption in Automobile Engines”. Springer-Verlag Wien GmbH, SAE International
- Scheidt, M., Brands, C., Kratzch, M. e Günther, M. (2014): “Combined Miller/Atkinson Strategy for Future Downsizing Concepts”. In *MTZ Worldwide Magazine*, Volume 75, #05/2014, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Schenk, M., Schauer, F., Sauer, C., Weber, G., Hahn, J., e Schwarz, C. (2016): “Challenges to the Ignition System of Future Gasoline Engines: An Application Oriented Systems Comparison”. In Günther, M. e Sens, M. (Editors): “Ignition Systems for Gasoline Engines – 3rd International Conference, November 3–4, 2016, Berlin”. Springer International Publishing Switzerland 2017.
- Schöffmann, W., Sorger, H., Lösch, S. e Arens, K. (2018): Variable Compression Ratio by Means of a Modular System with a Two-stage Switchable Connecting Rod Length”. In *MTZ Worldwide Magazine*, Volume 79, #06/2018, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Schulze, T., Krügel, K. e Lillwitz, S. (2012): “Virtual Development of Control Unit Functions for Fully Variable Valve Timing”. In *MTZ Worldwide Magazine*, Volume 73, #06/2012, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Sellers, R., Revereault, P., Stalfors, T. e Stenfeldt, M. (2018): “Optimizing the Architecture of 48-V Mild Hybrids”. In *MTZ Worldwide Magazine*, Volume 79, #02/2018, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Sens, M., Zwahr, S. e Günther, M. (2016): “Potential of the Variable Compression Ratio on a Fully “Millered” Gasoline Engine”. In *MTZ Worldwide Magazine*, Volume 77, #04/2016, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).

- Senzeybek, M., Tietge, U. e Mock, P. (2017): “CO2 emissions from new passenger cars in the EU: Car manufactures’ performance in 2016”. The International Council on Clean Transportation. [https://www.theicct.org/sites/default/files/publications/PV-EU-OEM\\_ICCT-Briefing\\_03072017\\_vF.pdf](https://www.theicct.org/sites/default/files/publications/PV-EU-OEM_ICCT-Briefing_03072017_vF.pdf).
- Shahed, S. (2015): “Turbocharging”. In Crolla, D., Foster, D., Kobayashi, T. e Vaughan, N. (Editors): “Encyclopedia of Automotive Engineering”. FISITA, John Wiley and Sons, Ltd.
- Shaughnessy Jr., E., Katz, I. e Schaffer, J. (2005): “Introduction to Fluid Mechanics”. Oxford University Press.
- Shi, J., Santos, E., Hoffmann, G. e Dober, G. (2018): “Large Eddy Simulation as an Effective Tool for GDI Nozzle Development”. In MTZ Worldwide Magazine, Volume 79, #10/2018, Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Shi, Y., Ge, H.-W. e Reitz, R. (2011): “Computational Optimization of Internal Combustion Engines”. Springer-Verlag London Ltd. DOI 10.1007/978-0-85729-619-1
- Singh, A. e Agarwal, A. (2018): “Low-Temperature Combustion: An Advanced Technology for internal Combustion Engines”. In Srivastava, D., Agarwal, A., Datta, A. e Maurya, R. (Editors) (2018): “Advances in Internal Combustion Engines Research”. Springer Nature Singapore Pte Ltd.
- Smith, C. (2010): “Mechanism of Drag Reduction by Dimples on a Sphere”. <https://research.engineering.ucdavis.edu/biosport/wp-content/uploads/sites/24/2014/06/Golf-Ball-Presentation.pdf>.
- Smith, P. e Morrison, J. (1971): “The Scientific Design of Exhaust and Intake Systems”. Third Edition. Bentley Publishers. Cambridge MA, USA.
- Sniderman, D. (2012a): “Better Fuel Efficiency Through a Better Oil Pump”. ASME.org, <https://www.asme.org/engineering-topics/articles/automotive/better-fuel-efficiency-through-a-better-oil-pump>, citado em NRC (2015).
- Sniderman, D. (2012b): “Using Waste Engine Heat in Automobile Engines”. ASME.org, <https://www.asme.org/engineering-topics/articles/automotive/using-waste-engine-heat-in-automobile-engines>, citado em NRC (2015).
- Song, S. (2015): “Emission Control Systems: Oxides of Nitrogen”. In Crolla, D., Foster, D., Kobayashi, T. e Vaughan, N. (Editors): “Encyclopedia of Automotive Engineering”. FISITA, John Wiley and Sons, Ltd.

- Spicher, U. (2004): “Gas Exchange Devices in Four-Stroke Engines”. In Basshuysen, R. e Schäfer, F. (Editors): “Internal Combustion Engine Handbook: Basics, Components, Systems, and Perspectives”. SAE International. Warrendale, Pa.
- Spicher, U. (2015): “Spark Ignition Combustion”. In Crolla, D., Foster, D., Kobayashi, T. e Vaughan, N. (Editors): “Encyclopedia of Automotive Engineering”. FISITA, John Wiley and Sons, Ltd.
- Srivastava, D., Das, A. e Singh, N. (2018): “Variable Valve Actuation Systems”. In Srivastava, D., Agarwal, A., Datta, A. e Maurya, R. (Editors) (2018): “Advances in Internal Combustion Engine Research”. Springer Nature Singapore Pte Ltd.
- Stan, C. (2016): “Alternative Propulsion for Automobiles”. Springer.
- Stone, R. (1999): “Introduction to Internal Combustion Engines”. Third Edition, MacMillan Press.
- Sugimoto, C., Sakai, H., Umemoto, A., Shimizu, Y. *et al.* (2004): “Study on variable valve timing system using electromagnetic mechanism”. SAE Technical paper 2004-01-1869. <https://doi.org/10.4271/2004-01-1869>.
- Szybist, J. (2014): “Opportunities for improved efficiency in spark ignited engines”- Presentation for the Knoxville-Oak Ridge Section of the American Institute of Chemical Engineers (AIChE). [https://web.ornl.gov/sci/aiche/presentations/Szybist\\_AIChE\\_10\\_23\\_14\\_handouts.pdf](https://web.ornl.gov/sci/aiche/presentations/Szybist_AIChE_10_23_14_handouts.pdf).
- Taylor, C. F. (1985): “Internal-Combustion Engine in Theory and Practice Volume I: Thermodynamics, Fluid Flow, Performance” Second Edition, M.I.T. Press.
- Thewes, M., Hoppe, F., Baumgarten, H. e Seibel, J. (2015): “Water injection for gasoline combustion systems”. In “MTZ Worldwide, Volume 76 #02/2015”. Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Thring, R. (1989): “Homogeneous-charge compression-ignition (HCCI) engines”. SAE Technical paper 892068. Citado em Singh e Agarwal (2018).
- TNO, IEEP e LAT (2006) – Smokers, R., Vermeulen, R., van Mieghem e Gense, R. (TNO), Skinner, I., Ferguson, M., MacKay, E. & ten Brink, P. (IEEP), Fontaras, G. & Samaras, Z. (LAT): “Review and analysis of the reduction potential and costs of technological and other measures to reduce CO<sub>2</sub>-emissions from passenger cars”, Final Report, October 31, 2006, <https://www.google.pt/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=2ahUKewj>

6j-

[uHljbAhXFvxQKHW8eDmkQFjAAegQIARAv&url=https%3A%2F%2Fwww.lowcvp.org.uk%2Fassets%2Freports%2Feccp\\_ii\\_co2\\_task\\_a\\_final\\_report\\_2006.pdf&usg=AOvVaw1xP8ZxNyEZ35r\\_Pua8Wxrc](https://www.lowcvp.org.uk/Fassets/Freports/Feccp_ii_co2_task_a_final_report_2006.pdf&usg=AOvVaw1xP8ZxNyEZ35r_Pua8Wxrc).

TNO, AEA, CE Delft, Ökopol, TML, Ricardo e IHS Global Insight (2011) - Smokers, R., Fraga, F., Verbeek, M., Bleuanus, S., Sharpe, R., Dekker, H., Verbeek, R., Willems, F. e Foster, D. (TNO), Hill, N., Norris, J. e Brannigan, C. (AEA), van Essen, H., Kampman B. e den Boer, E. (CE Delft), Schilling, S. e Gruhlke, A. (Ökopol), Breemersch, T., De Ceuster, G. e Vanherle, K. (TML), Wrigley, S., Owen, N. e Johnson, A. (Ricardo) De Vleeschauwer, T., Valla, V. e Anand, G. (IHS Global Insight): “Support for the revision of Regulation (EC) No 443/2009 on CO2 emissions from cars”, [https://ec.europa.eu/clima/sites/clima/files/transport/vehicles/cars/docs/study\\_car\\_2011\\_en.pdf](https://ec.europa.eu/clima/sites/clima/files/transport/vehicles/cars/docs/study_car_2011_en.pdf).

TNO, AEA, CE Delft, Ökopol, TML, Ricardo e IHS Global Insight (2012) - Smokers, R., Fraga, F., Verbeek, M., Willems, F., Massink, R. e Spreen, J. (TNO), Norris, J. e Martinez, C. (AEA), Kampman B., Brinke, L. e van Essen, H., (CE Delft), Schilling, S., Gruhlke, A. e Sander, K. (Ökopol), Breemersch, T., De Ceuster, G. e Vanherle, K. e Heyndrickx, C. (TML), Wrigley, S., O’Brien, S. e Johnson, A. (Ricardo) Pagnac, J., Seban, M., Buttigieg, D. (IHS Global Insight): “Support for the revision of regulation on CO2 emissions from light commercial vehicles”, Final Report, April 26, 2012, <https://www.ce.nl/publicaties/download/1308>.

TNO, AEA, Ricardo e IHS Global Insight (2012a) – Kadijk, G., Verbeek M. e Smokers, R. Spreen, J., Patuleia, A. e van Ras, M. (TNO), Norris, J. (AEA), Angela Johnson, Simon O’Brien, Simon Wrigley (Ricardo) Johnson, A., O’Brien, S. e Wrigley, S. (IHS Global Insight): “Supporting Analysis regarding Test Procedure Flexibilities and Technology Deployment for Review of the Light Duty Vehicle CO2 Regulation”, Final Report, December 5th, 2012, [https://www.google.pt/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=2ahUKEwj-87yepjrbAhWibhQKHcmkAu0QFjAAegQIARA w&url=http%3A%2F%2Fpublications.tno.nl%2Fpublication%2F34622247%2FQesCIL%2Fkadijk-2012-supporting.pdf&usg=AOvVaw3DRmNo8656aL\\_CNGxZuK-X](https://www.google.pt/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=2ahUKEwj-87yepjrbAhWibhQKHcmkAu0QFjAAegQIARA w&url=http%3A%2F%2Fpublications.tno.nl%2Fpublication%2F34622247%2FQesCIL%2Fkadijk-2012-supporting.pdf&usg=AOvVaw3DRmNo8656aL_CNGxZuK-X).

TransportPolicy.net: “EU: Light-duty: Emissions: History”.

<https://www.transportpolicy.net/standard/eu-light-duty-emissions/> .

TU Graz (2016) - Matzer, C. e Rexeis, M. (IVT, TU Graz): “Proposal for test description for cars and LCV for chassis dyno tests and RDE tests as basis for emission factors”,

[https://ermes-group.eu/web/system/files/filedepot/10/Test\\_Description\\_Cars\\_and\\_LCV\\_V3.pdf](https://ermes-group.eu/web/system/files/filedepot/10/Test_Description_Cars_and_LCV_V3.pdf)

Turner, J., Popplewell, A., Richardson, S., Lewis, A., Akehurst, S., Brace, C. e Bredda, S. (2013): “Ultra Boost for Economy: Realizing a 60% Downsized Engine Concept”. In “Internal Combustion Engines: Performance, Fuel Economy and Emissions 27–28 November 2013 IMechE, London”. Woodhead Publishing Limited, Cambridge, UK.

Turns, S. (2000): “An Introduction to Combustion: Concepts and Applications”. McGraw-Hill.

UN/ECE (2007): “ECE R 83/01-06” - “Rectificação ao Regulamento n.º 83 da Comissão Económica para a Europa da Organização das Nações Unidas (UN/ECE) — Prescrições uniformes relativas à homologação de veículos no que respeita à emissão de poluentes em conformidade com as exigências do motor em matéria de combustível”. Jornal Oficial da União Europeia 9.3.2007. [https://eur-lex.europa.eu/legal-content/PT/TXT/PDF/?uri=CELEX:42006X1227\(06\)R\(01\)&from=EN](https://eur-lex.europa.eu/legal-content/PT/TXT/PDF/?uri=CELEX:42006X1227(06)R(01)&from=EN)

UN/ECE (2017): “WLTP EVAP (GTR No. 19)” – “Addendum 19: Global technical regulation No. 19 - Global technical regulation on the EVAPorative emission test procedure for the Worldwide harmonized Light vehicle Test Procedure (WLTP EVAP)”. <https://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp29/wp29wgs/wp29gen/wp29registry/ECE-TRANS-180a19e.pdf> ; <https://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp29/wp29wgs/wp29gen/wp29registry/ECE-TRANS-180a19app1e.pdf> ; <https://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/doc/2018/wp29grpe/ECE-TRANS-WP29-GRPE-2018-04e.pdf> .

United Nations (2015): Acordo de Paris:

[http://unfccc.int/files/essential\\_background/convention/application/pdf/english\\_paris\\_agreement.pdf](http://unfccc.int/files/essential_background/convention/application/pdf/english_paris_agreement.pdf).

Veicomer (2017): “Head Porting Dimpling CNC Rottler P69”. Vídeo publicado no YouTube. <https://www.youtube.com/watch?v=iKbmrQIQOr0>.

- Vollrath, O., Storz, O., Lautenschütz, P. e Buchholz, K. (2018): “The New Mercedes-Benz In-line Six-cylinder Gasoline Engine with 48-V Electrification”. In “MTZ Worldwide, Volume 79 #05/2018”. Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Wang, R. e Walk, B. (2017): “Air Handling Considerations for Dynamic Skip Fire Applied to a 1.8 L Turbo 4-Cylinder Engine. North American GT Conference. November 6<sup>th</sup>, 2017”. [https://www.gtisoft.com/wp-content/uploads/2017/11/Tula\\_Technology\\_Skip\\_Fire\\_GT-SUITE\\_R\\_Wang.pdf](https://www.gtisoft.com/wp-content/uploads/2017/11/Tula_Technology_Skip_Fire_GT-SUITE_R_Wang.pdf).
- Weinowski, R., Wittek, K., Dieterich, C. e Seibel, J. (2012): “Variable Compression Ratio for Gasoline Engines”. In “MTZ Worldwide, Volume 73 #05/2012”. Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Wene, C.-O. (2000): “Experience Curves for Energy Technology Policy”. International Energy Agency, OECD. <http://www.wenergy.se/pdf/curve2000.pdf>.
- Westbrook, C.K. (2000): “Chemical kinetics of hydrocarbon ignition in practical combustion systems”. In Proceedings of the Combustion Institute, vol. 28 (eds V. Sick and L.P.H. deGoey).
- Wetzel, P. e Trudeau, J. (2013): “New Supercharger for Downsized Engines”. In “MTZ Worldwide, Volume 74 #02/2013”. Springer Vieweg, [www.MTZonline.com](http://www.MTZonline.com).
- Williams Motowerx: <http://www.williamsmotowerx.net/valves.htm>.
- Wilson, P. (2011): “Effects of water injection and increase compression ratio in a gasoline spark ignition engine – A thesis presented in partial fulfilment of the requirements for the degree of Master of Science with a Major in Mechanical Engineering in the College of Graduate Studies University of Idaho”. [http://www.webpages.uidaho.edu/mindworks/Competition/Sled\\_Theses/Wilson%20Thesis.pdf](http://www.webpages.uidaho.edu/mindworks/Competition/Sled_Theses/Wilson%20Thesis.pdf).
- World Resources Institute (2008): “Transparency Issues with the ACEA Agreement: Are Investors Driving Blindly?”. [https://www.wri.org/sites/default/files/pdf/acea\\_driving\\_blindly.pdf](https://www.wri.org/sites/default/files/pdf/acea_driving_blindly.pdf).
- Zhang, S., Zhao, Z., Zhao, C., Zhang, F. e Wang, S. (2016): “Development and validation of electro-hydraulic camless free-piston engine”. Appl Therm Eng 102:1197–1205. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.03.093>.

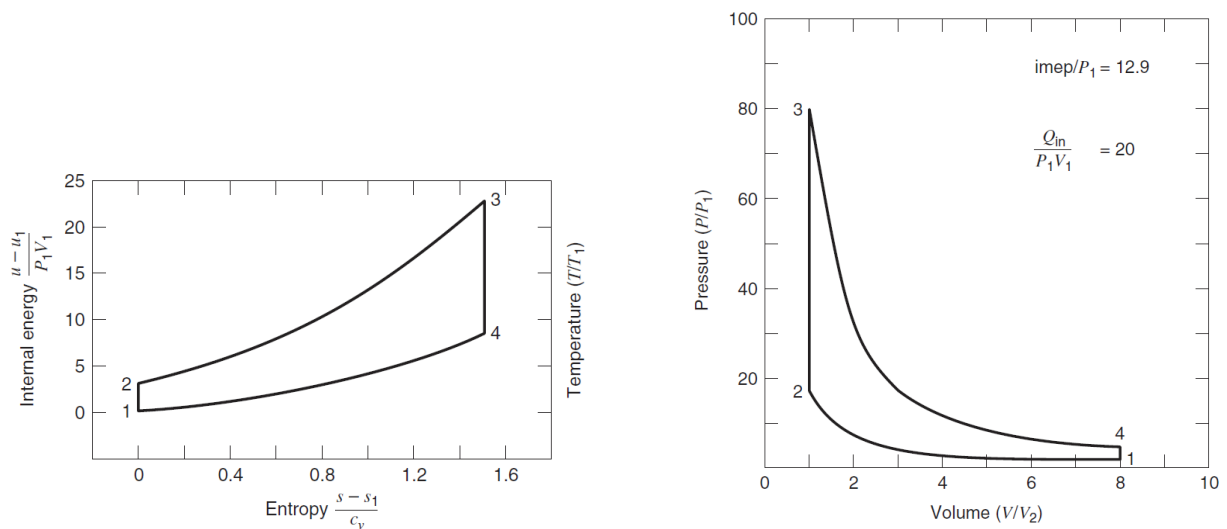
- Zhao, H. (2007): “HCCI and CAI Engines for the Automotive Industry”, Woodhead Publishing Limited, Cambridge. Woodhead Publishing Limited.
- Zhao, H. (Edit.) (2010): “Advanced Direct Injection Combustion Engine Technologies and Development. Volume 1: Gasoline and Gas Engines”.
- Zhao, H., Wang, W. e Zhong, X. (2016): “Study on Calibration of Secondary Air Injection System in a V12 Engine”. In “Proceedings of SAE-China Congress 2016: Select Papers”, Ed. Society of Automotive Engineers of China, Springer Nature Singapore.
- Zmudka, Z., Postrzednik, S. e Przybyla, G. (2014): “Realization of the Atkinson-Miller cycle in spark-ignition engine by means of the fully variable inlet control system”. In Archives of Thermodynamics, Vol. 35 No. 3.  
<https://www.google.pt/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=2ahUKEwjLqfqi5TbAhXEPhQKHdXzAhMQFjAAegQIARAv&url=http%3A%2F%2Fyadda.icm.edu.pl%2Fyadda%2Felement%2Fbwmeta1.element.baztech-39f207a0-20d8-4458-a1e7-60e8f28d1f73%2Fzc%2FZmudka.pdf&usg=AOvVaw1yRj4JDMANWBaOq-bs1f5k>.
- Zmudka, Z., Postrzednik, S. e Przybyla, G. (2016): “Throttleless control of SI engine load by fully flexible inlet valve actuation system”. Combustion Engines No. 1/2016, 164, 44-18. ISSN 2300-9896. [http://www.combustion-engines.eu/entityfiles/files/articles\\_published/PTNSS-2016-106.pdf](http://www.combustion-engines.eu/entityfiles/files/articles_published/PTNSS-2016-106.pdf).

# Apêndice A: Ciclos de referência Otto e Seiliger

Os ciclos teóricos de referência para o MCI-IC são, em primeiro lugar, o ciclo Otto e, depois, o ciclo Seiliger.

## Ciclo Otto

A Figura A1 apresenta, como exemplo, o ciclo Otto representado em diagramas  $T-s$  e  $P-V$ , para um caso com uma adição de calor  $Q_{2-3}$  a volume constante adimensionalizada pela pressão e volume iniciais  $P_1$  e  $V_1$ , respetivamente, com  $Q_{2-3}/P_1V_1 = 20$ , taxa de compressão  $\varepsilon = 8$  e quociente entre capacidades caloríficas  $\gamma = 1,4$ , Ferguson e Kirkpatrick (2016) p. 34.



**Figura A1:** Diagramas  $T-s$  e  $P-V$  de um exemplo de ciclo Otto, com  $Q_{2-3}/P_1V_1 = 20$ ,  $\varepsilon = 8$  e  $\gamma = 1,4$ . Reproduzido de Ferguson e Kirkpatrick (2016).

A taxa de compressão é  $\varepsilon = V_1/V_2$

Os quatro processos básicos são os seguintes, sendo válidas as respetivas relações:

1-2	compressão isentrópica	$P_2/P_1 = \varepsilon^\gamma$ $T_2/T_1 = \varepsilon^{\gamma-1}$
2-3	adição de calor a volume constante	$Q_{2-3} = mc_v (T_3 - T_2)$ $T_3/T_2 = (\gamma - 1) (Q_{2-3}/P_1V_1) \varepsilon^{\gamma-1} + 1$ $P_3/P_2 = T_3/T_2$
3-4	expansão isentrópica	$P_4/P_3 = (1/\varepsilon)^\gamma$ $T_4/T_3 = (1/\varepsilon)^{\gamma-1}$
4-1	rejeição de calor a volume constante	$Q_{4-1} = mc_v (T_4 - T_1)$

em que:

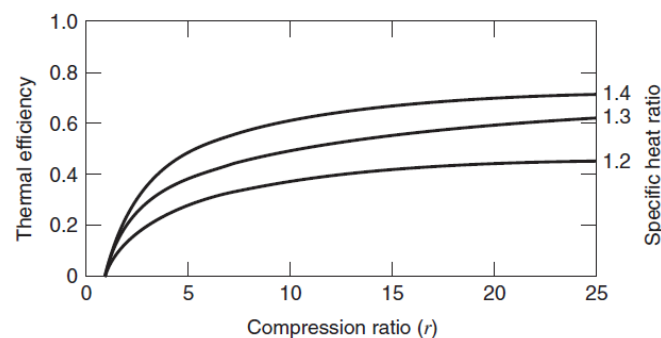
$$m = P_1V_1 / RT_1 - \text{massa de gás no interior do cilindro [kg]}$$

$$c_v - \text{capacidade calorífica específica (ou calor específico) a volume constante [J/kg.K]}$$

O rendimento é dado por:

$$\begin{aligned} \eta &= W / Q_{2-3} = 1 - (Q_{4-1} / Q_{2-3}) = \\ &= 1 - [ (T_4 / T_1) / (T_3 / T_2) ] = \\ &= 1 - (1 / \varepsilon^{\gamma-1}) \end{aligned}$$

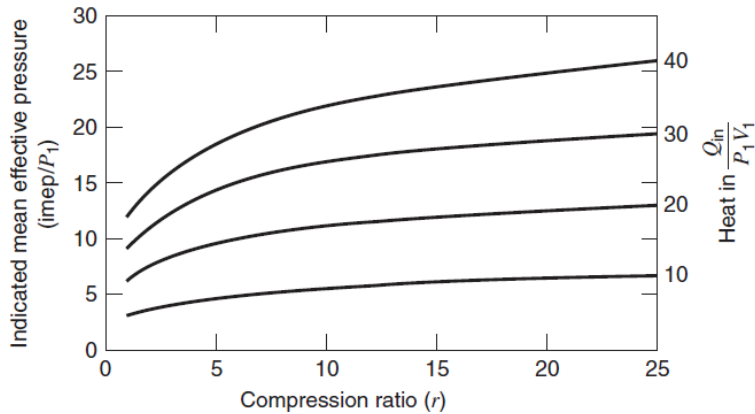
O rendimento do ciclo Otto é pois só função da taxa de compressão e do quociente entre as capacidades caloríficas, Ferguson e Kirkpatrick (2016) p. 34. A Figura A2 representa o rendimento térmico em função da taxa de compressão, para valores do quociente entre as capacidades caloríficas de 1,2, 1,3 e 1,4. Os rendimentos obtidos, por exemplo,  $\eta = 0,56$  para  $\varepsilon = 8$  e  $\gamma = 1,4$ , são sensivelmente o dobro dos reais. Isto resulta de não terem sido tidos em conta o atrito interno e as perdas de calor.



**Figura A2:** Rendimento térmico em função da taxa de compressão, para valores do quociente entre capacidades caloríficas de 1,2, 1,3 e 1,4. Reproduzido de Ferguson e Kirkpatrick (2016) p. 35.

A  $P_{mi}$  (adimensionalizada pela pressão inicial) é a seguinte:

$$(P_{mi} / P_1) = \eta (Q_{2-3}/P_1V_1) [\varepsilon / (\varepsilon - 1)]$$



**Figura A3:** Pressão média indicada (adimensionalizada) em função da taxa de compressão e de 4 valores diferentes de adição de calor (adimensionalizados). Reproduzido de Ferguson e Kirkpatrick (2016) p. 35.

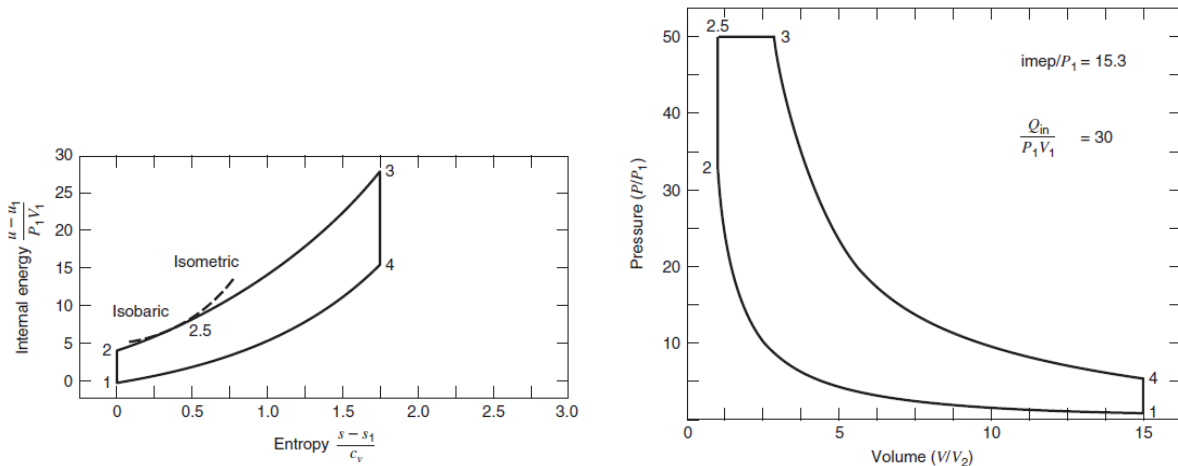
### Ciclo Seiliger

A Figura A4 apresenta, como exemplo, o ciclo Seiliger representado em diagramas  $T-s$  e  $P-V$ , para um caso com uma adição de calor  $Q_{2-3}$  a volume constante adimensionalizada pela pressão e volume iniciais  $P_1$  e  $V_1$ , respetivamente, com  $Q_{2-3}/P_1V_1 = 30$ , taxa de compressão  $\varepsilon = 15$  e quociente entre capacidades caloríficas  $\gamma = 1,3$  (Ferguson e Kirkpatrick, 2016, p. 34).

Adição de calor:  $Q_{2-3} = mc_v (T_{2.5} - T_2) + mc_p (T_3 - T_{2.5})$

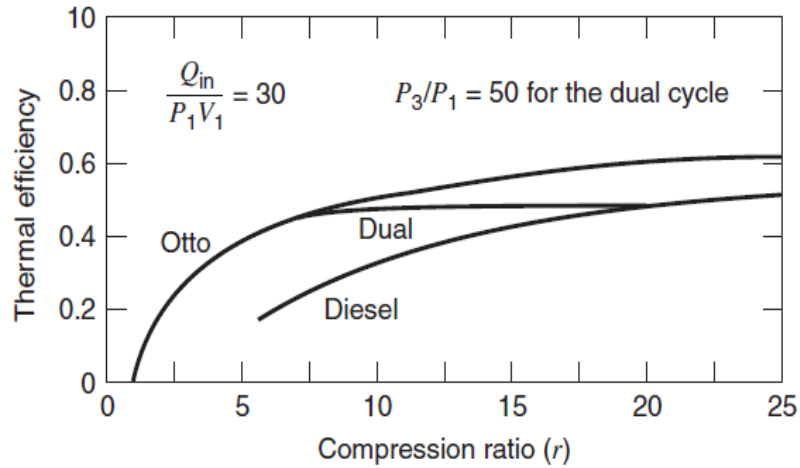
Rendimento:  $\eta = 1 - (1 / \varepsilon^{\gamma-1}) [ (\alpha\beta^\gamma - 1) / (\alpha - 1 + \alpha\gamma(\beta - 1)) ]$ , em que:

$$\alpha = P_3/P_2 \quad \text{e} \quad \beta = V_3/V_{2.5} = T_3/T_{2.5}$$



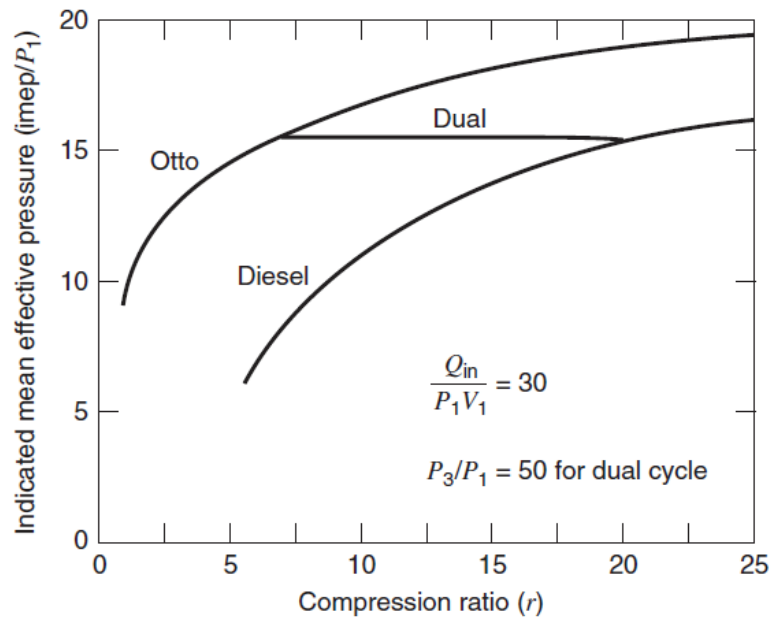
**Figura A4:** Diagramas  $T-S$  e  $P-V$  de um exemplo de ciclo misto, com  $Q_{2-3}/P_1V_1 = 30$ ,  $\varepsilon = 15$  e  $\gamma = 1,3$ . Reproduzido de Ferguson e Kirkpatrick (2016).

A Figura A5 representa o rendimento térmico dos ciclos Otto, misto e Diesel em função da taxa de compressão para  $Q_{2-3}/P_1V_1 = 30$  e  $P_3/P_1 = 50$ .



**Figura A5:** Rendimento térmico dos ciclos Otto, misto (Dual) e Diesel em função da taxa de compressão para  $Q_{2-3}/P_1 V_1 = 30$  e  $P_3/P_1 = 50$ . Reproduzido de Ferguson e Kirkpatrick (2016) p. 40.

A Figura A6 representa a pressão média indicada (adimensionalizada) dos ciclos Otto, misto e Diesel, em função da taxa de compressão e da adição de calor (adimensionalizada) para  $Q_{2-3}/P_1 V_1 = 30$  e  $P_3/P_1 = 50$ .



**Figura A6:** Pressão média indicada (adimensionalizada) dos ciclos Otto, Misto (Dual) e Diesel, em função da taxa de compressão e da adição de calor (adimensionalizada). Reproduzido de Ferguson e Kirkpatrick (2016) p. 40.

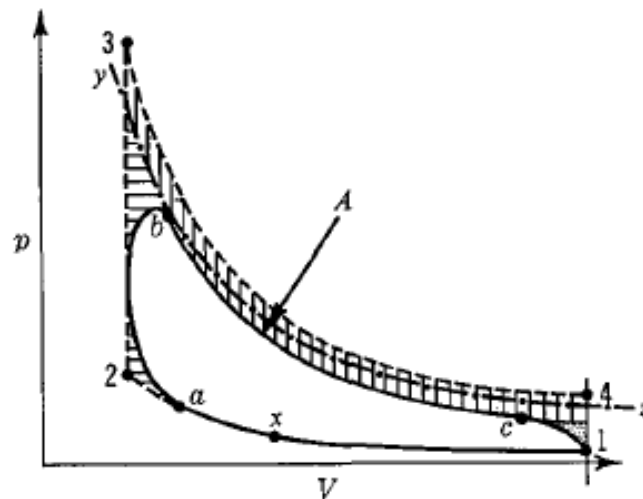
## Apêndice B: Motores de ignição comandada: ciclos reais e limitações

---

### Diferenças do ciclo real, em relação ao ciclo de referência a volume constante

Segundo Taylor, tendo em conta apenas os eventos que ocorrem entre o início do tempo de compressão e o final do tempo de expansão, podem considerar-se as seguintes possíveis causas para as diferenças observadas entre o ciclo real e o ciclo a volume constante equivalente (Taylor, 1985, pp. 107 a 110) (Figura B1):

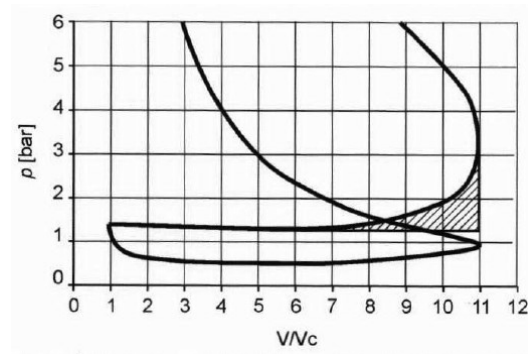
- fugas da carga, através do sistema pistão-segamentos-camisa (*blow-by*, na designação anglo-saxónica);
- combustão incompleta;
- queima progressiva;
- perdas devido ao movimento do pistão durante a combustão;
- perdas de calor durante os tempos de compressão e de expansão;
- perdas de escape, devido à abertura da válvula de escape antes do PMI (*blowdown*, na designação anglo-saxónica).



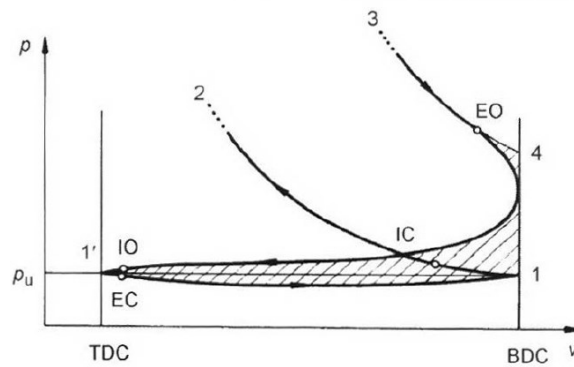
**Figura B1:** Esquematização da diferença entre o ciclo real (linha a cheio) e o ciclo a volume constante equivalente (linha exterior a traço interrompido). Adaptado de Taylor (1985) p. 108.

No que respeita aos tempos de escape e admissão, há que considerar o trabalho de bombagem, ou seja, o trabalho necessário para a expulsão dos gases de escape (representado esquematicamente na Figura B2, a sombreado) e para a aspiração da carga fresca para o interior do cilindro (representado esquematicamente nas Figuras B3 e B4, respetivamente para as

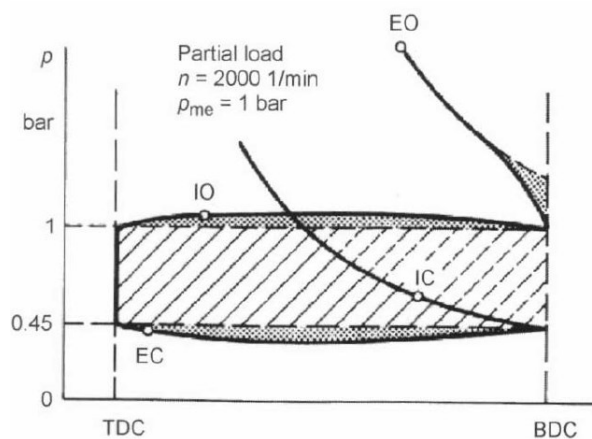
situações de plena carga, com WOT e de carga parcial, com a válvula de controlo de admissão parcialmente aberta).



**Figura B2:** Trabalho de bombagem de expulsão dos gases de escape representado a sombreado. Reproduzido de Spicher (2004) p. 315.

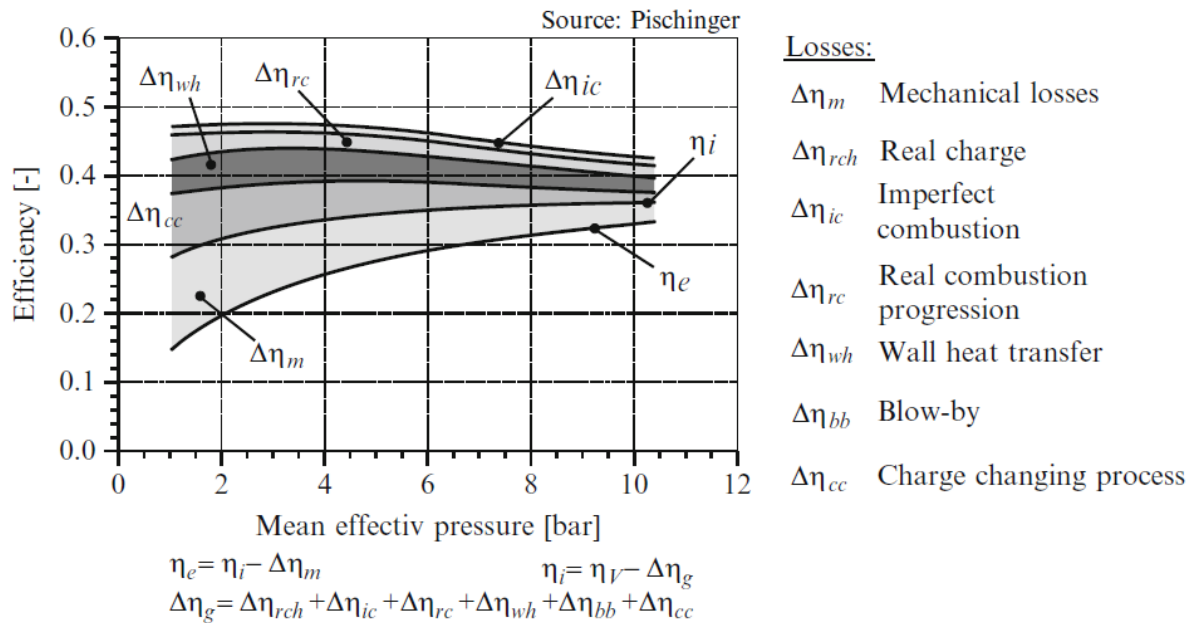


**Figura B3:** Trabalho de bombagem de expulsão dos gases de escape e de admissão de nova carga, para a situação de WOT, representado a sombreado. Reproduzido de Spicher (2004) p. 314.



**Figura B4:** Trabalho de bombagem de expulsão dos gases de escape e de admissão de nova carga, para a situação de válvula de controlo da admissão parcialmente aberta, representado a sombreado. Reproduzido de Spicher (2004) p. 314.

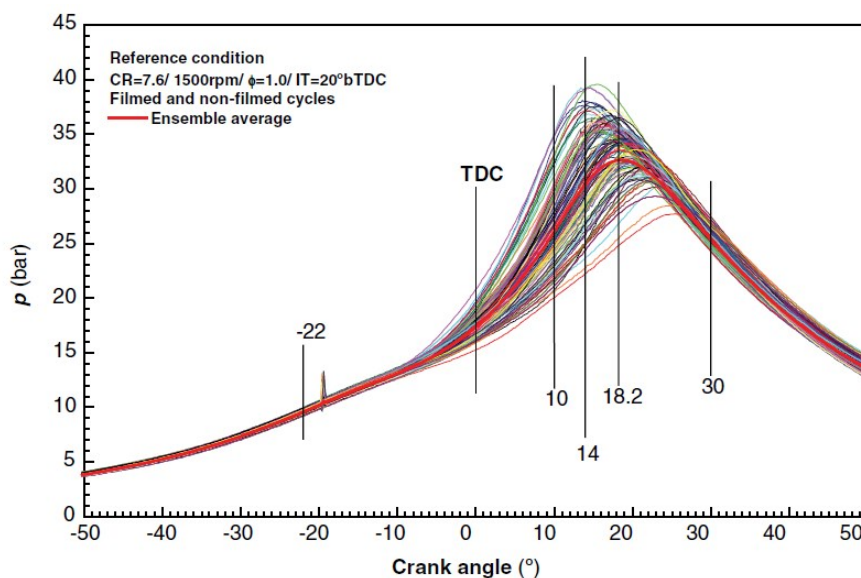
A Figura B5 evidencia a conjugação das diversas perdas, em função da  $P_{me}$ , até á obtenção do rendimento total, aqui notado como  $\eta_e$ .



**Figura B5:** Conjugação de diversos tipos de perdas de rendimento. Reproduzido de Merker (2012) p. 30.

### Variações ciclo-a-ciclo

Os fenómenos associados à turbulência no interior do cilindro são complexos e, embora seja possível identificar formas médias típicas do movimento gasoso dentro do cilindro, verificam-se variações significativas locais, de ciclo para ciclo, Burluka, (2010) p. 404. Estas variações ciclo-a-ciclo são um dos principais fatores para a variabilidade cíclica do funcionamento do motor. A sua previsão e modelação é difícil. Traduzem-se essencialmente em taxas de combustão diferentes de ciclo para ciclo, sob condições operativas nominalmente idênticas, como ilustrado na Figura B.6.



**Figura B.6:** Pressão no interior do cilindro, em função do ângulo da cambota, durante 100 ciclos consecutivos. Reproduzido de Aghdam (2003), referido em Burluka (2010) p. 406.

Estas variações constituem um obstáculo à melhoria do desempenho do motor uma vez que, sob condições operativas no limiar da detonação, as exigências do índice de octano, a taxa de compressão máxima e a temporização da ignição, estão todas limitadas pela propensão à autoignição nos ciclos de queima mais rápida. Para além disso, a temporização da ignição para uma determinada condição de operação está tipicamente otimizada para o perfil de libertação de calor do ciclo mais frequente, pelo que qualquer desvio deste ponto ótimo trará penalizações em termos de potência e rendimento, Burluka (2010) p. 404.

Estas variações nos valores de pico da pressão, dos ângulos de cambota onde se verifica a pressão máxima e da *Pmi*, podem chegar a 20% ou mais e influenciar as quantidades de hidrocarbonetos não queimados e de emissões de NO<sub>x</sub>, bem como provocar flutuações na velocidade de rotação, que podem ser confundidas com irregularidade no funcionamento do motor, Spicher (2015).

### **Limitações do MCI-IC**

O MCI-IC apresenta várias limitações ao seu funcionamento, entre as quais as mais importantes são as seguintes:

- Detonação - a ocorrência de detonação limita a taxa de compressão máxima e por sua vez o rendimento dos motores com ciclo Otto<sup>17</sup>.

- Caudal de ar admitido no motor – para uma dada dimensão do motor, por mais que se aumente a velocidade de rotação, o caudal de ar admitido não pode aumentar na mesma proporção devido às perdas de carga introduzidas pelas condutas de admissão e estrangulamentos diversos, desde o filtro de ar às passagens pelas válvulas. Produzem-se também fenómenos de escoamento não estacionário e compressível que causam irregularidades no caudal mássico e na pressão, Ferguson e Kirkpatrick (2016) p. 131.

- Velocidade média do pistão – esta velocidade é determinada pela velocidade de rotação e pelo curso. Sendo que a velocidade de propagação da combustão é aproximadamente constante para as mesmas condições de pressão, temperatura e riqueza da mistura, o tempo que é permitido para que a combustão e expansão dos gases queimados se faça é inversamente proporcional à

---

<sup>17</sup> Note-se que a ocorrência limitada de eventos de detonação ligeira, do tipo que ocorre com a atuação do controlo de detonação, não é nociva para o motor. Pelo contrário, ajuda a dissolver depósitos formados na câmara de combustão, permitindo que sejam queimados e/ou expulsos com os gases de escape, Hofmann *et al.* (2015) pág. 23.

velocidade. Assim sendo, a partir de determinado valor da velocidade de rotação, o rendimento do ciclo começa a diminuir. Também as forças de inércia aumentam com a velocidade de rotação, provocando tensões crescentes nos materiais.

- Tensão limite do material – esta tensão impõe um limite tanto à velocidade de rotação, como à  $Pme$  e, por conseguinte, ao binário máximo.

- Limite metalúrgico – os materiais constituintes da câmara de combustão, válvulas de escape, coroa do pistão, segmentos de compressão, velas, injetores e turbinas de turbo-compressores, são sujeitos a temperaturas muito elevadas, não podendo ser ultrapassado o limite de resistência térmica desses materiais.

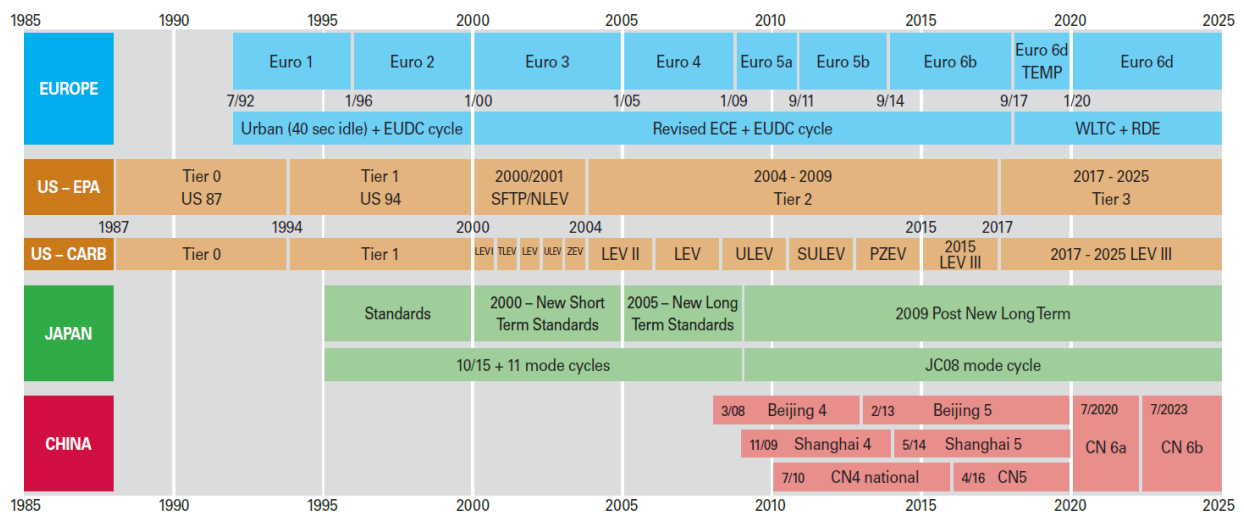
A investigação e desenvolvimento sobre motores tem procurado levar cada vez mais longe estes limites, de forma a tirar o maior partido das dimensões e do peso dos motores.



# Apêndice C: Regulamentação sobre emissões de poluentes

## Visão global (principais zonas económicas) – Evolução: passado, presente e futuro

A Figura C.1 representa uma visão global da evolução das normas sobre emissões de gases de escape para automóveis de passageiros, aplicadas nas principais zonas económicas mundiais, desde o seu surgimento nos E.U.A. e até 2025.



**Figura C.1:** Visão global da evolução das normas sobre emissões de gases de escape para automóveis de passageiros, aplicadas nas principais zonas económicas mundiais, desde o seu surgimento nos E.U.A. e até 2025. Reproduzido de Delphi (2017).

## Regulamentação Europeia

A regulamentação da Comissão Económica das Nações Unidas para a Europa (UNECE ou ECE) é similar à europeia (EU). A regulamentação base é atualizada através de sucessivas séries de alterações.

A regulamentação sobre emissões de veículos encontra-se transposta para a regulamentação “ECE R 83/01-06”, UN/ECE (2007).

A Tabela C.1 refere os tipos de testes necessários para homologação dos veículos ligeiros, na União Europeia.

**Tabela C.1:** Tipos de testes necessários para homologação dos veículos ligeiros, na União Europeia. Adaptado de Dephi (2017).

Teste	Descrição	Notas
Tipo I	Emissões de escape – controlo da média das emissões de escape após o arranque a frio	Testes WLTC e RDE
Tipo II	Teste de emissão de CO ao <i>ralenti</i>	Determinação do valor de referência para inspeção de manutenção e conformidade da produção (COP)
Tipo III	Emissões de gases do cárter	Norma: zero emissões (o sistema de ventilação do cárter não deve possibilitar a emissão de quaisquer gases do cárter para a atmosfera)
Tipo IV	Emissões por evaporação	WLTP EVAP (GTR No. 19) <sup>18</sup>
Tipo V	Durabilidade dos dispositivos antipoluição	
Tipo VI	Ensaio a baixa temperatura ambiente (-7°) da média das emissões de escape de CO e THC após o arranque a frio	
	Ensaio do sistema de diagnóstico a bordo (OBD)	

<sup>18</sup> Ver bibliografia: UN/ECE (2017).

## Europa – Evolução histórica

A evolução histórica da legislação europeia sobre normas de emissões de escape de veículos ligeiros encontra-se resumida na seguinte Tabela C.2, construída a partir de TransportPolicy<sup>19</sup>.

**Tabela C.2:** Evolução histórica da legislação europeia sobre normas de emissões de escape de veículos ligeiros. Adaptado de TransportPolicy.

Norma(s)	Datas de Implementação		Regulamento(s)	Notas
	Homologação de veículos novos	Todos os veículos vendidos e registados		
“Pré-Euro”	Início em 1970		Directiva 70/220/CEE	Revista e atualizada várias vezes
Euro 1	jul/92	jan/93	Directiva 91/441/CEE (só para automóveis de passageiros)	Também conhecida como EC 93; conteúdo equivalente a ECE-R-83/01
	ago/93	ago/94	Directiva 93/59/CEE (para automóveis de passageiros e de carga ligeiros)	Conteúdo equivalente a ECE-R-83/02
Euro 2	jan/96	jan/97	Directivas 94/12/CE*, 96/44/CE e 96/69/CE*	Também conhecida como EC 96; conteúdo equivalente a ECE-R-83/01 e ECE-R-83/04
Euro 3	jan/00	jan/01	Directiva 98/69/EC* 98/77/CE 1999/102/CE 2001/1/CE 2001/100/CE Directiva 2000/80/CE e Directiva 2002/80/CE	Limites específicos de NOx e de HC+NOx; também conhecida como EC 2000; conteúdo equivalente a ECE-R-83/05
Euro 4	jan/05	jan/06	2003/76/CE 2006/96/CE	Também conhecida como EC 2005
Euro 5	a: Set/09	a: Jan/11	Regulamento 715/2007 "político"	Incluída legislação Euro 5b, pela primeira vez incluído limite para número de partículas (PN) para motores Diesel. Conteúdo equivalente a ECE-R-83/06
	b: Set/11	b: Jan/13	Regulamento 692/2008 "implementação"	
Euro 6	set/14	set/15	Regulamento 459/2012	Altera os Regulamentos 715/2007 e 692/2008

\* Alteração à Directiva 70/220/CEE

<sup>19</sup> Ver bibliografia: TransportPolicy

## Europa – Limites de emissões, segundo normas Euro

Para veículos ligeiros com motor a gasolina, a legislação que tem vigorado na Europa, no que respeita a limites de emissões de escape, encontra-se resumida na Tabela C.3 <sup>20</sup>.

**Tabela C.3:** Resumo da legislação que tem vigorado na Europa, no que respeita a limites de emissões de escape, para veículos ligeiros, com motor a gasolina. Adaptado de TransportPolicy.

Normas Europeias para automóveis ligeiros de passageiros com MCI-IC a gasolina (Categorias* M <sub>1</sub> e M <sub>2</sub> )**							
Norma	Data	CO	HC	HC+NO <sub>x</sub>	NO <sub>x</sub>	PM	PN
		g/km					
Euro 1†	1992.07	2.72 (3.16)	–	0.97 (1.13)	–	–	–
Euro 2	1996.01	2.2	–	0.5	–	–	–
Euro 3	2000.01	2.30	0.20	–	0.15	–	–
Euro 4	2005.01	1.0	0.10	–	0.08	–	–
Euro 5	2009.09 <sup>a</sup>	1.0	0.10 <sup>b</sup>	–	0.06	0.005 <sup>c,d</sup>	–
Euro 6	2014.09	1.0	0.10 <sup>b</sup>	–	0.06	0.005 <sup>c,d</sup>	6.0×10 <sup>11</sup> <sup>c,e</sup>

### Notas:

\* Para efeitos de homologação, a classificação europeia de automóveis e seus reboques é a referida na Tabela C.4 <sup>21</sup>.

<sup>20</sup> Ver bibliografia: TransportPolicy

<sup>21</sup> Ver bibliografia: IMT

**Tabela C.4:** Classificação europeia de automóveis e seus reboques, para efeitos de homologação.  
Adaptado de IMT.

Categoria	Definição
<b>M</b> - Veículos a motor concebidos e construídos para o transporte de passageiros com, pelo menos, quatro rodas	<b>M1</b> - Veículos concebidos e construídos para o transporte de passageiros com oito lugares sentados no máximo, além do lugar do condutor
	<b>M2</b> - Veículos concebidos e construídos para o transporte de passageiros, com mais de oito lugares sentados além do lugar do condutor e uma massa máxima não superior a 5 t
	<b>M3</b> - Veículos concebidos e construídos para o transporte de passageiros, com mais de oito lugares sentados além do condutor e uma massa máxima superior a 5 t
<b>N</b> - Veículos a motor concebidos e construídos para o transporte de mercadorias com, pelo menos, quatro rodas	<b>N1</b> - Veículos concebidos e construídos para o transporte de mercadorias com massa máxima não superior a 3,5 t
	<b>N2</b> - Veículos concebidos e construídos para o transporte de mercadorias com massa máxima superior a 3,5 t, mas não superior a 12 t
	<b>N3</b> - Veículos concebidos e construídos para o transporte de mercadorias com massa máxima superior a 12 t
<b>O</b> - Reboques (incluindo os semi-reboques)	<b>O1</b> - Reboques com massa máxima não superior a 0,75 t
	<b>O2</b> - Reboques com massa máxima superior a 0,75 t, mas não superior a 3,5 t
	<b>O3</b> - Reboques com massa máxima superior a 3,5 t, mas não superior a 10 t
	<b>O4</b> - Reboques com massa máxima superior a 10 t

\*\* Nas fases Euro 1 a 4, os veículos de passageiros > 2.500 kg eram homologados como Categoria N<sub>1</sub>

**Notas (cont.):**

† Valores entre parêntesis são relativos aos limites de conformidade de produção (COP)

a. 2011.01 para todos os modelos

b. Hidrocarbonetos, exceto metano (NMHC) = 0.068 g/km

c. aplicável só a veículos com injeção direta (DI)

d. 0.0045 g/km, utilizando o procedimento de medição do Programa de Medição de Partículas (PMP) da UNECE

e.  $6.0 \times 10^{12}$  1/km nos três primeiros anos desde as datas de efeito da Euro 6

## Europa – Roteiro para implementação das normas Euro

O roteiro para a implementação das normas Euro é o que se sintetiza na Tabela C.5.

**Tabela C.5:** Roteiro para a implementação das normas Euro.

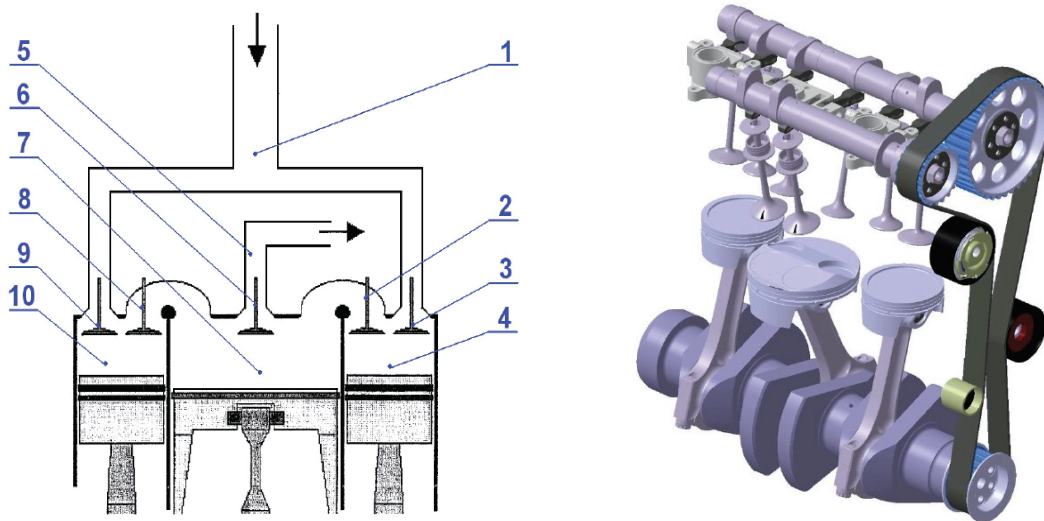
Norma(s)	Datas de Implementação		Conteúdo
	Homologação de veículos novos	Todos os veículos vendidos e registados	
Euro 6b	2014.09.01	2015.09.01	
Euro 6c		2018.09.01	Euro 6c = Euro 6b + norma final PN + OBD Euro 6-2 + combustível de referência E10, avaliado em ciclo de teste laboratorial regulamentar + teste RDE de NO <sub>x</sub> apenas para monitorização
Euro 6d- Temp.	2017.09.01	2019.09.01	Euro 6d-Temp = Euro 6b + norma final PN + OBD Euro 6-2 + combustível de referência E10, avaliado em ciclo de teste laboratorial regulamentar + teste RDE quanto a Fatores de Conformidade temporários
Euro 6d	2020.01.01	2021.01.01	Euro 6d = Euro 6b + norma final PN + OBD Euro 6-2 + combustível de referência E10, avaliado em ciclo de teste laboratorial regulamentar + teste RDE quanto a Fatores de Conformidade

# Apêndice D: Ciclos sobre-expandidos, em fase de investigação e desenvolvimento

## Ciclo de 5 tempos Schmitz / Ilmor

Este conceito de motor foi patenteado em 2003 pelo engenheiro belga Gerhard Schmitz e viu um protótipo ser construído em 2007 pela empresa inglesa Ilmor Engineering.

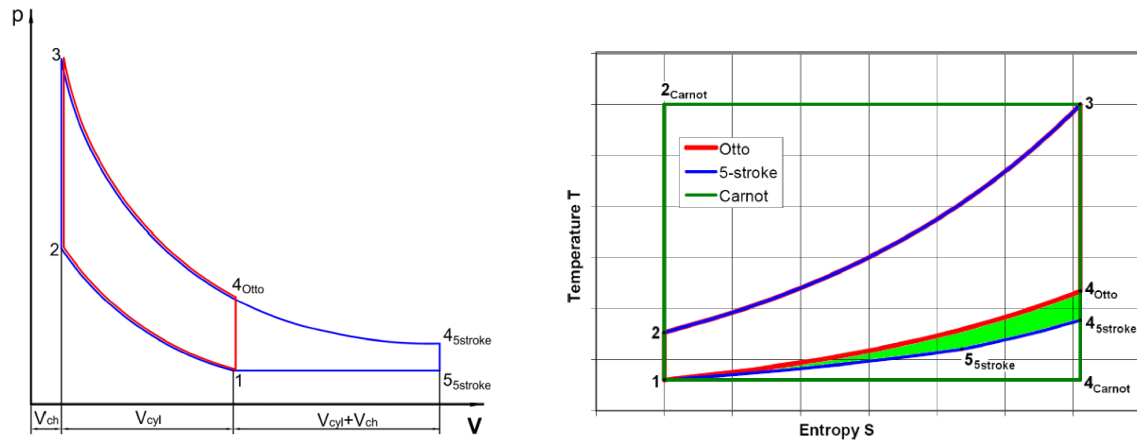
Conforme Figura D.1 (Esq.), para além dos “tradicionais” 4 tempos, cumpridos nos 2 cilindros “normais” de combustão (4 e 10) é realizado um 5º tempo, de expansão suplementar dos gases de escape, num cilindro com aproximadamente o dobro do volume (7), de baixa pressão. Isto permite que os gases provenientes da combustão, em vez de descarregados diretamente para o exterior, sofram uma expansão suplementar e entreguem trabalho mecânico adicional à cambota. O cilindro de baixa pressão é alimentado sucessivamente por cada um dos cilindros de combustão, realizando assim um ciclo de 2 tempos. Pelo que a árvore de cames que comanda as válvulas deste cilindro, tem que rodar ao dobro da velocidade da outra, ou seja, à mesma velocidade angular da cambota (Figura D.1 (Dir.)).



**Figura D.1:** Esq.: Esquema do motor de 5 tempos: 1- coletor de admissão; 2, 8 – válvulas de escape dos cilindros motor para o cilindro de expansão adicional; 3, 9 – válvulas de admissão; 4, 10 – cilindros motores; 5 – coletor de escape; 6 – válvula de escape; 7 – cilindro de expansão adicional. Dir.: Visualização do conjunto mecânico do motor de 5 tempos. Reproduzido de Noga e Sendyka (2013).

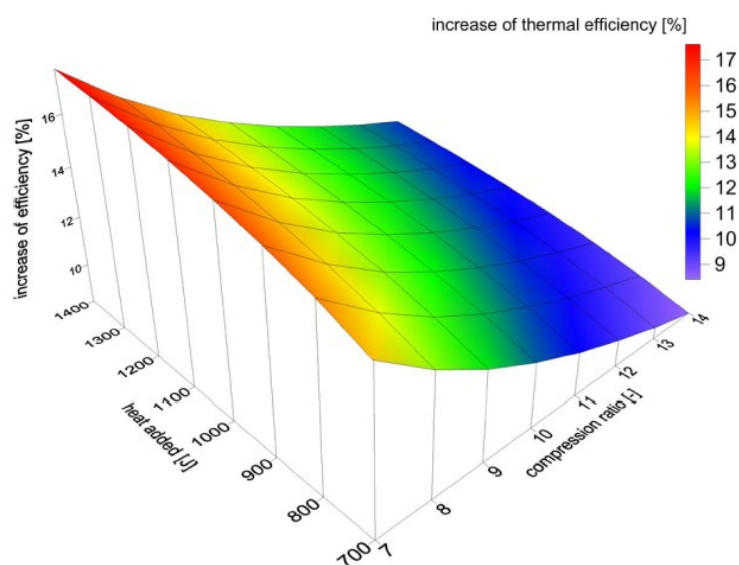
Investigadores da Universidade de Tecnologia de Cracóvia (Kraków) desenvolveram estudos sobre a base teórica e a implementação prática do conceito do ciclo de cinco tempos, estabelecendo, nomeadamente, comparações sobre o rendimento e emissões, em relação ao

ciclo de quatro tempos, Noga e Sendyka (2014). A Figura D.2 apresenta diagramas  $P-V$  de um ciclo Otto e de um ciclo de 5 tempos sobrepostos (Esq.) e diagramas  $T-S$  sobrepostos dos mesmos ciclos e do ciclo de Carnot (Dir.).



**Figura D.2:** (Esq.): Diagramas  $P-V$  de ciclos Otto e 5 tempos sobrepostos; (Dir.): Diagramas  $T-S$  de ciclos Otto, 5 tempos e de Carnot sobrepostos, estando assinalada a cor verde a redução da quantidade de calor rejeitada, no ciclo de 5 tempos, em relação ao ciclo Otto. Reproduzido de Noga e Sendyka, 2014.

O rendimento térmico do motor com ciclo de 5 tempos é função, não só da taxa de compressão e da relação entre os calores específicos a pressão e a volume constantes (tal como no ciclo Otto) mas também da relação entre as pressões nos pontos 3 e 2 do ciclo, por sua vez função da quantidade de calor adicionado. Na Figura D.3 encontra-se representado graficamente o aumento do rendimento térmico do motor funcionando no ciclo de 5 tempos, em relação ao do motor a funcionar segundo o ciclo Otto.



**Figura D.3:** Aumento relativo do rendimento térmico do motor de 5 tempos em relação ao do motor de ciclo Otto. Reproduzido de Noga e Sendyka (2014).

Em relação às emissões de gases de escape, o mesmo estudo apurou os valores comparativos representados nos gráficos da Figura D.4 (em função do binário, às 2.400 rpm). Verifica-se uma redução nos valores de CO<sub>2</sub>, de CO e HC, mas um aumento de NO.

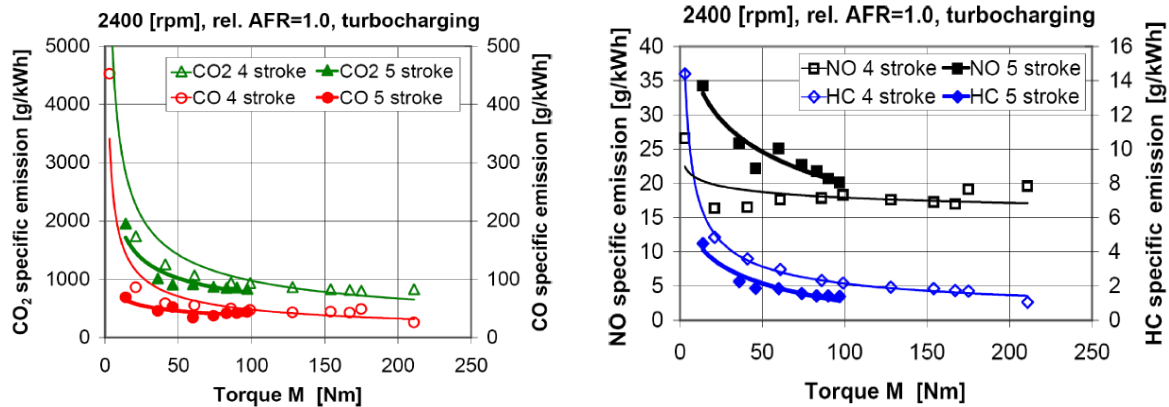
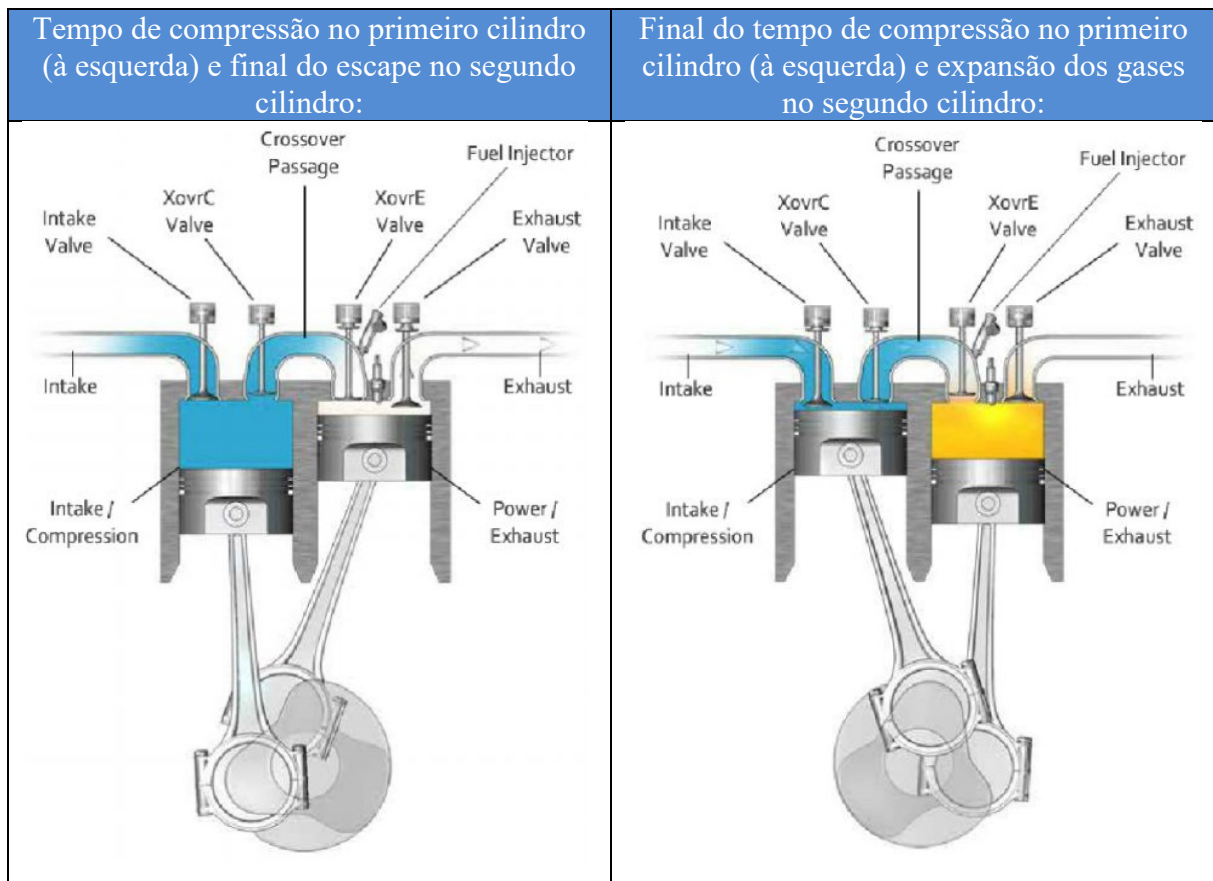


Figura D.4: Emissões específicas de CO<sub>2</sub> e CO (Esq.) e de NO e HC (Dir.) para motores de ciclos Otto e de 5 tempos. Reproduzido de Noga e Sendyka (2014).

### Ciclo dividido de Scuderi

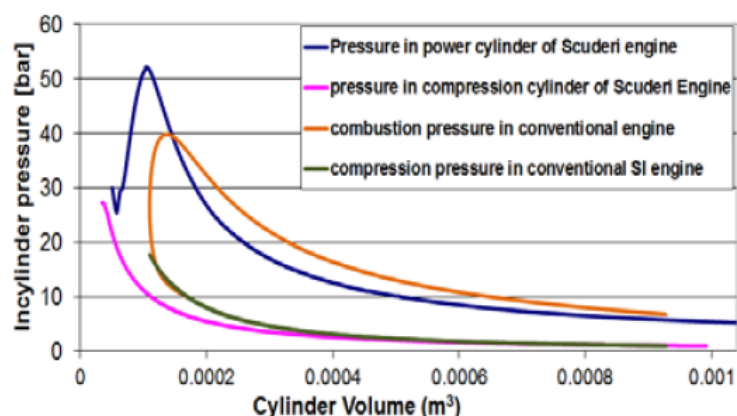
Os motores com ciclo dividido (*split-cycle*, na terminologia anglo-saxónica) de Scuderi dividem os tradicionais 4 tempos do ciclo Otto por 2 cilindros separados, mas emparelhados. O primeiro cilindro opera os tempos de admissão e compressão, sendo depois o ar comprimido transferido para o outro cilindro, onde se processa a combustão, a expansão e o escape dos gases. A conceção deste tipo de motor tem a sua origem na Backus Water Company of Newark, em 1891, mas só em 2009, os sucessores de Carmelo Scuderi puderam concretizar um protótipo, Jangalwa *et al.* (2013). Os 4 tempos do ciclo Otto completam-se assim numa única rotação de 360° da cambota. O pistão do segundo cilindro encontra-se numa posição adiantada em cerca de 20° de cambota, em relação ao pistão do primeiro cilindro.

Na Figura D.5 estão representados os tempos de compressão (esq.) e expansão (dir.).



**Figura D.5:** Tempos de compressão (esq.) e expansão (dir.) do ciclo dividido de Scuderi. Adaptado de Jangalwa1 *et al.* (2013).

A Figura D.6 representa uma sobreposição de diagramas P-V de um ciclo convencional e de um ciclo dividido de Scuderi. A área delimitada pelas respectivas curvas (logo o trabalho realizado) é superior no ciclo Scuderi.



**Figura D.6:** Tempos de compressão (esq.) e expansão (dir.) do ciclo dividido de Scuderi. Reproduzido de Patil *et al.* (2012).

*Esta página foi intencionalmente deixada em branco*