

KLS

Motores de Combustão Interna

Motores de Combustão Interna

Éder Cícero Adão Simêncio

© 2019 por Editora e Distribuidora Educacional S.A.

Todos os direitos reservados. Nenhuma parte desta publicação poderá ser reproduzida ou transmitida de qualquer modo ou por qualquer outro meio, eletrônico ou mecânico, incluindo fotocópia, gravação ou qualquer outro tipo de sistema de armazenamento e transmissão de informação, sem prévia autorização, por escrito, da Editora e Distribuidora Educacional S.A.

Presidente

Rodrigo Galindo

Vice-Presidente Acadêmico de Graduação e de Educação Básica

Mário Ghio Júnior

Conselho Acadêmico

Ana Lucia Jankovic Barduchi

Danielly Nunes Andrade Noé

Grasiele Aparecida Lourenço

Isabel Cristina Chagas Barbin

Thatiane Cristina dos Santos de Carvalho Ribeiro

Revisão Técnica

Pedro Donizeti Bolanho

Roberto Mac Intyer Simões

Editorial

Elmir Carvalho da Silva (Coordenador)

Renata Jéssica Galdino (Coordenadora)

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)

Simêncio, Éder Cícero Adão

S589m Motores de combustão interna / Éder Cícero Adão

Simêncio. – Londrina : Editora e Distribuidora Educacional S.A., 2019.

214 p.

ISBN 978-85-522-1422-9

1. Motores de combustão interna. 2. Mistura e sistemas de ignição. 3. Combustíveis. I. Simêncio, Éder Cícero Adão.

II. Título.

CDD 621

Thamiris Mantovani CRB-8/9491

2019

Editora e Distribuidora Educacional S.A.

Avenida Paris, 675 – Parque Residencial João Piza

CEP: 86041-100 — Londrina — PR

e-mail: editora.educacional@kroton.com.br

Homepage: <http://www.kroton.com.br/>

Sumário

Unidade 1	
Introdução ao estudo dos motores de combustão interna.....	7
Seção 1.1	
Nomenclatura e classificação de motores.....	9
Seção 1.2	
Ciclos termodinâmicos ideais e reais.....	24
Seção 1.3	
Propriedades e curvas características de motores.....	42
Unidade 2	
Combustíveis e combustão.....	59
Seção 2.1	
Combustíveis.....	61
Seção 2.2	
Combustão em motores alternativos.....	76
Seção 2.3	
Mistura e injeção em ciclo Otto.....	93
Unidade 3	
Sistemas de injeção, ignição e sensores.....	111
Seção 3.1	
Sistemas de ignição e sensores.....	113
Seção 3.2	
Sistemas de injeção para motores diesel.....	130
Seção 3.3	
Consumo de ar nos motores a 4 tempos.....	144
Unidade 4	
Sistemas de MCI e princípios de projeto.....	163
Seção 4.1	
Sistemas de exaustão e emissões.....	165
Seção 4.2	
Lubrificação, lubrificantes e tribologia.....	181
Seção 4.3	
Sistema biela-manivela, sistemas de arrefecimento e projeto de motores.....	197

Palavras do autor

Engenheiros mecânicos ou engenheiros automotivos são frequentemente envolvidos em projetos de sistemas de combustão (motores de combustão interna, turbinas a gás, fornos, máquinas a vapor, queimadores de caldeiras, etc.) nos quais os esforços desses profissionais concentram-se na melhoria dos sistemas de combustão, como no aumento da eficiência e na redução de poluentes. Assim, o objetivo da nossa disciplina de Motores de Combustão Interna é discutir os conteúdos mais relevantes sobre os sistemas de combustão interna para que você, como futuro engenheiro, seja capaz de compreender a nomenclatura e a classificação de motores, os ciclos termodinâmicos reais e teóricos, as propriedades e curvas características de motores. Você também será capaz de identificar os diferentes tipos de combustíveis, compreender as reações de combustão e a relação combustível-ar, assim como os sistemas de injeção em Ciclo Otto.

Avançando em nossos estudos, você compreenderá o funcionamento dos sistemas de ignição e sensores, os sistemas de injeção para motores Diesel e o consumo de ar nos motores Diesel. Finalizando os estudos da disciplina, você compreenderá o funcionamento de diversos sistemas como os sistemas de exaustão, lubrificação, de arrefecimento e também conhecerá os princípios de projetos de motores de combustão interna.

Nosso livro de Motores de Combustão Interna está estruturado da seguinte maneira: a primeira unidade traz uma introdução ao estudo dos motores de combustão interna em que estudaremos as nomenclaturas, classificações, propriedades e curvas características de motores e os ciclos termodinâmicos ideais e reais. A segunda unidade apresenta os diferentes tipos de combustíveis, a combustão em motores alternativos e os sistemas de injeção em Ciclo Otto. Na terceira unidade serão estudados os sistemas ignição, sensores, os sistemas de injeção para motores Diesel e o consumo de ar nos motores a quatro tempos. Na quarta unidade serão trabalhados os sistemas de exaustão e emissões, assim como os aspectos de lubrificação, os tipos de lubrificantes, o conceito de tribologia, os sistemas biela-manivela, os sistemas de arrefecimento e projeto de motores.

Aluno, seja bem-vindo à disciplina de Motores de Combustão Interna,
bons estudos e perseverança.

Unidade 1

Introdução ao estudo dos motores de combustão interna

Convite ao estudo

Seja bem-vindo a nossa primeira unidade do livro didático da disciplina de Motores de Combustão Interna. Em nossa vida, são inúmeras as vezes que já ouvimos um familiar, amigo ou alguém próximo se queixando de problemas em seu carro e dos custos elevados para a sua manutenção. E quem nunca se sentiu lesionado ao levar o carro em uma oficina mecânica e ter tido a sensação que o mecânico encontrou tantos problemas no carro, usou vários termos que não entendemos e, mesmo assim, temos a certeza de que fomos enganados? Outra história de senso comum e que certamente você já ouviu, é a que devemos evitar a compra de automóveis com quilometragem acima de 100.000 quilômetros rodados. As pessoas que creem nessa história normalmente dizem que um automóvel com essa quilometragem apresentará problemas no motor, inviabilizando o custo-benefício da aquisição. Será verdade? Bem, essas situações mostram que poucas pessoas conhecem os componentes e o funcionamento de um carro, principalmente em relação ao motor. Sobre a quilometragem acima de 100.000 km, por exemplo, a verdade é que não existe relação direta entre o estado de conservação de um carro e sua quilometragem, sendo perfeitamente possível encontrarmos carros cujo os motores se encontram em excelente estado mesmo com elevada quilometragem. Mas como futuro engenheiro mecânico ou automotivo, você saberia avaliar o estado de conservação de um automóvel? Aliás, você já teve a oportunidade de observar o motor de um automóvel e seu funcionamento? Se um mecânico lhe dissesse que o motor do carro está com defeito no cabeçote, você saberia identificar esse componente no motor?

Portanto, nesse primeiro momento, vamos aprender o que é um motor de combustão interna, conhecer os seus componentes, os tipos de classificações e os motores rotativos. Posteriormente, vamos estudar os ciclos termodinâmicos ideais e reais e, por fim, vamos conhecer as propriedades e curvas características de motores. Os estudos desses conteúdos lhe auxiliarão na compreensão da nomenclatura e da classificação de motores, que serão a base para o estudo dos ciclos termodinâmicos reais e teóricos, das propriedades e curvas características de motores. Ao final desta primeira unidade, você terá dado um passo importante a caminho de ser capaz de comparar os ciclos

reais e teóricos e saber determinar a potência e as curvas características de motores de combustão interna.

Para contextualizar, imagine que uma multinacional automobilística com expansão no mercado brasileiro, após o lançamento de um novo automóvel, começou a receber diversas ligações no Serviço de Atendimento ao Cliente (SAC) de compradores insatisfeitos relatando problemas no carro como o superaquecimento e falha do motor, a emissão de fumaça preta durante o funcionamento do motor e perda de potência. Atuando como um dos engenheiros da equipe de desenvolvimento, você foi acionado pelo diretor da empresa para analisar as causas dos problemas identificados e propor as devidas soluções, para que a empresa possa anunciar o recall das unidades já vendidas. Mas quais são as causas dos problemas apresentados no motor? Como é possível identificá-los? Esses problemas podem ser consequências da falha de componentes do motor ou podem ser problemas associados ao mau uso do automóvel pelos proprietários, como o abastecimento com combustível adulterado?

Nessa primeira unidade de ensino serão apresentados conceitos introdutórios ao estudo dos motores de combustão interna, como a nomenclatura e classificação de motores, os ciclos termodinâmicos ideais e reais e as propriedades e curvas características de motores.

Bons estudos!

Nomenclatura e classificação de motores

Diálogo aberto

Os diversos meios de transporte facilitam nosso cotidiano pois trazem a possibilidade de deslocamentos mais rápidos, conforto e praticidade. Hoje, para chegar ao seu local de trabalho ou de estudo, você talvez tenha utilizado seu próprio automóvel ou certamente observou várias pessoas em seus automóveis no trânsito. Você sabia que, de acordo com o estudo conduzido pelo Instituto Brasileiro de Planejamento e Tributação (IBPT), atualmente no Brasil temos uma frota circulante de 65,8 milhões de veículos e que desse total 41,2 milhões (62,65%) são de automóveis? (IBPT, 2018). Mas, apesar de termos esse montante de automóveis poucas pessoas conhecem o funcionamento de um carro. Comumente, não sabemos quais são os componentes que fazem parte de um motor mas sabemos que, em algum momento, podemos ter um problema no funcionamento do carro. Afinal, quem nunca viu um carro parado no meio da rua ou no acostamento de uma rodovia, com o pisca alerta acionado e com o capô aberto e fumaça saindo do motor?

Nesse contexto, para iniciarmos nossos estudos de motores de combustão interna, imagine que você atue como engenheiro de uma fábrica de motores de uma multinacional automobilística e faça parte de uma equipe responsável que foi acionada para verificar e identificar a origem dos problemas relatados por clientes que compraram o último lançamento da empresa. Um dos problemas relatados pelos clientes foi o superaquecimento e a falha do motor. Assim, ao iniciar a inspeção do automóvel, com o motor em funcionamento, você e sua equipe identificaram a presença de um ruído, como um assovio, além do superaquecimento do motor já relatados pelos clientes insatisfeitos. Mas qual a origem desse defeito? É possível identificar onde ocorre o ruído? Qual seria uma explicação para o ruído? Qual seria a razão do superaquecimento do motor? O ruído e o superaquecimento poderiam ser o resultado da falha de algum componente do motor?

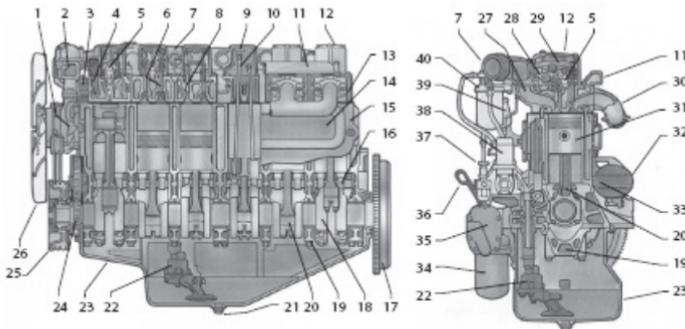
Para chegar às soluções desses questionamentos, você deverá ser curioso e persistente, uma vez que vamos conhecer os diversos componentes que fazem parte de um motor de combustão interna, as nomenclaturas de motores alternativos e sua classificação. Adicionalmente, estudaremos as diferenças entre os motores dois tempos e quatro tempos, outros tipos de classificação de motores e os motores rotativos.

Bons estudos!

O motor de combustão interna (MCI) é, de longe, o tipo mais comum de motor que conhecemos, e entre os diversos objetivos ao projetarmos um MCI se destacam a elevada obtenção de trabalho e alta eficiência. Portanto, nesse momento você já pode ter percebido que o motor de combustão interna é um tipo de máquina térmica, pois através da combustão que ocorre no motor obtém-se o calor que é transformado em trabalho. Por sua vez, o trabalho é obtido a partir de uma sequência de processos que ocorrem no fluido ativo (FA) que participa diretamente da reação de combustão (BRUNETTI, 2012, p. 21). Os MCI são classificados em motores alternativos, rotativos e de impulso.

Os motores alternativos são aqueles em que, por meio de pistões, a energia química é convertida em trabalho, isto é, movimento mecânico que é observado pela rotação contínua do sistema biela-manivela (BRUNETTI, 2012, p. 22). A Figura 1.1 apresenta os principais componentes de um motor alternativo de combustão interna, enquanto o Quadro 1.1 traz, respectivamente, a nomenclatura desses componentes.

Figura 1.1 | Componentes de um motor de combustão interna



Fonte: Brunetti (2012, p. 23).

Quadro 1.1 | Nomenclaturas dos componentes de um MCI

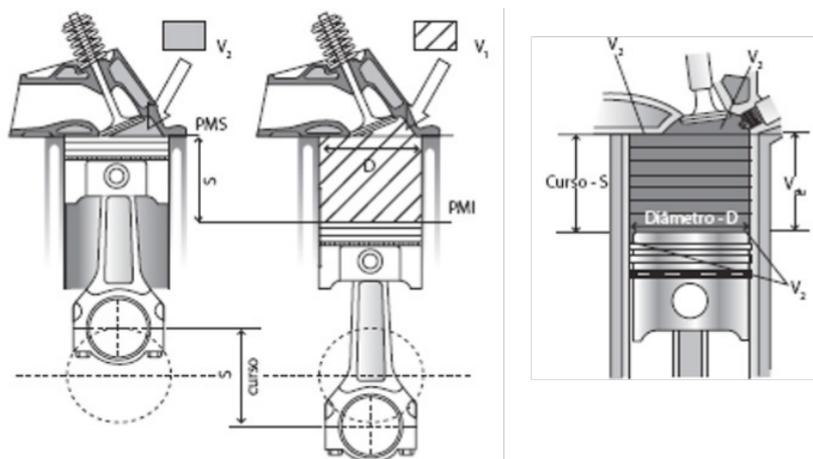
1. Bomba d'água	2. Válvula termostática	3. Compressor de ar
4. Duto de admissão	5. Injetor de combustível	6. Válvula de escapamento
7. Coletor de admissão	8. Válvula de admissão	9. Linha de combustível
10. Haste de válvula	11. Duto de água	12. Tampa de válvula
13. Cabeçote	14. Tampa lateral	15. Bloco
16. Eixo comando de válvulas	17. Volante	18. Virabrequim
19. Capa de mancal	20. Biela	21. Bujão de cárter

22. Bomba de óleo	23. Cárter	24. Engrenagem do virabrequim
25. Amortecedor vibracional	26. Ventilador	27. Duto de admissão
28. Balancim da válvula de admissão	29. Balancim da válvula de escapamento	30. Coletor de escapamento
31. Pistão	32. Motor de partida	33. Dreno de água
34. Filtro de óleo	35. Radiador de óleo	36. Vareta de nível de óleo
37. Bomba manual de combustível	38. Bomba injetora de combustível	39. Respiro do cárter
40. Filtro de combustível		

Fonte: adaptado de Brunetti (2012, p. 23, 24).

Outro aspecto importante refere-se às nomenclaturas adotadas referentes às posições do pistão, como mostra a Figura 1.2.

Figura 1.2 | Nomenclaturas adotadas para as diferentes posições do pistão



Fonte: adaptada de Brunetti (2012, p. 24, 25).

Em que PMS é o Ponto Morto Superior; PMI é o Ponto Morto Inferior; S é o Curso do pistão; V_1 é o Volume total; V_2 é o Volume Morto ou volume da câmara de combustão; V_{du} é a cilindrada unitária; z é o número de cilindros do motor; D é o diâmetro dos cilindros do motor e V_a é o volume deslocado do motor.

A partir da análise da Figura 1.2 é possível compreender que o PMS é a posição na qual o pistão está mais próximo do cabeçote, enquanto o PMI é a posição mais distante. Portanto, o curso do pistão é dado pela distância percorrida do PMS ao PMI . Já o volume total é dado pelo volume entre a cabeça do pistão e o cabeçote quando o pistão está no

PMI. No entanto, caso o pistão esteja no PMS, esse volume é chamado de volume morto. O V_{du} , também chamado de deslocamento volumétrico, é o volume percorrido pelo pistão de um ponto morto ao outro, e seu valor é calculado pela Equação 1.1.

$$V_{du} = V_1 - V_2 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} S \quad (1.1)$$

Já o volume deslocado do motor, também chamado de cilindrada ou deslocamento volumétrico do motor, pode ser obtido pela Equação 1.2.

$$V_d = V_{du} \cdot z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} S \cdot z \quad (1.2)$$

Nesse momento, é importante destacar que a razão entre o volume total e o volume morto (Equação 1.3) é conhecido como relação volumétrica ou taxa de compressão (r_v), e representa a quantidade de vezes que o V_1 é reduzido. Assim, temos:

$$r_v = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_{du} + V_2}{V_2} = \frac{V_{du}}{V_2} + 1 \quad (1.3)$$



Exemplificando

Dado um motor alternativo de quatro cilindros com diâmetro de 9,1 cm, 8,7 cm de curso e taxa de compressão de 8,5:1, determine o deslocamento volumétrico do motor.

Resolução:

A partir dos dados do enunciado, primeiramente calcula-se a cilindrada unitária do motor a partir da equação:

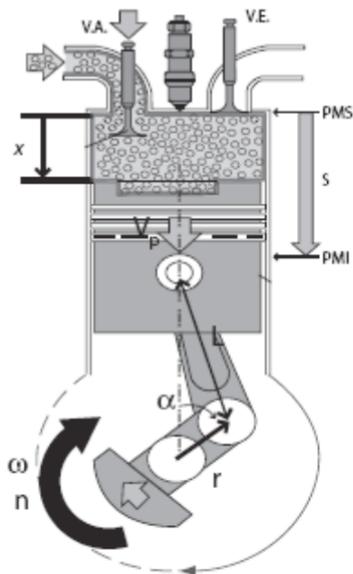
$$V_{du} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} S \Rightarrow V_{du} = \left[\frac{\pi \cdot (9,1)^2}{4} \right] \cdot 8,7 \Rightarrow V_{du} = [65,04] \cdot 8,7 \Rightarrow V_{du} = 565,8 \text{ cm}^3$$

A partir do valor calculado da cilindrada unitária, obtém-se o deslocamento volumétrico do motor com a equação:

$$V_d = V_{du} \cdot z \Rightarrow V_d = 565,8 \cdot 4 \Rightarrow V_d = 2263,2 \text{ cm}^3$$

Além da nomenclatura dos elementos que compõem um motor é importante adotar nomenclaturas que se referem aos aspectos da cinemática dos motores, como apresentado na Figura 1.3.

Figura 1.3 | Nomenclatura cinemática



Fonte: adaptada de Brunetti (2012, p. 27).

Em que $V.A$ é a válvula de admissão; $V.E$ é a válvula de escape; x é a distância para o pistão atingir o PMS; V_p é a velocidade média do pistão; L é o comprimento da biela; n é a frequência da árvore de manivelas; r é o raio da manivela, ω é a velocidade angular da árvore de manivelas, α é o ângulo formado entre a manivela e um eixo vertical de referência.

O curso do pistão (S), a velocidade angular na árvore da manivela (ω) e a velocidade média do pistão (V_p) são calculadas, respectivamente, pelas Equações 1.4., 1.5 e 1.6.

$$S = 2 \cdot r \quad (1.4)$$

$$\omega = 2\pi \cdot n \quad (1.5)$$

$$V_p = 2 \cdot S \cdot n \quad (1.6)$$

Enquanto a distância para o pistão atingir o PMS é calculada a partir da Equação 1.7.

$$x = r(1 - \cos \alpha) + L \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{L}\right)^2 \cdot \text{sen}^2 \alpha} \right] \quad (1.7)$$

Como o próprio nome diz, os motores de combustão interna realizam movimento mecânico a partir de uma reação de combustão e podem ser classificados quanto à ignição e ao número de tempos do ciclo de operação.



Assimile

No sentido mais geral, a combustão é uma reação química que ocorre entre qualquer material combustível (hidrocarboneto) e um oxidante (oxigênio) para formar um produto oxidado (dióxido de carbono e água). A combustão é uma reação exotérmica, portanto, libera calor e, para que ela ocorra, é necessário um agente que provoque o início da reação.

Quanto à ignição, os dois tipos de motores alternativos são os motores de ignição por faísca (MIF) ou Otto, nos quais o combustível (normalmente, gasolina ou etanol hidratado) é inflamado por uma faísca, e os motores de ignição espontânea (MIE) ou Diesel, em que o aumento da temperatura e da pressão do ar, durante a compressão, é suficientemente capaz de iniciar espontaneamente a reação de combustão. Essa temperatura é denominada temperatura de autoignição (TAI). O Quadro 1.2 apresenta os valores típicos da TAI e das taxas de compressão (r_v) para alguns combustíveis.

Tabela 1.1 | Valores típicos da TAI

Combustível	Diesel	Etanol hidratado	Gasolina E22
TAI (°C)	250	420	400
r_v	15,0:1 até 24,0:1	10,0:1 até 14,0:1	8,5:1 até 13,0:1

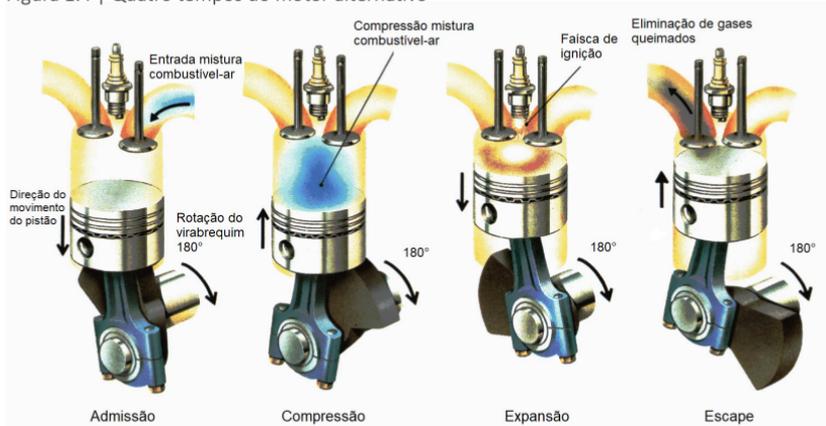
Fonte: adaptado de Brunetti (2012, p. 29).

Durante cada ciclo de operação, que é a sequência de processos que ocorrem com o fluido ativo para obtenção de trabalho útil, o pistão pode operar em diferentes tempos, também denominado curso do pistão. Assim, os motores alternativos MIE ou MIF são classificados em motores alternativos a quatro tempos (4T) ou motores alternativos a dois tempos (2T). Nos motores 4T, o pistão desloca-se quatro cursos, isto é, quatro vezes, que correspondem a duas voltas do eixo do motor para que se complete um único ciclo (Brunetti, 2012, p. 31).

No **tempo de admissão** o pistão desloca-se do PMS ao PMI. Devido ao movimento do pistão origina-se uma sucção que causa um fluxo de gases através da válvula de admissão, permitindo o preenchimento do cilindro com a mistura combustível-ar. É válido ressaltar que em motores de injeção direta de combustível com ignição por faísca, ocorre o preenchimento do cilindro somente por ar, o mesmo que acontece em motores MIE. No **tempo de compressão**, a válvula de admissão é fechada e o pistão se desloca do PMI ao PMS, provocando a compressão da mistura combustível-ar ou somente do ar, de acordo com o tipo de motor. Para MIE, a compressão deve ser elevada o suficiente para que a TAI do combustível seja ultrapassada. No **tempo de expansão**, em motores MIF ocorre a faísca próximo ao PMS, provocando

a ignição da mistura, enquanto em motores MIE é injetado o combustível no ar quente, dando início à combustão espontânea. A combustão se propaga aumentando a pressão e a temperatura, forçando o pistão até o PMI; consequentemente, o FA passa por um processo de expansão, realizando o trabalho útil do motor (BRUNETTI, 2012). No **tempo de escape**, a válvula de escape permanece aberta e, como o pistão percorre o cilindro do PMI ao PMS, ocorre a expulsão dos gases queimados para fora do cilindro, para dar início ao novo ciclo de tempo de admissão. A Figura 1.4 apresenta os quatro tempos do motor alternativo.

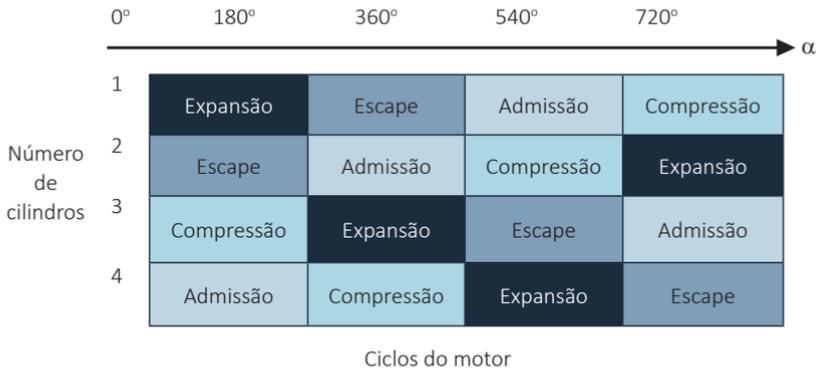
Figura 1.4 | Quatro tempos do motor alternativo



Fonte: adaptada de <https://shaikmoin.files.wordpress.com/2013/02/four-stroke-cycle.png>. Acesso em: 24 ago. 2018.

A Figura 1.5 apresenta os tempos ocorrendo simultaneamente, em um motor de quatro cilindros.

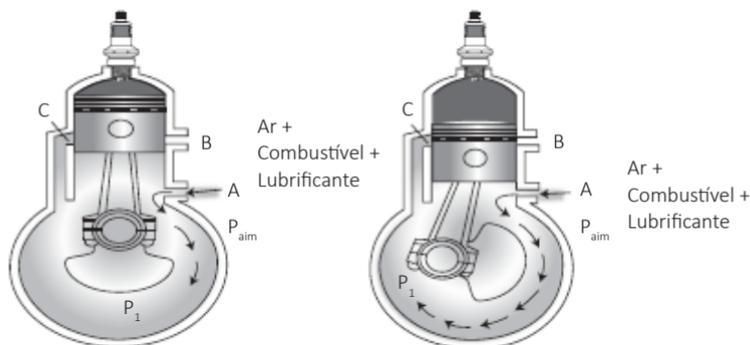
Figura 1.5 | Ocorrência simultânea dos quatro tempos em um motor de quatro cilindros



Fonte: Brunetti (2012, p. 31).

Nos motores alternativos a dois tempos (2T) de ignição por faísca, o ciclo completa-se com dois cursos do pistão que correspondem a uma única volta do eixo do motor. Análogo ao motor 4T, os processos ocorrem da mesma maneira, no entanto alguns deles se sobrepõem num mesmo curso (BRUNETTI, 2012). A Figura 1.6 apresenta um esquemático do motor 2T.

Figura 1.6 | Motor a 2T de ignição por faísca



Fonte: Brunetti (2012, p. 32).

No primeiro tempo, de acordo com a Figura 1.6a, considera-se que o pistão se encontra, inicialmente, no PMS e a mistura, comprimida. Liberada a faísca, ocorre o deslocamento do pistão até o PMI. Durante o deslocamento, o pistão comprime o conteúdo do cárter e ocorre a abertura de escapamento, também conhecida como janela de escape (B), por onde os gases queimados escapam para o ambiente. Posteriormente, ocorre a abertura da janela de admissão (C) que preenche o cárter com uma nova mistura. Já no segundo tempo (Figura 1.6b) observa-se o deslocamento do pistão do PMI ao PMS. Durante esse movimento do pistão, sequencialmente, ocorre o fechamento da janela de admissão (C) e, posteriormente, da janela de escapamento (B), enquanto é aberta a passagem (A). Conseqüentemente, ocorre o preenchimento do cárter com uma nova mistura. Simultaneamente, a parte superior do pistão comprime a mistura admitida anteriormente, aproximando-se do PMS. Nesse momento, dá-se a liberação da faísca, a pressão gerada pela combustão desloca o pistão para o PMI, reiniciando a expansão. O motor 2T apresenta um tempo de trabalho positivo a cada dois cursos do pistão, enquanto no motor 4T isso ocorre a cada duas voltas. Essa diferença entre os motores no número de voltas para um tempo de trabalho positivo origina o que denominados fator de tempos, designado pela letra “x”.



Saiba mais

Quer saber mais sobre a classificação dos motores? Acesse o caderno no *Motores de Combustão Interna e seus Sistemas* no link que segue.

TILLMANN, C. A. C. **Motores de Combustão Interna e seus Sistemas**. Pelotas: Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia; Santa Maria: Universidade Federal de Santa Maria, Colégio Técnico Industrial de Santa Maria; Rede e-Tec Brasil, 2013.

O Quadro 1.3 apresenta as diferenças fundamentais entre os motores de 2T e 4T.

Quadro 1.3 | Diferenças entre motores 2T e 4T

Diferenças	4T	2T
Tempos <i>versus</i> ciclo útil	2 voltas manivela	1 volta manivela
Fator de tempos	$x=1$	$x=2$
Sistema mecânico	Mais complexo	Mais simples: ausência de válvulas e eixo de comando.
Alimentação	Boa	Ruim – perda de mistura no escape, presença de lubrificante.
Lubrificação	Boa	Ruim – presença de combustível.

Fonte: Brunetti (2012, p. 35).

Do ponto de vista mecânico, os motores ciclos Otto e Diesel não apresentam grandes diferenças; basicamente o motor Diesel apresenta maior robustez devido às elevadas taxas de compressão. O Quadro 1.4 apresenta as principais diferenças entre os motores ciclos Otto e Diesel.

Quadro 1.4 | Diferenças principais entre os motores ciclos Otto e Diesel

Diferenças	Otto	Diesel
Introdução do combustível.	Mistura homogeneizada e dosada.	Admite-se apenas ar e o combustível é injetado finamente pulverizado.
Ignição	Faísca produzida a partir de um sistema elétrico.	Autoignição
Taxa de compressão	Baixa	Elevada

Fonte: elaborado pelo autor.

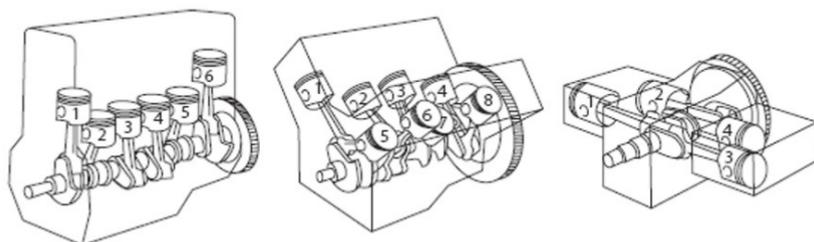
Os motores alternativos podem ser classificados de acordo com diversas características, e entre elas destacam-se o sistema de alimentação de combustível, a disposição dos componentes internos, quanto ao sistema de arrefecimento, quanto às válvulas, quanto à alimentação de ar, quanto à relação entre o diâmetro e curso do pistão, quanto à rotação, quanto à fase do combustível e à potência específica.

Quanto ao sistema de alimentação de combustível, os motores ciclo Otto são alimentados por um carburador ou sistema de injeção de combustível.

Vale ressaltar que os carburadores estão próximos de se aposentar em aplicações automotivas, já que as novas frotas já trazem o sistema de injeção eletrônica. Assim, os carburadores são utilizados somente em aplicações de baixa potência em que as limitações de emissão de poluentes são menos restritivas (BRUNETTI, 2012). A injeção de combustível é mais precisa em relação ao carburador e permite um resultado melhor no controle de emissões, que pode ocorrer no coletor de admissão (PFI – *Port Fuel Injection*) ou na câmara de combustão (GDI – *Gasoline Direct Injection*).

Quanto à classificação dos motores em relação à disposição dos componentes internos, a Figura 1.7 apresenta o esquemático de três disposições típicas de motores automotivos: cilindros em linha, em V e opostos (boxer).

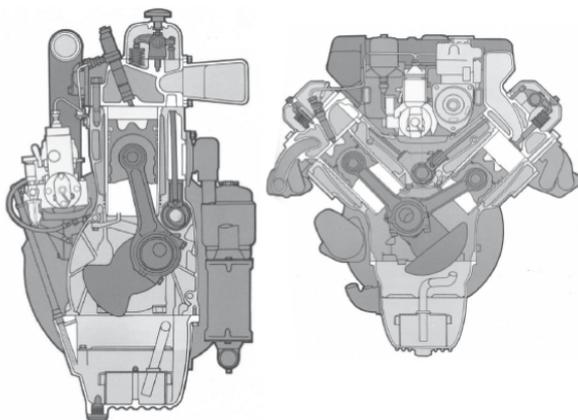
Figura 1.7 | Disposição de cilindros



Fonte: adaptada de Brunetti (2012, p. 39).

Já a Figura 1.8 apresenta o esquemático de motores ciclos Diesel nas versões em linha e V.

Figura 1.8 | motores ciclos Diesel nas versões em linha e V



Fonte: Brunetti (2012, p. 40).

Em relação à potência específica, devido às exigências sobre a emissão de poluentes, é cada vez mais comum a substituição de motores ciclo Diesel por motores ciclo Otto com maior potência específica em carros de passeios. A potência específica é dada pela Equação 1.8.

$$Ne_{\text{específica}} = \frac{Ne}{Vd} \quad (1.8)$$

Em que $Ne_{\text{específica}}$ é a potência específica; Ne é a potência efetiva e; Vd é a cilindrada total.

Os motores ciclo Otto com maior potência específica apresentam aumento da potência e torque, sem o aumento da cilindrada total; redução da cilindrada total, mantendo a mesma potência e redução do número de cilindros (BRUNETTI, 2012).

O Quadro 1.5 apresenta a comparação entre o incremento de potência e torque específico para os motores ciclo Diesel e Otto.

Quadro 1.5 | Incremento de potência e torque específico para os motores ciclo Diesel e Otto

Ciclo	Alimentação	Atual		Futura	
		Potência específica (kW/L)	Torque específico (Nm/L)	Potência específica (kW/L)	Torque específico (Nm/L)
Diesel	Sobrealimentado	65	150	80	200
Otto	Naturalmente aspirados	65	100	65	100
	Sobrealimentado	110	200	130	250

Fonte: Brunetti (2012, p. 48).

Além dos motores alternativos, os MCI também podem ser classificados como motores rotativos e motores de impulso. Nos motores rotativos, o trabalho é obtido pelo movimento de rotação. As turbinas a gás e o motor Wankel são considerados motores rotativos. No entanto, nas turbinas a gás são utilizados os gases oriundos da reação de combustão para o seu acionamento, isto é, para iniciar o movimento de rotação, enquanto no motor Wankel associado ao movimento de rotação, o rotor sofre movimentos de translação. Já nos motores de impulso, o trabalho é obtido pela força de reação dos gases que são expelidos em alta velocidade, por exemplo, nos motores a jato e em foguetes.

Os motores ciclo Otto a 4T são normalmente utilizados na indústria automotiva, enquanto os motores a 4T são utilizados em aplicações aeronáuticas. Já os motores de ignição por faísca 2T, como são limitados a baixa

potência, são utilizados em aplicações náuticas. Os motores ciclo Diesel são utilizados em caminhões, ônibus e máquinas agrícolas, entre outros (BRUNETTI, 2012).



Refleta

Depois de estudar o conteúdo dessa seção, você acredita que podemos utilizar determinado motor em uma aplicação na qual outro tipo de motor é mais indicado? Como utilizar um motor Wankel em vez de um motor Otto a 4T em um carro de passeio? Pense nisso!

Sem medo de errar

Como engenheiro de uma empresa automobilística, você e sua equipe ficaram encarregados de analisar os problemas relatados por clientes insatisfeitos com a compra do automóvel recém-lançado no mercado brasileiro. Entre alguns problemas identificados, ao dar início na inspeção do automóvel, foi identificada a presença de um ruído, como um assovio e o superaquecimento do motor. Mas qual a origem desse defeito? É possível identificar em que local ocorre o ruído? Qual seria uma explicação para o ruído? Qual seria a razão do superaquecimento do motor? O ruído e o superaquecimento poderiam ser o resultado da falha de algum componente do motor?

Ao iniciar a inspeção, foram analisados todos os componentes do motor e, ao dar partida, você e sua equipe foram capazes de identificar que o coletor de admissão (Figura 1.9) é o componente que apresenta defeito.

Ao analisar o coletor de admissão foi encontrada uma trinca, por onde ocorre o escape de ar e, devido ao motor operar em altas velocidades, ocorre o aumento da pressão no coletor de admissão, aumentando o ruído. A trinca no coletor de admissão também afeta a mistura combustível-ar e provoca o superaquecimento do motor devido à falta de refrigeração. Dessa forma, você e sua equipe foram capazes de concluir que tanto o ruído quanto o superaquecimento do motor foram originados pela trinca no coletor de admissão. Para sanar esse problema, você propôs a substituição desse componente.

Figura 1.9 | Coletor de admissão



Fonte: <http://www.autovirtua.com.br/image/cache/data/coletorcorsa1-500x500.jpg>. Acesso em: 27 ago. 2018.

Os problemas em componentes de motores de combustão interna são mais comuns do que imaginamos, e ocorrem desde automóveis 0 km a carros usados.

Avançando na prática

Cálculos do projeto

Descrição da situação-problema

Atuando como engenheiro na parte de projetos em uma empresa fabricante de motores para automóveis, você recebeu algumas informações para aprovação sobre a linha de motores a 4T.

Motor a 4T de quatro cilindros:

Cilindrada unitária (cm^3): 499,5.

Diâmetro do pistão (cm): de 10,2.

Curso do pistão (cm): 8,6.

Taxa de compressão: 9:1.

Como engenheiro experiente da área, lhe causou estranheza o valor do diâmetro do pistão. Qual o procedimento que você adotaria para verificar se a informação sobre o diâmetro do pistão está correta?

Resolução da situação-problema

De acordo com os dados sobre o motor, para obter o valor do diâmetro do pistão, utiliza-se a equação para o cálculo da cilindrada unitária:

$$V_{du} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} S$$

Substituindo os valores na equação, tem-se:

$$499,5 = \left[\frac{\pi \cdot (D)^2}{4} \right] \cdot 8,6 \Rightarrow \frac{499,5}{8,6} = \left[\frac{\pi \cdot (D)^2}{4} \right] \Rightarrow 58,08 = \frac{\pi \cdot (D)^2}{4} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \pi \cdot (D)^2 = 58,08 \cdot 4 \Rightarrow (D)^2 = \frac{232,32}{\pi} \text{ (Obs: consideramos apenas o resultado positivo)}$$

$$\Rightarrow D = \sqrt{73,95} \Rightarrow D = 8,6 \text{ cm}$$

Dessa forma, você concluiu que entre as informações do motor, o valor de 10,2 cm estava incorreto, solicitando a correção do valor para 8,6 cm.

Faça valer a pena

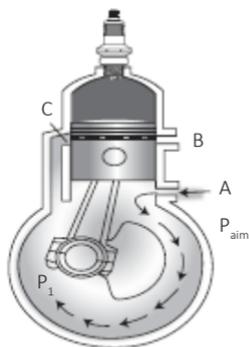
1. O motor de combustão interna é um tipo de _____, pois através da combustão que ocorre no motor obtém-se o _____ que é transformado em _____. Por sua vez, o _____ é obtido a partir de uma sequência de processos que ocorrem no _____ que participa diretamente da reação de combustão.

Assinale a alternativa que preenche corretamente as lacunas.

- a) Máquina térmica, calor, trabalho, trabalho, fluido ativo.
- b) Máquina térmica, trabalho, calor, calor, combustível.
- c) Máquina rotativa, calor, potência, trabalho, combustível.
- d) Máquina rotativa, trabalho, potência, calor, fluido ativo.
- e) Máquina alternativa, fluido, energia, calor, ar-combustível.

2. Nos motores alternativos a dois tempos (2T) de ignição por faísca, o ciclo completa-se com dois cursos do pistão, que corresponde a uma única volta do eixo do motor. Análogo ao motor 4T, os processos ocorrem da mesma maneira, no entanto alguns deles se sobrepõem num mesmo curso. Dada a figura a seguir:

Figura | Movimentos do pistão em motores alternativos



Fonte: adaptada de Brunetti (2012, p. 32).

Assinale a alternativa correta, quanto à análise da figura.

- a) A figura se refere ao pistão, no primeiro tempo, em um motor 2T de ignição por faísca.
- b) A figura se refere ao pistão, no segundo tempo, em um motor 2T de ignição por faísca.
- c) A figura se refere ao pistão, durante o tempo de escape, em um motor 4T.
- d) A figura se refere ao pistão, durante o tempo de admissão, em um motor 4T.
- e) A figura se refere ao pistão, durante o tempo de expansão, em um motor 4T.

3. Os motores de combustão interna são o tipo mais comum de motor devido à elevada obtenção de trabalho e alta eficiência. São classificados em motores alternativos, rotativos e de impulso. Em relação aos MCI, analise as afirmações a seguir:

- I. Nas turbinas a gás são utilizados os gases oriundos da reação de combustão para o seu acionamento.
- II. Os motores ciclo Otto com maior potência específica apresentam aumento da potência e torque, consequentemente apresentam o aumento da cilindrada total.
- III. A combustão que ocorre em um motor de combustão interna é uma reação química que ocorre entre qualquer material combustível (hidrocarboneto) e um oxidante (oxigênio) para formar um produto oxidado.

Assinale a alternativa correta.

- a) Apenas I está correta.
- b) Apenas II está correta.
- c) Apenas III está correta.
- d) Apenas I e III estão corretas.
- e) Apenas II e III estão corretas.

Ciclos termodinâmicos ideais e reais

Diálogo aberto

Na compra de um automóvel zero quilômetro ou usado, uma pergunta sempre é feita ao vendedor: “o carro é abastecido com gasolina, etanol ou é *flex*?” Você mesmo já pode ter feito essa indagação ou ouvido alguém fazê-la, uma pergunta absolutamente comum cuja resposta também é muito simples e direta. Mas hoje, como estudante de Engenharia, você já refletiu sobre todos os conceitos que envolvem essa questão? Pois bem, o combustível que alimenta um motor é um dos componentes do fluido ativo – a mistura do combustível com o comburente, que passa por diversos processos no motor. Portanto, se chegássemos em um posto de combustível e abastecêssemos nosso carro *flex* com diesel, certamente teríamos um grande problema. E se pensarmos em outros meios de transporte, como os aviões? O funcionamento dessas máquinas segue exatamente o mesmo que observamos nos automóveis? Certamente não, pois esses são exemplos de máquinas em que temos a utilização de turbinas a gás na propulsão dos aviões, devido à elevada densidade de potência, isto é, quando comparadas às máquinas com motores de combustão interna, as turbinas a gás geram maiores potências. Assim, vamos descobrir que para cada tipo de máquina fazemos uma associação a um determinado ciclo. Então vamos recordar: você é um engenheiro que trabalha em uma multinacional automobilística e faz parte de uma equipe responsável pela inspeção de uma linha de automóveis que apresenta alguns problemas relatados por consumidores insatisfeitos. Entre os problemas relatados está a emissão de fumaça preta que sai pelo escapamento. Mas qual a possível causa da emissão desta fumaça? Como é possível corrigir esse problema? Ao receber o catálogo de informações do motor, que trabalha em um ciclo Otto padrão ar, verificamos que a eficiência térmica do ciclo é igual a 63,4%, com relação de compressão (r_v) igual a 7,5 utilizando 1,5 para a constante k . Está correto o valor da eficiência térmica do ciclo? Como avaliar a veracidade da informação?

As soluções para esses questionamentos virão com a compreensão dos conteúdos que vamos estudar, como os ciclos reais traçados com um indicador de pressões, os diagramas de variação, os ciclos padrão a ar, ciclo Otto, ciclo diesel, ciclo misto e ciclo Brayton, e o estudo das propriedades de misturas, gases de combustão e solução dos ciclos por meio de rotinas computacionais. Para que você tenha sucesso e consiga propor soluções para os problemas apresentados, você deve ser curioso e muito persistente. Assim,

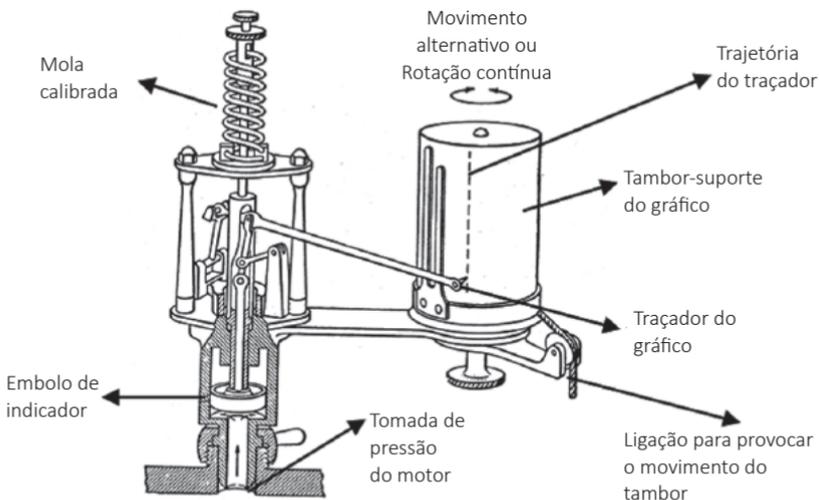
você compreenderá os ciclos termodinâmicos reais e teóricos e as propriedades dos ciclos de um motor.

Preparado? Bons estudos e seja perseverante.

Não pode faltar

Em um motor em funcionamento, o fluido ativo (FA) periodicamente passa por diversos processos físicos e químicos, dando origem ao que conhecemos como ciclo do motor. Entre os ciclos de um motor temos os ciclos reais, ciclo padrão a ar, ciclo Otto, ciclo diesel, ciclo misto e ciclo Brayton. Os ciclos reais recebem esse nome pois indicam as condições reais, isto é, as condições efetivas do motor que são fornecidas por indicadores de pressão e que podem ser visualizadas através de um diagrama p (*pressão*) \times V (*volume*). A Figura 1.10 apresenta um esquemático de um indicador mecânico de pressões.

Figura 1.10 | Esquema de um indicador mecânico de pressões

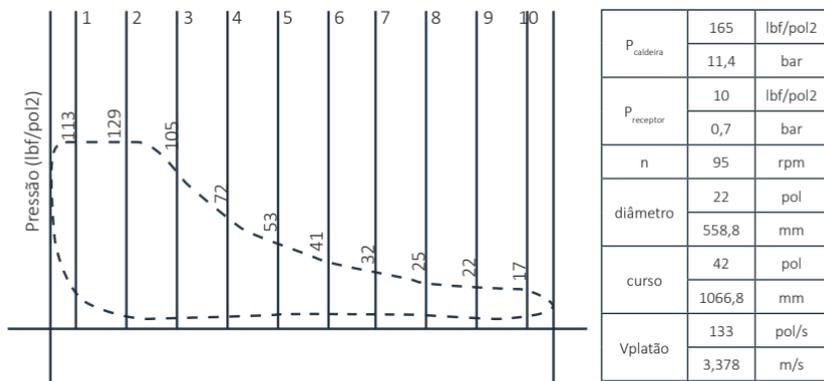


Fonte: Brunetti (2012, p. 72).

O indicador mecânico de pressão é constituído por um pequeno cilindro que é conectado ao cilindro do motor onde é tomada continuamente a pressão. No pequeno cilindro, devido à mola de calibração, o êmbolo de indicador realiza movimentos de translação proporcionais à pressão do cilindro do motor. Esses movimentos são transmitidos ao traçador do gráfico que possui uma ponta que traça um gráfico sobre o tambor; e este realiza um movimento sincronizado com o pistão ou eixo do motor. Por sua vez, o traçado do gráfico dependerá do movimento

do tambor que pode realizar um movimento alternativo (vaivém) em torno de seu eixo ou uma rotação contínua. A Figura 1.11 apresenta um gráfico traçado a partir do movimento de vaivém, que representa o diagrama $p - V$ do motor (referente a um único cilindro).

Figura 1.11 | Diagrama $p - V$ de indicador mecânico de pressão traçado a partir do movimento alternativo

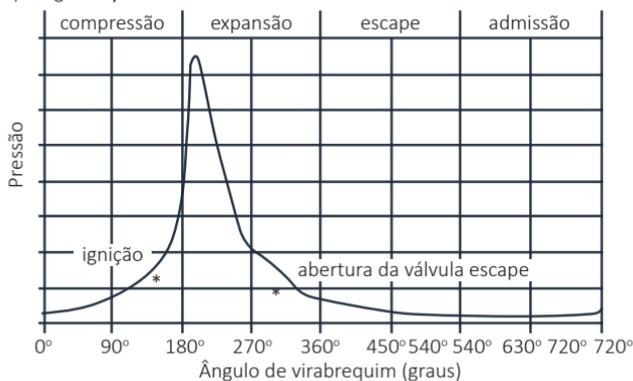


Fonte: Brunetti (2012, p. 73).

As limitações do indicador mecânico de pressão são superadas com a utilização de um indicador eletrônico de pressões, um diafragma metálico que utiliza transdutores pezoelétricos.

No caso da rotação, como o tambor gira continuamente, a sincronização é realizada com o eixo do motor, assim cada pressão terá correspondência com o ângulo percorrido pelo virabrequim, em relação à posição de PMS. Nesse caso, o gráfico traçado é denominado $p - \alpha$. A Figura 1.12 apresenta um diagrama $p - \alpha$ de um Motor de Ignição por Faísca (MIF) de quatro tempos (4T).

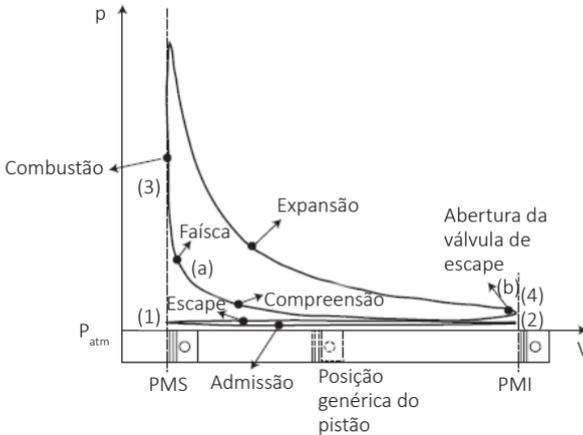
Figura 1.12 | Diagrama $p - \alpha$ de um MIF – 4T



Fonte: adaptada de Brunetti (2012, p. 82).

Já a Figura 1.13 apresenta o aspecto qualitativo de um diagrama $p - V$ real de um motor ciclo Otto (MIF).

Figura 1.13 | Diagrama $p - V$ real de um motor ciclo Otto a 4T



Fonte: Brunetti (2012, p. 80).

Interpretando as regiões do diagrama $p - V$ da Figura 1.13 temos:

(1)–(2) Admissão: o pistão é deslocado do PMS ao PMI com a válvula de admissão aberta, de maneira que o cilindro esteja em contato com o ambiente. A pressão em seu interior se mantém um pouco menor do que a pressão atmosférica e depende da perda de carga no sistema de admissão devido ao escoamento da mistura combustível-ar que é succionada pelo movimento do pistão (BRUNETTI, 2012, p. 80).

(2)–(3) Compressão: é fechada a válvula de admissão e a mistura aprisionada no cilindro é comprimida pelo pistão que se desloca do PMI ao PMS. Nesse trecho, observa-se a diminuição do volume do fluido ativo e ocorre o aumento da pressão. Antes do pistão atingir o PMS ocorre a liberação da faísca no ponto (a), e se observa um aumento rápido da pressão devido à combustão da mistura (BRUNETTI, 2012, p. 80).

(3)–(4) Expansão: após a combustão da mistura, o pistão é empurrado pela força da pressão dos gases, deslocando-se do PMS ao PMI e provocando o aumento do volume do fluido ativo (expansão) e a consequente redução de pressão. É nesse momento que o motor produz trabalho positivo (tempo útil).

(4)–(1) Escape: no ponto (b) é aberta a válvula de escapamento, e os gases, devido à alta pressão, escapam rapidamente até atingir uma pressão próxima a pressão atmosférica. O pistão é deslocado do PMI para o PMS expelindo os gases queimados contidos no cilindro e a pressão é mantida um

pouco maior do que a pressão atmosférica. Após alcançado o PMS, o ciclo é reiniciado pelo tempo de admissão.

Os indicadores utilizados nas indústrias fazem registros conforme apresentado na Figura 1.12, no entanto, por meios das Equações 1.7 (já apresentada anteriormente) e 1.9 obtém-se a conversão para o exemplo dado na Figura 1.13, possibilitando a análise do funcionamento.

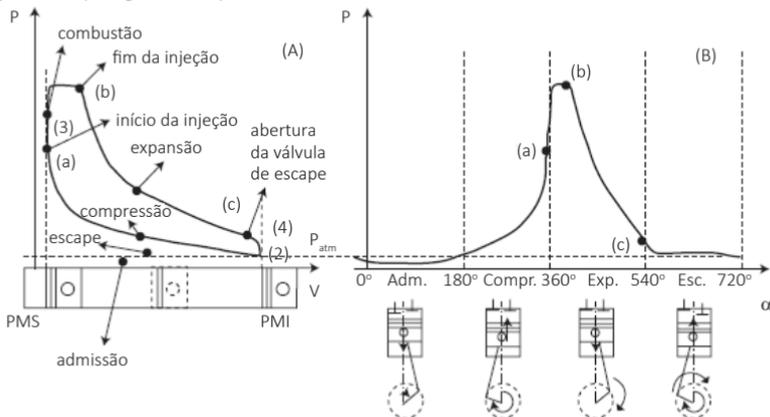
$$x = r(1 - \cos \alpha) + L \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{L} \right)^2 \cdot \text{sen}^2 \alpha} \right) \quad (1.7)$$

$$V_d = V_2 + x \cdot \frac{\pi}{4} \cdot Dp^2 \quad (1.9)$$

Onde: V_d é o volume deslocado do motor; V_2 é o volume morto ou volume da câmara de combustão, x é a distância para o pistão atingir o PMS, D é o diâmetro dos cilindros do motor, p é a pressão no cilindro.

Para um motor ciclo diesel a 4T, a Figura 1.14A apresenta o diagrama $p - V$ enquanto a Figura 1.14B apresenta o diagrama $p - \alpha$ correspondente.

Figura 1.14 | Diagramas de pressão no cilindro



Fonte: Brunetti (2012, p. 86).

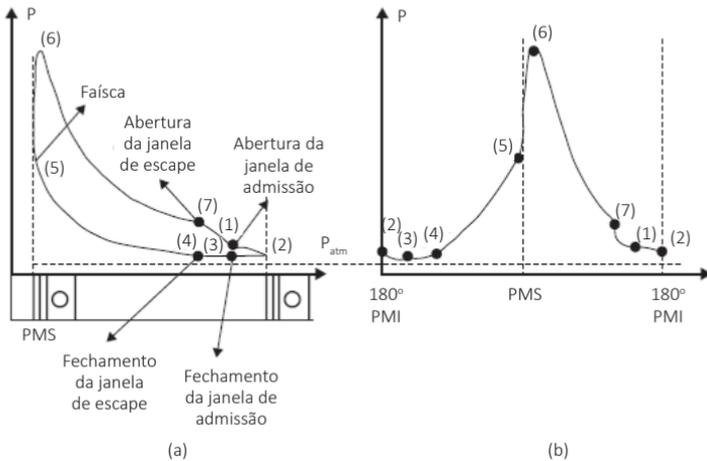
A partir da análise do diagrama $p - V$, para um motor ciclo diesel 4T da Figura 1.14A temos:

(1)–(2) Admissão: ocorre da mesma maneira (1) no motor ciclo Otto, no entanto, o fluido admitido é apenas ar; **(2)–(3) Compressão:** análoga ao observado no motor ciclo Otto, sendo que no ciclo diesel a pressão final é mais elevada devido à maior taxa de compressão necessária para ultrapassar a temperatura de autoignição (TAI) do combustível; **(3)–(4) Combustão e Expansão:** devido

à injeção do combustível de maneira controlada, do ponto (a) ao ponto (b) e da expansão simultânea (pela combustão, a pressão deveria aumentar e, devido à expansão, a pressão deveria diminuir), a pressão se mantém aproximadamente constante, formando o patamar do diagrama; **(4)–(1) Escape**: ocorre exatamente da mesma maneira que no motor ciclo Otto.

Por fim, na Figura 1.15 são apresentados os diagramas $p - V$ (a) e $p - \alpha$ (b) correspondentes, de um motor a 2T de ignição por faísca.

Figura 1.15 | Diagramas $p - V$ e $p - \alpha$ de um motor a 2T de ignição por faísca



Fonte: Brunetti (2012, p. 89).

Onde temos:

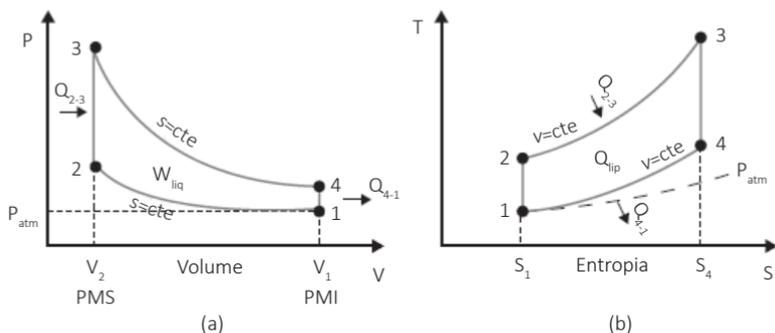
(1) É aberta a janela de admissão do cárter para o cilindro. A mistura comprimida pela parte inferior do pistão é empurrada para a parte superior; (2) o pistão se encontra no PMI; (3) é fechada a janela de admissão do cárter para o cilindro; (4) é fechada a janela de escape; (4)–(5) ocorre a compressão e liberação da faísca ao mesmo tempo em que se abre a janela de admissão para o cárter, onde se admite uma nova mistura; (5)–(6) combustão da mistura ar-combustível; (6)–(7) ocorre a expansão e o trabalho positivo do motor. É fechada a janela de admissão do cárter; (7) é aberta a janela de escape e em (1) novamente é aberta a passagem de admissão do cárter para o cilindro (BRUNETTI, 2012, p. 89).

Devido à complexibilidade do fluido ativo, os estudos dos ciclos reais tornam-se difíceis. Dessa forma, associa-se a cada ciclo real um ciclo padrão dentro de algumas hipóteses simplificadoras, que são: 1) O fluido ativo é o ar; 2) O ar é um gás perfeito, ideal; 3) Não ocorre admissão e escape, permitindo a aplicação da primeira lei da termodinâmica; 4) Os processos de

compressão e expansão são isoentrópicos, ou seja, adiabáticos e reversíveis; 5) A combustão é substituída pelo fornecimento de calor ao FA por meio de uma fonte quente; 6) É retirado o calor por uma fonte fria em um processo isocórico, para voltar às condições iniciais; 7) Todos os processos são considerados reversíveis (BRUNETTI, 2012, p. 96).

Adotadas as hipóteses apresentadas, a Figura 1.16 apresenta os diagramas $p - V$ (a) e $T - S$ (b) que representam o ciclo real do motor Otto.

Figura 1.16 | Diagramas $p - V$ e $T - S$ do ciclo Otto



Fonte: Brunetti (2012, p. 91).

Nos diagramas da Figura 1.16 os eixos das abcissas trazem as propriedades termodinâmicas extensivas (volume e entropia), isto é, propriedades que dependem do tamanho do motor, enquanto os eixos das ordenadas trazem as propriedades termodinâmicas intensivas (pressão e temperatura). As propriedades extensivas, quando divididas pela massa do sistema, são denominadas propriedades específicas e se tornam propriedades intensivas (BRUNETTI, 2012). Alguns exemplos são o volume específico (Equação 1.10), a energia interna específica (Equação 1.11), a entropia específica (Equação 1.12), o calor por unidade de massa (Equação 1.13) e o trabalho por unidade de massa (Equação 1.14).

$$v = \frac{V}{m} \quad (1.10)$$

$$u = \frac{U}{m} \quad (1.11)$$

$$s = \frac{S}{m} \quad (1.12)$$

$$q = \frac{Q}{m} \quad (1.13)$$

$$w = \frac{W}{m} \quad (1.14)$$

A partir da análise da Figura 1.16 temos:

(1) – (2) Compressão isoentrópica: no diagrama p - V é uma curva dada pela expressão $p \cdot V^k = cte$, onde k é a razão entre os calores específicos C_p e C_v do fluido ativo. Nesse diagrama, a área entre o processo e o eixo dos volumes são proporcionais ao trabalho realizado. Assim, a área $1-2-V_2-V_1$ da Figura 1.16a corresponde ao trabalho de compressão (W_{compr}), que é um trabalho negativo. Já no diagrama T - S (Figura 1.16b), a área entre o processo e o eixo dos volumes são proporcionais ao calor trocado, e a área abaixo da curva que representa o processo o adiabático 1-2 é nula, pois não ocorrerá a troca de calor.

(2)-(3) Fornecimento de calor: Q_{2-3} para o processo considerado isocórico e que simula o calor liberado na combustão. No diagrama T - S , a área $2-3-S_3-S_2$ é proporcional ao calor fornecido ao sistema, portanto, positiva (BRUNETTI, 2012).

(3)-(4) Expansão Isoentrópica: o trabalho positivo de expansão (W_{exp}) é dado pela área $3-4-V_1-V_2$.

(4) –(1) Retirada do calor do sistema: Q_{4-1} simula o calor rejeitado nos gases com a abertura da válvula de escape, provocando uma queda brusca da pressão. No diagrama T - S a área $4-1-S_4-S_1$ é proporcional ao calor rejeitado (BRUNETTI, 2012).

Outras variáveis podem ser obtidas através dos diagramas p - V e T - S como o trabalho do ciclo (W_c) (Equação 1.15) e o calor útil (Q_u) (Equação 1.16), que são representados pela área 1-2-3-4 interna do ciclo.

$$W_c = W_{\text{exp}} - W_{\text{compr}} \quad (1.15)$$

$$Q_u = Q_{2-3} - Q_{4-1} \quad (1.16)$$

Desprezando as variações de energia cinética e potencial, para um processo temos (Equação 1.17).

$$Q - W = U_{\text{final}} - U_{\text{inicial}} \quad (1.17)$$

Enquanto para um ciclo (Equação 1.18):

$$U_{\text{final}} - U_{\text{inicial}} \rightarrow Q_u = W_c \rightarrow W_c = Q_{2-3} - Q_{4-1} \quad (1.18)$$

A Equação 1.18 está de acordo com a segunda lei da termodinâmica. De acordo com a segunda lei, é impossível aproveitar todo calor fornecido por uma fonte quente, então definimos a eficiência térmica (η_t) a partir das equações 1.15 a 1.18:

$$\eta_t = \frac{W_c}{Q_{2-3}} = \frac{Q_{2-3} - Q_{4-1}}{Q_{2-3}} = 1 - \frac{Q_{4-1}}{Q_{2-3}} \quad (1.19)$$

A eficiência térmica do ciclo pode ser calculada pela Equação 1.20.

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}} \quad (1.20)$$

Onde k é a constante adiabática. Temos que para o ar, por exemplo, $k=1,4$.



Exemplificando

Dado um ciclo Otto padrão ar que tem uma relação de compressão de 9, temos que a compressão é iniciada a 32 °C e a pressão é de 100 kPa. Determine a eficiência térmica do ciclo, considerando que $k = 1,3$.

Resolução

De acordo com a Equação 1.20 temos:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}} = 1 - \frac{1}{9^{1,3-1}} \Rightarrow \eta_t = 0,483 \text{ ou } 48,3\%$$

A máxima eficiência térmica é calculada a partir da eficiência térmica do ciclo de Carnot. Nesse ciclo, o sistema que está executando o ciclo passa por uma série de quatro processos internamente reversíveis: dois processos adiabáticos alternados com dois processos isotérmicos. Assim, a eficiência térmica do ciclo de Carnot é dada pela Equação 1.21.

$$\eta_{\text{Carnot}} = 1 - \frac{Q_c}{Q_h} = 1 - \frac{T_c}{T_h} \quad (1.21)$$

Em que T_c e T_h são as temperaturas absolutas, respectivamente, da fonte fria e da fonte quente.

A pressão média do ciclo (p_{mc}) é a pressão aplicada constantemente na cabeça do pistão ao longo de um curso e é dada pela expressão 1.22, em que W_c é o trabalho do ciclo e V_{du} é a cilindrada unitária.

$$p_{mc} = \frac{W_c}{V_{du}} \quad (1.22)$$

Já potência de um ciclo (N_c) é o trabalho do ciclo por unidade de tempo. Em motores, a frequência relaciona-se com a rotação do eixo (n). Nos motores 2T e 4T é utilizada uma única expressão para o cálculo da potência (Equação 1.23).

$$N_c = W_c \cdot \frac{n}{x} \quad (1.23)$$

Na qual $x = 1$ para motores 2T e $x = 2$ para motores 4T.



Assimile

A partir da Equação 1.22 é possível obter o valor da potência, substituindo na equação 1.23 o valor de W_c :

$$N_c = \frac{p_{mc} \cdot V_d \cdot n}{x} \quad (1.24)$$

A pressão é uma propriedade intensiva, então, dessa forma é indiferente realizar o cálculo da potência do ciclo utilizando o trabalho de um ciclo com a cilindrada unitária (V_{du}) ou utilizando o trabalho de todo motor com a cilindrada do motor (V_d). A Equação 1.24 mostra que para motores semelhantes, a potência é uma função da cilindrada, isto é, do tamanho (cilindrada total) e da rotação.

No ciclo Diesel a única diferença em relação ao ciclo Otto se refere ao processo de fornecimento de calor ao fluido ativo que é admitido isobárico, ao invés de ser considerado isocórico. Dessa forma, as Equações 1.25 apresenta a eficiência do ciclo-padrão ar com adição de calor e pressão constantes:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{k} \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} \cdot \left[\frac{\left(\frac{T_3}{T_2} \right)^k - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1} \right] \quad (1.25)$$



Saiba mais

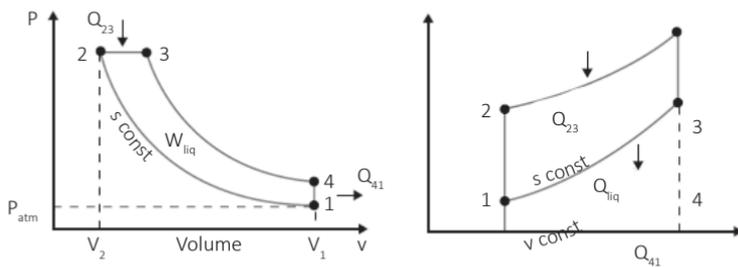
Nos estudos dos ciclos existem diversas relações matemáticas que nos auxiliam em diversos cálculos, como os calores específicos a volume e a pressão constante, cálculo da variação da energia interna específica do sistema, as relações para gás perfeito e trabalho do ciclo. Para conhecer essas e outras relações matemáticas, acesse o livro *Princípios da termodi-*

nâmica para engenharia, capítulo 2, páginas 31-44. Há diversas relações matemáticas revendo os conceitos mecânicos de energia. No entanto, nos capítulos 3 a 6 temos outras relações; vale a pena revê-las.

MORAN, M. J. et al. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2018.

Em uma mesma taxa de compressão, a eficiência térmica de um ciclo Otto é sempre maior do que a do ciclo diesel, isto é, a combustão que ocorre a um volume constante é mais eficiente do que quando ocorre a pressão constante (BRUNETTI, 2012). A Figura 1.17 apresenta os diagramas p - V e T - S do ciclo diesel.

Figura 1.17 | Diagramas p - V e T - S do ciclo diesel



Fonte: Brunetti (2012, p. 108).

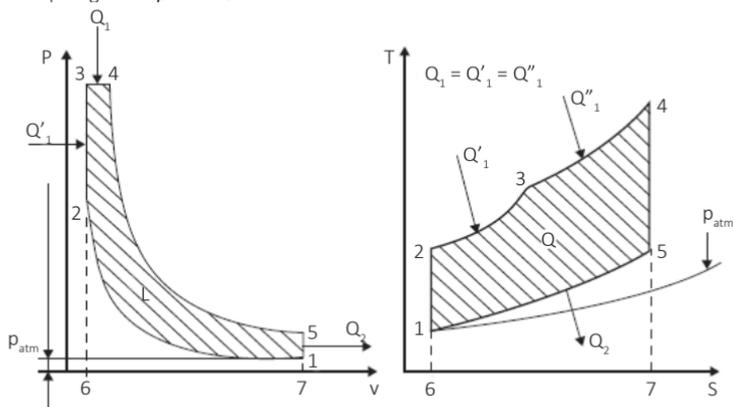
S Entropia

Na prática, os motores de ignição por faísca e os motores de ignição espontânea não funcionam, respectivamente, com combustão isocórica e combustão isobárica, já que em ambos os casos se observa uma subida rápida da pressão no início da combustão e um pequeno patamar. Assim, o ciclo misto (ou sabathé) considera essas características, tendo a expressão da eficiência térmica igual a:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}} \frac{\left(\frac{p_3}{p_2}\right)^k - 1}{\left(\frac{p_3}{p_2} - 1\right) + k \frac{p_3}{p_2} \left(\frac{v_4}{v_2} - 1\right)} \quad (1.26)$$

A Figura 1.18 apresenta os diagramas p - V e T - S do ciclo misto.

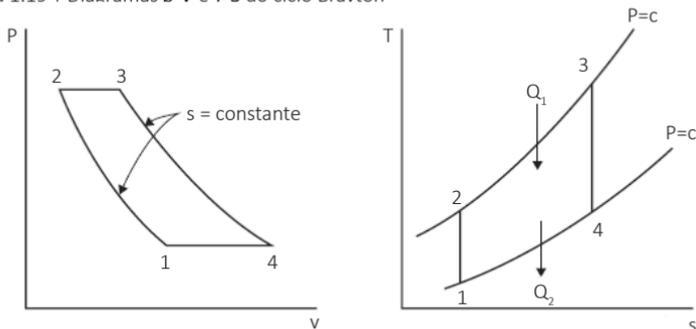
Figura 1.18 | Diagramas p - V e T - S do ciclo misto



Fonte: Brunetti (2012, p. 111).

O ciclo Brayton representa o ciclo simples da turbina a gás utilizando o compressor, a câmara de combustão e a turbina. Na construção do ciclo padrão a ar considera-se a compressão e a expansão isentrópicas, a combustão isobárica e no fechamento do ciclo admite-se a existência de mais um processo considerado isobárico, como mostra a Figura 1.19.

Figura 1.19 | Diagramas p - V e T - S do ciclo Brayton



Fonte: Brunetti (2012, p. 116).

A eficiência térmica do ciclo Brayton é dada por:

$$\eta_t = 1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 1 - \frac{1}{r_p^{\frac{k-1}{k}}} \quad (1.27)$$

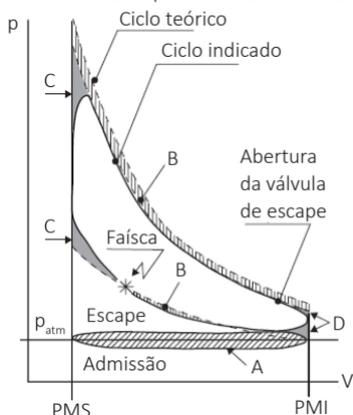
Em que r_p é a relação de pressões (ou taxa de pressões).

A partir do estudo dos ciclos é possível determinar as propriedades de misturas e gases de combustão por rotinas computacionais, por exemplo, a mistura que apresenta excesso de combustível produz uma fumaça preta,

uma vez que o excesso é queimado no escapamento que se encontra aquecido. Assim, nesse tipo de estudo, deve ser considerada a composição do fluido ativo que pode ser constituído de ar, combustível, gases residuais e umidade. Dessa forma, algumas rotinas computacionais foram desenvolvidas possibilitando a obtenção das propriedades termodinâmicas dos gases que fazem parte do FA (BRUNETTI, 2012).

Apesar das melhorias dos estudos por rotinas computacionais, os diagramas teóricos ainda apresentam valores pouco distantes dos valores reais. Dessa maneira, é pertinente apresentar uma comparação entre o ciclo Otto padrão a ar e o ciclo do motor de ignição por faísca. A Figura 1.20 apresenta uma superposição de um ciclo Otto com o real corresponde, ou seja, mesma r_v , mesmo V_1 e mesma quantidade de calor adicionada ao ciclo.

Figura 1.20 | Superposição de um ciclo Otto padrão de ar com o real



Fonte: Brunetti (2012, p. 137).

Em **A (admissão e escape)** esses processos não comparecem no ciclo teórico e a área entre os dois é constituída por um trabalho negativo que é utilizado para a troca do fluido no cilindro. Em caso de dutos de admissão e escapamento bem dimensionados, o motor em plena aceleração deverá apresentar essa área praticamente desprezível (BRUNETTI, 2012). Em **B (perdas de calor)** no ciclo teórico, os processos de compressão e expansão são tomados como isoentrópicos, enquanto no ciclo real essas perdas de calor são sensíveis. Cabe ressaltar que na compressão não existe uma diferença significativa entre os ciclos teórico e real. Porém, na expansão, se o gradiente de temperatura entre o cilindro e o meio for muito grande, os dois processos se afastarão sensivelmente. Em **C (perda por tempo finito de combustão)** no ciclo teórico considera-se a combustão instantânea, enquanto no ciclo real a combustão ocorre em um determinado tempo em relação à velocidade do pistão. Em **D (perdas pelo tempo finito de abertura da válvula de**

escapamento) no ciclo teórico o escape é substituído pela expansão isocórica, onde é cedido calor para o reservatório frio, enquanto no ciclo real, na válvula de escapamento, o tempo necessário para a saída dos gases sob pressão é finito, fazendo-se necessário abrir a válvula com antecedência. Estima-se que o trabalho do ciclo real seja da ordem de 80% do trabalho realizado no ciclo padrão a ar correspondente (BRUNETTI, 2012).



Refleta

A comparação dos ciclos reais e teóricos apresentada na Figura 1.20 destina-se ao ciclo Otto padrão a ar e ao ciclo do motor de ignição por faísca. Esses conceitos introduzidos poderiam ser adaptados à comparação de qualquer um dos ciclos reais com os seus respectivos ciclos teóricos correspondentes?

Sem medo de errar

Como engenheiro de uma multinacional automobilística, você e sua equipe foram acionados para identificar as causas de problemas relatados por consumidores insatisfeitos com a aquisição do automóvel recém-lançado no mercado brasileiro. Nesse momento, vocês estão trabalhando para identificar a razão da emissão de fumaça preta que sai pelo escapamento. Mas qual a possível causa da emissão da fumaça preta? Como é possível corrigir esse problema? Adicionalmente, ao verificar as informações técnicas do motor – ciclo Otto padrão ar; eficiência térmica do ciclo de 63,4%, com relação de compressão (r_v) igual a 7,5 utilizando 1,5 para a constante k , é possível avaliar a veracidade da informação? Como proceder?

A partir do estudo dos ciclos por rotinas computacionais, por exemplo, a simulação para a mistura combustível-ar, é possível avaliar as propriedades de misturas e gases de combustão. Pode-se concluir, a partir da simulação por uma rotina computacional, que a mistura possui excesso de combustível e não ocorre o consumo completo na câmara de combustão. Dessa forma, o excesso de combustível é queimado no escapamento (que se encontra aquecido), resultando na formação/emissão de uma fumaça preta. Para solucionar o problema, a composição do fluido ativo é estudada e corrigida para não haver o excesso de combustível.

Em relação aos dados técnicos do motor, a eficiência térmica do ciclo pode ser calculada pela equação:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}} \quad \text{onde temos } r_v = 7,5 \text{ e } k = 1,5.$$

Substituindo na equação temos:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}} = 1 - \frac{1}{7,5^{1,5-1}} \Rightarrow \eta_t = 0,635 \text{ ou } 63,5\%$$

Dessa forma, conclui-se que o valor da eficiência térmica do ciclo na ficha de dados técnicos do motor está correto.

Avançando na prática

Análise de um motor Otto padrão a ar

Descrição da situação-problema

Atuando como engenheiro em uma indústria automobilística, você é responsável por verificar os motores que são fabricados por uma empresa parceira. Na ficha técnica de um motor, constam as seguintes informações:

motor Otto a 4T, $V_d = 1540 \text{ cm}^3$ a 3200 rpm; $W_c = 4,7 \text{ kJ}$; $r_v = 8$;

$T_{i(\text{compres})} = 30^\circ\text{C}$; $P_{i(\text{compres})} = 110 \text{ kPa}$ e $k = 1,3$. Seu gestor solicitou que você analise as informações e calcule os valores da eficiência térmica e da potência do ciclo. Com base nessas informações, como é possível chegar nos resultados solicitados?

Resolução da situação-problema

Para o cálculo da eficiência térmica do ciclo sabemos que:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}}$$

Dessa forma, substituindo na equação os valores fornecidos temos:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}} = 1 - \frac{1}{8^{1,3-1}} \Rightarrow \eta_t = 0,464 \text{ ou } 46,4\%$$

Portanto, a eficiência térmica do ciclo é igual a 46,4% .

Para o cálculo da potência do ciclo temos:

$$N_c = W_c \cdot \frac{n}{x}$$

Dessa forma, substituindo na equação os valores fornecidos temos:

$$N_c = W_c \cdot \frac{n}{x} = 4,7 \cdot \frac{3200}{2 \cdot 60} = 125,3 \text{ kW}$$

Sabendo que cavalo vapor é igual $(CV) = 0,73551 \text{ kW}$, temos:

$$N_c = \frac{125,3}{0,73551} = 170 \text{ CV}$$

Portanto, a potência do ciclo é igual a 170 CV.

Faça valer a pena

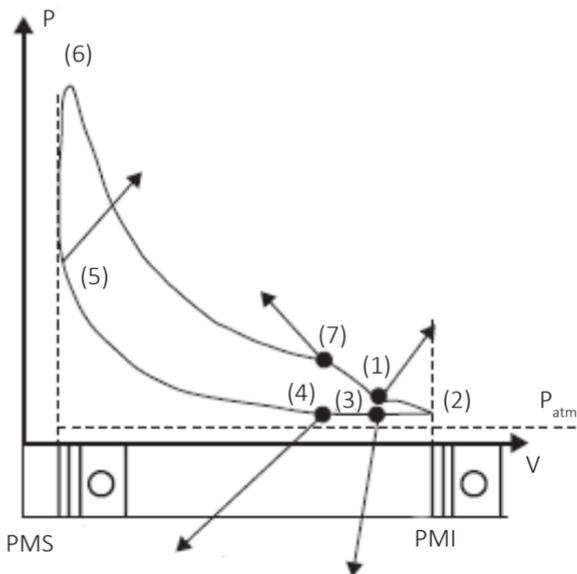
1. Em um motor em funcionamento, o fluido ativo (FA) periodicamente passa por diversos processos físicos e químicos, dando origem ao que conhecemos como ciclo do motor. Entre os ciclos de um motor temos os ciclos reais, ciclo padrão a ar, ciclo Otto, ciclo diesel, ciclo misto e ciclo Brayton. Os ciclos reais recebem esse nome pois indicam as condições reais, isto é, as condições efetivas do motor que são fornecidas por indicadores de pressão.

Sobre o funcionamento dos indicadores mecânicos de pressão, assinale a alternativa correta:

- a) No indicador mecânico de pressão, o cilindro menor com um pequeno êmbolo assume movimentos de rotação proporcionais à pressão existente no pistão do motor.
- b) O indicador mecânico de pressão é constituído por um pequeno cilindro que é conectado ao cilindro do motor, onde é tomada continuamente a pressão.
- c) O tipo de gráfico traçado pelo indicador mecânico de pressão independe do movimento do tambor, que realiza um movimento de vaivém em torno de seu eixo.
- d) Quando o tambor realiza o movimento de rotação contínua, a sincronização é realizada com o eixo do motor, de maneira que cada velocidade terá uma pressão correspondente.
- e) Para o tambor, ao realizar o movimento de rotação contínua, a amplitude de seu movimento será proporcional ao curso do pistão, sincronizada com a posição do riscador.

2. No motor a 2T de ignição por fâisca é difícil associar os processos e eventos aos cursos do pistão, uma vez que alguns deles ocorrem concomitantemente. Dada a figura a seguir:

Figura | Diagrama p-V de um motor de ignição por faísca a 2T



Fonte: adaptada de Brunetti (2012, p. 89).

Assinale a alternativa que corresponde a etapa (4)

- a) Abertura da janela de admissão.
- b) Fechamento da janela de admissão.
- c) Abertura da janela de escape.
- d) Fechamento da janela de escape.
- e) Liberação da faísca.

3. Apesar das melhorias dos estudos por rotinas computacionais, os diagramas teóricos ainda apresentam valores pouco distantes dos valores reais. Dessa maneira, é pertinente realizar comparações. A figura a seguir apresenta a comparação entre o ciclo Otto padrão a ar e o ciclo do motor de ignição por faísca.

Figura | Superposição de um ciclo Otto padrão de ar com o real



Fonte: Brunetti (2012, p. 137).

Analise as afirmações a seguir sobre a superposição de um ciclo Otto padrão de ar com o real:

- I. O motor em plena aceleração deverá apresentar a área (admissão e escape) praticamente desprezível.
- II. Em B (perdas de calor) no ciclo teórico, os processos de compressão e expansão são tomados como isoentrópicos.
- III. Em C (perda por tempo finito de combustão) no ciclo teórico, considera-se a combustão instantânea.
- IV. Em D (perdas pelo tempo finito de abertura da válvula de escapamento) no ciclo teórico, o escape é substituído pela expansão isocórica, onde é cedido calor para o reservatório frio.

A partir das afirmações, assinale a alternativa correta:

- a) Somente I está correta.
- b) Somente III e IV estão corretas.
- c) I, II, III e IV estão corretas.
- d) I, II e IV estão corretas.
- e) II, III e IV estão corretas.

Propriedades e curvas características de motores

Diálogo aberto

Em nosso país, muitos são os amantes por carros de alta performance como os modelos da Ferrari e as Lamborghinis. No entanto, apesar de muitos admirarem essas verdadeiras máquinas, o valor desses automóveis cabe no bolso de uma pequena parcela da população brasileira. Dependendo da região em que morarmos é muito raro visualizarmos no trânsito uma Ferrari, por exemplo; já em grandes centros e metrópoles a probabilidade de ouvirmos o ronco do motor de um desses automóveis de luxo é mais comum. Esses carros chamam a atenção não somente pela beleza e acessórios, mas principalmente pela performance. Para se ter uma ideia, um automóvel popular com motor 1.0 acelera de 0 a 100 km/h em 15,2 segundos e atinge uma velocidade máxima de pouco mais de 150 km/h, enquanto uma Lamborghini Aventador, por exemplo, acelera de 0 a 100 km em 2,9 segundos, atingindo uma velocidade máxima de 350 km/h. Mas entre os carros populares e os de alta performance, você consegue imaginar pontos em comum? Pois bem, tanto no projeto de um motor 1.0 quanto em um motor de alta performance é necessário que o engenheiro domine alguns dos conteúdos que vamos estudar ao longo dessa seção.

Portanto, é hora de recordar: como engenheiro de uma indústria automobilística, você e sua equipe foram acionados para identificar as causas de alguns problemas relatados por clientes insatisfeitos que adquiriam o último modelo de um automóvel lançado no mercado. Após identificar trincas em um componente do motor e problemas na mistura ar-combustível, o último problema relatado pelos consumidores foi a perda de potência do motor. Após ter submetido o motor de 4T ciclo Otto ao ensaio com dinamômetro de 0,8 m de braço a 5000 rpm, você obteve os seguintes dados: potência indicada ($N_i = 203 \text{ CV}$), indicação de uma força de 54 kgf e consumo específico ($C_e = 0,240 \text{ kg/CV}\cdot\text{h}$ ou $0,326 \text{ kg/kW}\cdot\text{h}$). Por meio dos dados do ensaio, é possível obter o valor da potência efetiva e a eficiência mecânica do motor? Como você deverá conduzir esses cálculos? Quais variáveis devem ser consideradas? Como essas variáveis de um motor podem ser apresentadas?

Para responder a essas questões vamos abordar o funcionamento dos dinamômetros hidráulicos e elétricos, assim como estudar as propriedades do motor: potência, consumo específico e relações envolvendo pressão média. Além disso, vamos aprender a determinar a potência de atrito e as

curvas características dos motores. Ao final do estudo desta seção, você terá compreendido a importância de avaliar as propriedades dos motores pelo levantamento de suas características.

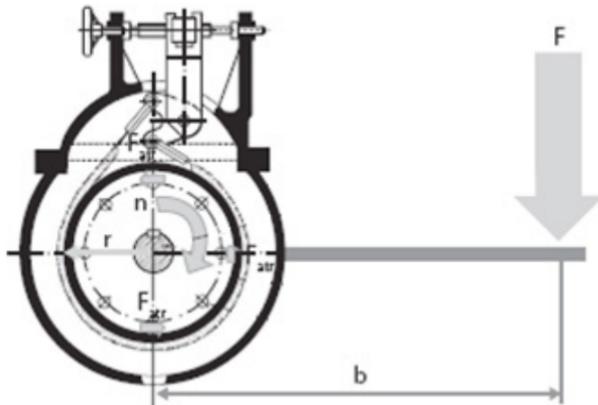
Portanto, seja dedicado, persistente e curioso.

Bons estudos!

Não pode faltar

Os estudos de motores de combustão interna são importantes para conhecermos as suas características de desempenho ou torná-los mais eficientes. Para obtermos tais informações, utilizamos um conjunto de propriedades que nos fornece dados sobre suas condições, que possibilitam caracterizá-lo individualmente. O desempenho de um motor pode ser avaliado por duas grandezas: a partir do torque (T) e pela potência (N). O freio de Prony (Figura 1.21) é um dispositivo utilizado para a compreensão do funcionamento de todos os dinamômetros, pelos quais é possível obter os valores de torque e potência do motor.

Figura 1.21 | Freio de Prony



Fonte: adaptada de Brunetti (2012, p. 155).

Ao apertar a cinta do freio sobre o rotor, é aplicada uma força de atrito (F_{atr}) sobre o dispositivo, obtendo-se uma situação de equilíbrio dinâmico com $\omega = \text{constante}$. Nessa situação, o torque produzido pelo motor será equilibrado pelo torque resistente produzido por $r \cdot F_{atr}$. Assim, temos que o torque (T) em MCI nada mais é que o momento torçor médio positivo. O momento varia porque a força de pressão F resultante no pistão depende da posição angular na manivela. Como F é função da pressão gerada pela combustão (que é função da rotação e da massa de mistura combustível-ar disponibilizada), podemos dizer que o torque

varia com a rotação e com a carga é dado pela Equação 1.28:

$$T = F_{at} \cdot r \quad (1.28)$$

A partir do princípio da ação e reação (terceira lei de Newton) tem-se que a força de atrito se transmite em sentido contrário ao movimento do rotor, logo:

$$F_{atr} \cdot r = F \cdot b \quad (1.29)$$

Onde r é o raio do volante; F é a força de ação do braço b do freio sobre o medidor de força (dinamômetro). Dessa forma, conhecido o comprimento de b e força obtida no medidor, é possível obter o torque no eixo do motor (Equação 1.30) quando a velocidade angular é mantida constante:

$$T = F \cdot b \quad (1.30)$$

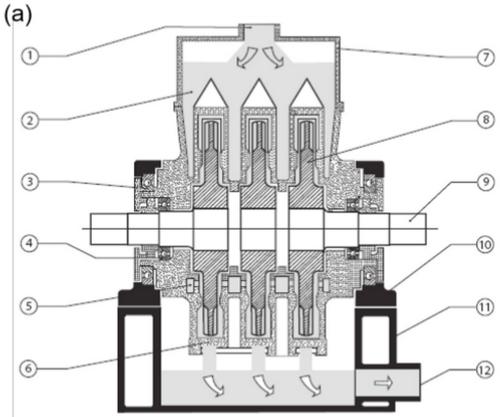
Já para o cálculo da potência disponível, também denominada potência efetiva (N_e), que é definida como a potência medida no eixo do motor, podemos utilizar a Equação 1.31:

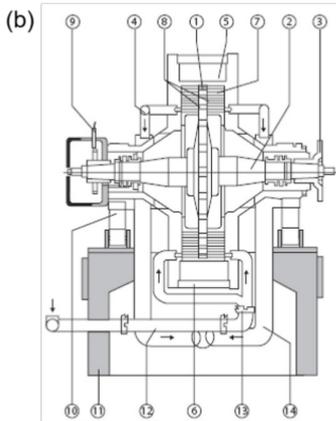
$$N_e = \omega \cdot T = (2\pi \cdot n) \cdot T = 2\pi \cdot n \cdot F \cdot b \quad (1.31)$$

Onde n é o número de rotações.

Na prática, a utilização do freio de Prony é limitada devido à difícil dissipação de calor, sendo os freios dinamométrico hidráulicos e elétricos os mais utilizados. O princípio de funcionamento desses dinamômetros é muito parecido com o freio de Prony, diferindo apenas no tipo de frenagem. Nos dinamômetros hidráulicos é utilizado o atrito cisalhante da água contra a carcaça, enquanto que nos dinamômetros elétricos utilizam-se os esforços gerados por campos elétricos ou magnéticos (BRUNETTI, 2012). A Figura 1.22 apresenta exemplos de esquemáticos de dinamômetros hidráulico (a) e elétrico (b).

Figura 1.22 | Esquemáticos dinamômetros (a) hidráulico e (b) elétrico





Legenda: (a) (1) Entrada de água; (2) Duto de alimentação; (3) Mancal de balanço; (4) Mancal do rotor; (5) Suporte de montagem; (6) Saída de água; (7) Estator; (8) Rotor; (9) Eixo principal; (10) Engrenagem de ajuste da abertura da válvula de água; (11) Base; (12) Descarga de água.

(b) (1) Rotor; (2) Eixo principal; (3) Flange de acoplamento; (4) Saída de água; (5) Bobina; (6) Estator; (7) Câmara de resfriamento; (8) Folga entre rotor e estator; (9) Sensor de rotação; (10) Molas; (11) Base; (12) Entrada de água; (13) Articulação e (14) Tubo de descarga.

Fonte: adaptada de Brunetti (2012, p. 159 e 161).a



Saiba mais

Quer saber mais sobre os dinamômetros hidráulicos e elétricos? Acesse o material a seguir, intitulado *Dinamômetros Hidráulicos*. Nas páginas 1 a 5 temos uma introdução sobre esses equipamentos. No entanto, no restante do material é possível conhecer mais aspectos envolvidos na construção e funcionamentos dos dinamômetros.

PERFECTUM SERVIÇOS DE ENGENHARIA. **Dinamômetros Hidráulicos**. Rio de Janeiro, [s.d.].

A partir de informações dos dinamômetros é possível obter a potência efetiva (Equação 1.32) como:

$$N_e = K \cdot F \cdot n \quad (1.32)$$

Onde K é uma constante do dinamômetro cujo o valor é uma função das unidades de F , de n e da unidade que se pretende obter N_e .

A potência indicada (N_i), que é a potência desenvolvida pelo ciclo termodinâmico do fluido ativo (FA), pode ser obtida pela equação 1.33.

$$N_i = W_i \cdot \frac{n}{x} \cdot z \quad (1.33)$$

Onde n = rotação do motor; $x = 1$ e 2 , respectivamente, para motores 2T e 4T e z = número de cilindros do motor.

A potência indicada também pode ser obtida por meio da relação com a potência de atrito (N_a) onde:

$$N_i = N_e + N_a \quad (1.34)$$



Assimile

É importante ficar atento às unidades e equivalências. Utilizando n em rps e T em Nm vamos obter a potência em W (Watt) que dividido por 1.000 será kW (quilowatt). Assim, lembre-se que $1 CV = 0,73551 kW$, $1 HP$ (horse power) = $1,014 CV$, logo temos que $1 HP = 0,7458 CV$.

O motor de combustão interna é uma máquina térmica, dessa forma a potência é proveniente do calor produzido na combustão da mistura ar-combustível. Assim:

$$\dot{Q} = \dot{m}_c \cdot PCI \quad (1.35)$$

Em que \dot{Q} é calor fornecido por unidade de tempo (fluxo de calor) pela combustão, disponível (que é dado geralmente em $kcal/s$, $kcal/h$, CV , MJ/s , kW , etc.); \dot{m}_c é o consumo, fluxo ou vazão em massa, PCI é o poder calorífico inferior do combustível. A Tabela 1.2 apresenta o poder calorífico de alguns combustíveis inferior.

Tabela 1.2 | Poder calorífico inferior

Propriedades	Combustível				
	Diesel	Etanol hidratado	Metanol	Gasolina E22	
Massa específica (kg/L)	0,84	0,81	0,80	0,74	
PCI	(kcal/kg)	10.200	5.970	4.760	9.400
	(kcal/L)	8.568	4.836	3.808	6.956
TAI (°C)	250	420	478	400	

Fonte: Brunetti (2012, p. 178).

Como exige a segunda lei da termodinâmica, nem todo calor é transformado em trabalho, assim define-se a eficiência térmica (η_t) como:

$$\eta_t = \frac{N_i}{\dot{Q}} \quad (1.36)$$

A eficiência global ou eficiência térmica efetiva (η_g) é dada pela expressão:

$$\eta_g = \frac{N_e}{\dot{Q}} \quad (1.37)$$

Já a eficiência mecânica pode ser calculada pela Equação 1.38:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \quad (1.38)$$

A partir da Equação 1.36 até a 1.39, podemos concluir que a eficiência global é igual a:

$$\eta_g = \eta_t \cdot \eta_m \quad (1.39)$$

Assim, a partir das equações anteriores observa-se a proporcionalidade entre a potência efetiva do motor e o consumo de ar, dada pela equação 1.40.

$$N_e = \dot{m}_c \cdot PCi \cdot \eta_i \cdot \eta_m \quad (1.40)$$

Outra relação importante é o consumo específico (C_e), que é a relação entre o consumo de combustível e a potência efetiva, dada pela equação 1.41:

$$C_e = \frac{\dot{m}_c}{N_e} \quad (1.41)$$

A potência efetiva é aferida no dinamômetro, enquanto o consumo de combustível pode ser medido por gravimetria ou volumetria.

No ciclo termodinâmico do fluido ativo (FA) de um MCI, o trabalho pode ser obtido:

$$W_i = \oint p dV \quad (1.42)$$

Onde o W_i é o trabalho indicado e corresponde à área do ciclo desenhada pelo diagrama p-V.

Assim, a pressão média do ciclo ou pressão média indicada é definida como sendo uma pressão que, aplicada constantemente na cabeça do pistão ao longo do curso de expansão, produzirá o mesmo trabalho do ciclo (BRUNETTI, 2012). Dessa forma, algebricamente temos:

$$W_i = \oint p dV = p_{mi} \cdot A \cdot s = p_{mi} \cdot V \quad (1.43)$$

$$p_{mi} = \frac{W}{V}$$



Pesquise mais

Para aprofundar nos estudos de potência e pressões médias de um motor de combustão interna, acesse o material disponível em: LODETTI, J. C. **Potência e pressões médias de um motor de combustão**. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Departamento Acadêmico de Mecânica. Curitiba, [s.d.]. Os slides 1 a 13 apresentam os conceitos de potência e pressões médias de um motor de combustão.

As partes móveis de um motor experimentam impacto por atrito de acordo com as características de cada motor. Dessa forma, é muito importante compreendermos alguns métodos de determinar a potência de atrito (N_a). Uma das maneiras é acionando o motor de combustão interna desligado por meio de dinamômetro que atua como um motor elétrico. No

entanto, os valores obtidos de N_a são comprometidos pela ausência de combustão. Outro método utilizado é o Teste de Morse, quando se utiliza um freio convencional e é aferida a potência efetiva do motor; posteriormente, desliga-se um cilindro e a potência indicada diminui proporcionalmente a potência que era desenvolvida por esse cilindro desligado. Dessa forma, têm-se z medidas na mesma rotação, devido à utilização do dinamômetro.



Exemplificando

Admitindo-se atritos iguais em todos cilindros de um motor com quatro cilindros, temos:

$$N_{e_1} = N_{i_{2,3,4}} - N_a \text{ (cilindro 1 desligado); } N_{e_2} = N_{i_{1,3,4}} - N_a \text{ (cilindro 2 desligado);}$$

$$N_{e_3} = N_{i_{1,2,4}} - N_a \text{ (cilindro 3 desligado); } N_{e_4} = N_{i_{1,2,3}} - N_a \text{ (cilindro 4 desligado)}$$

Somando as expressões temos:

$$\sum_{j=1}^4 N_{e_j} = 3N_i - 4N_a$$

$$\sum_{j=1}^4 N_{e_j} = 3(N_e + N_a) - 4N_a$$

$$N_a = 3N_e - \sum_{j=1}^4 N_{e_j}$$

Assim, para um motor z cilindros, temos:

$$N_a = (z-1)N_e - \sum_{j=1}^z N_{e_j} \quad (1.44)$$

Outro teste utilizado, a Reta de Willan, é aconselhado somente para motores a diesel (BRUNETTI, 2012), e se baseia na expressão:

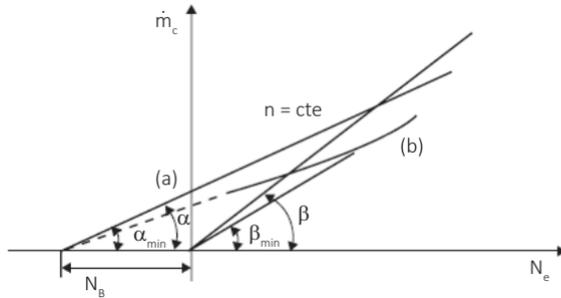
$$N_i = \dot{Q} \cdot \eta_i = \dot{m}_c \cdot PCi \cdot \eta_i \quad (1.45)$$

Nos motores a diesel temos praticamente a combustão completa, portanto, considera-se η_i constante. Nessas condições, temos: $N_i = K \cdot m_c$, portanto, $N_e = K \cdot m_c - N_a$. Assim, no gráfico $N_e = f(m_c)$ (Figura 1.23) a reta que intersecciona o eixo N_e em N_a e que permite a determinação da potência de atrito é dada pela expressão $N_e = K \cdot m_c - N_a$.

O ponto (a) da Figura 1.23 representa a menor quantidade possível de combustível para manter o motor em movimento na rotação dada. A partir da $tg\alpha = \frac{1}{PCi \cdot \eta_i}$ e de acordo com o combustível, a inclinação da reta é tanto maior quanto menor for menor a eficiência térmica, assim como a inclinação da reta também aumenta com a diminuição do PCi. Já para uma reta traçada a

partir da origem, tem-se $tg\beta = \frac{1}{PCI \cdot \eta_g}$. Logo, para um determinado combustível, a $tg\beta$ é inversamente proporcional à eficiência global do motor. Assim, o ponto (b) corresponde ao valor máximo da eficiência global do motor.

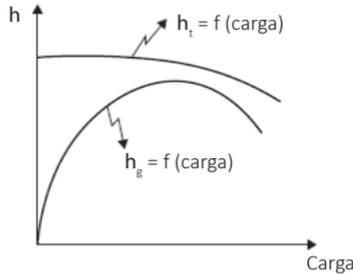
Figura 1.23 | Reta de Willan para a determinação de potência de atrito para um motor diesel



Fonte: Brunetti (2012, p. 195).

Dadas as considerações sobre a eficiência térmica e global para um motor Diesel, pode-se concluir que a variação qualitativa das eficiências é representada de acordo com o gráfico da Figura 1.24.

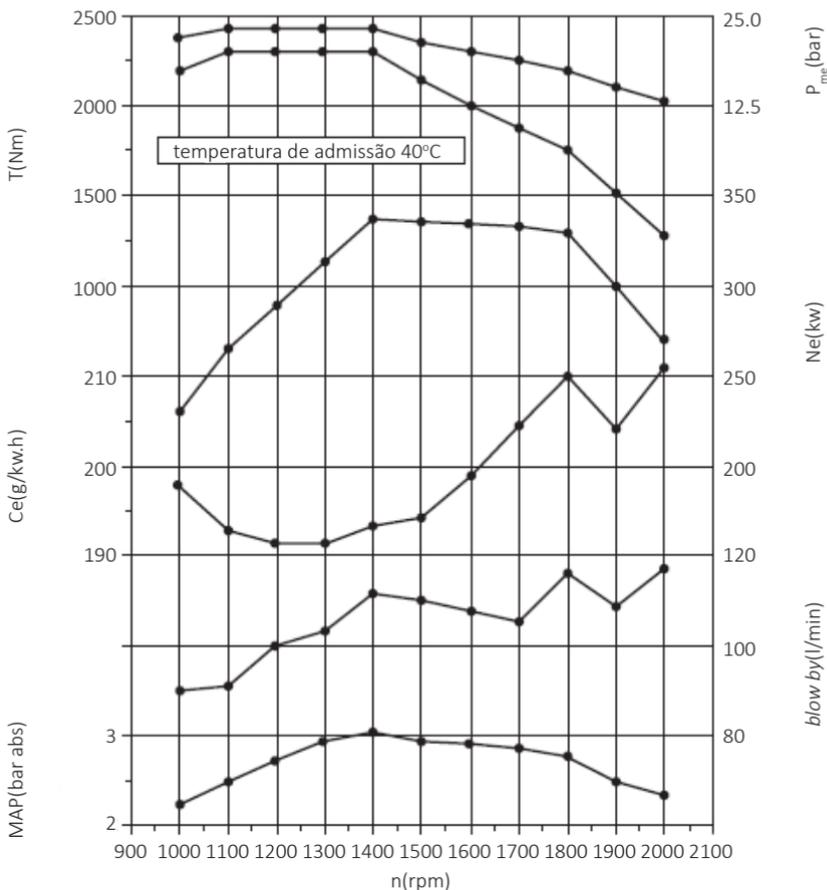
Figura 1.24 | Variação qualitativa das eficiências térmica e global para um motor diesel



Fonte: Brunetti (2012, p. 195).

A partir de alguns ensaios realizados é possível construir curvas características que trazem como as propriedades dos motores variam em função das condições de funcionamento. Entre essas curvas, as mais usuais são as curvas a plena carga de N_e , T_e e C_e em função da rotação, como mostra a Figura 1.25.

Figura 1.25 | Curvas características de um motor



Fonte: Brunetti (2012, p. 196).

A partir da análise do gráfico é possível verificar que o torque aumenta à medida que aumenta a eficiência de enchimento do cilindro (η_v), o aproveitamento do calor fornecido ao ciclo (η_t) e aproveitamento desses efeitos no eixo (η_m). Assim, na rotação que se obtém o máximo produto ($\eta_v \cdot \eta_t \cdot \eta_m$), tem-se o valor máximo de torque e a máxima p_{m_e} . A partir do valor máximo de torque, o trabalho indicado diminui sendo compensado pelo aumento da rotação, o que mantém o crescimento da potência. No entanto, a partir de uma determinada rotação a potência cai, uma vez que o aumento da rotação não é mais suficiente para compensar a diminuição de trabalho indicado. Já consumo específico será mínimo na condição em que $\eta_t \cdot \eta_m = \eta_g$ for máximo (BRUNETTI, 2012). Sabendo que $N_e = 2\pi \cdot n \cdot T$ temos que:

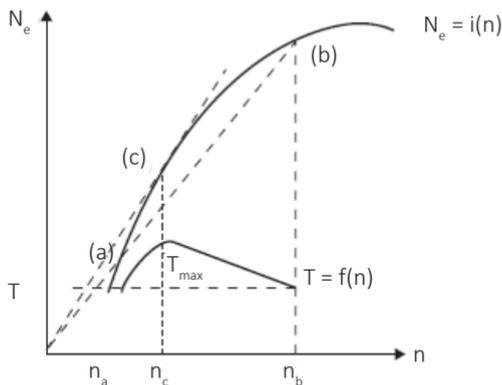
$$T \propto \frac{N_e}{n} \quad (1.46)$$

Dada a Figura 1.26, traçando-se uma reta a partir da origem com ângulo entre o eixo das abscissas igual a β temos:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}\beta &= \frac{N_e}{n} \quad (1.47) \\ \therefore \operatorname{tg}\beta &\propto T \end{aligned}$$

A Figura 1.26 apresenta o gráfico com as retas polares para a determinação do torque sobre a curva de potência.

Figura 1.26 | Retas para determinação do torque sobre a curva de potência



Fonte: Brunetti (2012, p. 197).

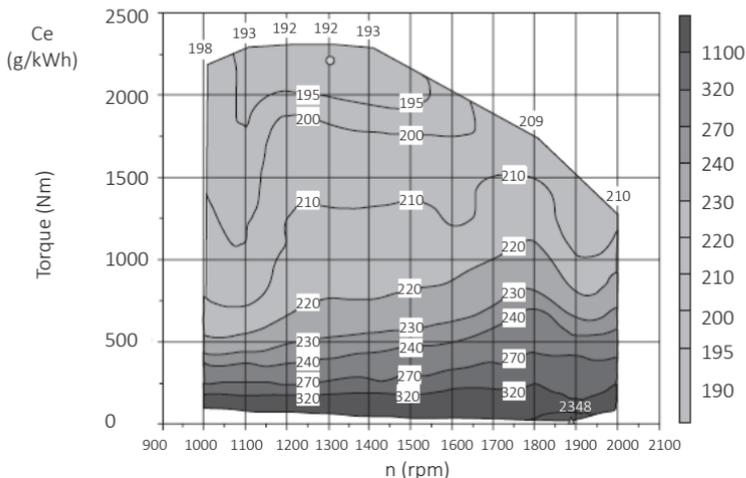
Os pontos (a) e (c) estão na reta de ângulo β , assim apresentarão o mesmo torque. A tangente traçada a partir da origem resultará no β_{\max} que determinará o ponto de torque máximo. Na faixa de rotação e torque máximo, o motor é estável e se autorregula para pequenas variações do torque resistente (BRUNETTI, 2012). Essa autorregulagem do motor é caracterizada pelo Índice de Elasticidade (IE) dado pela Equação 1.48:

$$IE = \frac{T_{\max}}{TN_{e_{\max}}} \cdot \frac{n_{N_{e_{\max}}}}{n_{T_{\max}}} \quad (1.48)$$

Na qual $TN_{e_{\max}}$ é o torque no ponto de potência máxima; $n_{N_{e_{\max}}}$ é a rotação de potência máxima; $n_{T_{\max}}$ é a rotação de torque máximo e T_{\max} é o torque máximo.

Em termos de praticidade, é comum agrupar em um único gráfico todos os ensaios de variação do consumo específico, rotação e carga. Esse agrupamento é conhecido como mapeamento do motor, como apresenta a Figura 1.27.

Figura 1.27 | Mapeamento de um motor diesel de seis cilindros – 4T, $V = 12.761 \text{ cm}^3 - C_e$



Fonte: Brunetti (2012, p. 199).



Refleta

A potência desenvolvida pelo motor é função da pressão, da temperatura e da umidade do ambiente. Pensando nessas características, o mesmo motor ensaiado em locais ou dias diferentes produzirá os mesmos resultados?

Sem medo de errar

Atuando como engenheiro em uma indústria automobilística, consumidores insatisfeitos reclamaram da perda de potência do motor do último modelo de automóvel lançado no mercado. Após submeter o motor 4T ciclo Otto ao ensaio com dinamômetro de 0,8 m de braço a 5000 rpm, você obteve os seguintes dados: $N_i = 203 \text{ CV}$; indicação de uma força de 54 kgf e $C_e = 0,240 \text{ kg/CV}\cdot\text{h}$ ou $0,326 \text{ kg/kW}\cdot\text{h}$. Através desses dados, é possível obter o valor da potência efetiva e a eficiência mecânica do motor? Como você deverá conduzir esses cálculos? Quais variáveis devem ser consideradas? Como essas variáveis de um motor podem ser apresentadas?

Com os dados em mãos, para o cálculo da potência efetiva foi desenvolvido o seguinte raciocínio: sabendo que a potência efetiva é calculada pela expressão $N_e = T \cdot 2\pi \cdot n$ onde o T é obtido por $T = F \cdot b$ temos que 54 kgf que corresponde a 530 N. Assim,

$$T = F \cdot b$$

$$T = 530 \cdot 0,8 = 424 \text{ N.m}$$

Dada a rotação em rpm, dividindo o valor por 60, temos o valor em rps:

$$r = \frac{5.000}{60} = 83,3 \text{ rps}$$

Dessa forma temos:

$$N_e = T \cdot 2\pi \cdot n$$

$$N_e = 424 \cdot 2\pi \cdot 83,3$$

$$N_e = 221.917,1 \text{ W} = 222 \text{ kW}$$

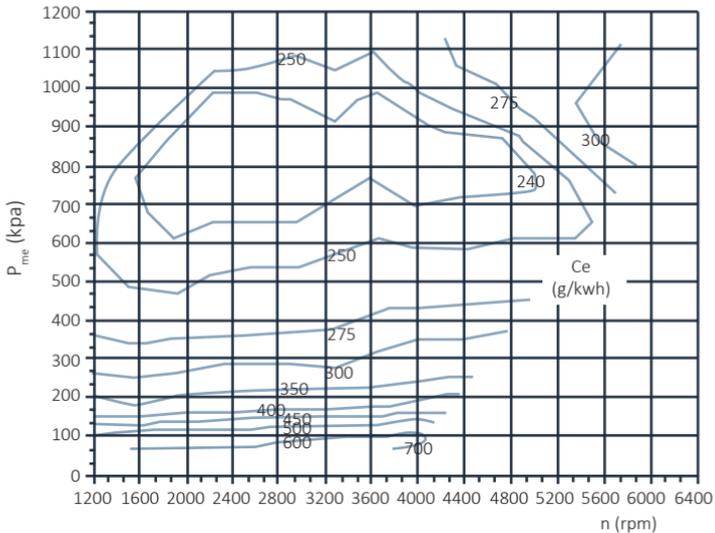
Assim a potência efetiva do motor é de **222 kW** ou **163 CV**, já que $1\text{CV} = 0,73551 \text{ kW}$

A partir do valor da potência indicada (N_i em CV) e do valor calculado da potência com a mesma unidade, determina-se a eficiência mecânica do motor:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{163}{203} = 0,8 \text{ ou } 80\%$$

As variáveis de um motor Otto de quatro cilindros – 4T análogo podem ser representadas por um mapeamento, como mostra o gráfico da Figura 1.28.

Figura 1.28 | Mapeamento de um motor Otto de quatro cilindros – 4T, $V = 1.900 \text{ cm}^3$



Fonte: Brunetti (2012, p. 198).

Com esses cálculos em mãos, você foi capaz de entregar todos os cálculos pertinentes e apresentar a curva característica do motor. Assim, a partir dos

resultados obtidos, você também foi capaz de emitir um relatório destacando os problemas e soluções encontradas, comparando os ciclos reais e teóricos e determinando a potência e as curvas características de motores. Bom trabalho!

Avançando na prática

Informações de um dinamômetro

Descrição da situação-problema

Atuando como engenheiro em uma empresa fabricante de motores, o motor V6 (V6 é uma configuração para MCI que possui seis cilindros dispostos em duas bancadas de três cilindros), 3,0 litros, ciclo de 4T a 3600 rpm foi submetido ao ensaio com dinamômetro hidráulico, no qual se obteve as seguintes informações: torque de saída do freio de 210 Nm a 3600 rpm, pressão de entrada do ar no cilindro igual a 85 kPa e 60 °C, com eficiência mecânica do motor de 85%. Para determinar outras propriedades do motor, você foi acionado para analisar os dados fornecidos no ensaio e adicionar outras informações importantes para ficha técnica, como as potências efetiva e indicada.

Resolução da situação-problema

Com base nos dados fornecidos, temos que:

$$N_e = T \cdot 2\pi \cdot n$$

$$N_e = 210 \cdot 2\pi \cdot \frac{3.600}{60}$$

$$N_e = 79.168,1 \text{ W} = 79 \text{ kW}$$

Nota-se que, para obter o valor de potência efetiva na unidade correta, o valor de rpm foi dividido por 60 para converter o valor em rps.

Assim, com o valor calculado da potência efetiva, sabendo que a eficiência do motor é igual a 85%, calcula-se a potência indicada:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$$

$$N_i = \frac{N_e}{\eta_m} = \frac{79}{0,85}$$

$$N_i = 93 \text{ kW}$$

Dessa forma, conclui-se que os valores das potências efetiva e indicada são, respectivamente, iguais a 79 kW e 93 kW. Finalizando a tarefa com êxito, você adicionou essas informações na ficha técnica do motor.

1. Os estudos de motores de combustão interna são importantes para conhecermos as suas características de desempenho ou torná-los mais eficientes. Para obtermos tais informações, utilizamos um conjunto de propriedades que nos fornece dados sobre suas condições, o que possibilita caracterizá-lo individualmente. Em relação ao freio de Prony, analise as seguintes afirmações:

- I. É um dispositivo utilizado para a compreensão do funcionamento de todos os dinamômetros, nos quais é possível obter os valores de torque e potência do motor.
- II. Nesse dispositivo, ao apertar a cinta do freio sobre o rotor, é aplicada uma força de atrito sobre aquele, obtendo-se uma situação de equilíbrio dinâmico com velocidade angular constante.
- III. Na prática é ampla a utilização do freio de Prony devido à fácil dissipação de calor, assim como os freios dinamométrico hidráulicos e elétricos, os mais utilizados.

Assinale a alternativa correta de acordo com as afirmações:

- a) I, II e III estão corretas.
- b) I e II estão corretas.
- c) I e III estão corretas.
- d) II e III estão corretas.
- e) Apenas I está correta.

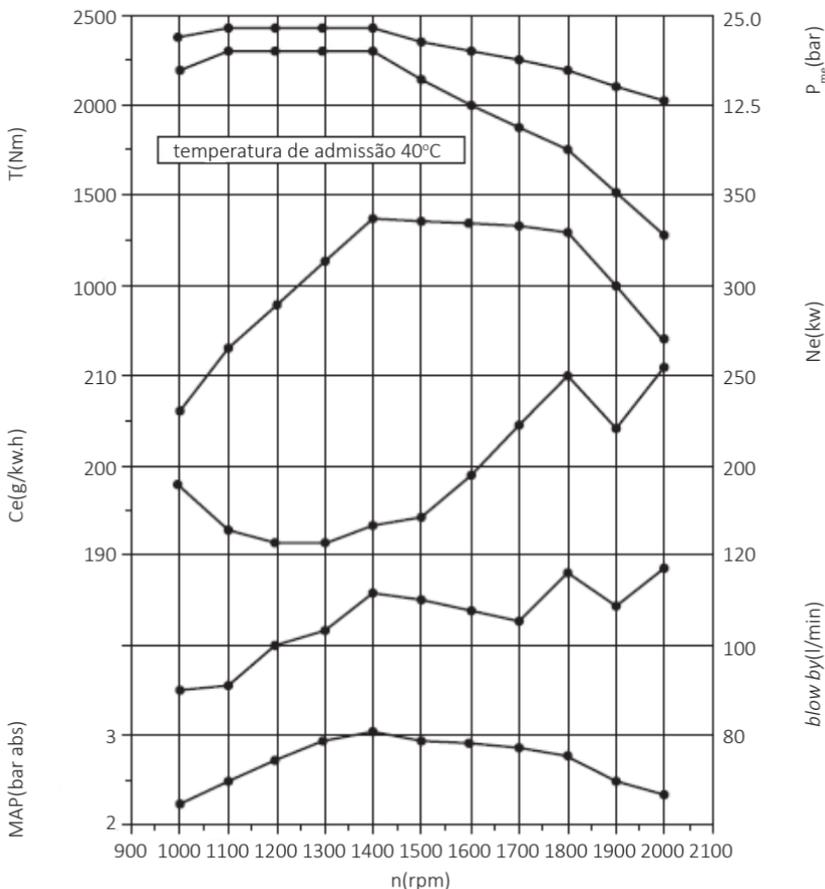
2. As partes móveis de um motor experimentam impacto por atrito de acordo com as características de cada motor, dessa forma é muito importante compreendermos alguns métodos de determinação da potência de atrito.

Em relação aos métodos utilizados para determinar a potência de atrito, assinale a alternativa correta.

- a) Uma das maneiras é acionando o motor de combustão interna ligado por meio de um dinamômetro que atua como motor elétrico.
- b) Outro método utilizado é o Teste de Morse, em que se utiliza um freio convencional e é aferida a potência indicada do motor.
- c) A Reta de Willan é outro método utilizado para o levantamento do valor da potência de atrito, sendo sua aplicação aconselhada somente para motores a diesel.
- d) No Teste de Morse a potência indicada diminui proporcionalmente à medida que a potência desenvolvida por cada cilindro do motor aumenta.
- e) No método da Reta de Willan, a reta que intersecciona o eixo da potência de atrito permite a determinação da potência efetiva.

3. A partir de alguns ensaios realizados é possível construir curvas características que trazem como as propriedades dos motores variam em função das condições de funcionamento, como mostra o gráfico da figura a seguir:

Figura | Curvas características de um motor



Fonte: Brunetti (2012, p. 197).

A partir do gráfico apresentado, assinale a alternativa correta com relação à interpretação das propriedades.

- O torque diminui conforme diminui o produto entre $\eta_v \cdot \eta_t \cdot \eta_m$.
- Na rotação que atinge o valor máximo de $\eta_v \cdot \eta_t \cdot \eta_m$ obtêm-se a menor p_{m_i} .
- O trabalho indicado mantém-se constante entre 1000 a 2000 rpm.
- O consumo específico será máximo na condição em que $\eta_t \cdot \eta_m = \eta_g$ for máximo.
- Em uma dada rotação, a potência diminui à medida que o trabalho indicado diminui.

BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna**. v. 1, 2. ed. São Paulo: Blucher, 2012.

DEFEITO misterioso atinge motor 1.0 de carros da Volks. **O Estado de S. Paulo**, São Paulo, 23 out. 2018. Disponível em: <https://economia.estadao.com.br/noticias/geral,defeito-misterioso-agtinge-motor-10-de-carros-da-volks,455574>. Acesso em: 29 nov. 2018.

IBPT. **Real frota circulante no Brasil é de 65,8 milhões de veículos, indica estudo**. Instituto Brasileiro de Planejamento e Tributação (IBPT). Disponível em: <https://ibpt.com.br/noticia/2640/REAL-FROTA-CIRCULANTE-NO-BRASIL-E-DE-65-8-MILHOES-DE-VEICULOS-INDICA-ESTUDO>. Acesso em: 10 set. 2018.

MODELOS da Volkswagen apresentam problema no motor. **G1**, [s.l.], 26 out. 2009. Disponível em: <http://g1.globo.com/Noticias/Carros/0,,MUL1354998-9658,00-MODELOS+DA+VOLKSWAGEN+APRESENTAM+PROBLEMA+NO+MOTOR.html>. Acesso em: 29 nov. 2018.

MORAN, M. J. et al. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2018.

URNS, S. R. **Introdução à combustão: conceitos e aplicações**. 3. ed. Porto Alegre: AMGH, 2013.

Unidade 2

Combustíveis e combustão

Convite ao estudo

Convite ao estudo

Parece que toda vez que chegamos à bomba de combustível, o preço do combustível está em alguns centavos mais caro por litro. Os preços flutuam mais do que a temperatura diária da cidade em que moramos e são afetados por uma miríade de fatores econômicos e políticos fora do controle do consumidor. Não é de se estranhar que a economia em torno dos combustíveis, o consumo e as práticas de direção sustentáveis sempre são temas quentes a serem discutidos. Ao chegar no posto de gasolina, na maioria das vezes, nos preocupamos apenas com o valor do combustível que iremos abastecer o carro. Mas você tem certeza que a gasolina que abastece seu carro está de acordo com a legislação vigente? Você sabe qual a quantidade de etanol que pode ser adicionada à gasolina? A verdade é que pouco sabemos sobre os combustíveis que utilizamos e suas características, portanto, nesta unidade de ensino vamos abordar temas para que você conheça e compreenda sobre os diferentes tipos de combustíveis existentes, compreenda as reações de combustão tão importantes para o funcionamento de um motor, assim como a relação combustível-ar e os sistemas de injeção em Ciclo Otto. A partir desses estudos você será capaz de identificar as propriedades dos combustíveis, os fatores que influenciam na reação de combustão nos motores de ignição por faísca e nos motores Diesel, os requisitos e o tipo de mistura, e a classificação dos sistemas de injeção.

Para iniciarmos nosso estudo, suponha que você foi contratado como analista em uma empresa fabricante de motores para automóveis que presta consultoria para diversas empresas nacionais e internacionais que sempre trazem desafios para serem solucionados, principalmente, desafios que estão relacionados com o funcionamento do motor, desde a utilização de diversos tipos de combustíveis quanto ao projeto de um motor. Em um primeiro momento, você recebeu de uma empresa parceira um motor *flex* de três cilindros para o levantamento de especificações sobre a relação de combustível-ar do motor, característica que afeta a combustão, mas quais análises devem ser realizadas para obter essas especificações? No segundo momento, uma outra empresa cliente solicitou a especificação dos fatores que influenciam a detonação no motor Otto comercializado pela empresa que você

é contratado. Por fim, para outra cliente você deverá analisar a mistura e injeção em um motor ciclo Otto. Mas como proceder todas essas análises e satisfazer os clientes da empresa que você foi contratado?

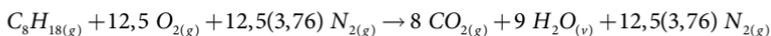
Essas e outras questões serão elucidadas a partir dos estudos desta unidade. Inicialmente, vamos estudar sobre os combustíveis derivados do petróleo: gasolina e suas propriedades, óleo diesel e suas principais propriedades, compostos oxigenados e suas propriedades: álcoois e éteres e óleos vegetais, gorduras animais, biodiesel e H-Bio. Ao encerrarmos esses estudos, vamos compreender a reação de combustão e detonação no motor de ignição por faísca, entender o funcionamento da câmara de combustão e a combustão nos motores Diesel, os fatores que influenciam a autoignição no ciclo Diesel e os tipos básicos de câmaras para motores Diesel. Os estudos sobre a formação da mistura combustível-ar nos motores Otto: definição, tipo de mistura em relação ao comportamento do motor e curva característica, carburador, injeção mecânica e eletrônica para motores Otto, injeção direta de combustível em ciclo Otto (GDI) e o controle da combustão e emissões de poluentes encerram o estudo desta unidade. Preparados para iniciar nossos estudos? Mãos à obra!

Combustíveis

Diálogo aberto

Etanol ou gasolina? Essa talvez é a pergunta mais frequente que ouvimos quando vamos até um posto de gasolina abastecer o carro, não é mesmo? Mas você já pensou em quais são os parâmetros que você utiliza para se decidir entre abastecer com etanol ou gasolina seu carro *flex*? O valor do litro? Ou a quilometragem que o carro “faz” com cada um desses combustíveis? Entre o etanol e a gasolina, qual o melhor para abastecer em relação ao custo-benefício? Diversos são os combustíveis utilizados no abastecimento de motores de combustão interna, como os derivados de petróleo (gasolina, diesel, dentre outros) e os de fontes renováveis (metanol, etanol, etc.); portanto, é muito importante conhecermos as características desses combustíveis.

Assim, atuando como analista de uma empresa fabricante de motores para automóveis para diversas empresas nacionais e internacionais, você recebeu uma demanda para análise. A empresa fabrica um modelo de motor *flex* com três cilindros, utilizado em carros de passeio. Nas informações preliminares obtidas em testes e fornecidas pela empresa, você verificou que nesse motor, o isoctano, um componente da gasolina, é queimado com uma quantidade teórica de ar de 120%. Essa informação indica um problema no motor, isto é, a reação de combustão só é completa devido ao excesso de ar. A partir da reação de combustão completa do isoctano:



É possível determinar o valor da relação combustível-ar? Como você realizará essa análise? Qual a importância em determinar o valor da relação combustível-ar? Com essas informações, seu gestor solicitou que você apresentasse as análises e os cálculos que corroboram a informação de que a combustão ocorre com excesso de ar.

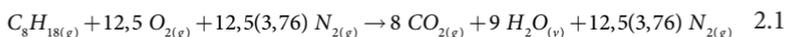
Nesse momento, vamos conhecer os principais combustíveis utilizados em MCI, por exemplo, os derivados do petróleo: a gasolina e o diesel. Posteriormente, vamos conhecer outra classe de combustíveis denominada compostos oxigenados que são os álcoois e éteres, com destaque para o etanol e, por fim, estudaremos combustíveis alternativos, que se apresentam como uma alternativa aos combustíveis fósseis que são os óleos vegetais, gorduras animais, biodiesel e H-Bio. Adicionalmente, vamos ficar atualizados sobre as principais legislações vigentes com relação ao percentual máximo de

etanol adicionado na gasolina. Nesse primeiro momento, você utilizará alguns conhecimentos de química, portanto, seja curioso e persistente!

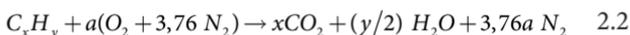
Bons estudos.

Não pode faltar

A maioria dos motores de combustão interna obtém sua energia a partir da combustão de uma mistura combustível-ar (hidrocarboneto com o ar atmosférico) que converte a energia química do combustível (hidrocarboneto) em energia interna nos gases dentro do motor. A reação de combustão pode ser completa ou incompleta. Na combustão completa, existe uma quantidade de ar suficiente para a queima de todo combustível e os produtos formados são o dióxido de carbono ($CO_{2(g)}$) e a água ($H_2O_{(v)}$). Na combustão incompleta, a quantidade de ar atmosférico não é suficiente para a queima de todo combustível disponível e os produtos formados podem ser o monóxido de carbono ($CO_{(g)}$), água ($H_2O_{(v)}$) e fuligem ($C_{(s)}$). Em nosso dia a dia, fica fácil identificar veículos nos quais a reação de combustão no motor é completa e incompleta, já que o veículo que estiver com emissão de fumaça preta (fuligem) saindo pelo escapamento indica que existe uma certa quantidade de combustível sendo queimada no escapamento, logo a quantidade de oxigênio é insuficiente para a queima de todo combustível e temos uma combustão incompleta. A reação 2.1 apresenta a reação de combustão completa para o isoctano ($C_8H_{18(g)}$) que é o componente da gasolina.

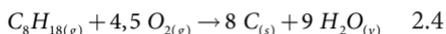
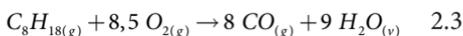


Para um hidrocarboneto combustível genérico (C_xH_y), a reação de combustão e a relação estequiométrica pode ser expressa como mostra a reação 2.2.



Em que $a = x + \frac{y}{4}$.

Nos MCI o ar atmosférico é utilizado como a fonte de oxigênio que reagirá com o combustível (reações 2.1 e 2.2), e o nitrogênio é inerte, isto é, não participa efetivamente da reação de combustão. As reações 2.3 e 2.4 correspondem às reações de combustão incompleta para o isoctano.



Considerando que o subíndice g indica gás; s indica sólido e v indica vapor.

É importante conhecer as reações de combustão, pois a partir delas é possível determinar a quantidade de ar teórica, necessária para que ocorra a combustão completa. Essa relação da quantidade de combustível com a quantidade de ar que entra no motor afeta diretamente o rendimento do motor e a razão dessas quantidades ar-combustível é denominada razão estequiométrica $(A/F)_{esteq}$, dada pela Equação 2.5.

$$(A/F)_{esteq} = \left(\frac{m_{ar}}{m_F} \right)_{esteq} = \frac{4,76a}{1} \frac{MW_a}{MW_F} \quad 2.5$$

Em que m_{ar} é a massa do ar, m_F é a massa do combustível, MW_a é a massa molar do ar e, MW_F é a massa molar do combustível.

Para determinar a razão estequiométrica combustível-ar utiliza-se a Equação 2.6.

$$(F/A)_{esteq} = \frac{m_F}{m_{ar}} = \frac{1}{A/F} \quad 2.6$$

Teoricamente, na mistura estequiométrica a relação ar-combustível é ideal quando a combustão é completa. A razão de equivalência ϕ é utilizada para indicar quantitativamente quando a mistura ar-combustível é rica, pobre ou estequiométrica e é dada pela equação 2.7 (TURNES, 2013, p. 23):

$$\phi = \frac{(A/F)_{esteq}}{(A/F)} = \frac{(F/A)}{(F/A)_{esteq}} \quad 2.7$$

Assim, para $\phi > 1$ denomina-se mistura rica, pois existe o excesso de combustível, conseqüentemente, nesse caso a combustão é incompleta devido à falta de oxigênio. Já para $\phi < 1$ temos uma mistura pobre. Ao entrar em combustão, devido ao excesso de oxigênio, a temperatura da faísca de ignição será elevada, provocando superaquecimento nos componentes do motor. É importante conhecer as relações entre as quantidades de combustível, ar e o modo que ele é fornecido ao motor, pois essas características afetam diretamente o rendimento do motor. A $\phi = 1$ indica uma mistura estequiométrica.



Saiba mais

Outro ponto importante é o estudo da composição dos gases de escape e a relação ar-combustível (λ). Aprofunde seus estudos nas páginas 11 a 13, no material link a seguir:

FAGGI, Rodrigo. **Formação de mistura ar-combustível em motores de ignição por faísca a quatro tempos.**

Os principais combustíveis utilizados em motores de combustão interna são os derivados de petróleo como as gasolinas, os óleos diesel, os querosenes de aviação e os óleos combustíveis marítimos (BRUNETTI, 2018, p. 308).



Assimile

A American Society for Testing and Materials, ASTM, por meio da norma D4175-09a (2010), define o petróleo como: “Uma mistura de ocorrência natural, consistindo predominantemente em hidrocarbonetos e derivados orgânicos sulfurados, nitrogenados e oxigenados e outros elementos”. (PORTAL EDUCAÇÃO, 2019, [s.p.]).

No Brasil, somente na década de 1970 foi adotada em grande escala a utilização de combustíveis alternativos aos derivados do petróleo, como o etanol. Atualmente, de acordo com a resolução CIMA (Conselho Interministerial do Açúcar e do Alcool) nº 1 de 2015 foi estabelecido pelo governo brasileiro o percentual obrigatório de adição de etanol anidro à gasolina comum de 27% (GOVERNO DO BRASIL, 2018). As gasolinas são misturas de diversas naftas que são obtidas durante o processamento do petróleo bruto e devem ser equilibradas de tal maneira que proporcionem um desempenho satisfatório em uma grande variedade de condições operacionais dos motores (BRUNETTI, 2018, p. 318). A maioria das gasolinas são compostas por hidrocarbonetos que contêm entre cinco e nove átomos de carbono. As composições das gasolinas seguem especificações quanto à qualidade, desempenho, aspectos ambientais e composições flexíveis. Esses aspectos impactam diretamente no preço do combustível, cabendo aos fabricantes de motores adequarem seus produtos aos combustíveis disponíveis no mercado. No Brasil, as gasolinas são classificadas como: **gasolina A**, que é comercializada somente entre refinarias e distribuidores e é isenta da adição de etanol anidro e a **gasolina C**, que são as gasolinas com adição de etanol anidro comercializadas nos postos de abastecimento, elas podem ser a **gasolina comum** com adição de 27%v (volume) e a **gasolina premium** com adição de 25%v de etanol anidrido (GOVERNO DO BRASIL, 2018). As propriedades das gasolinas mudam em função dos teores de naftas utilizadas em suas composições e, dentre as propriedades que mais influenciam o desempenho do motor, temos a octanagem e volatilidade. A octanagem ou o número de octano é a propriedade que descreve se o combustível será ou não autoinflamado, isto é, representa a resistência da mistura combustível-ar em relação à autoignição, responsável pela detonação, que é um fenômeno relacionado à combustão espontânea e indesejada. Dessa forma, quanto maior for a

resistência da mistura e a temperatura de autoignição dos hidrocarbonetos, de melhor qualidade será a gasolina (BRUNETTI, 2018, p. 320). O número de octanos (as) é uma escala numérica obtida pela comparação das características de autoignição entre o combustível analisado e os combustíveis padrões, os métodos para obtenção dessas características são realizados em um motor específico em condições operacionais determinadas. Os dois combustíveis utilizados como referências padrões são o isoocatano (2,2,4- trimetilpentano) que apresenta elevada resistência à detonação e recebe o número de octanagem igual a 100 e o n-heptano que possui baixa resistência a detonação e recebe o número de octanagem igual a 0. Dessa forma, a octanagem de referência é o percentual volumétrico de isoocatano na mistura com n-heptano (BRUNETTI, 2018, p. 322).



Exemplificando

No Brasil, as gasolinas comum e aditivada possuem um padrão de octanagem igual a 87, dessa forma, conclui-se que a mistura possui 87%v de isoocatano e 13%v n-heptano.

Assim, quanto maior o número de octano de um combustível, menos provável que se autoinflame. Motores com baixas taxas de compressão podem usar combustíveis com números mais baixos de octanas, mas motores de alta compressão devem usar combustível de alta octanagem para evitar a autoignição e a chamada “batida de pino” caracterizada pelo ruído gerado entre as ondas de choque no interior da câmara de combustão. Os dois métodos mais comuns de classificação de combustíveis são o Método de Pesquisa ou RON (*Research Octane Number*) e o Método Motor ou MON (*Motor Octane Number*). Os métodos de Pesquisa e Motor são padronizados, respectivamente, pelas normas ASTM D2700 e D2669. No primeiro método, o número de octano é determinado comparando-se os resultados obtidos do combustível avaliado com aqueles obtidos com misturas de isoocatano e n-heptano, em um motor de compressão variável. Já no segundo método, o número de octano é obtido através do pré-aquecimento da mistura de combustível, utilizando-se um motor com maior rotação e ponto de ignição variável (BRUNETTI, 2018, p. 324). As condições de operação usadas para medir o MON são mais severas do que as usadas no RON e produzem valores menores que RON. Assim, a diferença dos dois números é conhecida como sensibilidade do combustível (2.8).

$$\text{Sensibilidade} = \text{RON} - \text{MON} \quad 2.8$$

O Quadro 2.1 apresenta valores da sensibilidade de gasolinas obtidas por diferentes processos.

Quadro 2.1 | Valores da sensibilidade de gasolinas

Corrente	MON	RON	Sensibilidade
Parafínicos	*	*	0 a 3 (média 1)
Olefínicos	*	*	12 a 19 (média 14)
Aromáticos	*	*	2 a 16 (média 8)
Nafta destilação direta	60 a 65	60 a 67	0 a 2
Nafta craqueada	82	94 a 96	12 a 14
Nafta reformada	86 a 88	96 a 97	8
Nafta alcoilada	97	97 a 98	0 a 1

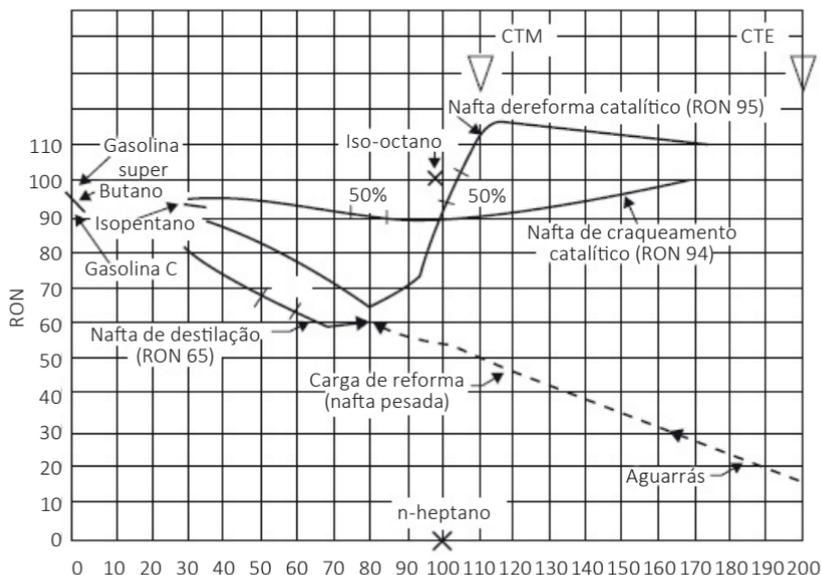
*Varia se a molécula é ramificada, cíclica ou não.

Fonte: Brunetti (2018, p. 327).

No refino de petróleo é estabelecida uma sequência de processos em que um ou mais fluidos que compõem as entradas do processo são convertidos em outros fluidos, constituindo as saídas do processo. Esses fluidos são denominados correntes.

O gráfico da Figura 2.1 traz valores de octanagem RON para diversas correntes a partir da avaliação da octanagem pela temperatura de ebulição de cada um de seus componentes.

Figura 2.1 | Valores de octanagem RON *versus* temperatura



CTE- Chumbo-Tetra-Etila; CTM – Chumbo-Tetra-Metila.

Fonte: Brunetti (2018, p. 328).

Outra propriedade importante das gasolinas é a volatilidade que é representada pela sua faixa de destilação e pela pressão de vapor, isto é, a tendência de o combustível mudar de líquido para vapor a qualquer temperatura. A volatilidade da gasolina afeta a facilidade de partida, a duração do período de aquecimento e o desempenho do motor durante a operação normal. A taxa de vaporização aumenta à medida que a temperatura aumenta e à medida que a pressão diminui. Assim, durante todo o funcionamento do motor, a vaporização da gasolina deve ocorrer conforme suas condições de operações em plena carga (WOT – *Wide Open Throttle*). A viscosidade, a tensão superficial, o calor latente de vaporização, a velocidade da chama e o balanço molar são propriedades quase constantes da gasolina e importantes para o funcionamento e desempenho do motor.



Saiba mais

Uma característica muito importante da combustão é o calor de combustão também conhecido como **poder calorífico**, portanto, não deixe de aprofundar seus estudos sobre esse tema no **Capítulo 2 – Combustão etermoquímica** do **Livro Introdução à Combustão: Conceitos e Aplicações** páginas 32 a 34, disponível em sua biblioteca virtual em:

<<https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/9788580552751/cfi/46!4/2@100:0.00>>. Acesso em: 4 out. 2018.

Além das gasolinas, outro combustível muito importante mundialmente é o diesel.

O diesel combustível (óleo diesel, óleo combustível) é obtido em uma ampla faixa de pesos moleculares e propriedades físicas. No Brasil, o óleo diesel comercializado recebe adição de $5 \pm 0,5\%$ de biodiesel de acordo com regulamentação da ANP (Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis), e seus processos de refinis são destinados para a conversão das frações mais pesadas da destilação em produtos mais nobres e em determinadas unidades que resultam em frações com faixa de destilação compatível com a do diesel. Normalmente, essas frações contêm moléculas de dez a trinta átomos de carbono, com faixa de destilação aproximadamente entre 120 e 400°C (BRUNETTI, 2018, p. 351-52). Na formulação do diesel as correntes tradicionais são obtidas da destilação atmosférica e hidrotratadas. Assim como na gasolina, as propriedades do diesel variam em função de sua composição, sendo que o número de cetano e a volatilidade são as propriedades que mais influenciam no desempenho dos motores que utilizam

esse combustível. O número de cetano é a propriedade que quantifica a qualidade de ignição do óleo diesel e que descreve como este entrará em autoignição (BRUNETTI, 2018, p. 352). Em motores a Diesel, a fragmentação das moléculas do combustível é desejável devido à intensificação da combustão do combustível injetado, e o número de cetano aumenta de acordo com a tendência de fragmentação, em oposição à octanagem. Quanto maior o número de cetanos, menor será a temperatura de ignição, isto é, mais rápido o combustível se autoinflamará no interior da câmara de combustão. Essa característica é consequência direta da estrutura e da cadeia carbônica dos hidrocarbonetos presentes no diesel, sendo que quanto maior e mais linear a cadeia carbônica maior será a tendência de fragmentação das moléculas. O número de cetano fisicamente representa o tempo decorrido entre o início da injeção do combustível e o início da combustão e é conhecido como “atraso de ignição”. Um demasiado atraso provoca a elevação brusca da pressão na câmara de combustível devido ao acúmulo de combustível já vaporizado que tende a se queimar de uma única vez causando um forte ruído conhecido como “batida diesel”. O atraso de ignição varia em função dos parâmetros de funcionamento como carga, rotação e avanço de injeção, o que em um motor Diesel convencional encontra-se entre 3° e 10° do virabrequim. Assim como a classificação do número de octano, os números de cetanos são estabelecidos através da comparação de testes entre o combustível avaliado e dois combustíveis de referência padrão. Ao componente combustível padrão n-hexadecano ($C_{16}H_{34}$) é dado o valor do número de cetano de 100, enquanto ao 2,2,4,4,6,8,8 - heptametilnonano (HMN), é dado o valor de 15. O número de cetano (NC) de outros combustíveis avaliados são então obtidos comparando o atraso de ignição desses combustíveis com o atraso de ignição de uma mistura dos dois combustíveis de referência (Equação 2.9).

$$NC = \% \text{ em volume hexadecano} + 0,15 (\% \text{ em volume HMN}) \quad 2.9$$

A norma ASTM D613 estabelece o teste do combustível em condições de velocidade, carga e temperatura de admissão predeterminadas (BRUNETTI, 2018, p. 357).

A volatilidade é outra propriedade do óleo diesel e indica o perfil de vaporização do produto e se relacionada diretamente com a distribuição de compostos leves e pesados presentes no diesel. Outras propriedades importantes do diesel são a massa específica, a viscosidade, lubrificidade, os pontos de turbidez, de entupimento e de fluidez, estabilidade química e condutividade elétrica.



Saiba mais

Aprofunde seus estudos sobre as diversas propriedades do óleo diesel estudando em sua biblioteca digital as páginas 206 – 219 do livro **Petróleo e seus derivados**: definição, constituição, aplicação, especificações, características de qualidade que traz as principais características de qualidade do óleo diesel. Disponível em:

<<https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/978-85-216-2151-5/cfi/01/4/2@100:0.00>>. Acesso em: 4 out. 2018.

Outros combustíveis utilizados em automóveis são os compostos oxigenados com destaque para os álcoois e éteres. Os álcoois se apresentam como uma alternativa atraente de combustíveis em relação a utilização dos derivados de petróleo, pois podem ser obtidos de diversas fontes renováveis (naturais). Os álcoois utilizados como combustíveis apresentam cadeias de um a cinco carbonos e são: metanol, etanol, álcool terc-butilico (TBA), mistura acetona-butanol-etanol (ABE), Isopropanol, butanol-1, isobutanol, butanol-2, dentre outros. Entre os álcoois destaca-se a utilização do etanol, o único composto oxigenado permitido pela legislação brasileira. O consumo no país de etanol hidratado, isto é, do etanol que abastece os automóveis nas bombas de combustíveis em 2017, foi de 13,642 bilhões de litros, enquanto, o consumo de etanol anidro (etanol adicionado na gasolina) no mesmo ano, foi de 25,562 bilhões de litros (ANP, 2018). Ainda segundo a ANP, no etanol hidratado o teor máximo de água permitido é de 4,9%v (volume) enquanto no etanol anidro esse percentual é de 0,4%v. O etanol (C_2H_5OH) é obtido a partir do processo de fermentação natural de açúcares (no Brasil principalmente da fermentação da cana-de-açúcar) ou pela hidrólise da celulose. Já os éteres são compostos oxigenados que apresentam melhor miscibilidade em função da semelhança molecular com as gasolinas comerciais e dificuldade em se misturar com a água, são utilizados como substitutos aromáticos para o aumento de octanagem, sem prejuízos de emissões (BRUNETTI, 2018, p. 378). Os principais éteres utilizados são MTBE – Metil-Terc-Butil-Eter, ETBE – Etil-Terc-Butil-Eter e TAME – Terci-Amil-Metil-Êter. Algumas propriedades de alguns compostos oxigenados são apresentadas no Quadro 2.2.

Quadro 2.2 | Propriedades de alguns compostos oxigenados

Propriedades	Gasolina A	Álcoois		Éteres	
		Metanol	Etanol	MTBE	ETBE
Ponto de ebulição (°C)	35 a 220	64,7	78,3	55,3	73
MON	Mín 82	92	90	100	103
RON	Mín 93	112	106	117	119

Propriedades	Gasolina A	Álcoois		Éteres	
		Metanol	Etanol	MTBE	ETBE
Calor de vaporização (kJ/kg)	14,7	6,36	8,99	338	322,7
Ponto de fulgor (°C)	-42,7 a -39	11	12,7	-25	-19

Fonte: adaptada de Brunetti (2018, p. 379).

Nos compostos oxigenados, normalmente os valores de octanagem são elevados e em misturas de hidrocarbonetos esses valores são acentuados. Esse fenômeno ocorre devido à detonação, que é uma função da temperatura da câmara de combustão. O Quadro 2.3 traz alguns valores de octanagem para os compostos oxigenados.

Quadro 2.3 | Octanagem de compostos oxigenados

Oxigenados	Concentração (%)	Octanagem de mistura	
		MON	RON
Metanol	5 a 15	100 a 105	125 a 135
Etanol	5 a 20	98 a 103	120 a 130
TBA	5 a 15	95 a 100	105 a 110
MTBE	5 a 15	95 a 101	113 a 117
TAME	10 a 20	96 a 100	112 a 114

Fonte: Brunetti (2018, p. 381).

Os óleos vegetais, as gorduras animais, o biodiesel e o H-Bio também são combustíveis alternativos ao óleo diesel utilizado em motores de ignição espontânea (MIE) provenientes da biomassa, isto é, de fontes renováveis. Os óleos vegetais são basicamente triacilglicerídeos formados por ácidos graxos e glicerol e, de acordo com sua cadeia carbônica, podem se apresentar à temperatura ambiente como líquidos (óleos) ou sólidos (gorduras). Os ácidos graxos presentes nos óleos vegetais apresentam saturações (ligações simples) e insaturações (ligações duplas) entre os átomos de carbono de sua cadeia e essas características influenciam diretamente nas propriedades desses óleos. Por exemplo, à medida que aumenta a quantidade de insaturações do ácido graxo, se observa que o ponto de fusão e a viscosidade diminuem. Já os ácidos graxos saturados apresentam maior estabilidade à oxidação quando comparados aos ácidos graxos insaturados. Assim, devido à grande diversidade da estrutura química dos óleos vegetais, a utilização de óleos puros e misturas com óleo diesel trazem diversos problemas devido à combustão incompleta como: dificuldade de partida a frio, formação excessiva de resíduos de oxidação nos cilindros, formação de depósitos de coque nos bicos injetores, diluição

do combustível não queimado ao óleo lubrificante e entupimento dos canais de lubrificação pela formação de polímeros em suas extensões (BRUNETTI, 2018, p. 389-90). Os mesmos problemas são observados na utilização de gorduras animais como combustível, já que essas gorduras apresentam estruturas moleculares semelhantes às dos óleos vegetais. Já o biodiesel é um combustível de fonte renovável obtido através da reação de transesterificação ou esterificação direta dos ácidos graxos presentes nos óleos vegetais e gorduras animais, formando como produtos ésteres de cadeias menores. Na reação de transesterificação ocorre a retirada do glicerol da molécula do ácido graxo do óleo vegetal, reduzindo significativamente sua viscosidade. Algumas vantagens de se utilizar biodiesel em motores de combustão interna são: ele é perfeitamente miscível ao óleo diesel, a lubrificidade e pontos de fulgor mais elevados em comparação com o óleo diesel. No Brasil, a adição de biodiesel ao diesel derivado do petróleo atualmente corresponde a 10% (ANP, 2018).

Outra alternativa à utilização do óleo diesel obtido a partir do refino do petróleo é o processo conhecido como H-Bio no qual se produz óleo diesel a partir do processamento de óleos/gorduras de origem vegetal e animal por hidroconversão catalítica em unidades de hidrotreatamento (HDT), otimizando a utilização de frações de óleo diesel nas refinarias. Misturas de frações de óleo diesel e de óleo vegetal/animal em um reator HDT em condições controladas em alta temperatura e pressão de hidrogênio transforma o óleo de fonte renovável em hidrocarbonetos parafínicos lineares semelhantes aos hidrocarbonetos presentes no óleo diesel. Esses hidrocarbonetos melhoram a qualidade do óleo diesel final, com o aumento do número de cetano, garantindo uma melhor qualidade de ignição. O benefício na qualidade final do óleo diesel é proporcional ao volume de óleo de fonte renovável utilizado no processo (BRUNETTI, 2018, p. 395).



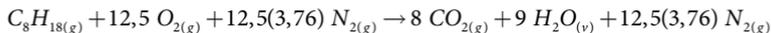
Refleta

Os derivados de petróleo ainda são os principais combustíveis utilizados em motores de combustão interna. No entanto, conhecemos algumas alternativas à utilização desses combustíveis que já são viabilizadas, como o uso do etanol. Além desses combustíveis, quais outras alternativas a sociedade moderna tem encontrado a fim de minimizar a utilização de combustíveis fósseis?

Sem medo de errar

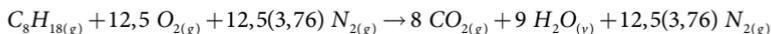
Atuando em uma empresa fabricante de motores, você como analista recebeu uma demanda para análise de um motor *flex* com três cilindros que

atualmente é utilizado em carros de passeio. Entre as informações preliminares, você verificou que no motor o isoctano é queimado com uma quantidade teórica de ar de 120%, isto é, o motor apresenta uma combustão incompleta com formação de fuligem. A partir da reação de combustão do isoctano:



É possível determinar o valor da relação ar-combustível? Como você realizará essa análise? Quais os cálculos que corroboram que a combustão do motor está ocorrendo com excesso de ar?

Para determinar as razões de ar-combustível (ou combustível-ar), inicialmente é necessário analisar a reação de combustão para o isoctano ($C_8H_{18(g)}$), que é o componente da gasolina:



No entanto, a partir da informação de que o combustível é queimado com uma quantidade teórica de ar de 120%, é necessário corrigir o coeficiente estequiométrico da reação considerando o excesso de 20% do ar, assim temos:



Com excesso de 20% de ar, todo combustível é queimado, e as mesmas quantidades de CO_2 e H_2O são encontradas nos produtos. Assim, é possível calcular a razão estequiométrica ar-combustível:

$$A/F = \frac{m_a}{m_f} = \frac{4,76a}{1} \frac{MW_a}{MW_f} = \frac{4,76 \cdot (15)}{1} \frac{(29)}{114} = 18,16$$

A partir do valor da razão estequiométrica ar-combustível, é possível obter o valor da razão combustível-ar:

$$F/A = \frac{1}{A/F} = \frac{1}{18,16} = 0,055$$

Em mãos desses dados, é necessário calcular a razão estequiométrica combustível-ar:

$$(F/A)_{esteq} = \frac{m_f}{m_a} = \frac{1}{4,76a} \frac{MW_f}{MW_a} = \frac{1}{4,76 \cdot (12,5)} \frac{(114)}{29} = 0,066$$

Por fim, é possível obter o valor da razão de equivalência:

$$\phi = \frac{(F/A)}{(F/A)_{esteq}} = \frac{0,055}{0,066} = 0,833$$

Portanto, através dos cálculos você conseguiu analisar quantitativamente o motor e apresentar os cálculos que corroboram que a combustão que ocorre no motor possui excesso de ar, isto é, você obteve uma razão de equivalência $\phi = 0,833$, portanto, $\phi < 1$ indica que a mistura combustível-ar é uma mistura pobre.

Avançando na prática

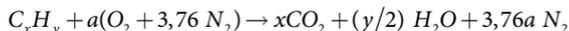
Análise da razão ar-combustível de uma turbina a gás

Descrição da situação-problema

Atuando como projetista em uma empresa fabricante de turbinas a gás utilizadas em equipamentos mecânicos, seu gestor solicitou que você calculasse a razão ar-combustível de uma turbina com as seguintes características técnicas: $\phi = 0,268$ utilizando como combustível um gás natural de fórmula $C_{1,16}H_{4,32}$, $MW_a = 29$. Mas como você deverá proceder nessas análises?

Resolução da situação-problema

Para iniciar a análise, é necessário recorrer à reação para um combustível genérico (C_xH_y), à reação de combustão e à relação estequiométrica:



A partir da reação para um combustível temos que $a = x + \frac{y}{4}$.

Assim, pelas informações do combustível têm-se:

$$a = x + \frac{y}{4} = 1,16 + \frac{4,32}{4} = 2,24.$$

A partir de uma tabela periódica, adotando a massa do carbono e do hidrogênio, respectivamente, 12,01 e 1,008 g/mol, obtêm-se o valor da massa molar:

$$MW_F = 1,16(12,01) + 4,32(1,008) = 18,29$$

Posteriormente, calcula-se a relação estequiométrica ar-combustível:

$$(A/F)_{esteq} = \frac{4,76a}{1} \frac{MW_a}{MW_F} = \frac{4,76 \cdot (2,24)}{1} \frac{(29)}{18,29} = 16,90.$$

Assim, a partir das informações que lhe foram dadas, você foi capaz de emitir um laudo concluindo que a relação estequiométrica ar-combustível da turbina é igual a 16,90.

Faça valer a pena

1. A maioria dos motores de combustão interna obtém sua energia a partir da combustão de uma mistura combustível-ar (hidrocarboneto com o oxigênio presente no ar atmosférico) que converte a energia química do combustível (hidrocarboneto) em energia interna nos gases dentro do motor. Dada a reação de combustão: $C_8H_{18(g)} + 12,5 O_{2(g)} \rightarrow 8 CO_{2(g)} + 9 H_2O_{(v)}$, analise a reação de combustão.

Assinale a alternativa correta em relação à reação de combustão apresentada:

- a) Trata-se de uma reação de combustão completa com a formação de hidrocarboneto e oxigênio no estado gasoso.
- b) Trata-se de uma reação de combustão incompleta, caracterizada pela formação principal de monóxido de carbono e água no estado líquido.
- c) Trata-se de uma reação de combustão incompleta, com formação de fuligem e água no estado vapor.
- d) Trata-se de uma reação de combustão completa, com a formação dos produtos dióxido de carbono e água no estado vapor.
- e) Trata-se de uma reação de combustão incompleta, com a formação de hidrocarbonetos e dióxido de carbono no estado vapor.

2. As composições das gasolinas seguem especificações quanto à qualidade, desempenho, aspectos ambientais e composições flexíveis. Esses aspectos impactam diretamente no preço do combustível, cabendo aos fabricantes de motores adequarem seus produtos aos combustíveis disponíveis no mercado. No Brasil as gasolinas são classificadas como: gasolina A e gasolina C.

A partir do exposto, avalie a veracidade das seguintes afirmações:

- I. A gasolina A é comercializada nos postos de abastecimento e possuem adição de 25%v de etanol anidrido.
- II. A gasolina C é comercializada entre distribuidores e postos de abastecimento e é isenta da adição de etanol anidro.
- III. A gasolina *premium* é classificada como gasolina A e possui adição de 27%v de etanol hidratado.
- IV. A gasolina C são as gasolinas com adição de etanol anidro comercializadas nos postos de abastecimento.

Dadas as afirmações, assinale a alternativa correta.

- a) Estão corretas I, II, III e IV.
- b) Somente II, III e IV estão corretas.
- c) Somente I, II e III estão corretas.
- d) Somente III está correta.
- e) Somente IV está correta.

3. Os óleos vegetais são basicamente triacilglicerídeos formados por ácidos graxos e glicerol e, de acordo com sua cadeia carbônica, podem se apresentar à temperatura ambiente como líquidos (óleos) ou sólidos (gorduras). Os ácidos graxos presentes nos óleos vegetais apresentam saturações e insaturações entre os átomos de carbono de sua cadeia, e essas características influenciam diretamente nas propriedades desses óleos. Dada as seguintes fórmulas estruturais dos ácidos graxos:

Ácido oleico

Ácido palmítico

Ácido linoleico

Com base nas estruturas dos ácidos graxos, assinale a alternativa correta:

- a) O ácido oleico apresenta maior estabilidade à oxidação quando comparado ao ácido palmítico devido à presença de insaturação entre os átomos de carbono.
- b) O ácido linoleico apresenta a maior estabilidade à oxidação em relação ao ácido oleico devido ao maior número de insaturações entre os átomos de carbono.
- c) Entre os três ácidos graxos, o ácido palmítico apresenta maior estabilidade à oxidação devido à ausência de insaturações entre os átomos de carbono.
- d) O ácido palmítico é um ácido graxo insaturado presente na composição de óleos vegetais e possui fórmula estrutural $CH_3(CH_2)_{14}CO_2H$.
- e) Devido à presença de insaturações, os ácidos oleico e linoleico apresentam pontos de fusão mais elevados que o ácido palmítico.

Combustão em motores alternativos

Diálogo aberto

Normalmente, quando alguém de nossa família tem um carro é comum nos acostumarmos com os “sons” produzidos no automóvel, seja pelo ronco do motor ou pelo barulho ao puxar o freio de mão ou ainda pelo barulho ao fechar as portas. Você já vivenciou essa situação, de ter sido capaz de identificar quem tinha acabado de chegar na sua casa apenas pelo som do carro? Qual o barulho do carro que mais lhe chama a atenção? Muitas vezes, o som mais marcante de um automóvel é o som do motor! Uma curiosidade: você já percebeu que os motores a gasolina, a etanol ou *flex* são mais silenciosos que os motores a Diesel? Principalmente em camionetes lançadas nas décadas de 1980 e 1990, o barulho do motor a Diesel sempre foi uma característica muito marcante. Assim, nesta seção vamos aprender sobre a combustão e a detonação no motor de ignição por faísca e sobre as câmaras de combustão para esses motores. Também vamos estudar a combustão nos motores Diesel, os fatores que influenciam a autoignição no ciclo Diesel e os tipos básicos de câmaras para esses motores. Ao estudar esses conteúdos ficará claro o porquê de os motores a Diesel serem mais barulhentos que os motores que utilizam a gasolina e o etanol como combustíveis, considerando que a origem desses ruídos está diretamente relacionada com a reação de combustão que acontece no motor.

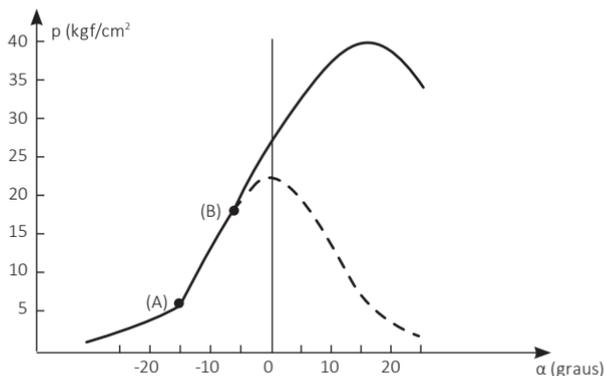
Para que possamos iniciar os nossos estudos da seção, imagine que você trabalha como analista de uma empresa fabricante de motores que atua na consultoria para diversas empresas clientes. Recentemente, seu gestor lhe acionou, pois, uma empresa cliente relatou a presença de um ruído elevado em um motor *flex*. Adicionalmente, além do envio dos pistões do motor com indícios de carbonização (Figura 2.2), a empresa enviou o diagrama $p - \alpha$ do motor de ignição por faísca a 4T na rotação de 3500 rpm, com avanço de faísca de 30° (Figura 2.3).

Figura 2.2 | Pistões com indícios de carbonização



Fonte: <https://goo.gl/Vrmh2Z>. Acesso em: 22 out. 2018.

Figura 2.3 | Diagrama $p - \alpha$ de um motor de ignição por faísca a 4T na rotação 3500 rpm



Fonte: Brunetti (2018, p. 432).

De acordo com os seus conhecimentos sobre o funcionamento de motores, quais as possíveis causas do ruído elevado? Pode ser um problema relacionado à combustão? Quais fenômenos podem causar a carbonização dos pistões? É possível representar graficamente o que está acontecendo nesse motor durante a combustão? Qual o tempo de retardamento da combustão?

A partir dos estudos desta seção, como a reação de combustão, você será capaz de analisar as causas desse problema e identificar os fatores que influenciam na reação de combustão nos motores de ignição de faísca e nos motores a Diesel, será capaz de compreender os fenômenos de detonação e autoignição. Você também será capaz de calcular o retardamento da combustão, assim como o gradiente máximo das pressões. Bons estudos!

Não pode faltar

Nos motores de ignição por faísca, carburados ou com injeção de combustível durante o tempo de admissão, a válvula de admissão se abre fazendo com que o pistão desça até o PMI, enchendo os cilindros com a mistura ar-combustível. Nos motores com injeção direta de combustível, a adição do combustível ocorre diretamente no interior dos cilindros podendo se dar no tempo de admissão ou de compressão, dependendo da estratégia de formação da mistura buscada (BRUNETTI, 2018, p. 405). Nesses motores citados, quando a válvula de admissão se fecha, inicia-se o tempo de compressão, em que o pistão é deslocado em direção ao PMS, comprimindo a mistura ar-combustível. Quando o pistão se aproxima do PMS ocorre uma faísca entre os eletrodos da vela, dando início ao processo de combustão da mistura ar-combustível que inicialmente ocupa um volume muito pequeno em torno da vela, provocando um aumento de temperatura localizado e uma

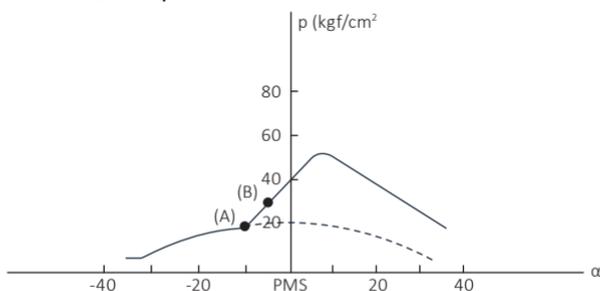
alteração desprezível da pressão. A combustão em MIF pode ser dividida em três fases: (1) retardamento químico da combustão ou atraso de ignição; (2) combustão normal; (3) combustão esparsa. O atraso da ignição é geralmente caracterizado pelo consumo de 1 a 10% da massa da mistura ar-combustível. Durante essa fase, ocorre a ignição e a reação de combustão é iniciada, observando-se uma pequena elevação da pressão e trabalho negativo (à esquerda de PMS) no gráfico da Figura 2.5.



Exemplificando

O diagrama $p - \alpha$ mostrado na Figura 2.4 a seguir corresponde a um dos cilindros de um motor a 4T, a plena carga. O ponto (A) é o instante da faísca enquanto o ponto (B) corresponde ao início da combustão.

Figura 2.4 | Diagrama $p - \alpha$



Fonte: Brunetti (2018, p. 431).

Qual o retardamento em milissegundos, sabendo-se que o motor está a 3000 rpm?

Para se determinar o retardamento em milissegundos sabendo-se que o motor está a 3000 rpm, primeiramente, determina-se o tempo gasto para se completar uma rotação. Como o motor realiza 3000 rpm a cada minuto tem-se:

$$3000 \text{ rpm} \rightarrow 1 \text{ min} \cdot 60000 \frac{\text{ms}}{\text{min}}$$

$$1 \text{ rpm} \rightarrow t$$

$$t = 20 \text{ ms}$$

A partir do gráfico fornecido na Figura 2.4, temos que o ângulo de atraso entre a faísca e a combustão é de $\alpha_{\text{atraso}} = 10^\circ$.

A partir de uma regra de três simples, determina-se o retardamento do motor em milissegundos:

$$360^\circ \rightarrow 20 \text{ ms}$$

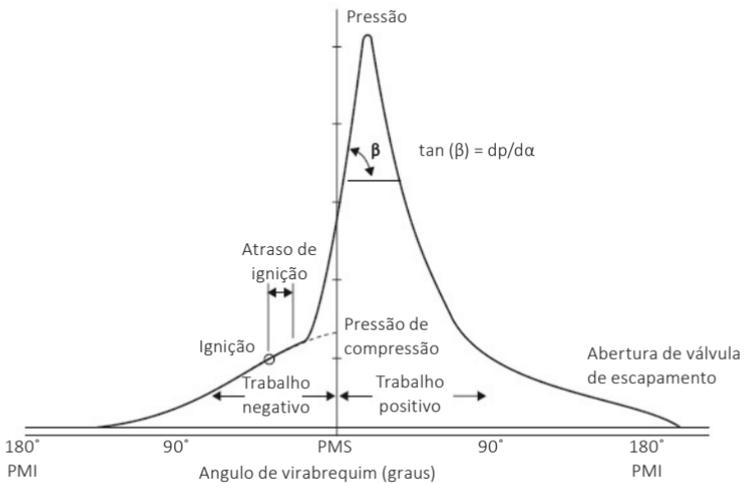
$$10^\circ \rightarrow t_{\text{retardamento}}$$

$$t_{\text{retardamento}} = 0,55 \text{ ms}$$

Dessa forma, conclui-se que o retardamento em milissegundos, quando o motor está a 3000 rpm é igual a 0,55 ms.

Já a combustão normal é a fase em que praticamente todo trabalho positivo (à direita de PMS) no gráfico da Figura 2.5, em um ciclo de motor é produzido e onde a maior parte da massa da mistura ar-combustível é queimada. Durante essa fase, a pressão no cilindro é consideravelmente aumentada, e isto fornece a força para produzir trabalho no tempo de expansão. Por fim, na última fase ocorre a queima de uma pequena quantidade de massa ar-combustível residual, a válvula de escapamento é aberta e o pistão sobe, empurrando todos os resíduos para fora do cilindro, a pressão diminui rapidamente e a combustão para. As três fases da combustão podem ser visualizadas pela evolução da pressão no diagrama $p - \alpha$ do motor (Figura 2.5).

Figura 2.5 | Diagrama $p - \alpha$ para uma combustão normal

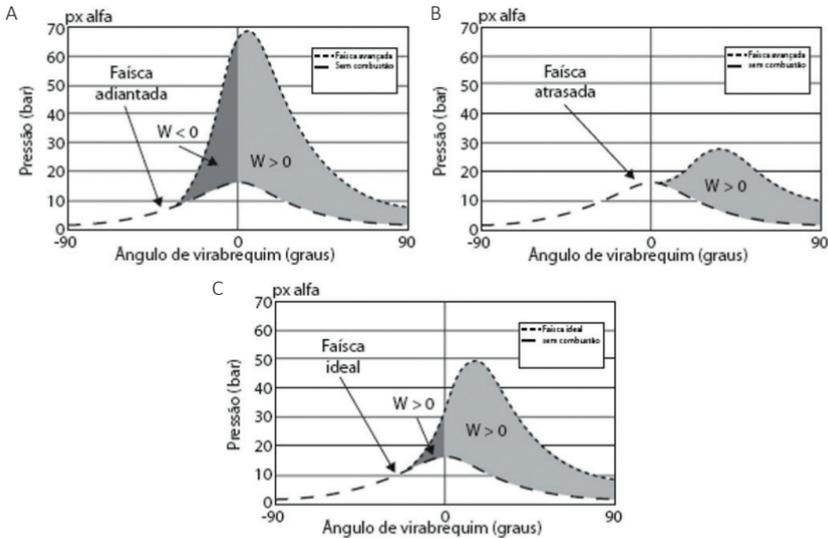


Fonte: Brunetti (2018, p. 407).

O gradiente de pressão, que representa indiretamente a velocidade da combustão e indica a progressividade do aumento da pressão e da liberação de energia, é dado pela tangente do ângulo de inclinação β obtido em cada ponto por $\frac{dp}{d\alpha}$ (gradiente da pressão em função da posição α do virabrequim). O que se percebe é que em um ciclo sem combustão, o trabalho de compressão e o de expansão, praticamente, se compensam, dessa forma o

trabalho útil corresponde ao excesso de área, provocado pela combustão. No entanto, a variação do avanço da faísca influenciará diretamente na produção do trabalho líquido do ciclo, como mostra as áreas hachuradas da Figura 2.6.

Figura 2.6 | a) Faísca adiantada resultando em um trabalho negativo considerável e um gradiente acentuado de pressões; b) Faísca atrasada provocando um pequeno trabalho positivo; c) Faísca no instante ideal.



Fonte: adaptada de Brunetti (2018, p. 408).

Em relação ao desempenho do motor, o ideal seria um gradiente elevado próximo ao PMS, no entanto, um crescimento muito brusco provoca elevadas pressões que geram elevadas tensões em componentes, ruídos altos e indesejáveis durante o funcionamento do motor. Assim, o avanço de ignição, que apresenta a melhor relação entre o trabalho negativo na compressão e o trabalho positivo na expansão, é denominado mínimo avanço para máximo torque (MBT – *Maximum Brake Torque*). Para uma mistura ar-combustível estagnada, a velocidade de propagação da chama é relativamente baixa e é denominada velocidade laminar de chama, caracterizada pela propagação de frente de chama em um ambiente no qual a turbulência é desprezível. Entre os fatores que influenciam a velocidade de propagação da chama destacam-se:

Turbulência – Devido ao efeito de “enrugamento”, ocorre o aumento da área efetiva da frente de chama, promovendo o maior contato entre as partículas em combustão com as que reagirão na frente da chama, acelerando a reação. A turbulência cresce com o aumento da rotação, aumentando a velocidade de combustão exatamente quando o tempo disponível diminui (BRUNETTI, 2018, p. 410).

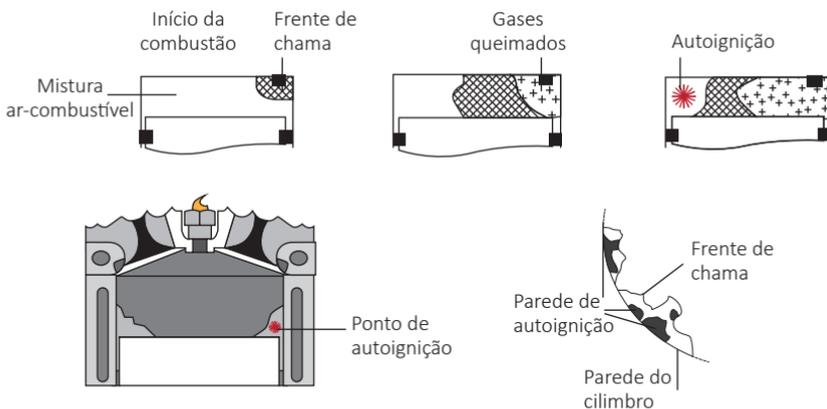
Temperatura e pressão – Elevadas temperaturas resultam no aumento da velocidade laminar de frente de chama, conseqüentemente, acarretando maiores velocidades de queima.

Relação ar-combustível – Misturas levemente ricas (10% acima do valor estequiométrico) promovem uma maior velocidade de propagação na frente de chama. Nesta região se encontram os picos de velocidades laminares de frentes de chama.

Presença de gases residuais – A combustão é desacelerada devido à redução na velocidade laminar de frente de chama.

Adicionalmente aos fatores citados, o avanço da chama normal promove o aumento da pressão e da temperatura da mistura ainda não queimada, que, em alguns pontos, poderá atingir a temperatura de autoignição do combustível resultando no aparecimento de chamas secundárias de autoignição (Figura 2.7).

Figura 2.7 | Aparecimento de chamas secundárias de autoignição



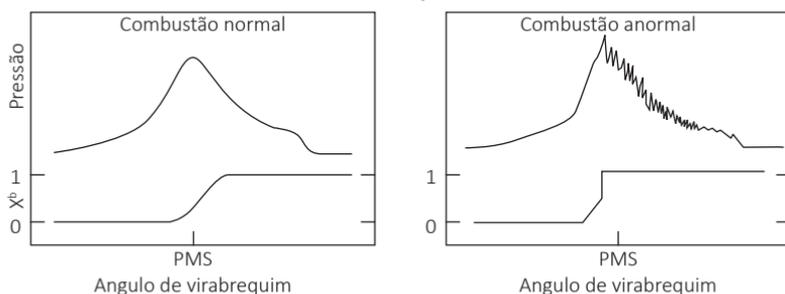
Fonte: Brunetti (2018, p. 411).

Quando a autoignição ocorre em pequenas quantidades de mistura, terá uma intensidade pequena, característica que acelera a combustão normal, diminuindo o tempo de reação. No entanto, quando a autoignição ocorre em grande intensidade ela é denominada detonação, isto é, a detonação é a autoignição brusca de uma grande massa de mistura ainda não queimada na câmara de combustão. No avanço da chama principal a partir da vela de ignição, a mistura ainda não queimada sofre um aumento na temperatura e é comprimida, podendo atingir a temperatura de autoignição do combustível. Caso a chama principal não consiga varrer essa mistura antes que as condições locais de temperatura e pressão provoquem a autoignição, essa mistura entrará em combustão repentinamente,

a volume constante, ocasionando um aumento brusco da pressão com a propagação de ondas de choque, provocando um aumento local das tensões, assim como um ruído característico conhecido popularmente por “batidas de pino” ou *knock* em inglês.

A detonação resulta em um pico de pressão elevada e muito acentuado na câmara de combustão, se você olhar para um traço de pressão do processo na câmara de combustão, você verá a queima normal como um aumento de pressão normal, então, de repente, você verá um pico muito agudo quando a detonação ocorrer, como mostra os diagramas $p - \alpha$ para uma combustão normal e anormal (Figura 2.8), respectivamente.

Figura 2.8 | Detecção de detonação no diagrama $p - \alpha$ do motor



Fonte: Brunetti (2018, p. 412).

Observa-se no diagrama de combustão anormal o pico de pressão que corresponde à detonação, com oscilações da pressão na fase final da combustão. Essas oscilações são resultantes da propagação de ondas de choques sônicas no interior do cilindro e, que se refletem, ao se chocarem com as paredes da câmara. Outro ponto importante que podemos observar no diagrama é a evolução da fração de massa queimada (X^b) que indica a quantidade de massa da mistura ar-combustível já oxidada pela passagem da frente da chama. No diagrama o 0 indica a ausência de massa queimada, enquanto o 1 indica a queima total da mistura. A detonação promove o aumento do fluxo térmico para as paredes da câmara de combustão, resultando na elevação da temperatura local e na redução da eficiência térmica do motor devido à maior rejeição térmica para o sistema de arrefecimento (BRUNETTI, 2018, p. 413). Seguidas detonações provocam o surgimento de pontos incandescentes na câmara que poderão promover a ignição da mistura antes do salto da faísca, esse fenômeno é conhecido como pré-ignição. Assim, primeiramente é muito importante evitar a detonação e posteriormente uma possível causa de pré-ignição.



Assimile

A pré-ignição pode ser compreendida como a ignição da mistura antes da faísca da vela de ignição. Sempre que algo faz com que a mistura na câmara entre em ignição antes do salto da faísca da vela de ignição, esse fenômeno é denominado como pré-ignição. Esse fenômeno é muito perigoso e deve ser evitado, pois pode causar danos severos na cabeça do pistão.

Entre os fatores que influenciam a detonação no motor Otto destacam-se a qualidade do antidetonante do combustível, a temperatura e pressão da mistura na câmara, o avanço da faísca, a qualidade da mistura e a turbulência.



Saiba mais

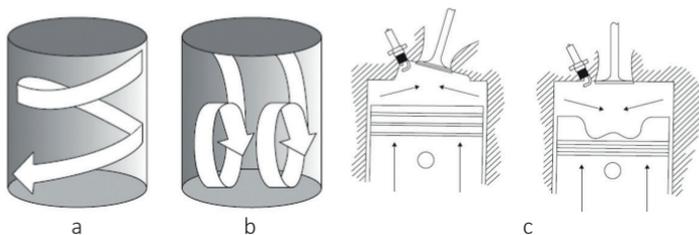
Quer saber mais sobre os fatores que influenciam a detonação no motor Otto? Acesse o link a seguir:

Máquinas hidráulicas e térmicas. Disponível em: <<https://www.feis.unesp.br/Home/departamentos/engenhariamecanica/intranet/capitulo13.pdf>>. Acesso em: 11 jan. 2019.

Para que tenhamos o bom desempenho dos motores Otto, sem a ocorrência de detonação, a câmara de combustão deve obedecer a três regras basilares:

1. **Gerar nível adequado de turbulência para uma combustão rápida e eficiente:** A turbulência deve ser criada ou potencializada por padrões de escoamento no interior do cilindro, listados a seguir:
 - a. *Swirl* – movimento de corpo rígido do fluxo, ordenado e caracterizado por uma rotação ao longo do eixo do cilindro (Figura 2.9(a)). Aumenta a eficiência em carga parcial e previne detonação em carga plena.
 - b. *Tumble* – similar ao swirl é caracterizado por uma rotação perpendicular ao eixo do cilindro (Figura 2.9(b)). Proporciona elevada potência específica.
 - c. *Squish* – jato promovido pelo esmagamento da mistura ao final da compressão, normalmente direcionado à vela. Pode ser gerado pelo fluxo da mistura para o interior de recesso no cabeçote ou no pistão (Figura 2.9(c)). Aumenta a intensidade da turbulência, acelerando a combustão.

Figura 2.9 | Movimentos de corpo rígido *swirl* (a), *tumble* (b) e movimento tipo *squish* (c).

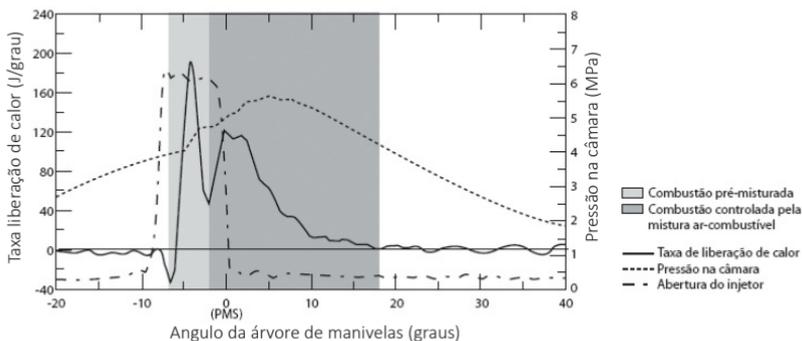


Fonte: adaptada de Brunetti (2018, p. 417).

1. **Ser compacta:** menor caminho percorrido pela chama de frente, redução da duração da combustão e consequente redução no tempo de exposição da parte final da mistura ar-combustível aos gases queimados.
2. **Ter relação volume-superfície (V-S) grande no início do trajeto da chama e pequena no fim.**

A combustão em motores Diesel ocorre por autoignição, a válvula de admissão se abre enchendo a câmara com ar; em seguida, no tempo de compressão, este ar é comprimido o que eleva sua temperatura. Quando o pistão chega perto do PMS o diesel é injetado em alta velocidade com elevada pressão e se inflama instantaneamente ao deparar-se com o ar aquecido. Essa explosão causa uma grande força de expansão que faz com que o pistão desça para o seu PMI. Na próxima meia volta do eixo virabrequim, a válvula de escapamento é aberta e o pistão se desloca empurrando todos os resíduos de queima para fora da câmara. O tempo entre o instante inicial de injeção e o instante de início de combustão é conhecido como atraso de ignição ou atraso de combustão. A Figura 2.10 apresenta o gráfico da característica da combustão no motor Diesel em função do ângulo da árvore de manivela.

Figura 2.10 | Característica da combustão no motor Diesel em função do ângulo da árvore de manivelas.

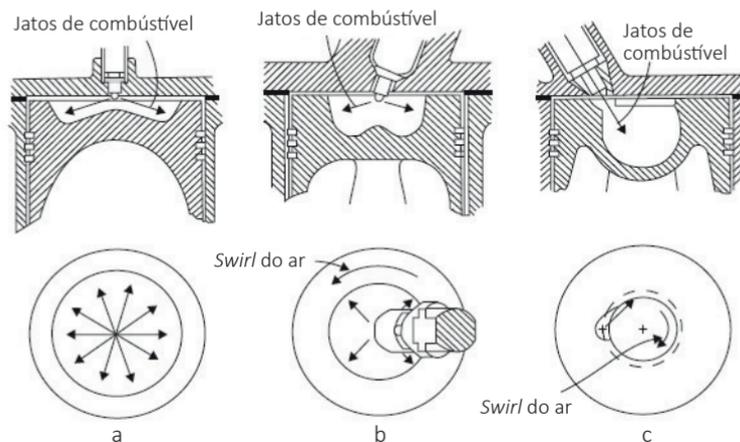


Fonte: Brunetti (2018, p. 421).

A primeira região destacada à esquerda corresponde à área da combustão pré-misturada, no qual se observa um pico na curva da taxa de liberação de calor. A segunda região corresponde à área onde tem-se a combustão controlada pela mistura ar-combustível, na qual a queima de combustível é um pouco mais uniforme, como apresenta a curva de taxa de liberação de calor. No motor Diesel, o intervalo de tempo entre o início da injeção e o início da combustão é composto por dois processos: retardamento físico e retardamento químico que, somados, constitui no retardamento total, no qual se observa que não ocorre o aumento de pressão e temperatura na câmara. Nesses motores, caso o retardamento seja prolongado ocorrerá o acúmulo de combustível injetado que ao se inflamar provocará o aumento brusco da pressão, causando uma “aspereza” intensa no motor (BRUNETTI, 2018, p. 421). Entre os fatores que influenciam na autoignição no ciclo Diesel destacam-se a qualidade do combustível, a temperatura e pressão e a turbulência.

As câmaras para os motores a Diesel são classificadas em câmaras de injeção direta ou abertas e câmaras de injeção indireta ou fechadas. As câmaras de injeção direta são normalmente construídas na coroa do pistão e operam como mecanismos para a produção de turbulência o *squish*, o *swirl* e a quantidade de movimento do combustível injetado. Essas câmaras são utilizadas quando se deseja um comportamento estável do ar para mistura com o combustível, reduzindo o gradiente de elevação da temperatura durante a combustão de pré-mistura, gerando menores quantidades de NO_x . Atualmente, as câmaras de injeção direta são rasas e centradas na coroa do pistão e funcionam com injetores também centrados de múltiplos orifícios dispostos radialmente na extremidade do injetor (BRUNETTI, 2018, p. 422). A Figura 2.11 apresenta os tipos mais comuns de câmaras de injeção direta em motores Diesel.

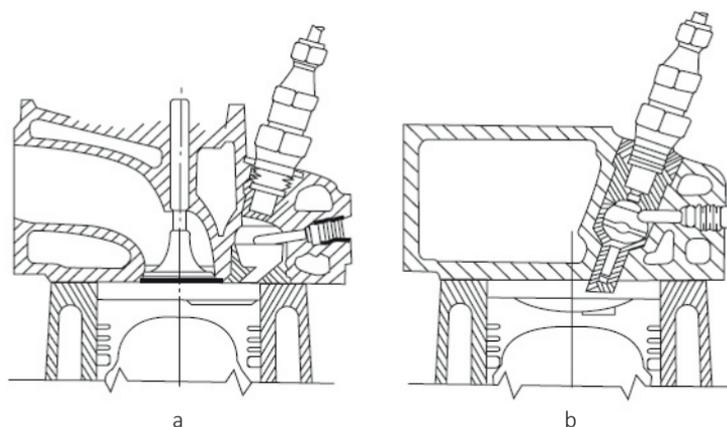
Figura 2.11 | Câmaras de injeção direta em motores Diesel: (a) câmara quiescente, de baixa turbulência com injetor multiorifícios (veículos comerciais), (b) câmara profunda de *swirl* elevado (automóveis), (c) câmara de *swirl* elevado com injetor de apenas um orifício (automóveis).



Fonte: Brunetti (2018, p. 423).

Já as câmaras de injeção indireta ou fechadas são construídas no cabeçote e tem o objetivo de promover turbulências de maiores intensidades, necessárias para a rápida mistura do ar com o combustível em motores Diesel de alta rotação. As câmaras de injeção direta podem ser divididas ainda em pré-câmara turbulenta e pré-câmara de *swirl* como mostra a Figura 2.12.

Figura 2.12 | Pré-câmaras utilizadas em pequenos motores Diesel de injeção indireta: (a) pré-câmara de *swirl*, (b) pré-câmara turbulenta



Fonte: Brunetti (2018, p. 424).

Na pré-câmara turbulenta (Figura 2.12(a)) quando o pistão se desloca no tempo de compressão, o ar é forçado por uma pequena passagem do cabeçote

para uma câmara auxiliar logo acima, adquirindo alta velocidade, então, o combustível é injetado na câmara auxiliar com uma pressão menor do que a pressão utilizada nos sistemas de injeção direta, ocasionando na combustão que eleva a pressão e fazendo com que a frente de chama se propague até a câmara principal através de um canal estreito que gera elevada turbulência (BRUNETTI, 2018, p. 423). Já na pré-câmara de *swirl*, o combustível é injetado na câmara secundária e entra em combustão parcial com aumento da pressão. A mistura em combustão é empurrada para a câmara principal (na cabeça do pistão), através de passagens projetadas para fazer com que o fluxo tenha um movimento rotativo com grande velocidade, induzindo assim o *swirl* na câmara principal na cabeça do pistão, onde se completa a combustão (BRUNETTI, 2018, p. 424).



Refleta

Após ter estudado sobre a combustão nos motores ciclo Diesel e Otto e conhecer os principais tipos de câmaras de combustão para esses motores, por que nos motores Diesel não se pode atingir as mesmas rotações que podem ser atingidas no motor Otto?

Sem medo de errar

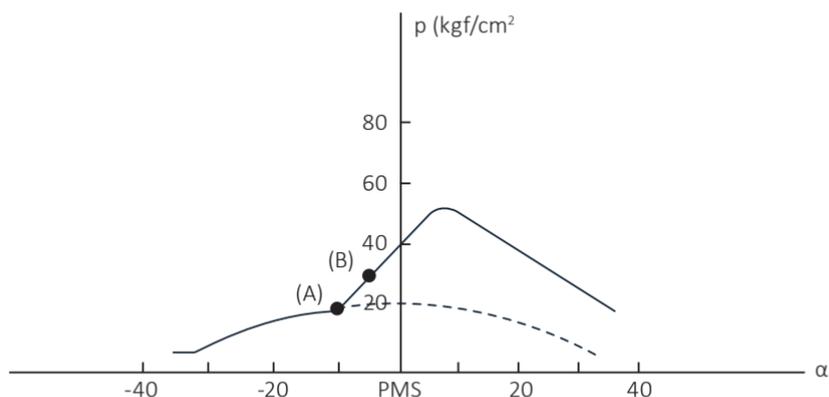
Retomando nosso desafio, imagine que você é um analista de uma empresa fabricante de motores e atua na área de consultoria. Recentemente, seu gestor lhe acionou, pois, uma empresa cliente relatou a presença de um ruído elevado no motor *flex*, adicionalmente, além do envio dos pistões do motor com indícios de carbonização (Figura 2.2) a empresa enviou o diagrama $p - \alpha$ do motor de ignição por faísca a 4T na rotação de 3500 rpm, com avanço de faísca de 30° (Figura 2.3).

Figura 2.2 | Pistões com indícios de carbonização



Fonte: <https://goo.gl/Vrmh2Z>. Acesso em: 22 out.2018.

Figura 2.3 | Diagrama $p - \alpha$ de um motor de ignição por faísca a 4T na rotação 3500 rpm

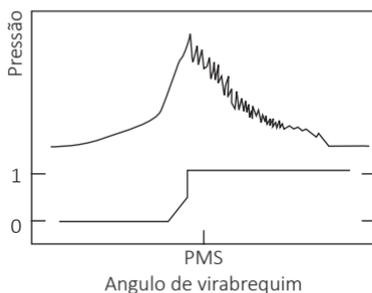


Fonte: Brunetti (2018, p. 432).

Quais as possíveis causas do ruído elevado? Pode ser um problema relacionado à combustão? Quais fenômenos podem causar a carbonização dos pistões? É possível representar graficamente o que está acontecendo nesse motor durante a combustão? Nesse caso, qual o tempo de retardamento da combustão?

Ao analisar os pistões mostrados na Figura 2.2, as causas prováveis da carbonização são a detonação ou a pré-ignição, ambos os fenômenos são parecidos, pois ocorrem quando a queima do combustível é precoce, ou seja, antes do tempo ideal. No entanto, as razões para a ocorrência de cada fenômeno são distintas. A autoignição brusca de uma grande massa de mistura ainda não queimada na câmara de combustão é o que conhecemos como detonação. Com o avanço da chama principal a partir da ignição da vela, a mistura ainda não queimada sofre um aumento na temperatura e é comprimida, podendo atingir a temperatura de autoignição do combustível, no entanto, nesse caso, a chama principal não foi capaz de varrer a mistura antes das condições para promover a autoignição, assim a mistura entra em combustão repentinamente, à volume constante, promovendo o aumento brusco da pressão e, conseqüentemente, gerando a propagação de choque de ondas, provocando um aumento local das tensões, assim como o ruído característico conhecido popularmente por “batidas de pino” ou *knock*. A detonação resulta em um pico de pressão elevada e muito acentuado na câmara de combustão que pode ser representada graficamente pelo gráfico da Figura 2.13.

Figura 2.13 | Detecção de detonação no diagrama $p - \alpha$ do motor



Fonte: adaptada de Brunetti (2018, p. 412).

A partir do diagrama $p - \alpha$ do motor (Figura 2.3), é possível calcular o retardamento da combustão.

Primeiramente, determina-se o tempo gasto para se completar uma rotação. Como o motor realiza 3500 rpm a cada minuto tem-se:

$$3500 \text{ rpm} \rightarrow 1 \text{ min} \cdot 60000 \frac{\text{ms}}{\text{min}}$$

$$1 \text{ rpm} \rightarrow t$$

$$t = 17 \text{ ms}$$

A partir do gráfico fornecido (Figura 2.3) temos que o ângulo de atraso entre a faísca e a combustão é de $\alpha_{\text{atraso}} = 10^\circ$. Assim, o ângulo de retardamento do motor é igual:

$$\alpha = \alpha_{\text{avanço}} - \alpha_{\text{atraso}}$$

$$\alpha = 30^\circ - 10^\circ$$

$$\alpha = 20^\circ$$

A partir de uma regra de três simples, determina o retardamento do motor em milissegundos:

$$360^\circ \rightarrow 17 \text{ ms}$$

$$20^\circ \rightarrow t_{\text{retardamento}}$$

$$t_{\text{retardamento}} = 0,94 \text{ ms}$$

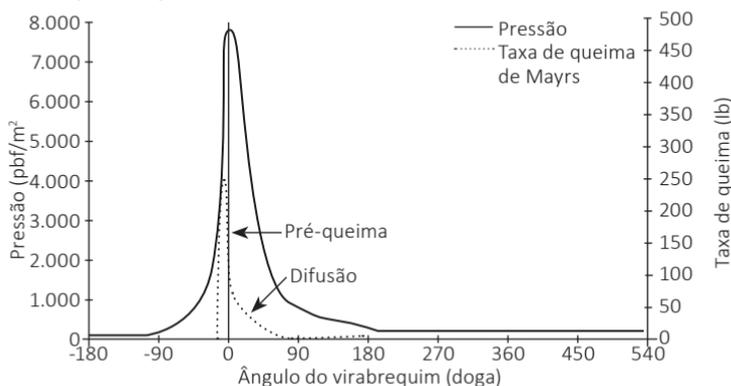
A partir das análises você foi capaz de concluir que as possíveis causas do ruído elevado do motor e da carbonização dos pistões podem estar associadas aos fenômenos da detonação ou da pré-ignição. Você também foi capaz de representar graficamente o fenômeno da detonação com o gradiente elevado de pressão e aparecimento de oscilações da pressão no final da combustão. Por fim, você foi capaz de calcular o retardamento do motor conforme foi solicitado pelo seu gestor, chegando a um valor de 0,94 ms.

Avaliação dos ruídos em um motor Diesel

Descrição da situação-problema

Atuando como engenheiro em uma empresa fabricante de motores Diesel, você recebeu do seu gestor o seguinte gráfico $p - \alpha$ de um motor Diesel para análise, mostrado na Figura 2.14.

Figura 2.14 | Gráfico $p - \alpha$ de um motor Diesel



Fonte: Brunetti (2018, p. 436).

A partir do gráfico, seu gestor solicitou que você o analisasse a fim de produzir uma pequena explicação sobre os fenômenos responsáveis pelos ruídos característicos de um motor Diesel, que será inserido em um material para a capacitação dos funcionários da linha de produção sobre o funcionamento de motores Diesel.

Resolução da situação-problema

A detonação ou autoignição são os fenômenos responsáveis pelo ruído característico de motores Diesel. Nos motores Diesel, o combustível é injetado pouco antes do PMS. O combustível entra em contato com o ar a elevadas temperaturas. Como a temperatura e pressão do ar estão acima do ponto de ignição do combustível, este entra em combustão em poucos instantes. A combustão inicial proporciona uma rápida liberação de energia, o que provoca uma elevação abrupta da temperatura e pressão no cilindro, conforme apresentado no diagrama $p - \alpha$. Essa elevação abrupta da pressão produz o ruído característico do motor Diesel.

1. A maioria dos motores de combustão interna obtém sua energia a partir da combustão de uma mistura ar-combustível (hidrocarboneto com o ar atmosférico) que converte a energia química do combustível (hidrocarboneto) em energia interna nos gases de combustão no interior do motor. A combustão em motores de ignição por faísca pode ser dividida em três fases: retardamento químico da combustão, combustão normal e combustão esparsa.

Sobre as três fases da combustão assinale a alternativa correta:

- a) O atraso da ignição é geralmente caracterizado pelo consumo de 1 a 10% da massa de combustível durante a reação de combustão.
- b) Durante o retardamento químico, ocorre a ignição e a reação de combustão é iniciada, com elevação da pressão e trabalho negativo.
- c) A combustão normal é a fase em que praticamente todo trabalho negativo em um ciclo de motor é produzido.
- d) Durante a combustão normal, a pressão no cilindro é consideravelmente diminuída e isto fornece a força para produzir trabalho no tempo de expansão.
- e) Na combustão esparsa ocorre a queima de uma grande quantidade de massa de ar-combustível residual e a pressão diminui rapidamente.

2. Para uma mistura ar-combustível estagnada, a velocidade de propagação da chama é relativamente baixa e é denominada velocidade laminar de chama, caracterizada pela propagação de frente de chama em um ambiente no qual a turbulência é desprezível. Sobre os fatores que influenciam a propagação da chama, analise as seguintes afirmações:

- I. A turbulência cresce com o aumento da rotação, aumentando a velocidade de combustão exatamente quando o tempo disponível diminui.
- II. Misturas levemente ricas promovem uma maior velocidade de propagação na frente de chama.
- III. Elevadas temperaturas resultam no aumento da velocidade laminar de frente de chama, conseqüentemente, maiores velocidades de queima.

Assinale a alternativa correta em relação às afirmações serem verdadeiras (V) ou falsas (F).

- a) I.V; II. V; III. V.
- b) I.V; II. F; III. V.
- c) I.V; II. V; III. F.
- d) I.F; II. V; III. V.
- e) I.F; II. F; III. F.

3. Para que tenhamos o bom desempenho dos motores Otto, sem detonação, a câmara de combustão deve obedecer a três regras basilares: gerar nível adequado

de turbulência para uma combustão rápida e eficiente; ser compacta e ter relação volume-superfície (V-S) grande no início do trajeto da chama e pequena no fim.

Dada as colunas A e B:

COLUNA A	COLUNA B
I - <i>Swirl</i>	A - caracterizado por uma rotação perpendicular ao eixo do cilindro.
II - <i>Tumble</i>	B - movimento de corpo rígido do fluxo, ordenado e caracterizado por uma rotação ao longo do eixo do cilindro.
III - <i>Squish</i>	C - jato promovido pelo esmagamento da mistura ao final da compressão, direcionado à vela.

Assinale a alternativa que apresenta a associação correta das colunas A e B.

- a) I - A, II - B, III - C.
- b) I - A, II - C, III - B.
- c) I - B, II - C, III - A.
- d) I - B, II - A, III - C.
- e) I - C, II - A, III - B.

Mistura e injeção em ciclo Otto

Diálogo aberto

Ao pensar na indústria dos automóveis, você já se perguntou sobre todos os estudos e tecnologias que são desenvolvidos e testados até que um automóvel seja lançado no mercado consumidor? Uma das preocupações desse tipo de indústria é oferecer um carro que tenha maior potência e menor consumo de combustível. Mas quais são as tecnologias implementadas a fim de se obter essas características? Nesta seção, vamos estudar a injeção direta de combustível que é uma das tecnologias utilizadas para que o motor tenha um menor consumo de combustível e uma maior potência. Além desses conteúdos, vamos estudar sobre a formação da mistura combustível-ar nos motores Otto: definição, tipo de mistura em relação ao comportamento do motor e curva característica. Vamos conhecer o funcionamento do carburador, o sistema de injeção mecânica e eletrônica para motores Otto e o sistema injeção direta de combustível em ciclo Otto (GDI), assim como o controle da combustão e emissões de poluentes.

Portanto, para iniciarmos o nosso estudo da seção, imagine que você é analista em uma empresa fabricante de motores para automóveis que presta consultoria para diversas empresas nacionais e internacionais, e recebeu um cliente interessado na compra de um motor Otto carburado a gasolina (C_8H_{18}), que em cargas médias funciona com uma fração relativa combustível-ar igual a 0,85. Porém, o cliente pretende fazer com que esse motor funcione com etanol (C_2H_6O) sem alternar o *gicleur* principal e com limite pobre igual a 0,75. É possível fazer essa alteração? Quais cálculos deverão ser realizados para verificar se existe a possibilidade de fazer essa mudança? Neste caso, o que significa limite pobre informado ao cliente? O cliente também lhe questionou sobre as principais características da injeção direta. Quais são essas características?

Para conseguir responder esses questionamentos vamos estudar o conceito de fração relativa combustível-ar e suas classificações em pobre, rica e estequiométrica. Nesta seção, também estudaremos sobre o sistema de injeção direta e vamos conhecer as vantagens para o funcionamento do motor.

Vamos iniciar os estudos desta aula?

Bom trabalho.

A propagação da chama no motor Otto depende da proporção de combustível e do ar na mistura. O operador do motor Otto é responsável por variar a carga e/ou a rotação do motor alternando a posição do acelerador que atua sobre a válvula borboleta na entrada do ar no motor, controlando a vazão. Conhecida a vazão de ar, haverá instalado no trajeto um dispositivo automático que tem como função dosar a quantidade correta de combustível para a quantidade de ar admitida. Essa dosagem de combustível é realizada por um carburador ou por um sistema injetor (BRUNETTI, 2018, p. 441). Assim, é importante conhecer algumas relações importantes:

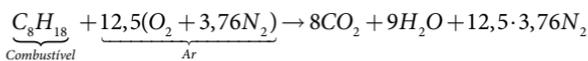
Relação combustível-ar (F): é a razão entre as massas de combustível e ar ou a razão entre a vazão mássica de combustível e de ar, que formam a mistura.

$$F = \frac{m_c}{m_a} = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a} \quad 2.30$$

Em algumas situações, utiliza-se a relação inversa-combustível ar-combustível (λ):

$$\lambda = \frac{1}{F} = \frac{m_a}{m_c} = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c} \quad 2.31$$

Relação combustível-ar estequiométrica (F_c): é quimicamente a relação combustível-ar a partir da combustão completa, que será utilizada como referência. Por exemplo, para a gasolina (C_8H_{18}) e o ar composto em volume por aproximadamente 21% de oxigênio e 79% de nitrogênio, tem-se:



A partir da reação de combustão e dos valores dos pesos atômicos dos elementos químicos (C = 12 g/mol; H = 1 g/mol; O = 16 g/mol e N = 14 g/mol):

Combustível: $8 \cdot 12 + 18 \cdot 1 = 114$ g/mol

Ar: $12,5 \cdot 32 + 47 \cdot 28 = 1716$ g/mol

A partir dos pesos atômicos dos elementos químicos

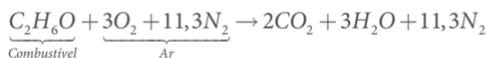
$$F_c = \frac{114}{1716} = 0,0664 \text{ ou } \lambda = \frac{1716}{114} = 15$$

Os valores de F_c e λ obtidos para a gasolina são utilizados como referência.



Exemplificando

No caso do etanol anidro (C_2H_6O) temos:



Combustível: $2 \cdot 12 + (6 \cdot 1) + 1 \cdot 16 = 46 \text{ g/mol}$

Ar: $(3 \cdot 32) + (11,3 \cdot 28) = 412,4 \text{ g/mol}$

$$F_c = \frac{46}{412,4} = 0,112 \text{ ou } \lambda = \frac{412,4}{46} = 8,9$$

Fração relativa combustível-ar (F_r): é a razão entre a relação de combustível-ar e a relação estequiométrica de um determinado combustível:

$$F_r = \frac{F}{F_c} \quad 2.32$$

Para $F_r < 1$ a mistura denomina-se pobre; $F_r > 1$ a mistura denomina-se rica e para $F_r = 1$ a mistura denomina-se estequiométrica.

A relação combustível-ar, do ponto de vista da admissão, é o quociente entre as massas do combustível e ar que entram no motor. Já do ponto de vista da combustão, o comportamento da mistura depende principalmente da homogeneização do vapor de combustível no ar. Assim, as misturas podem ser classificadas como:

Limite pobre – é a mistura mais pobre em combustível que mantém o funcionamento do motor estável, o operando em *maximum brake torque* (MBT) — ou seja, em maior torque possível para a condição de operação. Essa é uma situação indesejada. Para motores Otto, em condições normais, o limite pobre ocorre para misturas com F_r entre 0,7 e 0,85.

Mistura econômica – mistura levemente pobre, na qual o excesso de ar promove a combustão completa e adequada ao combustível admitido. Na condição desejada para o motor, é a mistura que produz o mínimo consumo específico e contribui para a redução da emissão de monóxido de carbono.

Mistura de máxima potência – mistura levemente rica, em que o excesso de combustível promove a combustão completa e adequada ao ar que pode ser admitido pelo motor. Em uma determinada rotação e posição do acelerador, essa mistura promove a máxima potência. Nessa situação, aumenta-se a probabilidade de emissão de monóxido de carbono.

Limite rico – é a mistura na qual o excesso de combustível atrapalha a propagação da chama. A vaporização em excesso, sem a combustão por falta

de ar, promove a diminuição da temperatura na câmara de combustão e a extinção da chama. Como consequências, ocorre a instabilidade na rotação do motor, mesmo sem alterar a posição da borboleta aceleradora e a carga no virabrequim. Ultrapassando o limite rico, o motor não funciona, efeito conhecido popularmente como “motor afogado” (BRUNETTI, 2018, p. 445).

Assim, para a determinação da relação combustível e ar é necessário ferramentas que ajudam no dimensionamento do motor e do sistema de alimentação, isto é, essas ferramentas devem permitir a variação da qualidade da mistura para cada condição de rotação (n) e da posição (α) da borboleta aceleradora, ao fixar essas condições as ferramentas devem permitir a variação da massa de combustível admitida (BRUNETTI, 2018, p. 445). As ferramentas utilizadas são o carburador elementar e o sistema de injeção.

Carburador elementar – ferramenta básica para estabelecer a relação combustível-ar para o motor, já se encontra em desuso, devido à introdução da injeção eletrônica. O carburador dosava a quantidade de combustível desejada para uma determinada vazão de ar admitida no motor. O carburador é constituído de uma cuba (reservatório) na qual é mantido aproximadamente constante por uma boia, o volume do combustível. Por meio de uma válvula de agulha a entrada de combustível, que é enviado por uma bomba, é regulada. Uma borboleta aceleradora estabelece uma perda de carga que regula a vazão de ar, à qual tem acesso o operador, por meio do acelerador (BRUNETTI, 2018, p. 446). O ar passa por um difusor (Venturi) que na garganta aumenta a velocidade do fluxo, causando depressão e consequentemente a sucção do combustível da cuba. A vazão do combustível, para uma determinada sucção, normalmente pode ser dimensionada por uma perda de carga maior ou menor que pode ser estabelecida em função do tamanho do *gicleur* utilizado (Figura 2.15).

Figura 2.15 | *Gicleur* principal



Fonte: <https://w1.ezcdn.com.br/masada/fotos/grande/4992fg1/gicleur-gicle-principal-carburador-honda-cg125-tintan-xx-99-n-115-siverst.jpg>. Acesso em 26 nov. 18.

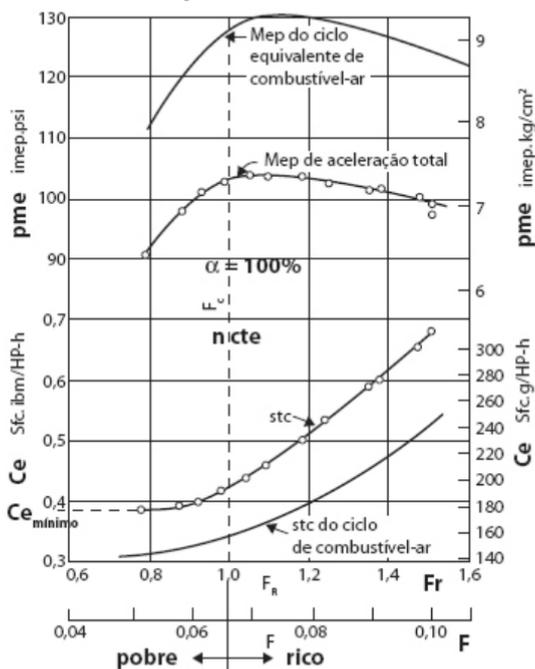
Assim, aumentando a vazão de ar pelo Venturi, a velocidade na garganta aumenta, aumentando a depressão, isto é, aumentando a sucção do combustível, mantendo a relação combustível-ar aproximadamente constante. No entanto, essa constante não é real, pois o Venturi sente a vazão em volume do ar e a relação combustível-ar é em massa. De acordo com o aumento da

velocidade do ar, sua densidade diminui ocasionando em uma vazão de massa menor em relação a que seria produzida se o ar fosse incompressível (BRUNETTI, 2018, p. 447). Assim, para vazões maiores, a mistura possui uma tendência de se enriquecer cada vez mais.

Sistema de injeção – análogo ao carburador elementar, fixada a rotação (n) e a posição da borboleta aceleradora (α), o sistema de injeção proporcional a variação da massa de combustível admitida para se obter a relação combustível-ar desejada.

Para se dimensionar um sistema de injeção é imprescindível conhecer o comportamento do motor em cada condição de funcionamento, isto é, na rotação e na posição do acelerador. Dessa forma, para um motor instalado em um banco dinamométrico, manipula-se a qualidade da mistura para cada par de condições rotação/posição do acelerador. Após fixada a rotação e a posição do acelerador, varia-se a massa de combustível que é admitida, restabelecendo sempre a mesma rotação, sem agir na abertura da borboleta. O gráfico da Figura 2.16 apresenta as curvas com a variação do consumo específico (C_e) e da pressão média efetiva (pme) em função da qualidade da mistura, sem movimentar o acelerador, mantendo uma rotação constante.

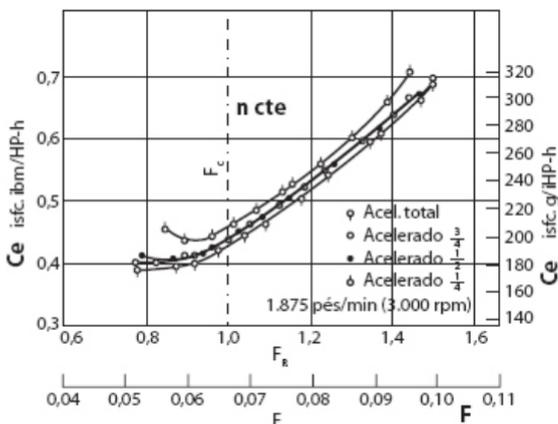
Figura 2.16 | Curvas de variação do C_e e pme em função da mistura



Fonte: Brunetti (2018, p. 448).

O mesmo ensaio para diversas aberturas da borboleta, com mesma rotação, resultará nas curvas indicadas no gráfico da Figura 2.17.

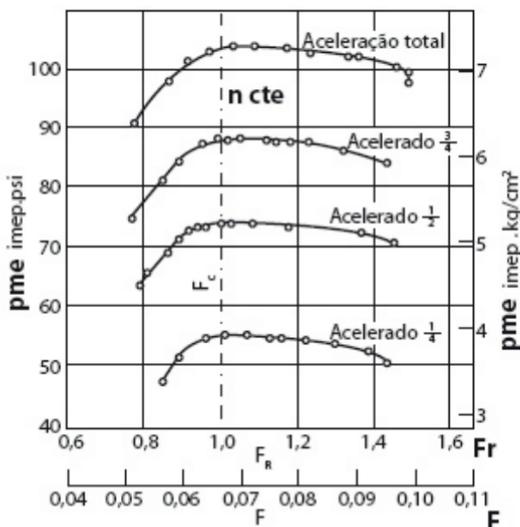
Figura 2.17 | Variação do consumo específico em função da qualidade da mistura (F_r), com variação da abertura da borboleta aceleradora, mantida rotação constante. A fração indica a abertura da borboleta em relação à plena abertura (1/1).



Fonte: Brunetti (2018, p. 449).

Já a Figura 2.18 apresenta a curva da Figura 2.17, mas no eixo Y traz a pressão média efetiva, mantendo a rotação constante.

Figura 2.18 | Variação da pressão média efetiva em função da qualidade da mistura, variando a abertura da borboleta aceleradora, mantida a rotação constante.



Fonte: Brunetti (2018, p. 449).

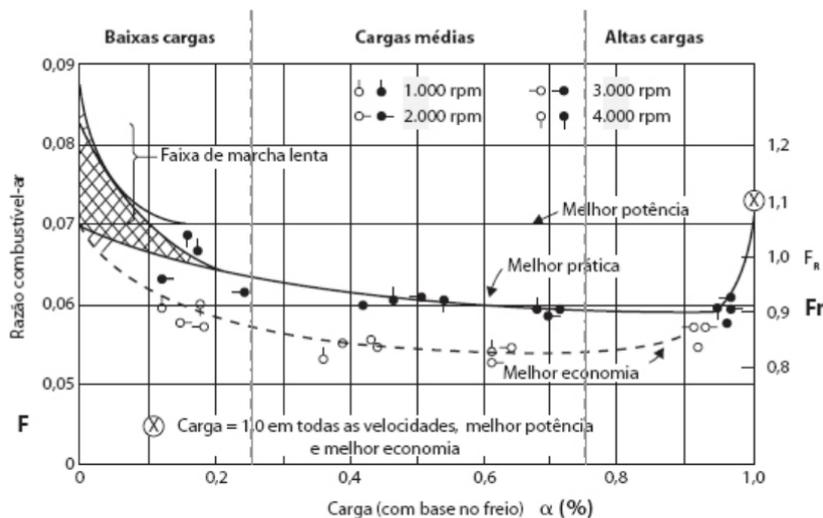


Refleta

O sistema de injeção direta para os motores ciclo Otto funciona da mesma maneira que o sistema de injeção direta para motores ciclo Diesel?

A carga é definida como um percentual do máximo torque para uma dada rotação. Assim, o gráfico da Figura 2.19 é construído considerando que $F_r = f(\text{carga})$, ou seja, que a fração relativa combustível-ar é função somente da carga, independentemente do torque. Assim, a Figura 2.19 apresenta as curvas características do motor em relação à mistura.

Figura 2.19 | Curva característica do motor em relação à mistura



Fonte: Brunetti (2018, p. 454).

A partir da análise da curva característica do motor em relação à mistura, observa-se que a variação da qualidade da mistura adequada para o motor depende da carga, não dependendo da rotação; em baixas cargas a mistura deve ser rica e ao caminhar para as cargas médias a mistura deve ir empobrecendo; para cargas médias e consumo específico mínimo ($C_{e_{\min}}$) a mistura deve ser relativamente pobre e de qualidade aproximadamente constante; em altas cargas, máximo torque e para consumo específico diferente do mínimo a mistura deverá ser enriquecida.

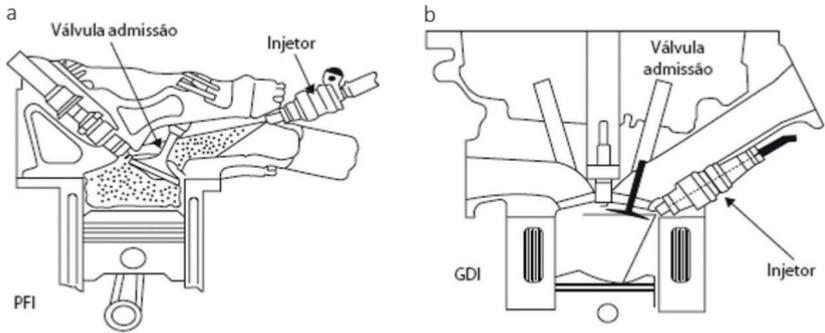
Para um carburador elementar, na curva característica observa-se que para a borboleta muito fechada, a vazão de ar é tão baixa na garganta do Venturi que não ocorrerá a sucção do combustível, ao abrir a borboleta a mistura irá se enriquecendo. Assim, conclui-se que o carburador elementar

deve ser dotado de sistemas auxiliares para corrigirem sua ineficiência como o sistema de partida a frio, sistema de marcha lenta e progressão, sistema principal e sistema de aceleração rápida.

Os sistemas de injeção para motores Otto pode ser mecânico ou eletrônico. O sistema de injeção mecânico é utilizado desde 1925 em motores de avião e não depende dos efeitos da gravitação, possibilitando o trabalho em qualquer posição e possui menor sensibilidade ao congelamento. A Bosch em 1973 produziu o sistema KE-Jetronic, esse sistema não possui sistema eletrônico de gerenciamento, a injeção de combustível ocorre continuamente e apresenta controles de partida a frio, marcha lenta, aceleração parcial e aceleração total. Para o sistema de injeção eletrônica, no motor do ciclo Otto quem comanda a ignição é a faísca, sendo a taxa de compressão mais baixa para que o combustível não se inflame espontaneamente durante a compressão. Nos sistemas de PFI (*port fuel injection* – injeção no coletor de admissão) o combustível é injetado no sistema de admissão, sendo admitido por sucção, juntamente com o fluxo de ar durante a abertura da válvula de admissão. Assim, o injetor para Otto não precisa ser de alta pressão, a homogeneização da mistura ocorre no coletor de admissão e se completa no interior do cilindro durante a admissão e compressão. A qualidade da mistura deve ser próxima da estequiométrica para que a propagação da chama seja adequada. O sistema injetor deve conter um sensor para a vazão de ar para que possa dosar, automaticamente, a vazão de combustível. Entre as vantagens do sistema injetor sobre um sistema de carburação convencional destacam-se: maior controle da mistura combustível-ar; maior economia de combustível; melhor dirigibilidade (principalmente a frio), controle automático das rotações máximas e mínimas e melhor controle do nível de emissões. Os sistemas de injeção eletrônica podem ser classificados quanto à tecnologia (analógica ou digital), quanto ao número de injetores, quanto à sequência de injeção, quanto à posição do injetor, quanto ao processo de medição da vazão de ar admitido, quanto ao processo de controle da relação ar-combustível, quanto ao combustível utilizado e quanto à diagnose.

A injeção direta de combustível em ciclo Otto foi motivada devido às vantagens apresentadas nas aplicações em ciclo Diesel, como a eficiência térmica ligeiramente superior aos motores de ciclo Otto devido às menores perdas por bombeamento e maiores taxas de compressão que estão diretamente relacionadas com as propriedades de cada combustível. A Figura 2.20 apresenta duas aplicações típicas, a injeção indireta de combustível (PFI – *port fuel injection*) (Figura 2.20a) e a direita o sistema de injeção direta de combustível (GDI: *gasoline direct injection*) (Figura 2.20b).

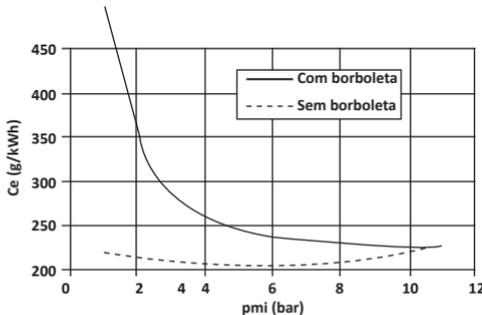
Figura 2.20 | Posicionamento do injetor em (a) sistema de injeção indireta e (b) sistema de injeção direta.



Fonte: adaptada de Brunetti (2018, p. 481).

As menores perdas por bombeamento ocorrem devido à ausência do corpo de borboleta. Os combustíveis utilizados no ciclo Otto são limitados pela inflamabilidade, assim a nucleação da chama de frente necessita de uma mistura próxima da estequiométrica, fazendo necessária a adoção de injeção de combustível diretamente no interior da câmara de combustão (BRUNETTI, 2018, p. 482). O gráfico apresentado na Figura 2.21 indica a redução obtida quando no consumo específico de combustível está ausente o corpo de borboleta.

Figura 2.21 | Influência da borboleta nas perdas por bombeamento



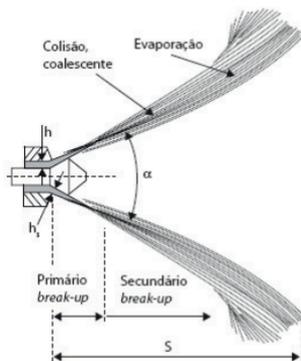
Fonte: Brunetti (2018, p. 482).

A injeção direta permite mais de uma injeção de combustível no mesmo ciclo de combustão, resultando em uma menor temperatura no interior da câmara de combustão e maior resistência à detonação, assim, é possível adotar taxas de compressão mais elevadas e eficientes. Outras vantagens da GDI quando comparadas a PFI são: maior precisão no controle da mistura ar-combustível, melhor dirigibilidade, controle de emissões de poluentes e

melhor consumo de combustível. Na injeção direta de combustível, destacam-se alguns requisitos de combustão e formação de mistura:

Mecanismo de atomização do spray: o combustível, ao emergir do injetor, possui uma velocidade proporcional à diferença de pressão entre o sistema de injeção e cilindro. O atrito e a pressão induzem instabilidades ondulatórias que aumentam até resultar na desintegração e na consequente formação de gotas de combustível cada vez menores devido a efeitos aerodinâmicos. O ângulo do cone (α), penetração (S) e diâmetro de gota são parâmetros importantes nesse mecanismo. Essas variáveis podem ser observadas na Figura 2.22.

Figura 2.22 | Mecanismo de atomização em injetor do tipo *hollow-cone*



Fonte: Brunetti (2018, p. 483).

Atomização do combustível: esse processo aumenta a área superficial do combustível em contato com o ar. A atomização é caracterizada pelo tamanho médio da gota de combustível injetado.

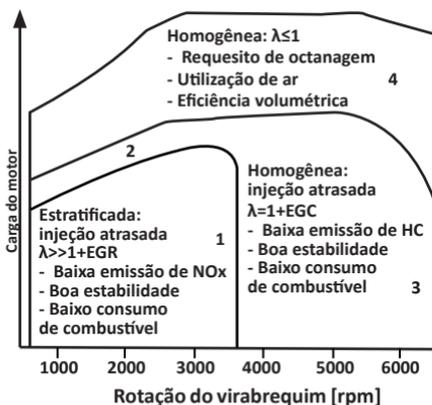
Orientação da combustão: segundo a orientação da combustão, considera-se os sistemas de ignição direta de combustível divididos em três: o posicionamento do injetor, da vela de ignição e do momento em que ocorre a injeção de combustível. A combustão pode ocorrer das seguintes formas: orientada pelo jato de combustível (*spray-guided*), pela cabeça do pistão e paredes do cilindro (*wall-guided*) ou pela massa de ar deslocada do interior da câmara de combustão (*air-guided*). A combustão orientada pelo jato de combustível tem a vantagem de sofrer menor influência da turbulência no interior da câmara para a formação da mistura (BRUNETTI, 2018, p. 489).

Combustão homogênea e estratificada: queima estratificada do combustível, isto é, existe a variação da relação ar-combustível no interior da câmara de combustão assim, têm-se regiões ricas até regiões sem qualquer quantidade de combustível, dessa forma para garantir a ignição e a evolução

da frente de chama, garante-se a relação ar-combustível próxima da estequiométrica, pelo menos no entorno dos eletrodos da vela de ignição.

Para os sistemas de injeção direta de combustível o que definirá a forma que acontecerá a queima (estratificada ou homogênea) é o desenho do motor associado às propriedades do combustível. A Figura 2.23 apresenta o exemplo de um mapa característico de combustão.

Figura 2.23 | Exemplo de mapa característico de combustão



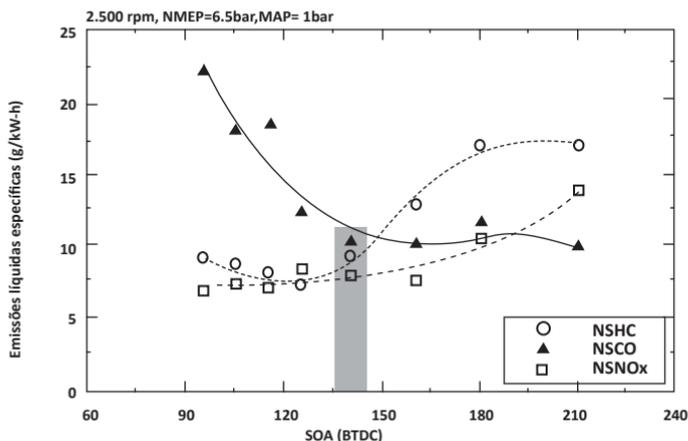
Fonte: Brunetti (2018, p. 495).

Na região 1 observa-se a combustão estratificada caracterizada por baixa carga e baixa rotação com o objetivo de uma melhor eficiência energética. Entre os fatores limitantes, destacam-se a dificuldade de formação da mistura em tempo reduzido e a estabilidade da combustão. A região 2 representa a transição entre a combustão estratificada e homogênea, cujo objetivo é eliminar por completo qualquer variação de torque do motor proveniente de instabilidade de combustão, garantindo a satisfação do motorista e controle de emissões de poluentes. Já a região 3 é definida por rotações elevadas e cargas similares àquelas da região 1. A elevação de rotação necessita o funcionamento em relação estequiométrica.

Por fim, a região 4 é caracterizada pelas condições de plena carga do motor em que se deseja o máximo torque, que é obtido com uma mistura ligeiramente rica em combustível.

Nos processos de formação de poluentes, a variável determinante nos motores com injeção direta além da relação ar-combustível, a diferença angular entre a injeção e a centelha de ignição é fundamental. Os principais poluentes formados nos MCI são o monóxido de carbono, hidrocarbonetos e nitrogênio. A Figura 2.24 apresenta um gráfico da formação de poluentes em função da fase de injeção.

Figura 2.24 | Formação de poluentes em função da fase de injeção



Fonte: Brunetti (2018, p. 501).

Nos motores com injeção direta, a emissão de poluentes como a formação de material particulado (fuligem) é uma preocupação constante. A formação acentuada desse poluente acontece quando a injeção de combustível se aproxima da centelha de ignição. De forma semelhante, a formação de CO ocorre devido a má-formação de mistura em que se tem condições de início de combustão em misturas extremamente ricas. Mas como tratar esses poluentes? Tanto nos motores em combustão homogênea com injeção direta e indireta, com relação estequiométrica é utilizado um catalisador de três vias. No entanto, ao adotar a queima estratificada, além da utilização do catalisador, é necessária a utilização de outras tecnologias para o tratamento específico do NO_x como o catalisador “DeNox”, o “Nox storage” e o SCR.



Assimile

DeNox – máxima conversão está entre 30 e 50% e a grande vantagem é a resistência à contaminação por enxofre.

Nox storage – máxima conversão na ordem de 90% e é extremamente sensível à contaminação por enxofre e é necessário o sistema de regeneração.

SCR – máxima conversão na ordem de 70%, resistente ao enxofre e não necessita de regeneração.

O controle da razão ar/combustível a valores próximos do coeficiente estequiométrico permite o melhor funcionamento dos catalisadores.

Trabalhando como analista em uma empresa que fabrica motores para automóveis, você recebeu uma empresa cliente que tem interesse em um motor Otto carburado a gasolina (C_8H_{18}), em cargas médias que funciona com uma fração relativa combustível-ar igual a 0,85. Porém, o cliente tem interesse que esse motor funcione com etanol (C_2H_6O) sem alternar o *gicleur* principal com o limite pobre igual a 0,75. É possível fazer essa alteração? Quais cálculos deverão ser realizados para verificar se existe a possibilidade de fazer essa mudança? O que significa limite pobre? O cliente também lhe questionou sobre as principais características da injeção direta. Quais são essas características?

Inicialmente, é necessário encontrar a relação combustível-ar para a gasolina (F), considerando a razão combustível a ar F_r igual a 0,85 e o valor de referência da relação estequiométrica para a gasolina igual a $F_c = 0,066$ temos:

$$F_r = \frac{F}{F_c} = F = F_r \times F_c$$

$$F = (0,85 \times 0,066)$$

$$F = 0,0561$$

Sabendo o valor de F, devemos encontrar a massa de combustível demandada pelo motor quando se utiliza gasolina, ou seja:

$$F = \frac{m_c}{m_a} = m_c = F \times m_a$$

$$m_c = (0,0561 \times 1716)$$

$$m_c = 96,27 \text{ kg}$$

Para o etanol, devemos determinar a relação combustível-ar F, tendo a razão combustível ar $F_r = 0,75$ (limite pobre), sabendo que a relação estequiométrica é igual a 0,112

$$F_r = \frac{F}{F_c} = F = F_r \times F_c$$

$$F = (0,75 \times 0,112)$$

$$F = 0,084$$

Sabendo o valor de F, devemos encontrar a massa de combustível demandada pelo motor quando se utiliza etanol, lembrando que a massa do etanol é igual a 412,4, temos:

$$F = \frac{m_c}{m_a} = m_c = F \times m_a$$

$$m_c = (0,084 \times 412,4)$$

$$m_c = 34,64 \text{ kg}$$

Assim, é possível a mudança de combustível para esse motor, pois o *gicleur* quando se utiliza gasolina tem a massa de combustível demandada maior que o mínimo para o funcionamento do motor com etanol. O limite pobre é a mistura mais pobre em combustível que consegue manter o funcionamento do motor estável, o operando em maior torque possível para a condição de operação. Sobre os motores de injeção direta, você foi capaz de explicar que as principais características desse sistema são: o combustível é injetado diretamente na câmara de combustão e não no coletor de admissão. Todo o processo e distribuição de queima é feito na quantidade e no tempo adequado. O combustível é queimado no local e no momento exato que é necessário. Parabéns! Você foi capaz de auxiliar o cliente em todos os seus questionamentos.

Avançando na prática

Mistura e injeção em ciclo Otto

Descrição da situação-problema

Atuando como engenheiro em uma empresa de motores, seu gestor solicitou que você calculasse a vazão em massa de combustível que passa pelo *gicleur* principal de um motor Otto que deve trabalhar a plena carga com $F_r = 1,1$, utilizando etanol de $F_e = 0,12$. Já em cargas médias, trabalha com $F_r = 0,85$. Como você deverá proceder? Qual o valor da massa de combustível demandada para esse motor nessas condições?

Resolução da situação-problema

O motor quando opera em plena carga tem $F_r = 1,1$ e para o etanol temos uma razão estequiométrica igual a 0,12. Assim, temos:

$$F_r = \frac{F}{F_e} = F = F_r \times F_e$$

$$F = 1,1 \times 0,12$$

$$F = 0,132$$

Em carga média é dado $F_r = 0,85$, logo, determinado a relação combustível-ar, temos:

$$F_r = \frac{F}{F_e} = F = F_r \times F_e$$

$$F = 0,85 \times 0,12$$

$$F = 0,102$$

Para determinar a massa que passa pelo *gicleur* temos F a relação combustível-ar e a massa de ar estequiométrica para o etanol, temos:

$$F = \frac{m_c}{m_a} = m_c = F \times m_a$$

$$m_c = 0,132 \times 412,4$$

$$m_c = 54,44 \text{ kg}$$

Logo, você foi capaz de calcular a massa de combustível demanda pelo motor igual a 54,44 kg que passa pelo *gicleur* principal do motor Otto.

Faça valer a pena

1. A relação combustível-ar, do ponto de vista da admissão, é o quociente entre as massas do combustível e do ar que entram no motor. Já do ponto de vista da combustão, o comportamento da mistura depende principalmente da homogeneização do vapor de combustível no ar.

Assinale a alternativa correta quanto a classificação das misturas.

- a) A mistura é dita pobre quando é a mistura mais pobre em combustível que mantém o funcionamento do motor estável, em menor torque possível para a condição de operação.
- b) A mistura é dita econômica quando a mistura é levemente pobre, em que o excesso de ar promove a combustão completa e adequada ao combustível admitido.
- c) A mistura é dita de máxima potência quando a mistura é levemente rica, em que o excesso de ar promove a combustão completa e adequado ao combustível que pode ser admitido pelo motor.
- d) A mistura é dita de limite rico quando a mistura tem excesso de combustível e auxilia a propagação da chama e consequentemente auxilia a combustão.
- e) A mistura é dita econômica quando a mistura de combustível que mantém o funcionamento do motor estável promove o maior torque possível para a condição de operação.

2. A injeção direta permite mais de uma injeção de combustível no mesmo ciclo de combustão, resultando em uma menor temperatura no interior da câmara de combustão e maior resistência à detonação, assim, é possível adotar taxas de compressão mais elevadas e eficientes. Em relação aos sistemas GDI e PFI analise as afirmações:

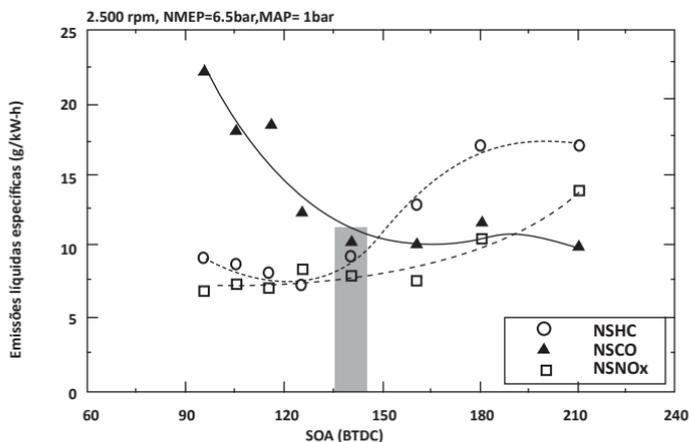
- I. Os sistemas GDI proporcionam melhor dirigibilidade que os sistemas PFI.
- II. Os sistemas PFI apresentam maior precisão no controle da mistura combustível-ar que os sistemas GDI.
- III. Os sistemas GDI possuem maior controle de emissões de poluentes que os sistemas GDI.

A partir das afirmações, é correto somente o que se afirma em:

- a) I, II e III.
- b) II e III.
- c) I e III.
- d) Apenas em I.
- e) Apenas em III.

3. Nos processos de formação de poluentes, a variável determinante nos motores com injeção direta além da relação ar-combustível é a diferença angular entre a injeção e a centelha de ignição. Os principais poluentes formados nos MCI são o monóxido de carbono, hidrocarbonetos e nitrogênio. A figura a seguir apresenta as curvas de formação desses poluentes em função da fase de injeção.

Figura 2.25 | Curvas de formação desses poluentes em função da fase de injeção



Fonte: Brunetti (2018, p. 501).

Com base no gráfico, assinale a alternativa correta em relação à formação de poluentes.

- a) A emissão de monóxido de carbono é maior para variações menores entre injeção e ignição.
- b) A emissão de hidrocarbonetos diminui para variações elevadas entre injeção e centelha.
- c) A emissão de óxido de nitrogênio diminui para variações elevadas entre injeção e centelha.
- d) A emissão de monóxido de carbono é constante para variações maiores entre injeção e ignição.
- e) A emissão de hidrocarbonetos aumenta para variações elevadas entre injeção e centelha.

AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, GÁS NATURAL E BIOCOMBUSTÍVEIS. **Consumo de combustíveis no Brasil subiu 0,4% na comparação entre 2017 e 2016**. Disponível em: <http://www.anp.gov.br/noticias/4334-consumo-de-combustiveis-no-brasil-subiu-0-4-na-comparacao-entre-2017-e-2016>. Acesso em: 4 out. 2018.

AGENCIA NACIONAL DO PETROLEO, GAS NATURAL E BIOCOMBUSTIVEIS. **Biodiesel**. Disponível em: <http://www.anp.gov.br/biocombustiveis/biodiesel>. Acesso em: 4 out. 2018.

BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna**. Volume 1. 2. ed. São Paulo: Blucher. 554p, 2018.

GOVERNO DO BRASIL. **Governo estabelece adição de 27% de etanol na gasolina**. Disponível em: <http://www.brasil.gov.br/economia-e-emprego/2015/03/adicao-de-27-de-etanol-na-gasolina-e-estabelecida-pelo-governo>. Acesso em: 4 out. 2018.

PORTAL EDUCAÇÃO. **Produtos e serviços do petróleo**. Disponível em: <https://www.portaleducacao.com.br/conteudo/artigos/administracao/produtos-e-servicos-do-petroleo/52274>. Acesso em: 11 jan. 2019

TURNES, S. R. **Introdução à combustão: conceitos e aplicações**. 3. ed. Porto Alegre: AMGH. 420p, 2013.

BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna**. Volume 1. 2. ed. São Paulo: Blucher. 2018. 554p.

TURNES, S. R. **Introdução à combustão: conceitos e aplicações**. 3. ed. Porto Alegre: AMGH. 2013. 420p.

Unidade 3

Sistemas de injeção, ignição e sensores

Convite ao estudo

Em algum momento, você já tentou dar partida no seu carro e teve dificuldades para ligar o motor? Ou então percebeu alguma falha na aceleração? Se você já passou por uma dessas situações ou se um dia elas vierem a acontecer, saiba que está na hora de verificar o estado das velas de ignição do motor.

Nesta unidade de ensino, você compreenderá os componentes e funcionamento dos sistemas de ignição e sensores. Posteriormente, avançando em nossos estudos, você conhecerá os sistemas de injeção para motores diesel e, por fim, você será capaz de compreender o consumo de ar nos motores a 4T.

Para iniciarmos, imagine que você atua em uma empresa que presta consultoria e desenvolve projetos de motores de combustão interna. Frequentemente, a companhia recebe demandas de outras empresas para solucionar problemas relacionados aos sistemas de injeção e ignição aos sistemas de injeção de motores diesel e relativos ao consumo de ar nos motores a 4 tempos.

No primeiro momento, você auxiliará no teste de um motor de quatro cilindros 4T, em que será necessário realizar os cálculos de armazenamento e descarga do sistema de ignição do motor. Em seguida, será o momento de auxiliar uma empresa parceira que lhe enviou um desenho de um elemento do sistema de injeção de um motor 2T para que você estime o volume de combustível injetado durante um ciclo. Por fim, será a vez de você auxiliar o setor da empresa que trabalha no teste dos motores, e, nesse momento, você ajudará a encontrar o valor da eficiência volumétrica de um determinado motor. Mas como você poderá auxiliar a empresa em que trabalha? Como você realizará as análises e cálculos necessários?

Você será capaz de responder esses questionamentos a partir dos estudos desta unidade de ensino. Iniciaremos a partir dos sistemas de ignição e sensores em que vamos conhecer os principais componentes, o funcionamento desses sistemas e a análise do tempo de ignição. Depois, vamos estudar os sistemas de injeção para motores diesel, bem como os requisitos do sistema, o sistema modular de bombas individuais e os sistemas distribuidor e acumulador. Finalizaremos nossos estudos aprendendo a analisar

o consumo de ar nos motores a quatro tempos. Portanto, você precisará ser muito persistente e curioso, essas são atitudes esperadas dos futuros profissionais.

Bons estudos!

Sistemas de ignição e sensores

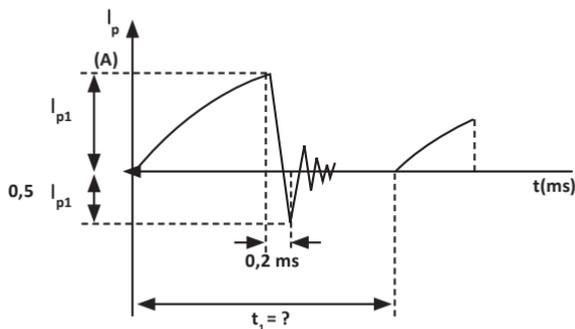
Diálogo aberto

Muitas pessoas são bem cuidadosas com a manutenção de seus carros, fazem as revisões programadas pelas montadoras ou levam o carro em algum mecânico de confiança para realizar a manutenção. No entanto, algumas vezes somos surpreendidos com situações inesperadas, como uma bateria descarregada ou a falha do motor. Você já tentou dar partida no seu carro hoje? Se sim, percebeu algo de anormal? Infelizmente, algumas vezes pode ocorrer de o motor falhar, e isso pode indicar um problema no sistema de ignição, que será o objeto de estudo.

Nesta seção vamos estudar sobre o sistema de ignição e os sensores utilizados nos motores de combustão interna e, para ingressarmos no assunto, vamos imaginar que você trabalha em uma empresa que desenvolve diversos projetos e testes na área de motores de combustão interna que sempre é procurada por outras empresas parceiras para analisar problemas em sistemas de injeção e ignição. Nesse momento, um setor da empresa está trabalhando no teste do sistema de ignição de um motor de quatro cilindros, 4T. Algumas informações foram repassadas para você, como o gráfico que apresenta as características do sistema de ignição de armazenamento e descarga (Figura 3.1), o valor da tensão disponível na bateria igual a 12 volts, o valor da resistência R equivalente da bobina de ignição do enrolamento primário igual a 3Ω e a indutância L equivalente da bobina de ignição do enrolamento primário igual a 5 mH e que a relação do número de espiras na bobina de ignição é igual a 100.

O gestor que está conduzindo o teste informou também que o platinado abre e fecha em um mesmo ângulo e que a rotação do motor é igual a 4000 rpm, além de solicitar os cálculos para determinar o valor de armazenamento e descarga bem como o valor da tensão induzida no secundário.

Figura 3.1 | Representação das características do sistema de ignição de armazenamento e descarga



Fonte: Brunetti (2018, 534).

A partir desse montante de informações, quais cálculos você deverá realizar? Como você utilizará esses dados para calcular as variáveis solicitadas pelo gestor? Nesta seção vamos compreender sobre o funcionamento do sistema de ignição, como o cálculo e atraso do tempo de ignição.

Bons estudos.

Não pode faltar

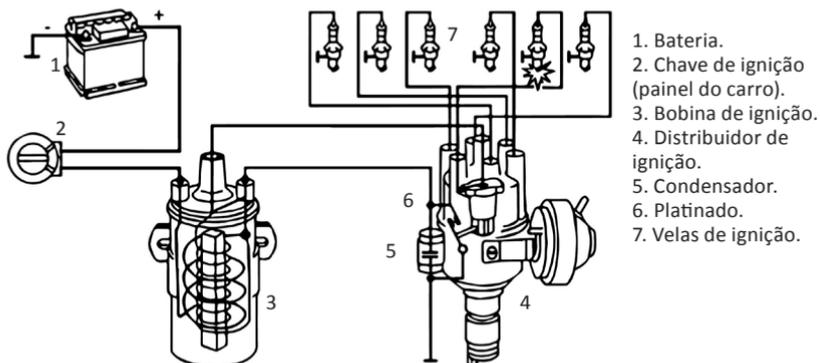
Em um veículo, o sistema de ignição é o responsável por fornecer a centelha elétrica (faísca) para cada um dos cilindros, dando início à combustão da mistura ar-combustível admitida. Mais precisamente, isso ocorre devido às velas de ignição que estão localizadas no cabeçote do motor, na parte superior da câmara de combustão próximo às válvulas de admissão e escapamento. Essa posição pode variar de um motor para outro. A geração da faísca na vela de ignição depende de uma tensão entre 5 kV a 20 kV de acordo com o motor, do seu estado e da sua condição de funcionamento. Esses valores são bem superiores aos 12 V disponibilizados pela bateria de chumbo ácido existente no veículo (BRUNETTI, 2018). Em nosso estudo, assumiremos como referência o primeiro sistema de ignição desenvolvido, baseado na bobina de ignição centralizada, platinado, distribuidor e “cachimbo”.

Um sistema de ignição deve ser capaz de realizar três funções diferentes, mas igualmente importantes:

1. **Função transformadora:** o sistema deve ser capaz de elevar a tensão disponível na bateria para valores de tensão necessários para a geração da faísca.
2. **Função distribuidora:** o sistema deve distribuir a faísca nos cilindros na ordem correta de ignição.
3. **Função avanço/atraso:** automaticamente, o sistema deve liberar a faísca no instante correto ao cilindro, compatível com o estabelecido no desenvolvimento do motor.

Os componentes de um sistema de ignição convencional são apresentados na Figura 3.2 a seguir.

Figura 3.2 | Componentes de um sistema de ignição convencional

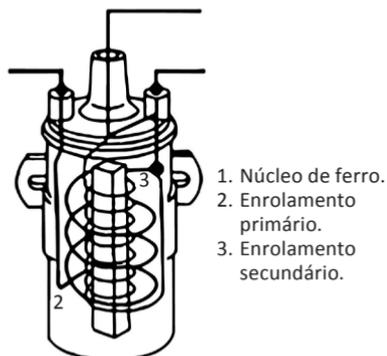


Fonte: Brunetti (2018, p. 511).

A **bateria** tem como função armazenar a energia química e convertê-la em corrente elétrica. Já a **bobina de ignição** tem a função de elevar a tensão disponibilizada pela bateria para o nível de tensão exigido pelas velas de ignição. O **distribuidor de ignição** faz com que a tensão gerada pela bobina de ignição seja distribuída a cada uma das velas de ignição presentes no motor. A alta tensão é transmitida para as velas de ignição em função da rotação do motor através do **condensador**, também conhecido como cachimbo. Além da transmissão da corrente elétrica, outra função do condensador é impedir a entrada de umidade e de água na vela de ignição. O **platinado** é o componente responsável por chavear a alta tensão disponibilizada pela bobina de ignição, fazendo com que as faíscas geradas pelas **velas de ignição** sejam geradas somente nos instantes pertinentes e não de forma contínua. O funcionamento do platinado e do distribuidor combinados além de permitir que a tensão elevada seja transmitida a cada vela de ignição, a partir da rotação do motor, executa a ordem de ignição necessária (BRUNETTI, 2018).

No funcionamento do sistema de ignição, a bobina de ignição é construída a partir de um núcleo ferromagnético envolto por dois enrolamentos denominados de enrolamentos primário e secundário (Figura 3.3), com características semelhantes à de um transformador de tensão convencional.

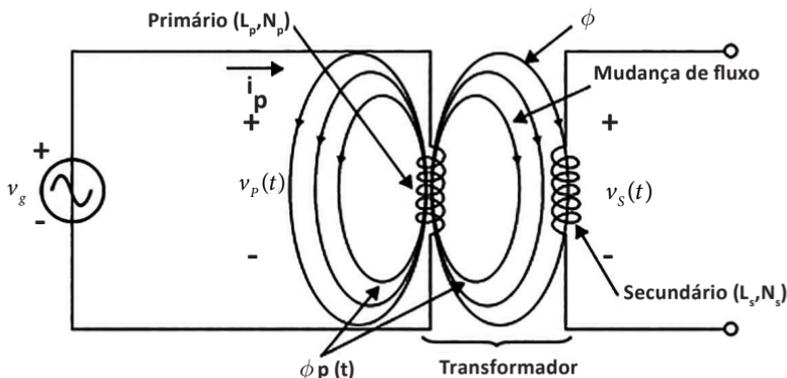
Figura 3.3 | Detalhes de uma bobina de ignição



Fonte: Brunetti (2018, p. 512).

O funcionamento do transformador de tensão se baseia no efeito de indução eletromagnética, a partir da transmissão da corrente elétrica por meio de um indutor. Por convenção, o indutor que recebe a energia provinda de uma fonte de tensão externa, normalmente de uma fonte de tensão do tipo alternada é chamado de enrolamento primário. Já o indutor que recebe a indução eletromagnética gerada no enrolamento primário, na qual a carga é conectada, é chamado de enrolamento secundário (BRUNETTI, 2018). A Figura 3.4 ilustra o princípio de funcionamento de um transformador.

Figura 3.4 | Princípio de funcionamento de um transformador



Fonte: Brunetti (2018, p. 512).

A partir da análise da Figura 3.4, aplicando a Lei de Faraday para o enrolamento primário, tem-se:

$$v_p(t) = N_p \frac{d\phi(t)}{dt} [v] \quad (3.1)$$

Em que: $v_p(t)$ é a tensão aplicada no primário, N_p é o número de espiras do primário e $d\phi(t)$ é o fluxo magnético no enrolamento primário.

A quantidade de tensão induzida no secundário é definida por:

$$v_s(t) = N_s \frac{d\phi_M(t)}{dt} [v] \quad (3.2)$$

Na qual: $v_s(t)$ é a tensão induzida obtida no secundário, N_s é o número de espiras do secundário e $d\phi_M$ é a parte do fluxo magnético do enrolamento primário $d\phi_p(t)$, que é fornecido ao enrolamento secundário, chamado de fluxo magnético mútuo.

Admitindo que todo fluxo do enrolamento primário é transmitido para o enrolamento secundário sem perdas, é possível reescrever a Equação 3.2 como:

$$v_s(t) = N_s \frac{d\phi_s(t)}{dt} [v] \quad (3.3)$$

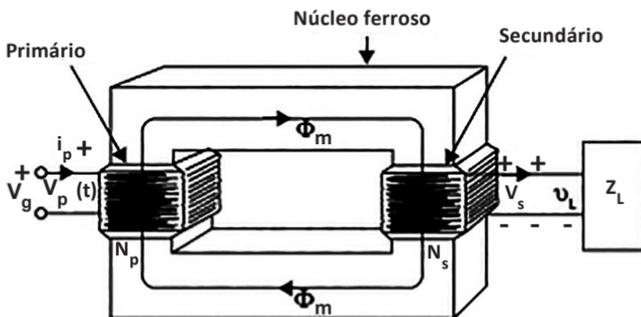
Assim, define-se o coeficiente de acoplamento (k), que é a razão entre o fluxo magnético do enrolamento primário com o fluxo magnético mútuo.

$$k = \frac{\phi_M(t)}{\phi_p(t)} \quad (3.4)$$

O valor do coeficiente magnético nunca será maior que 1, já que o maior valor possível para $d\phi_M(t)$ é o valor de $d\phi_p(t)$. Quanto maiores forem o coeficiente de acoplamento e a indutância nos enrolamentos, maior será o valor da indutância mútua M (BRUNETTI, 2018).

Agora, considere que os enrolamentos primário e secundário foram acoplados a um núcleo ferroso, como mostra a Figura 3.5.

Figura 3.5 | Transformador de núcleo ferro magnético



Fonte: Brunetti (2018, p.514).

Assim, quando a corrente $i_p(t)$ no primário do transformador for máxima, o valor de $d\phi_M(t)$ também será máximo, ou seja:

$$i_p(t) = I_{PICO} \text{sen}(\omega t) \rightarrow \text{MAX} \rightarrow \therefore \phi_M \text{sen}(\omega t) [\text{Wb}] \quad 3.5$$

Em que: ω é a frequência máxima angular da corrente $i_p(t)$, I_{PICO} é o máximo valor atingido por $i_p(t)$ em um período de sinal e ϕ_M é o máximo valor atingido por $\phi_M(t)$ em um período de sinal.

A partir da relação entre as Equações 3.5 e 3.1 obtém-se o valor da tensão $v_p(t)$ em termos da Lei de Faraday:

$$v_p(t) = N_p \frac{d\phi_p(t)}{dt} \rightarrow N_p \frac{d\phi_M(t)}{dt} \rightarrow N_p \frac{d}{dt} (\Phi_M \text{sen}(\omega t)) \quad (3.6)$$

Derivando a Equação 3.6 obtém-se a tensão $v_p(t)$ por meio da equação 3.7:

$$v_p(t) = \omega N_p \Phi_M (\cos(\omega t)) \rightarrow \therefore v_p(t) = \omega N_p \Phi_M (\text{sen}(\omega t + 90^\circ)) \quad (3.7)$$

De forma análoga, obtém-se a tensão para $v_s(t)$:

$$v_s(t) = \omega N_s \Phi_M (\text{sen}(\omega t + 90^\circ)) [\text{V}] \quad (3.8)$$

Calculando os valores eficazes das Equações 3.7 e 3.8 têm-se:

$$\text{Valor eficazes} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T f(t)^2 dt} \quad [\text{RMS}] \quad (3.9)$$

Em que T é o período f(t) e f(t) é a função periódica.

Assim:

$$v_p(t) = 4,44 f N_p \Phi_M [V_{RMS}] \quad (3.10)$$

$$v_s(t) = 4,44 f N_s \Phi_M [V_{RMS}] \quad (3.11)$$

A partir da razão entre as Equações 3.10 e 3.11 têm-se:

$$\frac{v_p(t)}{v_s(t)} = \frac{N_p}{N_s} = a \quad (3.12)$$

Essa é a principal relação de projeto para um transformador e demonstra como a tensão induzida no secundário é obtida a partir do número de espiras do enrolamento primário e do secundário. O fator a é conhecido como constante de transformação. Temos que, para valores de $a > 1$, o transformador em questão é um abaixador de tensão. Já para valores de $a < 1$, é um elevador de tensão.

Além do funcionamento descrito anteriormente, sobre o efeito de transformação utilizando uma tensão alternada, a bobina de ignição também utiliza os efeitos transitórios gerados a partir do chaveamento provocado pelo platinado, assim, o enrolamento primário da bobina de ignição pode ser eletricamente representado por um circuito do tipo RL série, onde R é a resistência equivalente do enrolamento e L é o indutor. Sabendo que a relação entre tensão e corrente no indutor é definida por:

$$v_L(t) = L \frac{di(t)}{dt} [V] \quad (3.13)$$

E que a tensão transmitida à bobina de ignição é contínua, vinda da bateria do veículo, existirá somente tensão sobre o indutor (primário ou secundário) caso ocorra uma variação na sua corrente fornecida (BRUNETTI, 2018). Dessa forma, escrevendo a lei de Kirchhoff das malhas para esse circuito equivalente, têm-se:

$$v(t) = v_R(t) + v_L(t) [V] \quad (3.14)$$

Em que $v(t)$ é a tensão aplicada ao circuito RL série equivalente. Na aplicação automotiva será uma tensão contínua $V_{BATERIA}$.

A partir da manipulação matemática entre as Equações 3.13 e 3.14, sabendo que a tensão sobre um resistor pode ser escrita como:

$$v_R(t) = Ri(t) [V] \quad (3.15)$$

A corrente $i(t)$ é definida como:

$$i(t) = \frac{V_{\text{BATERIA}}}{R} \left(1 - e^{-\left(\frac{R}{L}\right)t} \right) \quad (3.16)$$

$$\therefore i(t) = I_{\text{MÁX}} \left(1 - e^{-\left(\frac{R}{L}\right)t} \right) [\text{A}]$$

A variação da corrente (ΔI_p) é calculada a partir da Equação 3.17:

$$\Delta I_p = x + \frac{x}{2} \quad (3.17)$$

Em que x é o valor da resistência equivalente.

A partir dos valores das variações da corrente e do tempo, e da indutância equivalente do enrolamento primário (L), é possível obter o valor da tensão induzida no primário a partir da Equação 3.18

$$v_p = L \frac{\Delta I_p}{\Delta t} \quad (3.18)$$

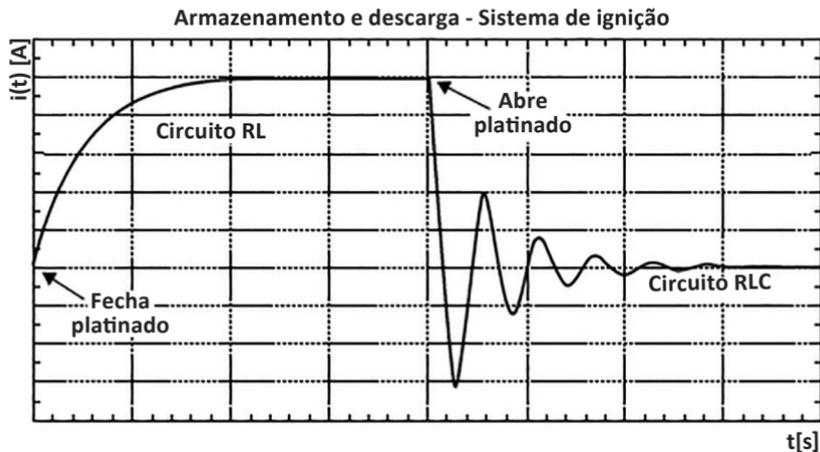
As variações de corrente e tensão que acontecem no circuito RL, que opera em corrente contínua, fazem com que o indutor armazene energia na forma de campo magnético. Dessa forma, quando o platinado fecha o circuito do enrolamento primário, o circuito equivalente RL série começa a operar armazenando energia, com o crescimento exponencial da corrente, resultando em uma indução crescente no campo magnético do indutor. O valor da corrente cresce, em um primeiro momento, de uma forma muito rápida, seguida de uma taxa contínua de crescimento até atingir o valor máximo ($I_{\text{MÁX}}$). Essa taxa de crescimento é definida pela relação:

$$\tau = \frac{R}{L} [s] \quad (3.19)$$

Em que τ é denominado a constante de tempo e R e L são, respectivamente, os valores da resistência equivalente e da indutância equivalente do enrolamento primário.

Com a abertura do platinado, no circuito equivalente RL série ocorre uma queda brusca da intensidade da corrente, passando muito rapidamente do valor máximo para o zero. Por essa razão, o circuito começa a funcionar no modo descarga de energia, em que a variação $di(t)/dt$ da Equação 3.13 induzirá uma elevada tensão nos terminais do indutor, que será ainda maior no enrolamento secundário. Assim, os níveis de tensão necessários para a geração da faísca na vela de ignição são facilmente atingidos a partir da combinação construtiva (transformador) e transitória (funcionamento do indutor). O gráfico da Figura 3.6 apresenta uma ilustração do funcionamento completo de um sistema de ignição nas fases de armazenamento e de descarga de energia, possibilitando a geração da faísca na vela de ignição.

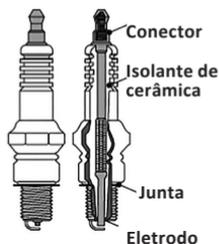
Figura 3.6 | Representação gráfica da corrente $i(t)$ dada em ampere (A) em função do tempo (t) em segundos (s)



Fonte: Brunetti (2018, p. 517).

As velas de ignição, responsáveis pela liberação da faísca elétrica, convertem toda a energia elétrica armazenada na bobina de ignição e são compostas, basicamente, pelo conector, isolante de cerâmica, junta e eletrodo. A Figura 3.7 apresenta um esquemático de uma vela de ignição.

Figura 3.7 | Componentes de uma vela de ignição



Fonte: Brunetti (2018, p. 518).

A partir da relação entre o ciclo de funcionamento de um motor quatro tempos ciclo Otto com o gráfico da corrente em função do tempo (Figura 3.6) é possível determinar o valor da tensão para a geração da faísca, em função da quantidade de cilindros do motor e de sua rotação. Para um motor a quatro tempos, a cada volta do eixo do comando de válvulas, têm-se duas voltas do virabrequim do motor. Sendo assim, o período em segundos, a partir da rotação do eixo distribuidor do sistema de ignição, é dado por:

$$T_{eixo} = \frac{1}{\left(\frac{rpm_{motor}}{120}\right)} [s] \tag{3.20}$$



Assimile

A rotação do eixo do distribuidor pode ser obtida pela expressão:

$$\frac{rpm_{motor}}{120} \quad (3.21)$$

Em que se obtém a rotação em rps. O denominador 120 é resultado do produto entre o número 2, que indica que o eixo do distribuidor gira à **metade** da rotação do motor e o número 60, que é o fator para conversão de minutos em segundos.



Exemplificando

Para um motor com rotação igual a 50 rps, determine o período do eixo em segundos, a partir da rotação do eixo distribuidor do sistema de ignição.

Resolução: sabendo que a rotação do motor é de 50 rps, basta substituímos esse valor na equação:

$$T_{eixo} = \frac{1}{\left(\frac{rpm_{motor}}{120}\right)} [s]$$

No entanto, fique atento às unidades de medida dadas no enunciado. Nesse exemplo já temos a rotação em rps, dessa forma, devemos inserir esse valor diretamente como denominador na equação:

$$T_{eixo} = \frac{1}{50} \text{ ou } 0,02 \text{ s}$$

Portanto, conclui-se que o período do eixo é igual a 0,02 segundos.

O tempo para uma faísca é determinado entre a razão do valor da rotação do eixo do distribuidor (que para fins didáticos vamos chamar de rps) e a quantidade de cilindros no motor (Equação 3.22):

$$\text{Tempo para 1 faísca} = \frac{1}{\frac{rps}{\text{quantidade de cilindros}}} \quad (3.22)$$

O eixo do distribuidor possui um ressalto acoplado que tem como função a abertura e o fechamento do platinado em função da rotação do motor. O tempo em que o platinado fica fechado é obtido pela Equação 3.23:

$$\text{Tempo que o platinado é fechado} = \frac{\text{Tempo para 1 faísca}}{2} \quad (3.23)$$

Já o número de ressaltos é igual ao número de cilindros existentes no motor. Então, sabendo o número de ressaltos, o período do eixo do rotor e o número de cilindros do motor (z), é possível calcular o intervalo de tempo

em que ocorre o armazenamento de energia na bobina de ignição a partir da Equação 3.24:

$$t_{\text{armaz}} = \left(\frac{T_{\text{EIXO}}}{z} \right) t_{\text{platinado}} \quad (3.24)$$

Em que $t_{\text{platinado}}$ é o intervalo de tempo no qual o platinado permanece fechado.

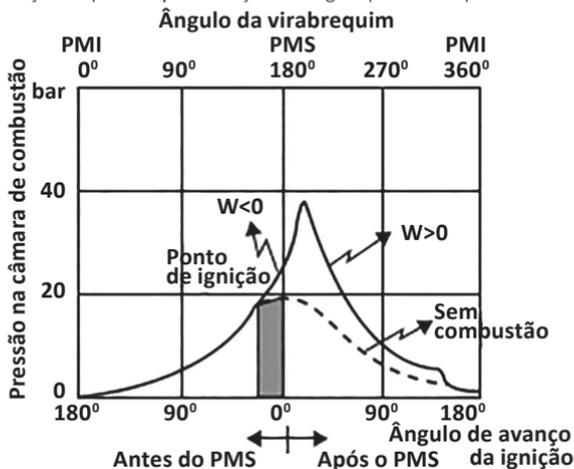
O crescimento da corrente no primário é essencial para a geração da faísca com uma energia consistente. Esse crescimento é função do tempo em que o platinado se mantém fechado, sendo possível definir um intervalo angular entre a abertura e o fechamento, que é conhecido como *dwell* ou ângulo de permanência, o qual expressa um valor relativo percentual capaz de indicar o tempo de armazenamento no qual o sistema de ignição armazena energia, correlacionado com a variação em graus do eixo do distribuidor. Assim, têm-se:

$$dwell = \left(\frac{\gamma_{\text{armaz}}}{n_{\text{res}}} \right) \cdot 100 \quad (3.25)$$

Em que γ_{armaz} é o tempo de armazenamento em graus e n_{res} é o número de ressaltos.

Ao estudarmos os motores de ignição por faísca, vimos que existe um retardamento químico na reação de combustão da mistura ar-combustível, o que exige que a liberação da faísca ocorra antes da chegada do pistão no PMS, finalizando a etapa de compressão. A antecipação da faísca garante que a combustão ocorra por completo, resultando na máxima pressão do cilindro no momento em que o pistão iniciar a etapa de expansão do ciclo. A liberação da ignição em um breve instante anterior ao pistão atingir o PMS resulta na realização de um trabalho negativo ($W < 0$) com um posterior trabalho positivo ($W > 0$) depois do PMS, facilitando a subida e a descida do eixo do virabrequim logo após a queima. A Figura 3.8 mostra esses trabalhos qualitativamente.

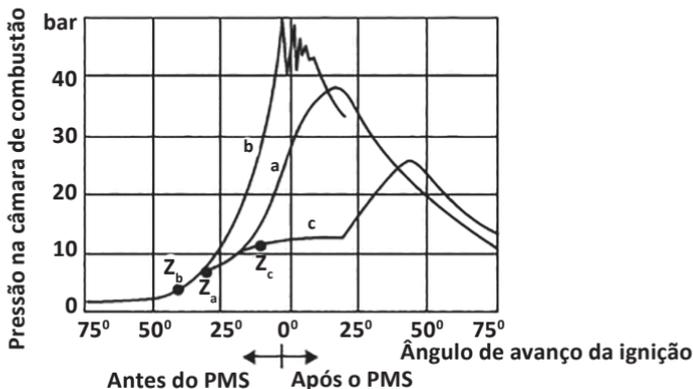
Figura 3.8 | Variação da pressão p em função do ângulo percorrido pelo virabrequim



Fonte: Brunetti (2018, p. 525).

A Figura 3.9 ilustra o que acontece dentro da câmara de combustão quando a ignição é muito adiantada (Z_b) ou muito atrasada (Z_c) em relação ao ponto ideal (Z_a).

Figura 3.9 | Diagrama de combustão com ignição muito adiantada (Z_b) ou muito atrasada (Z_c), respectivamente

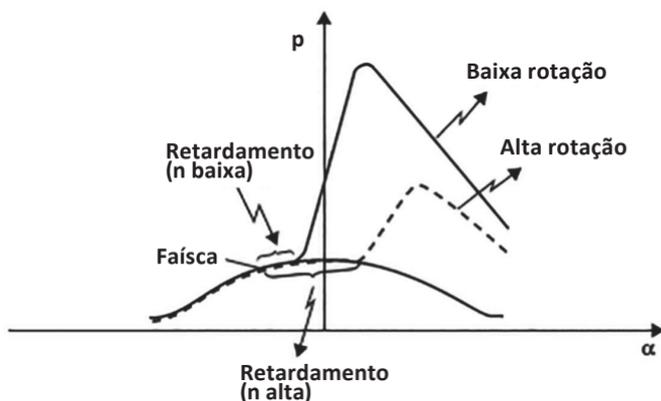


Fonte: Brunetti (2018, p. 525).

A partir do gráfico da Figura 3.9 é possível observar que se o sistema liberar a faísca muito atrasada em relação ao ponto ideal, ocasionará em um trabalho positivo muito pequeno. No entanto, caso a faísca seja liberada com muita antecedência, além de provocar um trabalho negativo grande, poderá provocar a detonação no interior da câmara de combustão (BRUNETTI, 2018). Outro ponto importante é que o atraso é quase independente da

rotação, assim, quanto maior for a rotação, maior será o ângulo do virabrequim que corresponde ao atraso, fato que pode ser observado na Figura 3.10.

Figura 3.10 | Ângulo do virabrequim α que corresponde ao atraso em baixa ou alta rotação mantido o avanço de ignição



Fonte: Brunetti (2018, p. 526).

Assim, é possível concluir que o aumento da rotação do motor é necessário para promover o avanço da ignição, que é uma função de duas variáveis: a rotação do motor e a carga exigida.



Refleta

Quando o motor trabalha em regime de mistura pobre, isto é, em baixa carga, a velocidade de propagação da chama é menor. Nesse caso, o avanço da ignição deverá ser maior ou menor?

O uso de sensores nos motores tem como objetivo indicar o funcionamento do motor. Assim, alguns tipos de sensores são utilizados, por exemplo:

Sensores de rotação e fase de motor – a unidade de comando do motor necessita identificar a posição em que se encontram os pistões a cada instante e a velocidade de rotação do motor. O sensor de rotação tem como função de medir o sinal de rotação, sincronizando o motor e o sistema de gerenciamento. O sensor de fase tem como função identificar o momento correto de início da ordem de ignição.

Sensores de pressão e temperatura do coletor de admissão – disponibiliza informações simultâneas de pressão e temperatura do ar admitido para unidade de comando. Essas informações são utilizadas para determinar a

quantidade de combustível para uma combustão otimizada e no cálculo de avanço do ponto de ignição (BRUNETTI, 2018, p. 538).

Sensor de posição da borboleta – componente que controla precisamente o fluxo do ar que vai na direção do coletor de admissão para que ocorra a combustão interna juntamente com o combustível.

Caudal de ar – sensor que utiliza o princípio do fio quente (ou filme quente), que é aquecido pela passagem elétrica e arrefecido pela passagem do ar no coletor de admissão. Se o sensor for mantido a temperatura constante, a transferência de calor para o ar será proporcional ao seu caudal mássico.

Sensor de temperatura – é necessário medir a temperatura em diversos locais do motor, como a do líquido de arrefecimento e a do ar de admissão, por exemplo. A temperatura do líquido de arrefecimento é utilizada para identificar o aquecimento do motor e os sobreaquecimentos. Já a temperatura do ar de admissão é utilizada no cálculo do avanço da ignição e da injeção e, atualmente, é utilizado conjugado com o sensor de pressão em um único sensor.

Sensor de detonação – “*Knock*” – permite avaliar a ocorrência da detonação durante a combustão da mistura ar-combustível pela medida do nível de vibração. Identificando o *knock*, o controlador reduz o avanço da ignição em todos os cilindros ou cilindro a cilindro, caso exista esse tipo de sensor em cada câmara de combustão.



Saiba mais

Não deixe de aprofundar seus estudos sobre os sensores em motores de combustão interna lendo o material indicado.

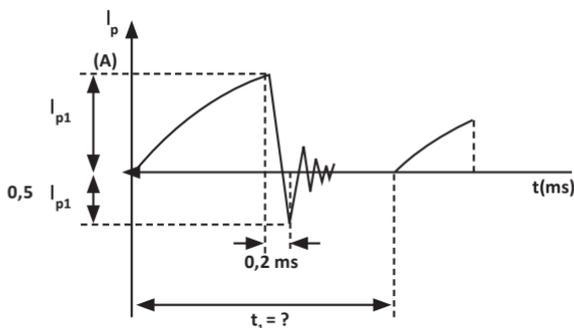
LAGANÁ, A. AM. M. **Apostila de sensores**. Escola Politécnica da USP. [S.d.] Disponível em: https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/241350/mod_resource/content/1/Apostila%2BSensores03.pdf. Acesso em: 31 jan. 2019.

Sem medo de errar

Atuando em uma empresa que trabalha no projeto e no teste de motores, você auxiliará uma equipe que está trabalhando no teste do sistema de ignição de um motor de quatro cilindros, 4T. Você recebeu algumas informações, como o gráfico que apresenta as características do sistema de ignição de armazenamento e descarga (Figura 3.1), o valor da tensão disponível na bateria igual a 12 volts, o valor da resistência R equivalente da bobina de ignição do enrolamento primário igual a 3Ω e a indutância L equivalente da

bobina de ignição do enrolamento primário igual a 5 mH e que a relação do número de espiras na bobina de ignição é igual a 100. Também, você recebeu uma informação do gestor que está conduzindo o teste que o platinado abre e fecha em um mesmo ângulo e que a rotação do motor é igual a 4000 rpm, além de solicitar os cálculos para determinar o valor de armazenamento e descarga e o valor da tensão induzida no secundário.

Figura 3.1 | Representação das características do sistema de ignição de armazenamento e descarga



Fonte: Brunetti (2018, p. 534).

Quais cálculos você deve realizar? Como você utilizará esses dados para calcular as variáveis solicitadas pelo gestor?

A partir dos dados fornecidos, temos $V_{Bateria} = 12V$, $R = 3\Omega$ e $L = 6 \cdot 10^{-3} \text{Henries}$. O motor opera numa rotação de 4000 rpm e se despreza todas as perdas e a relação do número de espiras (a) entre o secundário e o primário é 100. A quantidade de cilindros é igual a 4. Dessa forma, temos que inicialmente calcular a rotação do eixo do distribuidor:

$$\frac{rpm_{motor}}{120} = \frac{4000}{120} = 33,3 \text{ rps}$$

Posteriormente, calcula-se o tempo para 1 faísca e o tempo que o platinado fica fechado:

$$\text{Tempo para 1 faísca} = \frac{1}{\text{rps}} = \frac{1}{33,3} = 7,5 \text{ ms ou } \frac{1}{133,2} \text{ s}$$

Logo, o tempo de armazenamento e descarga é igual a 7,5 ms.

Já o tempo que o platinado fica fechado é dado por:

$$\text{Tempo que o platinado é fechado} = \frac{\text{Tempo para 1 faísca}}{2} = \frac{1/133,2}{2} = \frac{1}{266,4} \text{ s}$$

A partir do tempo que o platinado é fechado, é possível calcular a corrente atingida:

$$I_p = \frac{V_{BATERIA}}{R} \left(1 - e^{-\left(\frac{R}{L}t\right)} \right) = \frac{12}{3} \left(1 - e^{-\left(\frac{3}{610^{-3}}\right) \frac{1}{266,4}} \right) = 4(1 - e^{-1,88}) = 4 \times 0,85 \cong 3,4 \text{ A}$$

Assim, a variação da corrente é obtida pela relação:

$$\Delta I_p = x + \frac{x}{2} = \frac{3x}{2} = \frac{3 \cdot 3,4}{2} = 5,1 \text{ A}$$

A partir do valor da variação da corrente, temos que calcular a tensão induzida no primário. O valor do Δt é obtido pela análise do gráfico fornecido. Assim, temos que $\Delta t = 0,2 \text{ ms} = 0,2 \times 10^{-3} \text{ s}$, dessa forma:

$$v_p = L \frac{\Delta I_p}{\Delta t} = 6 \times 10^{-3} \frac{5,1}{0,2 \times 10^{-3}} = 153 \text{ V}$$

A partir do valor da tensão induzida no primário é possível obter o valor da tensão induzida no secundário através da expressão:

$$v_s = v_p \times a = 153 \times 100 \cong 15,3 \text{ kV}$$

Assim, o valor da tensão induzida no secundário é igual a 15,3 kV.

Finalizando, temos que, a partir das informações recebidas, você foi capaz de calcular o valor de armazenamento e descarga, chegando em um valor igual a 7,5 ms e a tensão induzida no secundário igual a 15,3 kV. Assim, a partir dos dados, foi possível concluir que a tensão induzida no secundário é obtida diretamente a partir do número de espiras do enrolamento primário.

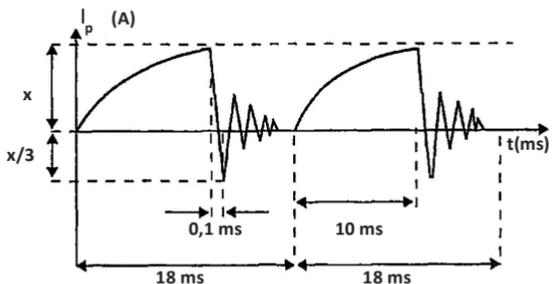
Avançando na prática

Cálculo das características de um sistema de ignição

Descrição da situação-problema

Recém contratado em uma empresa que fabrica motores para automóveis, você foi acionado pelo engenheiro responsável para analisar um sistema de ignição por bateria de um motor de quatro cilindros a 4T. O engenheiro responsável lhe passou algumas informações e solicitou que você calculasse o valor da corrente atingida no primário. A característica do primário do sistema de ignição é dada pela Figura 3.11.

Figura 3.11 | Característica do sistema de ignição



Fonte: Brunetti (2018, p. 535).

O sistema opera com uma tensão de alimentação igual a 12 V, com resistências e indutâncias equivalentes da bobina de ignição iguais a 3Ω e 8 mH, respectivamente. A relação do número de espiras do primário para o secundário é igual a 85. Como você encontrará o valor da corrente no primário?

Resolução da situação-problema

A partir dos dados mencionados, para o cálculo do valor da corrente que atinge o primário temos:

$$i_p = \frac{V_{BATERIA}}{R} \left(1 - e^{-\left(\frac{R}{L}t\right)} \right) = \frac{12}{3} \left(1 - e^{-\left(\frac{3}{8 \times 10^{-3}}\right)0,010} \right) = 4(1 - e^{-3,75}) = 3,90 \text{ A}$$

Dessa forma, você foi capaz de concluir que o valor da corrente no primário é igual a 3,9 A, e que o crescimento desse valor é fundamental para a geração de uma faísca com uma energia consistente do sistema de ignição.

Faça valer a pena

1. O sistema de ignição de um veículo é responsável por fornecer a centelha elétrica para cada um dos cilindros, dando início à combustão da mistura ar-combustível admitida. Esse fenômeno ocorre devido as velas de ignição que estão localizadas no cabeçote do motor, na parte superior da câmara de combustão próxima às válvulas de admissão e escapamento.

Assinale a alternativa que apresenta corretamente as três funções principais de um sistema de ignição:

- a) Transformadora, distribuidora, avanço/atraso.
- b) Transformadora, armazenadora, distribuidora.
- c) Armazenadora, distribuidora, indutora.
- d) Transformadora, indutora, distribuidora.
- e) Armazenadora, indutora, avanço/atraso.

2. O uso de sensores nos motores de combustão interna tem como finalidade indicar o funcionamento do motor. Os diversos tipos de sensores são os de rotação e fase de motor, os de pressão e temperatura do coletor de admissão, de posição da borboleta, caudal de ar, de temperatura e de detonação. Analise as informações das colunas A e B.

COLUNA 1	COLUNA 2
I. Sensor de fase	A. Sensor que utiliza o princípio do fio quente (ou filme quente), que é aquecido pela passagem elétrica e arrefecido pela passagem do ar no coletor de admissão.

II. Sensor de pressão	B. Componente que controla precisamente o fluxo do ar que vai na direção do coletor de admissão para que ocorra a combustão interna juntamente com o combustível.
III. Sensor posição da borboleta	C. Tem como função identificar o momento correto de início da ordem de ignição.
IV. Caudal de ar	D. As informações obtidas são utilizadas para determinar a quantidade de combustível para uma combustão otimizada e no cálculo de avanço do ponto de ignição.

Assinale a alternativa que correlaciona corretamente as informações das colunas 1 e 2:

- a) I-A; II-B; III-C; IV-D.
- b) I-C; II-D; III-B; IV-A.
- c) I-A; II-C; III-B; IV-D.
- d) I-C; II-A; III-D; IV-B.
- e) I-B; II-A; III-D; IV-C.

3. Um sistema de ignição apresenta $V_{Bateria} = 12V$, $R = 3\Omega$ e $L = 6 \cdot 10^{-3} \text{Henries}$. O motor é a 4T, de 4 cilindros e opera numa rotação de 3.000 rpm. A característica do circuito de carga e descarga é indicada na figura. Desprezam-se todas as perdas e a relação do número de espiras (a) entre o secundário e o primário é 90. Qual a tensão induzida no secundário?

Assinale a alternativa que apresenta o valor correto da tensão induzida no secundário:

- a) 5,5 kV.
- b) 16,6 kV.
- c) 15 V.
- d) 166,5 V.
- e) 15 kV.

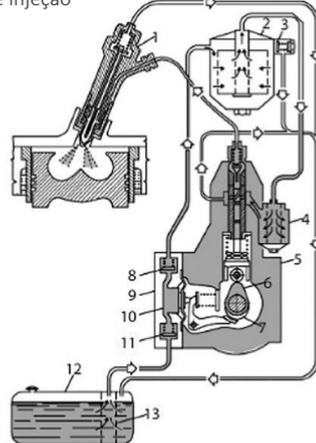
Sistemas de injeção para motores diesel

Diálogo aberto

No inverno é comum alguns motoristas terem problemas para dar partida no motor do carro. Você já passou por essa situação, de ficar tentando dar partida no motor e não ter resposta? E já reparou que esse fato ocorre principalmente em automóveis abastecidos exclusivamente com etanol? A razão para que essa falha ocorra está relacionada com o sistema de injeção. No carro a álcool, esse sistema vaporiza o etanol que, ao se misturar com o ar no interior do cilindro, é queimado a partir do início da reação de combustão. O problema está no fato de o etanol se condensar em temperaturas abaixo de 15 °C, atrapalhando a formação da mistura combustível-ar ideal para que ocorra a combustão. Já nos motores diesel, não temos esse problema, visto que utilizam bicos injetores capazes de injetar o combustível em elevadas temperaturas e pressões. Quanto ao sistema distribuidor, este é utilizado em tratores de pequeno porte e motores geradores e o sistema acumulador é aplicado em motores de passeios, utilitários, locomotivas e outros meios de transporte, devido ao comando eletrônico. Mas os modernos sistemas de injeção diesel, desenvolvidos a partir de tecnologias inovadoras, realmente oferecem a redução do consumo de combustível? Reduzem a emissão de poluentes? Nesta seção, vamos estudar os sistemas de injeção para motores diesel.

Para dar início aos nossos estudos, lembre-se que você está atuando em uma empresa que trabalha no projeto e teste de diversos motores de combustão interna. Essa companhia é muito procurada por empresas parceiras para analisar e solucionar problemas relacionados aos sistemas de injeção e ignição, aos sistemas de injeção de motores diesel e relativos ao consumo de ar nos motores a 4 tempos. Nesse momento, sua equipe ficou responsável pela análise de um motor diesel e de seu respectivo sistema de injeção, fabricado por uma empresa parceira. Ao verificar o laudo emitido, você verificou que na representação esquemática os componentes do sistema de injeção não foram corretamente identificados, como mostra a Figura 3.12.

Figura 3.12 | Representação do sistema de injeção



Fonte: Brunetti (2012, p. 45).

Assim, você ficou encarregado de identificar os componentes numerados de 1 a 13 do sistema de injeção. Quais são esses componentes que fazem parte do sistema de ignição?

Nesta seção estudaremos os requisitos do sistema de injeção em motores diesel, os diferentes tipos e características, além de conhecermos o sistema modular de bombas individuais, unidades injetoras tipo bomba-bico e tipo bomba-tubo-bico. Vamos aprender sobre o funcionamento dos bicos injetores e do sistema distribuidor, assim como o sistema distribuidor e *Common Rail*. Bons estudos!

Não pode faltar

No motor diesel, a injeção do combustível finamente nebulizado e a alta pressão ocorre diretamente na câmara de combustão, ao final do tempo de compressão e durante o de expansão. Para que a nebulização e a distribuição do combustível ocorram corretamente, o sistema de injeção deve seguir alguns requisitos, como aponta Brunetti (2012, p. 27):

- Dosar a quantidade correta de combustível em cada cilindro, em função da carga e da rotação desejadas.
- Distribuir o combustível finamente nebulizado, facilitando sua mistura com o ar.
- Dar início a injeção no momento correto.
- Injetar o combustível com a velocidade de injeção desejada (taxa de injeção).
- Dosar o combustível com taxas de injeção adequadas.
- Finalizar a injeção instantaneamente, sem provocar gotejamento ou pós-injeção.

Para que esses requisitos sejam atendidos, nos motores diesel utilizam-se os seguintes tipos de sistema de injeção:

Sistema de bombeamento individual – possuem três configurações básicas: (1) os elementos bombeadores são montados em conjunto numa estrutura que possui um eixo de ressaltos comum para seus acionamentos (bomba em linha); (2) os elementos bombeadores são associados à linha de injeção e porta-injetor formando conjuntos completos para cada cilindro do motor, acionados por um eixo de ressaltos comum montado no bloco do motor (bomba-tubo-bico); (3) com uma unidade integrada de elemento bombeador e bico injetor para cada cilindro do

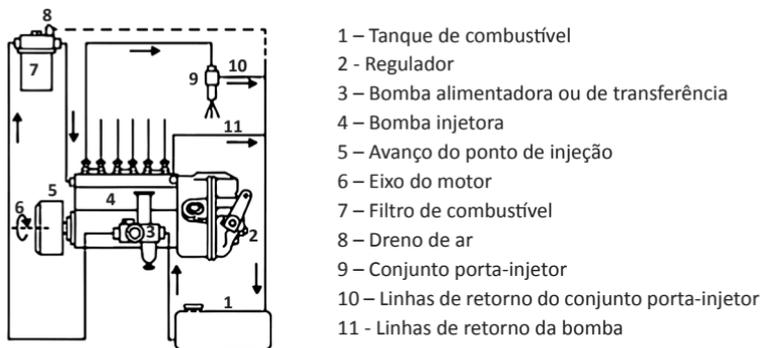
motor, acionada por eixo de ressaltos montado no cabeçote (bomba-bico) (BRUNETTI, 2012).

Sistema de bomba distribuidora ou rotativa com regulação mecânica ou eletrônica – é utilizada uma bomba de um único elemento bombeador acoplado a um sistema distribuidor rotativo para dosar o combustível para cada cilindro do motor.

Sistema acumulador – é utilizada uma única bomba para a compressão do combustível e elementos dosadores individuais para cada cilindro do motor. Esse é o método mais usual na atualidade.

O **sistema de bomba em linha** é formado por uma bomba com eixos de ressaltos e possui um elemento dosador para cada cilindro. Um regulador da variação da quantidade de combustível por ciclo (débito) e da velocidade, que pode ser mecânica ou eletrônico, é conectado à bomba injetora. A Figura 3.13 apresenta um sistema de bomba em linha para um motor de seis cilindros e seus principais componentes.

Figura 3.13 | Sistema individual de injeção – bomba em linha



Fonte: Brunetti (2012, p. 29).

O regulador (2) é o componente do sistema de injeção que controla automaticamente as condições de injeção e estabelece a rotação máxima do motor, evitando que ocorra sobrevelocidades. Nesse componente, são montadas as alavancas que fazem a ligação com o operador do motor-veículo (BRUNETTI, 2012). Já a bomba injetora tem como função acrescentar pressão no combustível e enviá-lo ao injetor no momento correto e na quantidade adequada para cada ciclo. Os componentes da bomba normalmente são lubrificados pelo óleo lubrificante do motor conferindo-lhes robustez e durabilidade.

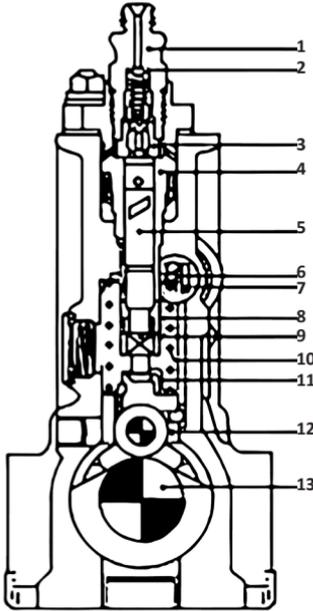


Assimile

A lubrificação é a técnica na qual se utiliza a aplicação de uma camada chamada lubrificante para reduzir o atrito e o desgaste entre os componentes de um equipamento.

Outro tipo de bomba utilizada no sistema em linha é apresentada na Figura 3.14, que se refere a uma bomba tipo P fabricada pela Bosch.

Figura 3.14 | Bomba Bosch, tipo P



Fonte: Brunetti (2012, p. 29).

Nessa bomba, o débito para a variação da carga e da rotação do motor é realizada a partir do giro do pistão do injetor (5). O excêntrico (13) é o elemento que define o curso constante do pistão. Durante o movimento descendente do pistão da bomba, o combustível fornecido pela bomba de transferência preenche o volume do cilindro (4). Novamente, o pistão da bomba é movimentado pelo excêntrico ultrapassando a abertura do comando no cilindro, estabelecendo o escoamento do combustível através da válvula (3) e do porta-válvula (1), seguindo para o injetor. Em um determinado instante do deslocamento do pistão da bomba, o sulco helicoidal do pistão conecta a câmara de combustível pressurizado com o conduto de retorno, interrompendo a injeção, consequentemente o combustível em excesso retorna para o tanque.

A quantidade de combustível injetado por ciclo é controlada pelo giro do pistão injetor por meio de uma haste de regulagem ou cremalheira (7), fazendo que o rasgo helicoidal de controle descubra o orifício de comando em diferentes posições do seu curso (BRUNETTI, 2012). Já a válvula de entrega ou de alívio de pressão (3) tem como função manter cheio de combustível o conduto de injeção, de maneira que a injeção ocorra de imediato. Ao atingindo a posição de fim de injeção, o rasgo helicoidal do pistão injetor faz com que a bomba inicie seu processo de fechamento devido ao alívio da pressão.

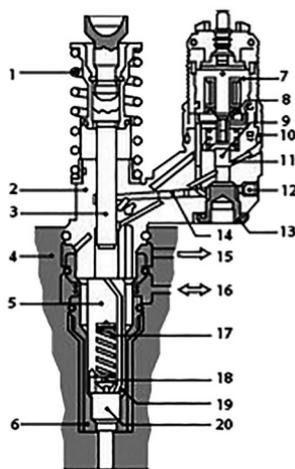
Os **sistemas modulares de bombas individuais** controladas eletronicamente são as unidades bomba-bico e bomba-turbo-bico. A vantagem dos sistemas modulares é a construção robusta e compacta, características que favorecem a obtenção de pressões de injeção elevadas, superiores a 2000

bar, injeção otimizada, alta durabilidade e menores problemas decorrentes da contaminação de combustíveis. Para determinar as condições de funcionamento desses sistemas são utilizados mapas de calibração existentes na unidade de comando eletrônico (BRUNETTI, 2012).

As **unidades injetoras tipo bomba-bico** são módulos injetores de um cilindro constituídos por uma bomba de alta pressão, bico injetor e válvula eletromagnética. Essas unidades são montadas no cabeçote e são acionadas por um balancim, que por sua vez, é acionado por um ressalto existente no eixo de comando do motor. A Figura 3.15 apresenta um esquemático de uma unidade injetora do tipo bomba-bico.

O combustível entra pelo orifício de admissão (16) com a válvula desenergizada e flui através dos dutos internos diretamente para o orifício de retorno (15), possibilitando o enchimento da câmara da bomba durante o curso de retorno do pistão (3) que é impulsionado pela mola de retorno (1). No ciclo posterior, com o pistão (3) impulsionado pelo eixo de ressaltos e pelo seu balancim para bombear o combustível e com a energização da válvula magnética, o circuito de retorno se fecha e o combustível à alta pressão é bombeado ao bico (20). Quando a intensidade da onda de pressão ultrapassa os valores de pré-tensão da mola do bico (18), o injetor se abre, permitindo a nebulização do combustível na válvula do combustível na câmara de combustão do motor.

Figura 3.15 | Esquemático de uma unidade injetora do tipo bomba-bico

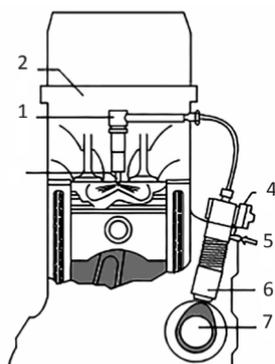


Fonte: Brunetti (2012, p. 31).

Com a desenergização da válvula, novamente abre-se o canal de retorno de combustível, a pressão de injeção diminui rapidamente e a injeção é encerrada (BRUNETTI, 2012).

Já a **unidade injetora tipo bomba-tubo-bico** funciona de forma semelhante às unidades injetoras tipo bomba-bico, se diferenciando na construção. Nesse caso, o bico e a bomba não são integrados em um único componente. A Figura 3.16 apresenta a montagem dos componentes do sistema no motor. Nesse sistema, a bomba de alta pressão (6) é montada no bloco do motor, onde também existe o eixo de comando com os ressaltos de injeção (7). Já o conjunto porta-injetor (1) constituído pelo bico injetor (3) é montado na região central do cabeçote do motor. A bomba e o injetor são conectados por um curto tubo de alta pressão.

Figura 3.16 | Unidade injetora tipo bomba-tubo-bico



Fonte: Brunetti (2012, p. 32)

A válvula magnética das unidades injetoras modulares é acionada pela **unidade de comando eletrônico** que recebe todos os sinais emitidos pelos sensores instalados no sistema, tais como os sensores de posição do pedal do acelerador, de rotação e posição do virabrequim do motor, de pressão e temperatura do óleo e da água.



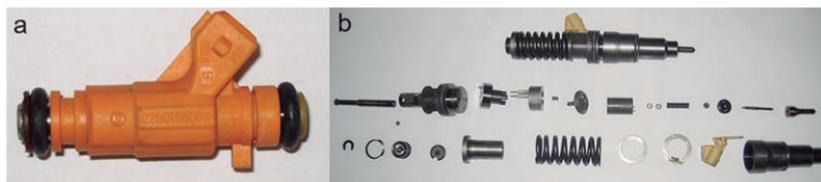
Pesquise mais

A unidade de comando eletrônico é um dos principais componentes do sistema de injeção. Dessa forma, se aprofunde nos estudos desse componente acessando o material a seguir, o qual apresenta a composição e funcionamento da unidade de comando eletrônico.

DIAS, A. **Injeção eletrônica**: UCE(ECU) – unidade de comando eletrônico. Carros Infoco.

Os **bicos injetores** são componentes muito precisos e tem como função nebulizar finamente o combustível na câmara de combustão. Dessa forma, quanto melhor for a pulverização, maior será a eficiência térmica do motor. Em razão dessa característica obtém-se economia de combustível e menor emissão de gases poluentes. Nos modernos motores diesel são utilizados bicos injetores capazes de suportar pressão e temperatura elevadas, aspecto importante para que o motor tenha um melhor desempenho. Nos motores de injeção direta são mais utilizados os bicos de pino (3.17a), enquanto nos motores de injeção indireta o bico agulha (3.17b) é o mais utilizado.

Figura 3.17 | Bicos injetores tipo (a) pino e (b) agulha e seus componentes



Fonte: https://pt.wikipedia.org/wiki/Inje%C3%A7%C3%A3o_eletr%C3%B3nica#/media/File:Injetor_combust%C3%ADvel.JPG; https://en.wikipedia.org/wiki/Unit_injector#/media/File:Delphi_E_1_Unit_Injector.JPG. Acesso em: 1 fev. 2019.

Os bicos de pino têm como vantagem a manutenção menos frequente, uma vez que o próprio movimento do pino promove a limpeza dos depósitos. Já os bicos agulha são muito utilizados devido a necessidade de uma melhor nebulização do combustível. Nesse tipo de bico podem ser utilizados um ou mais orifícios de pequenos diâmetros.

Sistema distribuidor ou de bomba rotativa – esse sistema é composto por uma bomba compacta conectada a um regulador. A lubrificação pelo próprio combustível e sua construção compacta traz vantagens no custo, no entanto, esse sistema é muito sensível a combustíveis contaminados e/ou mal filtrados (BRUNETTI, 2012).

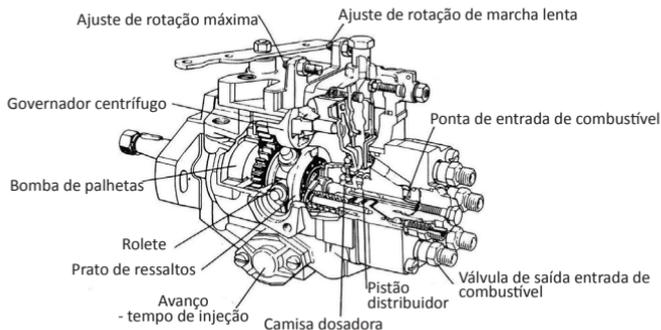


Exemplificando

O diesel mineral de baixa qualidade, por exemplo, provoca a incrustação de resíduos sólidos nas linhas de condução do combustível.

Esse sistema é utilizado em pequenos tratores e motores de geradores. A Figura 3.18 apresenta um exemplo de bomba tipo rotativa.

Figura 3.18 | Bomba rotativa

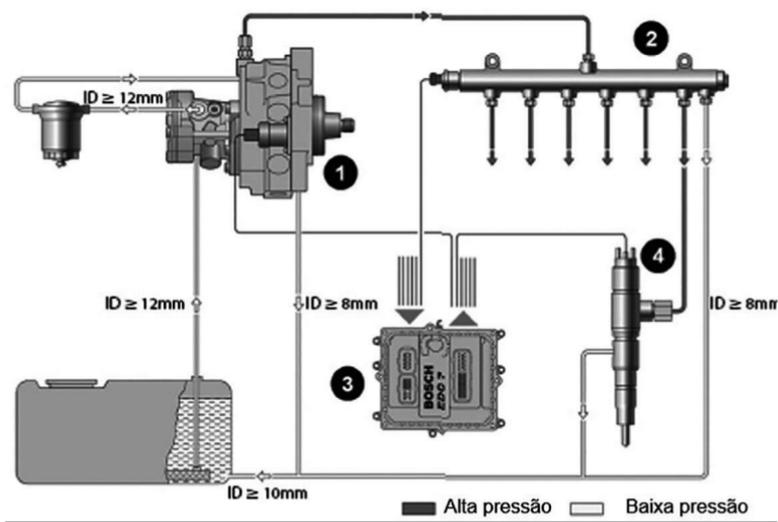


Fonte: Brunetti (2012, p. 34).

Na bomba injetora, a bomba de palhetas é responsável por alimentar um distribuidor através de uma válvula de medição ou dosadora que tem como função dosar o débito em função da carga desejada. O volume entre os êmbolos é alimentado por um canal do cabeçote que, ao girar, conecta outro canal de comunicação com os injetores de cada cilindro, ao mesmo tempo, os êmbolos são deslocados para o centro, pela ação do anel excêntrico (BRUNETTI, 2012). O cabeçote hidráulico funciona simultaneamente como bomba injetora e como distribuidor. Assim, o combustível flui da bomba de palhetas no mesmo instante em que o cabeçote gira, passando pela válvula de admissão, onde é dosado. Em um determinado instante, o canal de admissão conecta com um dos canais de alimentação do rotor central, nesse momento, o combustível escoa pelo canal central entre os pistões bombeadores. Posteriormente, ao girar, o rotor fará a conexão entre o canal central com um dos canais que alimentam o injetor, ao mesmo tempo em que os pistões são empurrados para o centro pelo ressalto do anel de ressalto (BRUNETTI, 2012).

O sistema acumulador ou tipo *Common Rail* é constituído basicamente por uma bomba principal (1) que tem como função fornecer combustível em alta pressão a uma galeria comum (2) que disponibiliza o combustível para todos os injetores (4). Esse processo de injeção é controlado pela programação e mapas armazenados da unidade eletrônica de comando (3) que aciona eletricamente cada um dos injetores. A Figura 3.19 apresenta um esquemático desse sistema.

Figura 3.19 | Sistema *Common Rail*



Fonte: Brunetti (2012, p. 36).

No sistema *Common Rail*, a produção da pressão e a injeção são processos independentes. Enquanto a bomba fornece combustível sobre pressão em baixas rotações do motor, o momento e a quantidade de injeção são calculadas na unidade de comando eletrônico, assim, ocorre o acionamento elétrico dos injetores para uma injeção mais precisa, independentemente das tolerâncias dos elementos mecânicos do motor. Esse tipo de sistema é aplicado desde motores para carros de passeios e utilitários até em locomotivas e navios, sendo que sua principal vantagem é associar a alta pressão de injeção com a possibilidade de realizar injeções múltiplas (pré-injeção, injeção principal e pós injeção).

A bomba de alta pressão disponibiliza combustível adequadamente pressurizado em todas as faixas de funcionamento do motor em toda sua vida útil.

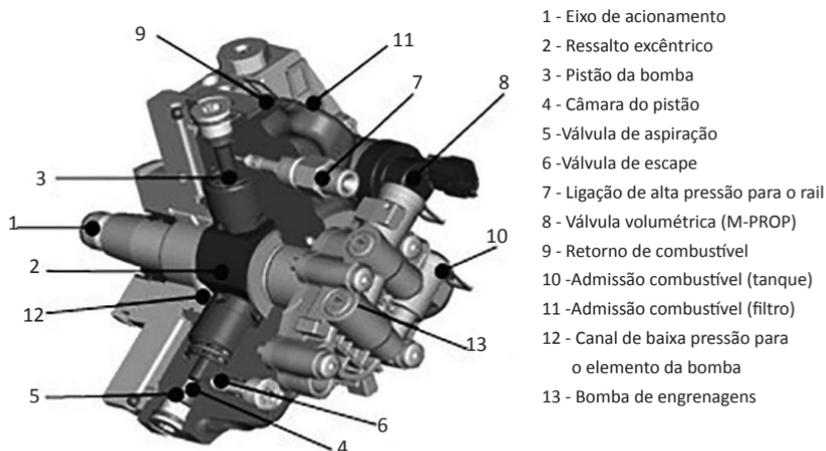


Refleta

No sistema de injeção, caso ocorra algum problema na bomba de alta pressão, quais serão as consequências para o motor?

No motor diesel, a bomba de alta pressão é montada, preferencialmente, ao lado da bomba injetora distribuidora. A bomba é acionada pelo motor por meio de acoplamento, engrenagem, corrente ou correia dentada, e sua lubrificação é realizada pelo combustível ou óleo lubrificante do motor. A Figura 3.20 apresenta os principais componentes da bomba de alta pressão.

Figura 3.20 | Bombas de alta pressão



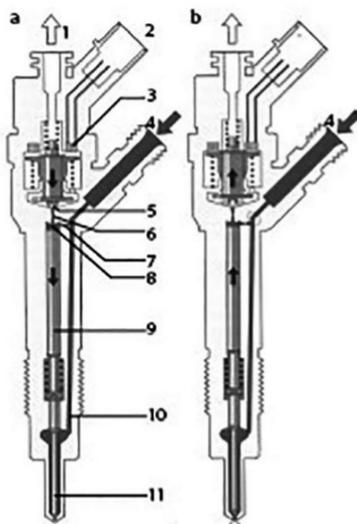
Fonte: Brunetti (2012, p. 37)

O injetor de comando elétrico é responsável pelo ajuste do volume de injeção e substitui o conjunto bico e porta-injetor dos sistemas convencionais de injeção diesel.

Os injetores são fixados no cabeçote do cilindro por meio de garras, assim, os injetores *Common Rail* são adequados para motores diesel DI (*Direct Injection*) sem ajustes significativos. Os injetores podem ser divididos em blocos de função, injetor de orifício com agulha, sistema servo hidráulico, válvula magnética e canais de combustível (BRUNETTI, 2012).

No injetor, o combustível é levado da ligação de alta pressão (4) através de um canal (10) para o bico. Da mesma maneira, pelo estrangulador de admissão (7), o combustível é conduzido para a câmara de controle da válvula (8), por sua vez, essa câmara é conectada ao retorno de combustível (1) através de um estrangulador de saída (6), que pode ser aberto pela válvula magnética. Com o estrangulador fechado, a força hidráulica predomina sobre o pistão de comando da válvula (9) sobre aquela do estágio de pressão da agulha do injetor (11). Por consequência, a agulha é pressionada no assento, vedando o canal de alta pressão em relação ao compartimento do motor (BRUNETTI, 2012). Aberto o estrangulador de saída, a pressão na câmara de combustão diminui e, conseqüentemente, a força hidráulica sobre o pistão de comando da válvula diminui, resultando na abertura da agulha possibilitando a passagem do combustível para dentro da câmara de injeção. Assim, a quantidade injetada será proporcional ao tempo de abertura do bico e ao tempo de ativação da válvula magnética. A Figura 3.21 apresenta uma representação do injetor.

Figura 3.21 | Injetor



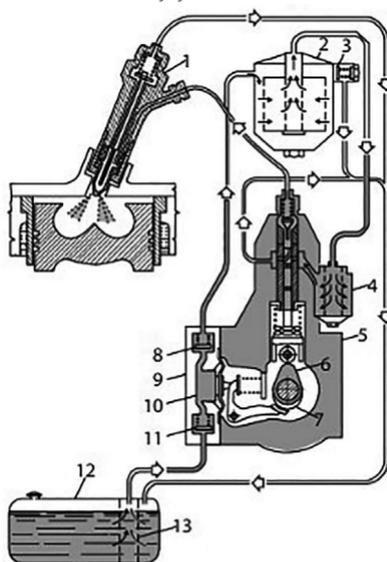
Fonte: Brunetti (2012, p. 38).

Sem medo de errar

Atuando em uma empresa que projeta e testa motores de combustão interna, você e sua equipe ficaram responsáveis em emitir um laudo de um motor diesel fabricado por uma empresa parceira. No entanto, ao verificar o

trabalho realizado por sua equipe, você observou que não havia a identificação dos componentes do sistema de injeção utilizado no motor. Devido a urgência, você não pode acionar sua equipe e solicitar a correção do laudo.

Figura 3.12 | Representação do sistema de injeção



Fonte: Brunetti (2012, p. 45).

Quais os componentes que fazem parte do sistema de injeção do motor diesel?

Nesta seção estudamos os sistemas de injeção para motores diesel, os diferentes tipos e as características que influenciam seu desempenho. A partir da compreensão dos conceitos básicos de sistemas de injeção para motores diesel e da compreensão do funcionamento de bombas injetoras, você foi capaz de identificar os componentes do sistema de injeção como:

1 – injetor; 2 – filtro de combustível; 3 – unidade eletrônica de comando; 4 – galeria comum; 5 – bomba de transferência; 6 – ressalto de injeção; 7 – excêntrico; 8 – válvula de saída de combustível; 9 – câmara; 10 – câmara dosadora; 11 – válvula de aspiração; 12 – reservatório de combustível e 13 – filtro.

Assim, você foi capaz de corrigir o laudo que será enviado para a empresa parceira, identificando corretamente todos os componentes do sistema de injeção do motor Diesel.

Gases poluentes

Descrição da situação-problema

Atuando em uma empresa de transporte rodoviário como engenheiro responsável pela equipe de manutenção da frota de caminhões, você foi acionado visto que um dos caminhoneiros reportou aos mecânicos que os caminhões da frota estão com fumaça preta excessiva no escape. Você logo se recordou de uma experiência anterior, quando atuava em uma multinacional automobilística e que alguns clientes haviam relatado esse problema nos automóveis. Você se recordou que, naquele momento, o problema estava na mistura combustível-ar com excesso de combustível. Mas os motores de automóveis eram ciclo Otto, enquanto dos caminhões são motores diesel. Nesse caso, o problema tem a mesma origem? Quais as possíveis causas da emissão excessiva de fumaça preta observada nos caminhões?

Resolução da situação-problema

Você e sua equipe, ao analisarem alguns caminhões, identificaram que assim como nos automóveis, a emissão excessiva de fumaça preta está relacionada a uma mistura combustível-ar desequilibrada, com excesso de combustível. O desequilíbrio foi causado por um injetor defeituoso do sistema de injeção e um problema na bomba de injeção que não estava atingindo a pressão necessária para nebulizar finamente o combustível. Portanto, a partir da identificação do problema, você solicitou a manutenção dos bicos injetores e da bomba de injeção, solucionando o problema nos caminhões.

1. No motor diesel, a injeção do combustível finamente nebulizado e a alta pressão ocorrem diretamente na câmara de combustão, ao final do tempo de compressão e durante o de expansão. A nebulização e a distribuição do combustível são fundamentais na reação de combustão.

Assinale a alternativa que apresenta um dos requisitos necessários para que o sistema de injeção garanta a nebulização e a distribuição do combustível.

- a) O sistema de injeção deve dosar a quantidade correta de combustível em função do diâmetro de cada cilindro do motor.
- b) O sistema de injeção deve finalizar a injeção instantaneamente, sem a ocorrência de gotejamentos ou pós-injeção.
- c) O sistema de injeção deve dosar a quantidade correta de ar, no tempo de admissão, em função da carga e da rotação.
- d) O sistema de injeção distribui o combustível líquido e garante que a injeção ocorra com a velocidade desejada.
- e) O combustível líquido é dosado com taxas de injeção adequadas de acordo com o respectivo sistema de injeção.

2. Os sistemas modulares de bombas individuais controladas eletronicamente são as unidades bomba-bico e bomba-turbo-bico. A vantagem dos sistemas modulares é a construção robusta e compacta, características que favorecem a obtenção de pressões de injeção elevadas. Analise as afirmações:

I. As unidades injetoras tipo bomba-bico são módulos injetores de um cilindro constituídos por uma bomba de alta pressão, bico injetor e válvula eletromagnética.

II. A unidade injetora tipo bomba-tubo-bico funciona de forma semelhante às unidades injetoras tipo bomba-bico, se diferenciando na construção.

III. Na unidade injetora tipo bomba-tubo-bico, a bomba de alta pressão é montada no bloco do motor, onde também existe o eixo de comando com os ressalto de injeção.

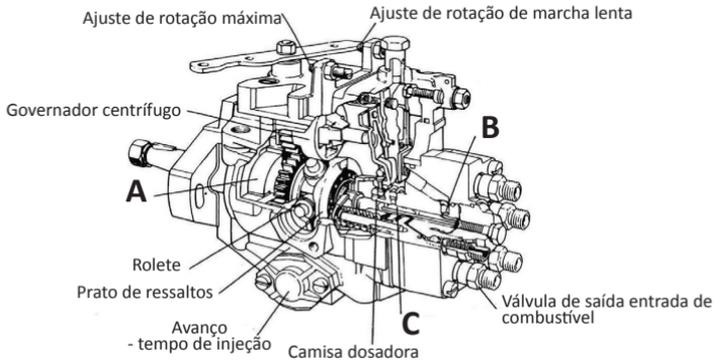
A partir do julgamento das afirmações apresentadas no texto-base, assinale a alternativa correta:

- a) Estão corretas as afirmações I e II.
- b) Estão corretas as afirmações I e III.
- c) Somente a afirmação II está correta.
- d) Somente a afirmação III está correta.
- e) Todas as afirmações estão corretas.

3. O sistema distribuidor ou de bomba rotativa é composto por uma bomba compacta conectada a um regulador. A lubrificação pelo próprio combustível e sua construção compacta traz vantagens no custo, no entanto, esse sistema é muito

sensível a combustíveis contaminados e/ou mal filtrados, a figura a seguir traz uma representação de uma bomba rotativa.

Figura 3.18 | Bomba rotativa



Fonte: Brunetti (2012, p. 34).

Analisando a figura apresentada no texto-base, assinale a alternativa que apresenta, respectivamente, os componentes A, B e C da bomba rotativa.

- Bomba de palhetas; ponta de entrada de combustível; pistão distribuidor.
- Eixo de acionamento; ressalto excêntrico; pistão da bomba.
- Câmara do pistão; válvula de aspiração; retorno de combustível.
- Admissão de combustível; bomba de engrenagem, válvula volumétrica.
- Orifício de admissão, pistão; válvula magnética.

Consumo de ar nos motores a 4 tempos

Diálogo aberto

Um automóvel, ao ser projetado e posteriormente lançado no mercado, possui todos os elementos necessários com características, propriedades e especificações adequadas para o seu perfeito funcionamento. Porém, não é uma prática tão incomum encontrarmos proprietários que levam seus automóveis em mecânicos para alterar alguma característica do carro, não é mesmo? Você já viu algum automóvel que tenha passado por alguma transformação, como na altura do sistema de suspensão? E no motor? Em algumas situações, as características originais dos motores são alteradas por meio da instalação de alguns componentes, com a intenção de aumentar a potência do motor, por exemplo com a instalação de turbocompressor no motor. No entanto, além de ser uma prática que requer um investimento financeiro considerável, temos que a vida útil do motor inevitavelmente irá diminuir, já que no projeto inicial não foram previstas essas modificações.

Nesta seção, vamos estudar sobre algumas características importantes que estão relacionadas com a eficiência volumétrica. Para iniciarmos nossos estudos, imagine que você está atuando em uma empresa de consultoria em projetos de motores de combustão interna. Essa empresa é muito procurada principalmente para analisar e solucionar problemas que estão relacionados aos sistemas de injeção e ao consumo de ar. Nesse momento, vocês receberam de uma empresa os dados de um motor ciclo Otto, de 1,6 litros de cilindrada com injetores de combustível montados no coletor de admissão. O motor foi equipado com um turboalimentador e testado em dinamômetro. O combustível utilizado foi o etanol hidratado e os dados coletados com acelerador em 100%. A Tabela 3.1 apresenta os dados coletados.

Tabela 3.1 | Dados do motor ciclo Otto, 1,6 L obtidos a partir do teste em dinamômetro

n	1000	2000	3000	4000	5000	6000
T	95	201	202	195	182	151
B (m₃)	64	18,1	27,2	36,6	46,2	53,6
m_a	37	134	202	268	322	356
T1	20	21	21	21	21	22
T2	51	105	102	105	112	120
T2S	26	33	38	42	47	49
Pressão Barométrica	700	700	700	700	700	700
P1	-1	-6	-13	-24	-36	-44
P2	82	807	800	802	809	810
P2S	80	801	793	782	775	771

Fonte: adaptada de Brunetti (2012, p. 100).

Em que n - rotação do motor (rpm); T - torque (Nm); B (\dot{m}_c) - consumo horário do combustível (kg/h); \dot{m}_a - consumo horário do ar (kg/h); T_1 - temp. entrada compressor (C); T_2 - temp. saída compressor (C); T_{2S} - temperatura coletor admissão (C); P . Baro - pressão barométrica (mmHg); P_1 - pressão entrada compressor (mbar); P_2 - pressão saída compressor (mbar); P_{2S} - pressão coletor admissão (mbar).

O técnico responsável pela aquisição de dados foi alocado para outro setor da empresa, assim, a empresa parceira lhe acionou a fim de que você analise os dados e finalize alguns cálculos como: a potência do motor e os consumos específicos de combustível e de ar para cada rotação. Como você analisará os dados? Quais os cálculos envolvidos para se obter estes valores?

Para ajudá-lo na resolução deste desafio, estudaremos os conceitos de eficiência volumétrica, potência e pressão média em função da eficiência volumétrica e o processo de admissão ideal. Adicionalmente, vamos compreender o efeito das condições de operação sobre a eficiência volumétrica e os tipos de coletores de admissão. Por fim, vamos entender o que é a sobrealimentação e um turbocompressor.

Bons estudos!

Não pode faltar

A eficiência volumétrica é dada pela razão entre a massa de mistura nova (combustível-ar) que entra no cilindro durante o tempo de admissão, e a massa que ocuparia todo o volume deslocado pelo pistão, com a massa específica da atmosfera (Equação 3.26).

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_c}{\rho_c V_{\text{cilindros}} n} \quad (3.26)$$

Em que \dot{m}_c é a vazão mássica de mistura fresca que escoar para dentro dos cilindros, $V_{\text{cilindros}}$ é a cilindrada total do motor, ρ_c é a densidade (ou massa específica) da mistura fresca que escoar para dentro dos cilindros nas condições de entrada, n é a rotação do motor e η_v é a eficiência volumétrica. O fator 2 observado na equação da eficiência volumétrica refere-se ao fato de que nos motores a quatro tempos tem-se um tempo motor para duas voltas do virabrequim (BRUNETTI, 2012). A eficiência volumétrica é um parâmetro muito importante que afere o desempenho do conjunto do cilindro como componente de bombeamento. Assim, para análise desse desempenho é necessário conhecer a densidade da mistura fresca na entrada da válvula ou próxima a ela. Quando ρ_c é determinada dessa forma, a eficiência volumétrica resultante mede somente as condições de bombeamento do cilindro e perdas na válvula. Quando a medida de densidade da atmosfera é aferida

próxima a tomada de ar do motor, a eficiência volumétrica resultante mede o desempenho de escoamento de todo o sistema de admissão do motor, assim como as condições dos cilindros e as perdas nas válvulas. Essa eficiência volumétrica é chamada de eficiência volumétrica global.

A eficiência volumétrica também pode ser definida baseada na massa de ar seco. As massas de combustível, de vapor e de ar seco, ocupam o mesmo volume e se relacionam de acordo com a Equação 3.27.

$$\frac{\dot{m}_a}{\rho_a} = \frac{\dot{m}_c}{\rho_c} \quad (3.27)$$

Em que ρ_a é a densidade específica de ar seco.

Assim, a Equação 3.26 pode ser reescrita como:

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_a}{\rho_a V_{\text{cilindros}} n} \quad (3.28)$$

Reescrevendo em função da velocidade do pistão, temos:

$$\eta_v = \frac{4\dot{m}_a}{A_p v_p \rho_a} \quad (3.29)$$

Em que A_p e v_p são, respectivamente, a área dos pistões e a velocidade do pistão.

Dessa forma, determinando \dot{m}_a e ρ_a a eficiência volumétrica de um motor pode ser determinada em quaisquer condições de operação. Para a mistura de ar, vapor de água e combustível vaporizado ou gasoso, utiliza-se a lei das pressões parciais, também conhecida como lei de Dalton:

$$p_c = p_a + p_c + p_v \quad (3.30)$$

Em que p_c é a pressão da mistura fresca (total), p_a é a pressão parcial do ar, p_c é a pressão parcial do combustível e p_v é a pressão parcial do vapor de água (umidade do ar).

Nesse caso, cada constituinte se comporta como um gás perfeito, dessa forma temos:

$$\frac{p_a}{p_c} = \frac{p_a}{p_a + p_c + p_v} = \frac{n_a}{n_a + n_c + n_v} \quad (3.31)$$

Sendo $n = \frac{m}{M}$ o número de moles, assim tem-se que n_a , n_c e n_v são, respectivamente, o número de moles do ar, do combustível e do vapor de água, já M_a , M_c e M_v são as massas moleculares do ar, do combustível e do vapor de água, respectivamente.

Assumindo $M_a = 29$ e $M_v = 18$, tem-se:

$$\frac{p_a}{p_e} = \frac{\frac{m_a}{29}}{\frac{m_a}{29} + \frac{m_c}{M_c} + \frac{m_v}{18}} \quad (3.32)$$

Ou

$$\frac{p_a}{p_e} = \frac{1}{1 + F_v \frac{29}{M_c} + 1,6g} \quad (3.33)$$

Em que $F_v = \frac{m_c}{m_a}$ e $g = \frac{m_v}{m_a}$.

A partir da equação dos gases perfeitos, no ponto de tomada de p_e e T_e , tem-se:

$$\rho_a = \frac{p_a}{RT_a} = \frac{p_e}{RT_e} \left(\frac{1}{1 + F_v \frac{29}{M_c} + 1,6g} \right) \quad (3.34)$$

Em que: $T_a = T_e$; T_e é a temperatura fresca nas condições de entrada, T_a é a temperatura do ar e R é a constante universal dos gases perfeitos.

A partir da Equação 3.34 é possível concluir que a massa específica da mistura é igual a densidade do ar a uma p_e e T_e multiplicada por um fator de correção. Esse fator de correção é dependente da porcentagem de combustível vaporizado no ponto no qual se mede p_e e T_e , da massa molecular do combustível e da umidade absoluta do ar. Nas condições de umidade do ar, utilizando-se tubulações de admissão usuais F_v é pequeno e a massa molecular dos combustíveis usuais não é baixa. Assim, nessas condições, o fator de correção é da ordem de 98%, valor que está dentro da precisão das medidas de ensaios de motores. Para motores diesel, F_v é igual a zero (BRUNETTI, 2012). No caso de motores de ignição por faísca, o fator de correção é desprezado devido a utilização do combustível líquido, assim, a eficiência volumétrica é expressa da seguinte forma:

$$\eta_v \cong \frac{\dot{m}_a}{\frac{p_e}{RT_e} \cdot \frac{A_p V_p}{4}} \quad (3.35)$$

Em regiões com alta umidade e motores de MIF com carburadores, o fator de correção deve ser utilizado. Além disso, ao se utilizar combustível de baixa massa molecular, a massa de ar será reduzida devido a diminuição de ρ_a em uma dada pressão de admissão (BRUNETTI, 2012). Para estimar os valores de F_v quando o combustível está no estado gasoso, afere-se a p_e e F_v será a relação combustível-ar total. No entanto, quando a evaporação do combustível é incompleta, haverá combustível líquido na tubulação de admissão e na válvula de admissão, assim, utiliza-se a aproximação dada pela Equação 3.35.

Sabemos que a potência de um motor pode ser obtida pelas expressões

$$P = \frac{2\pi n \cdot T}{60 \cdot 1000} \text{ [kW]} \text{ ou } P = \frac{2\pi n \cdot T}{60 \cdot 75} \text{ [CV]}.$$



Exemplificando

Um motor ciclo Otto a 3500 rotações por minuto possui um torque de 202 Nm. Qual o valor da potência desse motor?

A partir das unidades de medida que são dadas no enunciado, devemos verificar qual a expressão da potência é a mais indicada. A rotação por minuto: 3500 rpm e o torque em Nm = 202 Nm. Nesse caso, o ideal é utilizar a expressão cujo resultado seja dado em kW. Dessa forma, temos:

$$P = \frac{2\pi(3500) \cdot 202}{60 \cdot 1000} = 74 \text{ kW}.$$

Caso o valor do torque fosse dado em $\text{kgf} \cdot \text{m}$, utilizaríamos a expressão com resultado em cv.

É possível expressar a potência indicada e a pressão média em função da eficiência volumétrica. Tomando $\dot{m}_a = \frac{\eta_v v_p A_p \rho_a}{4}$ têm-se:

$$N_i = \frac{\eta_v v_p A_p \rho_a}{4} F P C i \eta_t \quad (3.36)$$

A pressão média indicada será igual a razão entre a potência indicada pelo deslocamento do pistão:

$$P_{mi} = \frac{4N_i}{A_p v_p} = \rho_a \eta_v F P C i \eta_t \quad (3.37)$$



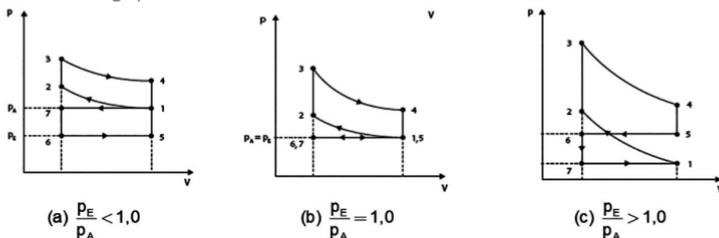
Assimile

A pressão média efetiva é a pressão que está ligada diretamente ao torque desenvolvido no motor sobre o virabrequim, dada por:

$$P_{me} = \frac{P \cdot 1200}{V \cdot n}$$

Em nossos estudos, vamos considerar o processo real de admissão e sua eficiência volumétrica como o processo de admissão ideal. Assim, a Figura 3.22 apresenta os diagramas $p \times V$ dos três casos de processos de admissão ideal, nos quais p_A é a pressão de admissão e p_E é a pressão de escape.

Figura 3.22 | Processos de admissão ideal (a) motor sobrealimentado; (b) motor a plena carga e (c) motor em carga parcial



Fonte: adaptada de Brunetti (2012, p. 54).

Serão admitidas algumas simplificações para o processo de admissão representado por 6-7-1:

- A mistura nova e os gases residuais serão considerados gases perfeitos de mesma massa molecular e calor específico.
- Inexistência de transferência de calor (processo adiabático).
- As pressões de admissão e de escape são constantes (processo isobárico).
- A temperatura de admissão é constante (processo isotérmico).

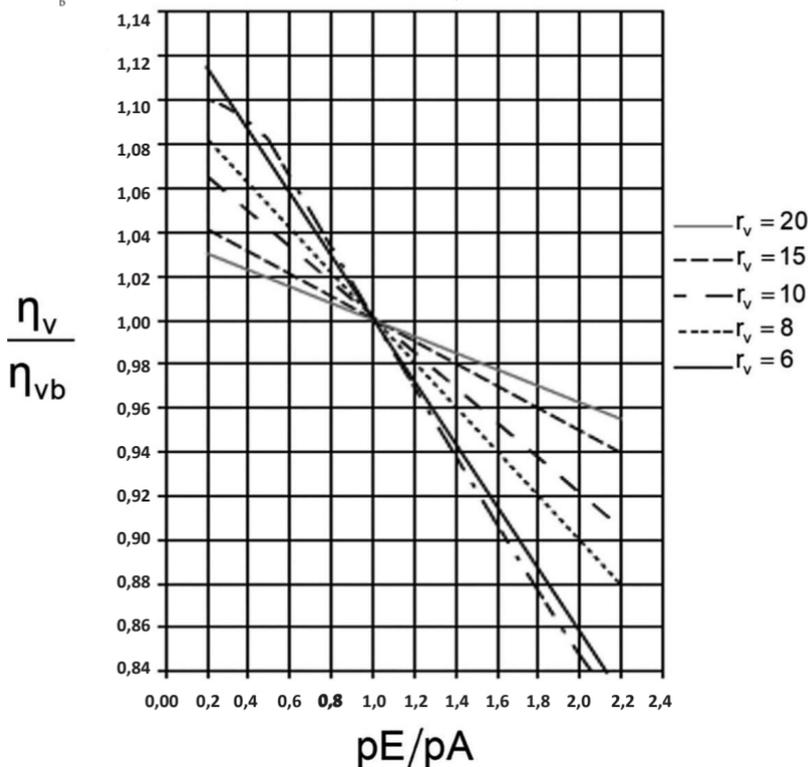
No final do tempo de escape (ponto 6) a câmara de combustão com volume V_2 está cheia de gases residuais à temperatura T_r e pressão p_E . É nesse ponto que ocorre o fechamento da válvula de escapamento e a abertura da válvula de admissão. Antes de o pistão iniciar o movimento, se $p_A > p_E$ a mistura entra para o cilindro, comprimindo os gases residuais. Se $p_A < p_E$, os gases residuais escoam pela tubulação de admissão até que a pressão no cilindro seja igual a p_A . Ainda no tempo de admissão, (7-1) a pressão no cilindro se mantém constante igual a p_A durante todo seu percurso. Se qualquer quantidade de gás residual que escoou pela tubulação de admissão retorna para o cilindro, a eficiência térmica do motor será reduzida.

A partir das simplificações impostas e da equação dos gases perfeitos, a eficiência volumétrica do ciclo ideal é expressa por:

$$\eta_{v_i} = \frac{k-1}{k} + \frac{r_v - \frac{P_E}{P_A}}{k(r_v - 1)} \quad (3.38)$$

Em que η_{v_i} é a eficiência volumétrica do ciclo ideal, r_v é a taxa de compressão do motor, k é relação $\frac{c_p}{c_v}$ em que c_p é o calor específico à pressão constante e c_v é o calor específico a volume constante. A Figura 3.23 traz o gráfico para vários valores de $\frac{P_E}{P_A}$ e r_v .

Figura 3.23 | Efeito de p_E/p_A sobre a eficiência volumétrica em motores com pequeno *overlap* (η_{vb} é a eficiência volumétrica básica quando $p_E/p_A = 1$)



Fonte: Brunetti (2012, p. 56).

Outra característica que tem influência na eficiência volumétrica é a velocidade dos gases de admissão. O índice de Mach (M) é a razão entre a velocidade do gás de admissão (v_e) e a velocidade do som (c), assim temos:

$$M = \frac{v_e}{c} \quad (3.39)$$

Considerando a velocidade do escoamento por meio das válvulas de admissão uma variável desconhecida, é adequado encontrar uma velocidade conhecida que estabeleça a correlação entre a velocidade média do pistão e a do escoamento pela válvula. Para fluidos incompressíveis, a velocidade será expressa por:

$$v_v = \frac{v_p A_p}{A_v} \quad (3.40)$$

Na qual v_p é a velocidade do pistão, A_p é a área do pistão e A_v é a área da cobertura da válvula de admissão. Assim, o correspondente índice de Mach será:

$$M = \frac{v_p A_p}{A_v c} \quad (3.41)$$

Já para fluidos compressíveis, faz-se necessário conhecer o coeficiente médio de escoamento na válvula; dessa forma, é possível estabelecer uma relação entre a velocidade média do pistão e a do escoamento na válvula. O coeficiente de escoamento na válvula pode ser obtido pela expressão:

$$C_v = C_o \left(\frac{D_o}{D_v} \right)^2 \sqrt{\frac{\Delta P_o}{\Delta P_v}} \quad (3.42)$$

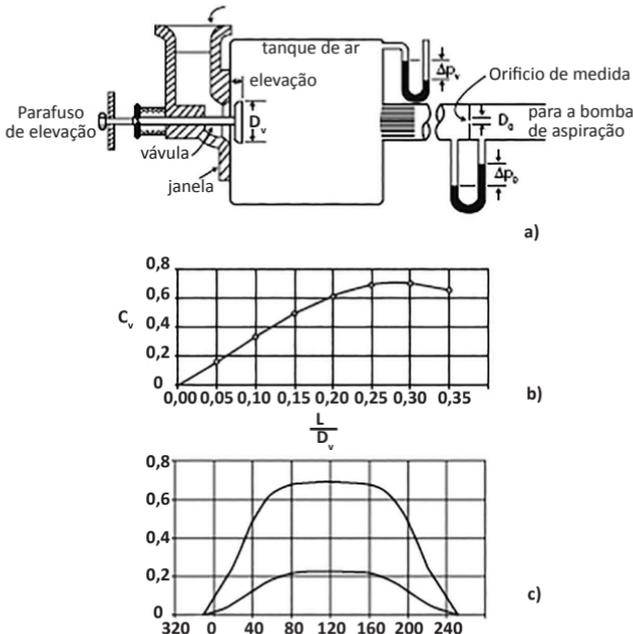
Em que C_o é o coeficiente de escoamento no orifício de medida, D_o é o diâmetro do orifício de medida, D_v é o diâmetro na válvula, ΔP_v é a perda de carga da válvula e ΔP_o é a perda de carga do orifício de medida.

Já a Equação 3.43 representa a eficiência volumétrica em função do índice de Mach de válvula de admissão, dada por:

$$M = \left(\frac{D_o}{D_v} \right)^2 \frac{v_p}{C_v c} \quad (3.43)$$

O valor do coeficiente médio do escoamento (C_v) é igual ao valor médio dos valores de C_v apresentados na Figura 3.24.

Figura 3.24 | Esquemático experimental para a determinação do coeficiente de escoamento na válvula; (b) variação de C_v com L/D dos resultados experimentais; (c) variação de C_v com o ângulo do virabrequim



Fonte: Brunetti (2012, p. 62).

Os motores semelhantes apresentarão a mesma eficiência volumétrica quando se observa a igualdade entre os seguintes parâmetros: velocidade média do pistão, pressão de admissão e escapamento, temperatura de entrada, temperatura do fluido de arrefecimento e a relação combustível-ar, assim, conclui-se que as dimensões dos motores não afetam a eficiência volumétrica.



Saiba mais

Outras condições de operação, como a relação combustível-ar, temperatura de admissão, temperatura do fluido de arrefecimento, ângulo de fechamento da válvula de admissão, o *overlapping* das válvulas e a relação da compressão têm influência na eficiência volumétrica. Pesquise mais sobre essas condições no material traduzido do livro indicado.

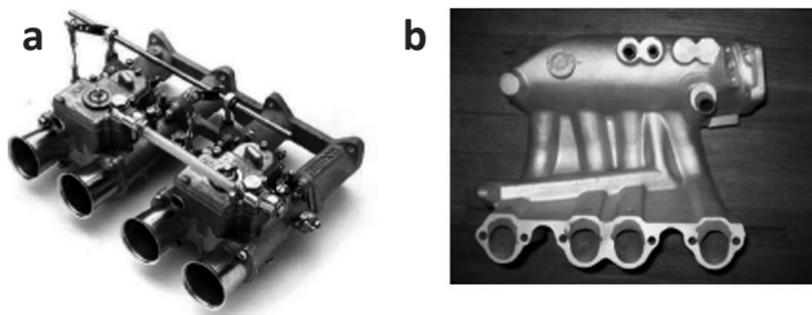
PULKRABEK, W. W. **Engineering fundamentals of the internal combustion engines**. Pearson Prentice Hall, 2004. Disponível em:

<http://eduloureiro.dominiotemporario.com/doc/SistAdmissao.pdf>.

Acesso em: 4 fev. 2019.

Os componentes responsáveis pela ligação entre o corpo da borboleta (ou carburador) e o motor são os tubos de admissão, também chamados de coletores de admissão. Através desses coletores é transportado o ar do exterior do motor até os dutos de admissão do cabeçote do motor. Os coletores podem ser encontrados em diversos formatos como a forma de simples dutos (Figura 3.25a), ter a adição de volume denominado *plenum* (Figura 3.25b) ou assumir formas complexas.

Figura 3.25 | Coletores de admissão (a) dutos; (b) com *plenum*



Fonte: Brunetti (2012, p. 71).

Vários são os fenômenos aerodinâmicos e acústicos que ocorrem no coletor de admissão. Esses fenômenos em conjunto com o tempo de abertura e fechamento de válvulas determinam o desempenho do motor. Assim, a

eficiência volumétrica pode ser aumentada se o coletor de admissão estiver configurado para aperfeiçoar os pulsos de pressão no sistema de admissão, isto é, em determinadas rotações do motor, o ponto de maior pressão dentro do coletor de admissão estará situado próximo às válvulas de admissão, garantindo o maior suprimento de ar aos cilindros.

No sistema de admissão, um dos fenômenos observados é a ressonância, que consiste na vibração em uma frequência inversamente proporcional ao comprimento da coluna de ar confinada em um tudo. Para se calcular o comprimento dos dutos de admissão em uma determinada rotação, o comprimento do duto no cabeçote deve ser considerado. Assim tem-se:

$$t = \frac{2 \cdot L}{1000 \cdot c} \text{ [s]} \quad (3.44)$$

$$\theta_i = t \frac{360}{60} N \text{ [deg]} \quad (3.45)$$

$$L = \frac{\theta_i \cdot c}{0,012 \cdot n} N \text{ [mm]} \quad (3.46)$$

Em que $80^\circ < \theta_i < 90^\circ$, t é o tempo para a onda ir e voltar dentro do duto, θ_i é o deslocamento angular do virabrequim; c é a velocidade do som, n é a rotação do motor e L o comprimento do duto.



Refleta

A eficiência volumétrica é um parâmetro muito importante que afere o desempenho do conjunto do cilindro como componente de bombeamento. Como é possível aumentar a eficiência volumétrica de um motor, sem alterar a cilindrada, curso e comando de válvulas?

Dessa forma, observa-se que quanto maior o comprimento do tubo, menor será a rotação do motor em que ocorrerá o pico de torque.

O efeito *Ram* (enchimento inercial) é outro fenômeno que ocorre no sistema de admissão e é caracterizado pelo fato de o ar possuir massa e, portanto, energia cinética. De acordo com a equação de Bernoulli (Equação 3.47), a energia de uma coluna de fluido é igual a soma das parcelas das energias potencial, cinética e da pressão (energia potencial), ou seja:

$$\frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + z = C \quad (3.47)$$

A Equação 3.47 indica que a energia total de uma coluna de fluido é constante, isto é, quando uma das parcelas aumenta, a outra deverá diminuir.

Outros fatores ligados aos coletores de admissão e que influenciam na eficiência volumétrica são o volume do *plenum* e a interferência entre os cilindros.



Assimile

O volume do *plenum* é o volume ligado aos dutos e tem como função promover uma ressonância diferente além da ressonância de tubo de órgão. Já a interferência entre os cilindros existe entre os pulsos de pressão nos cilindros. Em motores com mais de três cilindros, tanto as válvulas de admissão como as de escapamento poderão estar abertas simultaneamente, assim, o fenômeno que estiver acontecendo em um cilindro afetará o outro.

O período de exaustão tem grande influência na eficiência volumétrica devido a energia considerável dos gases queimados que se encontram em elevadas temperaturas (300 °C e 800 °C) e pressão (3 a 5 bar) que podem ser utilizadas na admissão de mistura fresca.



Saiba mais

Quer saber mais sobre a influência do volume do *plenum*, a interferência entre os cilindros e influência do período de exaustão no desempenho de um coletor de admissão? Estude as páginas 74 a 80 do livro:

BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna**. 1. ed. São Paulo: Blucher, 2012. 2 v.

O primeiro fenômeno, em razão do pulso de pressão positiva dos gases de escape liberados no cilindro pela válvula de escape, se desloca pelo pórtyco e pelo coletor de escapamento. Ao encontrar um ponto de descontinuidade como uma restrição ou o ponto que exista uma súbita expansão de área, esse pulso será refletido de volta pelo conduto com sinal negativo, isto é, uma onda de depressão. Se essa onda de depressão atingir a válvula de escapamento durante o período de sobreposição das válvulas de admissão e escapamento, ela auxiliará na admissão da mistura fresca para o interior do cilindro.

Outro fenômeno é o efeito Kadenacy que se refere a um efeito das ondas de pressão dos gases. Resumidamente, o momento do gás de escape que sai do cilindro de um motor de combustão interna cria uma queda de pressão no cilindro que auxilia o fluxo (admissão) de uma nova carga de ar, ou mistura ar-combustível, no cilindro.

A Equação 3.48 é utilizada para calcular o comprimento ideal para maximizar a eliminação de gases de exaustão em uma determinada rotação:

$$L = \frac{\theta_i \cdot c}{12 \cdot n} \quad (3.48)$$

Em que θ_i é o deslocamento angular do virabrequim (valor sugerido 120°), c é a velocidade do som (m/s), n a rotação do motor (rpm) e L o comprimento do duto (m).

O potencial de produção de potência de um motor é proporcional ao seu consumo de ar, assim temos:

$$N_e = \dot{m}_a F P C_i \eta_g \text{ ou } N_e \propto \dot{m}_a \quad (3.49)$$

E que:

$$\dot{m}_a = \frac{\rho_c V n}{x} \eta_v \quad (3.50)$$



Assimile

O consumo específico de ar é dado pela razão entre o consumo horário do ar e a potência do motor:

$$b_{ar} = \frac{\text{Consumo horário do ar}}{\text{potência do motor}} = \frac{\dot{m}_a}{P}$$

De maneira análoga, o consumo específico de combustível é dado pela razão entre o consumo horário de combustível e a potência do motor.

$$b_{comb} = \frac{\text{Consumo horário do combustível}}{\text{potência do motor}} = \frac{\dot{m}_c}{P}$$

Supondo que são fixadas a cilindrada e a rotação e tem-se a mesma eficiência volumétrica ($N_e \propto \rho_c$), a potência de um motor pode ser aumentada, elevando a densidade de ar na entrada, fenômeno conhecido como sobrealimentação. Sabendo que $\rho_c = \frac{P_c}{RT_c}$, a densidade de ar pode ser elevada pelo aumento da pressão. Assim, a sobrealimentação além de aumentar a potência de um motor, também aumenta sua eficiência térmica. A sobrealimentação pode ocorrer de duas formas:

Sobrealimentação mecânica: o compressor é acionado mecanicamente pelo motor, consumindo uma parte da potência. Se o compressor for de deslocamento positivo, o aumento da pressão do ar independe da rotação. Os principais tipos de compressores para essa aplicação são: os de palhetas, o de lóbulos (tipo *Roots*) e o *Lysholm*.

Turbocompressor: é alimentado por uma turbina montada no fluxo de escape do motor. A vantagem dessa montagem é que nenhuma das saídas do eixo do motor é usada para acionar o compressor, isto é, ele aproveita a energia dos gases de escape para acionar a turbina conectada ao eixo do rotor, cuja função é bombear ar para o interior dos cilindros.

Sem medo de errar

Atuando em uma consultoria de motores de combustão interna, você foi acionado por uma empresa que realizou o teste de um motor Otto em um dinamômetro, de 1,6 litros de cilindrada com injetores de combustível montados no coletor de admissão equipado com um turboalimentador, combustível etanol hidratado e acelerador em 100%. Os resultados coletados foram apresentados na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 | Dados do motor ciclo Otto, 1,6 L obtidos a partir do teste em dinamômetro

n	1000	2000	3000	4000	5000	6000
T	90	196	197	190	177	146
B (m_c)	64	18,1	27,2	36,6	46,2	53,6
m_a	37	134	202	268	322	356
T1	20	21	21	21	21	22
T2	51	105	102	105	112	120
T2S	26	33	38	42	47	49
Pressão Barométrica	700	700	700	700	700	700
P1	-1	-6	-13	-24	-36	-44
P2	82	807	800	802	809	810
P2S	80	801	793	782	775	771

Fonte: adaptada de Brunetti (2012, p. 100).

Você ficou responsável de calcular a potência do motor e o consumo específico de combustível e de ar a cada rotação a partir dos dados fornecidos no teste. Como? Quais os cálculos envolvidos?

Iniciando, devemos calcular a potência do motor em cada uma das rotações. Na tabela apresentada temos os valores de n e T. Dessa forma, podemos utilizar a equação que relaciona a potência com o número de

rotações (rpm) e o torque (Nm): $P = \frac{2\pi n \cdot T}{60 \cdot 1000}$ [kW]

Potência do motor em diferentes rotações:

Para n = 1000

$$P = \frac{2\pi(1000)(90)}{60 \cdot 1000} = 9,4 \text{ kW}$$

Para n = 2000

$$P = \frac{2\pi(2000)(196)}{60 \cdot 1000} = 41 \text{ kW}$$

Para n = 3000

$$P = \frac{2\pi(3000)(197)}{60 \cdot 1000} = 62 \text{ kW}$$

Para n = 4000

$$P = \frac{2\pi(4000)(190)}{60 \cdot 1000} = 79 \text{ kW}$$

Para n = 5000

$$P = \frac{2\pi(5000)(177)}{60 \cdot 1000} = 93 \text{ kW}$$

Para n = 6000

$$P = \frac{2\pi(6000)(146)}{60 \cdot 1000} = 92 \text{ kW}$$

Após ter calculado a potência do motor para cada uma das rotações, temos que calcular os consumos de ar ($b_{ar} = \frac{\dot{m}_a}{P}$ e combustível ($b_{comb} = \frac{\dot{m}_c}{P}$).

Consumo específico de ar em diferentes rotações:

Para n = 1000

$$b_{ar} = \frac{37}{9,4} = 3,9 \text{ kg/kWh}$$

Para n = 2000

$$b_{ar} = \frac{134}{41} = 3,7 \text{ kg/kWh}$$

Para n = 3000

$$b_{ar} = \frac{202}{62} = 3,2 \text{ kg/kWh}$$

Para n = 4000

$$b_{ar} = \frac{268}{79} = 3,4 \text{ kg/kWh}$$

Para n = 5000

$$b_{ar} = \frac{322}{93} = 3,5 \text{ kg/kWh}$$

Para n = 6000

$$b_{ar} = \frac{356}{92} = 3,9 \text{ kg/kWh}$$

Consumo específico de combustível em diferentes rotações:

Para n = 1000

$$b_{comb} = \frac{64}{9,4} = 6,8 \text{ kg/kWh}$$

Para n = 2000

$$b_{comb} = \frac{18,1}{41} = 0,44 \text{ kg/kWh}$$

Para n = 3000

$$b_{comb} = \frac{27,2}{62} = 0,43 \text{ kg/kWh}$$

Para n = 4000

$$b_{comb} = \frac{36,6}{79} = 0,46 \text{ kg/kWh}$$

Para n = 5000

$$b_{comb} = \frac{46,2}{93} = 0,50 \text{ kg/kWh}$$

Para n = 6000

$$b_{comb} = \frac{53,6}{92} = 0,58 \text{ kg/kWh}$$

Dessa forma, como solicitado, você foi capaz de obter os valores da potência do motor para cada rotação testada, assim como os consumos específicos de ar e combustível. Esses dados, associados a outras informações, como a cilindrada e as válvulas utilizadas, serão importantes para determinar as características globais do funcionamento do motor.

Potência de um motor diesel

Descrição da situação-problema

Atuando em uma empresa fabricante de motores diesel, você ficou como responsável técnico pelo teste em dinamômetro de um motor diesel com injeção direta e 11 litros de cilindrada. Neste teste de plena carga, vários dados foram levantados, e a Tabela 3.2 apresenta alguns deles.

Tabela 3.2 | Dados do motor Diesel, 11 L obtidos a partir do teste em dinamômetro

n	2000	1800	1600	1400	1200	1000
T	1550,1	1745,9	1860,2	1923,8	1952,6	1549,1
B (m)	64	60,7	58	52	45,2	30,5
m_a	1711,5	1623,5	1440,1	1234,7	978,3	537,3
T1	16,8	16,7	16,6	16,5	16,5	16,7
T2	177,5	168,2	162,3	154,8	146,2	100,2
T2S	42,7	42,6	41,5	40	39,7	40,2

Fonte: adaptada de Brunetti (2012, p. 102).

A partir dos dados obtidos, seu gestor solicitou os valores da potência do motor. Nesse cálculo, quais as variáveis importantes? Como obter esses valores?

Resolução da situação-problema

A partir dos dados obtidos no teste do dinamômetro e a partir da expressão da potência temos:

Para n = 2000

$$P = \frac{2\pi(2000)(1550,1)}{60 \cdot 1000} = 324,6 \text{ kW}$$

Para n = 1800

$$P = \frac{2\pi(1800)(1745,9)}{60 \cdot 1000} = 329,1 \text{ kW}$$

Para n = 1600

$$P = \frac{2\pi(1600)(1860,2)}{60 \cdot 1000} = 311,7 \text{ kW}$$

Para n = 1400

$$P = \frac{2\pi(1400)(1923,8)}{60 \cdot 1000} = 282 \text{ kW}$$

Para n = 1200

$$P = \frac{2\pi(1200)(1952,6)}{60 \cdot 1000} = 245,4 \text{ kW}$$

Para n = 1000

$$P = \frac{2\pi(1000)(1549,1)}{60 \cdot 1000} = 162,2 \text{ kW}$$

Os dados obtidos no teste de dinamômetro do motor diesel possibilitaram que você calculasse os valores da potência em determinadas rotações, como solicitado pelo seu gestor.

Faça valer a pena

1. A eficiência volumétrica é dada pela razão entre a massa de mistura nova (combustível-ar) que entra no cilindro durante o tempo de admissão e a massa que ocuparia todo o volume deslocado pelo pistão, com a massa específica da atmosfera. Com relação a eficiência volumétrica, analise as afirmações a seguir:

- I. A eficiência volumétrica é um parâmetro importante, pois afere o desempenho do conjunto do cilindro como componente de bombeamento.
- II. A eficiência volumétrica mede o desempenho de escoamento de todo o sistema de admissão do motor, quando a medida de densidade da atmosfera é aferida próxima a tomada de ar do motor.
- III. A eficiência volumétrica é influenciada pela velocidade dos gases de admissão.

Dada as afirmações, assinale a alternativa correta:

- a) Estão corretas I, II e III.
- b) Apenas I e II estão corretas.
- c) Apenas II e III estão corretas.
- d) Apenas III está correta.
- e) Apenas II está correta.

2. Vários são os fenômenos aerodinâmicos e acústicos que ocorrem no coletor de admissão. Esses fenômenos, em conjunto com o tempo de abertura e fechamento de válvulas, determinam o desempenho do motor. Portanto, a eficiência volumétrica pode ser aumentada se o coletor de admissão estiver configurado para aperfeiçoar os pulsos de pressão no sistema de admissão. Dada a seguinte afirmação:

“Este fenômeno é caracterizado pelo fato de o ar possuir massa, logo, energia cinética”.

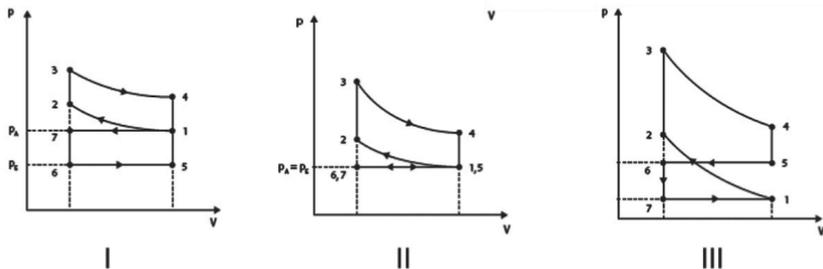
Assinale a alternativa que apresenta, corretamente, o fenômeno ao qual a afirmação se refere.

- a) Ressonância.
- b) Efeito *Ram*.
- c) Efeito Kadenacy.
- d) Sobrealimentação.
- e) *Overlap*.

3. Para fins didáticos, os estudos do processo real de admissão e sua eficiência volumétrica são considerados como o processo de admissão ideal. A figura a seguir

apresenta os diagramas $p \times v$ dos três casos de processos de admissão ideal, onde p_A é a pressão de admissão e p_E é a pressão de escape.

Processos de admissão ideal



Fonte: adaptada de Brunetti (2012, p. 54).

Assinale a alternativa que apresenta a relação correta entre os diagramas e a razão entre as pressões de escape e de admissão

- a) I. $\frac{p_E}{p_A} < 1,0$; II. $\frac{p_E}{p_A} = 1,0$; III. $\frac{p_E}{p_A} > 1,0$.
- b) I. $\frac{p_E}{p_A} = 1,0$; II. $\frac{p_E}{p_A} < 1,0$; III. $\frac{p_E}{p_A} > 1,0$.
- c) I. $\frac{p_E}{p_A} > 1,0$; II. $\frac{p_E}{p_A} < 1,0$; III. $\frac{p_E}{p_A} = 1,0$.
- d) I. $\frac{p_E}{p_A} < 1,0$; II. $\frac{p_E}{p_A} > 1,0$; III. $\frac{p_E}{p_A} = 1,0$.
- e) I. $\frac{p_E}{p_A} = 1,0$; II. $\frac{p_E}{p_A} > 1,0$; III. $\frac{p_E}{p_A} < 1,0$.

Referências

BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna**. 2. ed. São Paulo: Blucher, 2018. 1v.

BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna**. 1. ed. São Paulo: Blucher, 2012. 2 v.

Unidade 4

Sistemas de MCI e princípios de projeto

Convite ao estudo

Nos estudos dos motores de combustão interna, aprendemos que alguns detalhes influenciam na potência de um motor, como, por exemplo, um sistema de admissão eficiente, que além de garantir a potência do motor, economiza combustível. Ao observarmos o tráfego em nossa cidade, nos deparamos com diversos carros, caminhões e motocicletas, mas será que todos esses meios de transporte possuem motores que trabalham com a máxima eficiência? Quantas vezes, no trânsito, você esteve com o seu carro atrás de um caminhão ou automóvel que emitia tanta fumaça pelo escapamento que era quase impossível respirar ou até mesmo enxergar? Os motores desses veículos eram eficientes? Além da eficiência dos motores, como a máxima potência, existem outras preocupações no projeto de um MCI? Por exemplo, nas cidades, você saberia dizer se os motores utilizados nos meios de transporte contribuem para a poluição atmosférica? As respostas para essas questões são encontradas a partir do estudo dos sistemas de exaustão e de emissão do motor, temas que abordaremos na primeira seção. Complementando, temos que a eficiência de um motor depende de muitos outros fatores, além dos sistemas citados anteriormente, como uma boa lubrificação e sistemas de biela-manivela e de arrefecimento eficazes, conteúdos que vamos abordar na segunda e terceira seção. Dessa forma, você conhecerá e compreenderá os sistemas de exaustão, lubrificação, de arrefecimento e os princípios de projeto de motores de combustão interna. Espera-se que você saiba: controlar as emissões nos motores Otto e Diesel, definir os componentes de um sistema de lubrificação e de um sistema de arrefecimento, e aplicar os princípios de projeto de motores de combustão interna.

Para iniciarmos nossos estudos, você, como gerente da área de projetos de uma montadora de automóveis, recentemente contratou um engenheiro recém-formado para sua equipe. No primeiro momento, você alocou o novo profissional para atuar no projeto do sistema de exaustão de um motor de quatro cilindros, ciclo Otto. Posteriormente, será o momento do novo engenheiro compreender quais as características necessárias dos lubrificantes e utilizar o mais adequado para os motores de MCI e, por fim, ele conhecerá e aplicará as premissas que os engenheiros devem seguir ao iniciar um projeto de um MCI e as etapas do processo de desenvolvimento de produtos necessárias para atender à indústria automotiva. Mas os sistemas de exaustão são

fundamentais para o bom funcionamento do motor? Qual a importância de utilizar o lubrificante adequado no motor? Quais os pontos fundamentais de um projeto de MCI?

Para que você seja capaz de orientar o novo membro da equipe, na primeira seção, iremos conhecer os sistemas de exaustão e de emissões dos MCI. Posteriormente, iniciaremos os estudos sobre lubrificação, lubrificantes e tribologia e, para finalizarmos nossos estudos, vamos compreender o funcionamento dos sistemas biela-manivela e de arrefecimento, bem como as premissas de um projeto de motores.

Bons estudos!

Sistemas de exaustão e emissões

Diálogo aberto

A utilização de automóveis e outros meios de transporte faz parte do nosso cotidiano, porém, a manutenção muitas vezes é negligenciada pelos proprietários. Normalmente, nos preocupamos com o abastecimento de combustível, os níveis de água e óleo do motor e a calibragem dos pneus. Mas e o sistema de escapamento do automóvel, quantas vezes paramos para verificá-lo? A resposta seria: nunca? O escapamento é um sistema frequentemente esquecido e nos lembramos de sua existência somente quando ocorre sua quebra ou quando aparece um furo, provocando a eliminação excessiva de fumaça e o aumento do ruído do motor. Nesta seção, vamos compreender o funcionamento e a importância dos sistemas de exaustão e do controle de emissões nos motores de combustão interna.

Para iniciarmos nossos estudos, imagine que você é um gerente de uma montadora de automóveis e se encontra na liderança do setor de projeto de motores. Recentemente, você contratou um engenheiro para fazer parte da sua equipe de trabalho que, nesse momento, está trabalhando no projeto de um motor Diesel. Nessa fase do projeto, a equipe está trabalhando no desenvolvimento do sistema de exaustão do motor e, dentro das questões levantadas, o engenheiro recém-chegado levantou algumas dúvidas: por que as válvulas de escape são menores do que as válvulas de admissão? Seria possível determinarmos a quantidade de carbono emitida para a atmosfera como fumaça por esse motor anualmente (supondo 25.000 quilômetros percorridos)? Alguns dados técnicos: motor com consumo de 100 g de combustível ($C_{12}H_{22}$) por quilômetro de viagem e 0,5% do carbono no combustível é convertido em fumaça de exaustão.

Para responder a essas questões, vamos compreender o funcionamento do sistema de exaustão e a disposição geral dos coletores de descarga e estudar o sistema de emissão de gases, compostos e partículas. Além desses temas, vamos associá-los a outros conhecimentos adquiridos ao longo dessa disciplina como o estudo dos combustíveis (massa molar, número de mols) e no estudo básico de química.

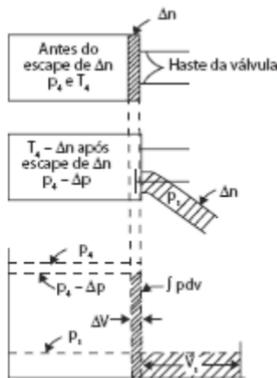
Seja bem-vindo ao estudo da nossa última unidade de ensino da Motores de Combustão Interna.

Bons estudos.

Os motores de combustão interna, independentemente de sua aplicação, requerem um sistema de escapamento cujas funções sejam coletar e descarregar os gases provenientes da combustão de maneira adequada. Assim, a redução do ruído provocado pelo motor no ambiente, a perda mínima de potência do motor, o atendimento às exigências operacionais (durabilidade, nível de vibração, dentre outros), a geometria externa compacta e o baixo custo são requisitos básicos de um sistema de escapamento.

No sistema de escapamento, a idealização do processo de descarga pode ser separada em duas fases: na primeira, ocorre a liberação dos gases de combustão, que se expandem para o coletor de descarga; já na segunda fase, ao se movimentar, o pistão expulsa os gases queimados. No processo de liberação idealizado assume-se o pistão estacionário no PMI, ao final do curso de expansão. Antes que o pistão inicie o curso de exaustão, os gases que escapam dos cilindros passam por uma expansão adiabática e reversível até a pressão atmosférica (BRUNETTI, 2012, p. 106). A Figura 4.1 apresenta um diagrama do processo de liberação dos gases.

Figura 4.1 | Diagrama do processo de “liberação”



Fonte: Brunetti (2012, p. 106).

A partir da interpretação da Figura 4.1, antes de escapar do cilindro, quaisquer quantidades de gases (Δn) ocupando um determinado volume (ΔV) possui uma energia (U) para uma dada temperatura (T). Já os gases que permanecem no interior do cilindro, ao se expandirem, realizam trabalho ($\int p dv$) sobre Δn , empurrando-os para fora do cilindro. Assim, Δn ficará com energia U_2 e realizará o trabalho $p_2 \cdot V_2$, conseqüentemente empurrando os demais gases ao longo do coletor de descarga (BRUNETTI, 2012, p. 106). Considerando que toda energia cinética adquirida pelo elemento Δn é

dissipada por atrito em energia interna e que não ocorre transmissão de calor para o ambiente, a equação de energia aplicada a qualquer elemento Δn a temperatura T é dada pela expressão 4.1.

$$U + \int pdV = U_2 + p_2 V_2 \quad 4.1$$

No entanto, caso a quantidade Δn for infinitamente pequena, $\int pdV$ tende ao produto pV , no qual V é o volume elementar, a equação 4.1 será igual:

$$U + pV = U_2 + p_2 V_2 \quad 4.2$$

$$H = H_2 \quad 4.3$$

Onde H é a entalpia total e H_2 é a entalpia no instante imediatamente anterior à expansão. Na Figura 4.2 se observa o elemento que escapa em uma determinada pressão p do cilindro ocorrendo o processo A-B, assim todas as porções elementares que escapam do cilindro possuem as mesmas condições finais e que são indicadas pela linha p_2 , do primeiro ao último elemento.

Figura 4.2 | Diagrama de energia \times entropia do processo de “liberação”

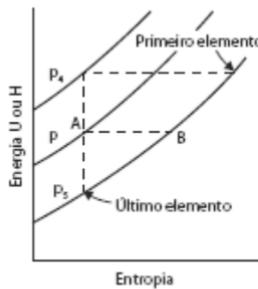


Figura: Brunetti (2012, p. 107).

Assim, para qualquer porção elementar que ocupa um determinado volume no coletor de descarga à pressão p_d , têm-se:

$$p_d \Delta V = \Delta n RT \quad 4.4$$

Ou

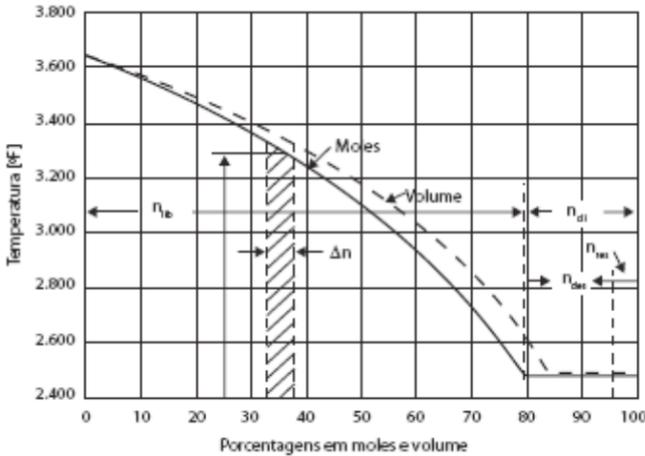
$$\Delta V = \frac{R}{p_d} T \Delta n \quad 4.5$$

Caso Δn seja infinitamente pequeno, calcula-se o volume de gás descarregado no coletor pela expressão 4.6.

$$\int_0^V dV = \frac{R}{P_d} \int_0^n T \cdot dn \quad 4.6$$

A Figura 4.3 mostra a variação de temperatura dos gases de descarga em função da fração de gases descarregados, calculada a partir da equação 4.6 e considerando que a fração de gases no cilindro sofre expansão adiabática reversível. Nesse caso, observa-se que 80% dos gases são descarregados durante o processo de liberação, enquanto 20% são expulsos pelo movimento do pistão (BRUNETTI, 2012, p. 108).

Figura 4.3 | Variação da temperatura nos gases de descarga



Fonte: Brunetti (2012, p. 108).

Na fase de expulsão dos gases, a velocidade de escoamento pode ser obtida pelo produto entre a velocidade do pistão e as áreas do pistão e da passagem na válvula. A temperatura média dos gases de estacionamento na fase de liberação pode ser calculada a partir da equação da energia para o processo de liberação como um todo. Assumindo U como a energia total dos gases e o trabalho $(p \cdot V)_{des}$ realizado pelos gases que deixam o cilindro sobre os gases que estão no coletor, temos:

$$\begin{aligned} n_1 \cdot u_1 &= n_{cil} \cdot u_{cil} + n_{des} \cdot [u_{des} + (pV)_{des}] \\ n_{des} \cdot h_{des} &= n_1 \cdot u_1 - n_{cil} \cdot u_{cil} \end{aligned} \quad 4.7$$

Em que n_{cil} e n_{des} são respectivamente os gases que permanecem no cilindro e são descarregados; u_{des} a energia dos gases de escapamento e h_{des} a entalpia total dos gases de escapamento por unidade molar dos gases de carga. Esta equação (4.7) permite o cálculo da entalpia dos gases liberados, sabendo a condição dos gases no cilindro ao final do curso de expansão.



Saiba mais

O estudo do processo de descarga nos motores de combustão interna é complexo e envolve diversos fatores que podem ser analisados, como a condição dos gases de descarga, as unidades molares dos gases liberados e expulsos, o estudo da velocidade ideal de descarga dos gases, variação da eficiência térmica com a pressão no coletor de escapamento, variação da pressão média indicada com a pressão no coletor de escapamento e efeito da contrapressão de escapamento na potência de motores de aspiração natural. Para o aprofundamento do tema, estude as páginas 110-114 do livro *Motores de Combustão Interna*, vol. 2, de Franco Brunetti, ed. Blucher, 2012.

Os sistemas de escapamento devem ser projetados de maneira que ocorra a mínima contrapressão de escapamento durante as fases de descarga, reduzindo o trabalho necessário para expulsar os gases de e ter uma melhor lavagem dos cilindros. A descarga de vários cilindros no mesmo coletor pode causar interferência e aumento na contrapressão em momentos importantes, como, por exemplo, no cruzamento de válvulas. Dessa forma, um coletor de descarga ideal deve ter caminhos separados para cada cilindro, mas que possam se encontrar de maneira suave, num único tubo ou grupo de tubos de descarga, a uma certa distância do motor. Em ordem de preferência, poderia ser utilizado um sistema de descarga que particiona o coletor em vários ramos ou caminhos, de maneira que impeça que dois cilindros descarreguem ao mesmo tempo no mesmo coletor. Esse projeto seria complexo para motores de quatro cilindros e facilmente utilizado em motores de seis cilindros em linha. Já para grandes ângulos de cruzamento de válvulas, deve-se utilizar tubos individuais de saída, unidos de forma suave no seu caminho correspondente. Outra solução é a aplicação de tubos individuais curtos que descarreguem numa mesma galeria (BRUNETTI, 2012, p. 115).

Para efeitos dinâmicos, considera-se que o tubo de escapamento se comporta como um tubo de órgão fechado em uma extremidade, dessa forma, a frequência fundamental natural de vibração longitudinal do gás no interior do tubo, nessa configuração, é igual:

$$f = \frac{c}{4L} \quad 4.8$$

Na qual c é a velocidade do som no gás e L o comprimento do tubo.

Sabendo que a velocidade do som em um gás perfeito é dada por:

$$c = \sqrt{(kRT)} \quad 4.9$$

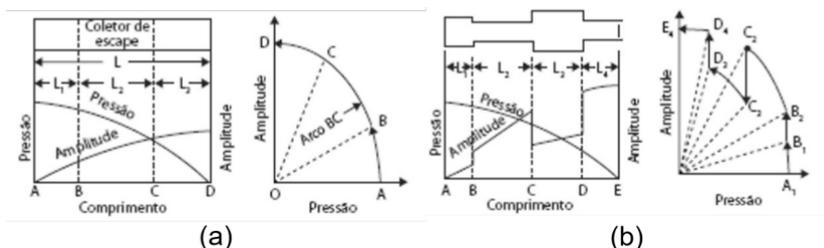
Nesse caso dos gases de escapamento, a velocidade pode ser escrita como:

$$c = 19 \cdot \sqrt{(T)} \quad 4.10$$

Considerando que as unidades de medidas de c e T são, respectivamente, m/s e K.

A Figura 4.4a apresenta diagramas da amplitude de vibração das partículas e da variação de pressão ao longo do tubo, além de permitir o cálculo da amplitude e da pressão em qualquer seção do tubo. Já a Figura 4.4b apresenta diagramas para a frequência fundamental de vibração em tubo complexo com uma extremidade fechada.

Figura 4.4 | Diagrama para a frequência fundamental da vibração em um tubo fechado em uma extremidade (a). Diagrama para a frequência fundamental da vibração em um tubo complexo com uma extremidade fechada (b)



Fonte: Brunetti (2012, p. 116).

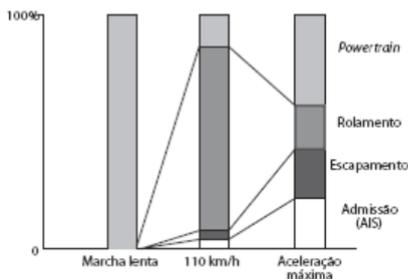


Saiba mais

Os estudos de sintonia de tubos de escapamento envolvem desde a compreensão da formação de ondas estacionárias até a análise de pressão nos cilindros e nos coletores de descarga e admissão. Saiba mais estudando as páginas 116-119 do livro *Motores de Combustão Interna*, vol. 2, de Franco Brunetti, ed. Blucher, 2012.

Outra função muito importante do sistema de escapamento é a atenuação de ruído. A Figura 4.5 apresenta a influência do ruído de exaustão no ruído interno do carro.

Figura 4.5 | Contribuição de fontes acústicas em uma cabine automotiva típica



Fonte: Brunetti (2012, p. 120).

A partir da análise da Figura 4.5, observa-se que, em altas velocidades, o ruído da cabine é determinado pela rolagem dos pneus e pelo vento, enquanto na aceleração, o ruído é determinado por um balanço entre *powertrain*, rolagem (pneus), escapamento e filtro de ar (BRUNETTI, 2012, p. 120).



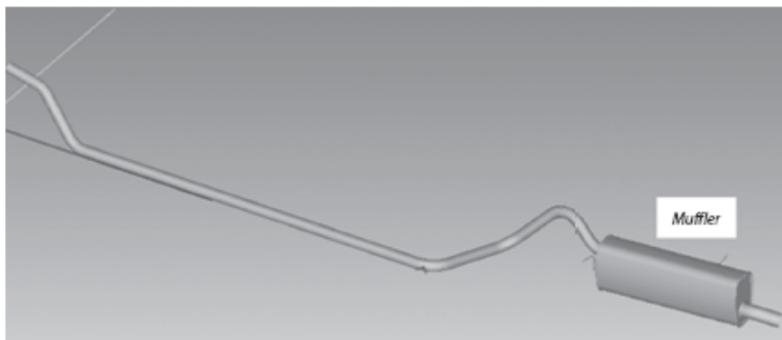
Assimile

Powertrain se refere ao conjunto de componentes do automóvel, que incluem o motor, a transmissão e o sistema de transmissão, isso é, componentes que auxiliam no movimento do carro.

As fontes de ruído podem ser compreendidas como: primárias – estão ligadas às flutuações cíclicas de massa e de entropia nas válvulas de admissão e descarga, relacionadas às partes móveis; e secundárias – estão associadas ao espalhamento de vórtices no escoamento turbulento correspondentes a processos não lineares ou quase lineares em alguns casos.

As emissões de ruído primeiro acontecem nas terminações abertas e são representadas com níveis espectrais de pressão sonora. A radiação de ruído é uma interação entre fontes e caminhos de transmissões. Já do ponto de vista sonoro, o sistema de escapamento é uma sequência de elementos conectados por tubos cujo objetivo é atenuar o ruído vindo do motor. Um dos principais componentes para atenuação é o *muffler* (Figura 4.6).

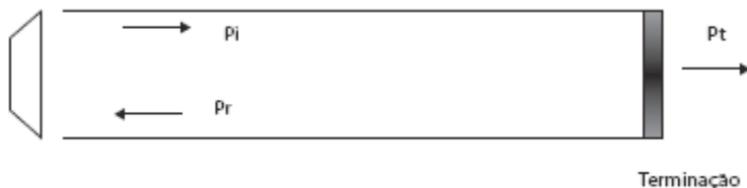
Figura 4.6 | Sistema simplificado de escapamento com *muffler*



Fonte: Brunetti (2012, p. 121).

No estudo do princípio de acústica em dutos, observe o tubo da Figura 4.7, onde fontes sonoras se encontram na entrada e na terminação não rígida. A atenuação de sistemas de exaustão corre principalmente pela reflexão das ondas que se propagam dentro dos sistemas de dutos, denominados reativos. Assim, o objetivo principal do projeto de escapamento, do ponto de vista acústico, é a minimização da potência sonora transmitida. A fonte sonora produz uma onda incidente que atinge a terminação e uma parte dessa energia é refletida e outra parte transmitida.

Figura 4.7 | Propagação ideal de ondas em um duto



Fonte: Brunetti (2012, p. 122).

Os fenômenos que ocorrem no interior do duto são compreendidos a partir da terminação. A Figura 4.8 apresenta um tubo com terminação rígida, em $x=L$, excitada por um pistão móvel com área transversal S , em $x=0$, gerando pulsos de pressão e velocidade de partícula.

Figura 4.8 | Duto excitado por pistão



Fonte: Brunetti (2012, p. 122).

Assumindo a terminação em L fechada, o duto apresentará ressonâncias acústicas em:

$$f_n = \frac{nc}{2L} \quad 4.11$$

Em que c é a velocidade do som no ar, L é o comprimento do tubo e n um valor inteiro.

Agora, considerando a terminação aberta em $x = L$, as ressonâncias para o mesmo tubo da Figura 4.8, são calculados por:

$$f_n = \frac{2(n-1)c}{4L} \quad 4.12$$

Para n ímpar.

O escapamento, apesar de ter a função de amenizar o ruído que passa pelo tubo, possui ressonâncias em que ocorrem com as máximas transmissões de potência sonora para fora, isto é, poderá ocorrer amplificação do ruído em determinadas frequências. Assim, a base do projeto de sistemas de escapamento, do ponto de vista acústico, deve ser trabalhada nessas faixas de frequência. A terminação possui um papel fundamental no comportamento do duto, já que a onda produzida pelo pistão gera pulsos de pressão sonora e velocidade de partícula que viajará através do duto e encontrará a terminação. O que a onda observa é a impedância acústica da terminação, definição como a razão $Z = P/U$ (pressão sonora sobre a velocidade de partícula). A condição de contorno definida pela impedância na entrada e na saída é fundamental para o modelamento correto do sistema de escapamento (BRUNETTI, 2012, p. 123).

A câmara de expansão, o ressonador de Helmholtz, o tubo de $\frac{1}{4}$ de comprimento de onda e materiais de absorção são elementos acústicos de atenuação de ruídos.



Saiba mais

Pesquise mais sobre os elementos acústicos utilizados na atenuação dos ruídos do sistema de escapamento e sobre o desempenho de filtros acústicos. Nas páginas 123 a 129 do livro *Motores de Combustão Interna*, vol. 2, de Franco Brunetti, ed. Blucher, 2012, você encontrará o material para esses estudos.

Na reação de combustão em MCI ocorre a formação de produtos e a análise destes se faz importante, principalmente para: avaliar a eficiência do processo pela aferição das concentrações de gases (CO , CO_2 , O_2 , etc.); quando a vazão de um dos reagentes não é conhecida e procede-se à avaliação dos gases de combustão completa e ao balanço de massa, e para determinar a concentração de gases poluentes, limitados pela legislação.

Nos estudos de MCI, adotou-se a palavra “emissões” para se referir aos produtos nocivos para o homem e o meio ambiente. Como visto anteriormente, a reação de combustão completa estequiométrica leva à formação de CO_2 , H_2O e N_2 . Assim, a partir de modelos de previsão do aumento das fontes de emissões e de previsão das condições atmosféricas, são estabelecidas as projeções das concentrações de poluentes em determinada região. Com base nessas projeções, são estabelecidas as legislações que limitam a emissão dos principais poluentes, como monóxido de carbono, óxidos de nitrogênio, hidrocarbonetos, aldeídos, compostos de enxofre, partículas, compostos de chumbo e dióxido de carbono.

O monóxido de carbono, em motores, resulta da combustão incompleta de hidrocarbonetos e indica uma relativa redução na eficiência do motor. A formação desse poluente é consequência, principalmente, da relação ar-combustível e do nível de homogeneização da mistura.

Os óxidos de nitrogênio indicam a soma de monóxido de nitrogênio na proporção aproximada de 90% e dióxido de nitrogênio. Ao entrar em contato com o vapor de água na atmosfera, esses óxidos formam ácido nítrico que, juntamente com o ácido sulfúrico formado na queima de combustível com enxofre, forma a chamada chuva ácida.

Os hidrocarbonetos que não são queimados na câmara de combustão se tornam produtos da decomposição térmica do combustível primário em hidrocarbonetos de menor peso molecular. A presença desses hidrocarbonetos nos gases de escapamento é uma das responsáveis pela fumaça branca ou azul.



Exemplificando

O metano, etano, acetileno, aldeídos, tolueno, propileno são alguns exemplos dos hidrocarbonetos de menores pesos moleculares que são formados a partir dos hidrocarbonetos que não são queimados na câmara de combustão.

Os aldeídos são formados, quando em baixas temperaturas, em motores Diesel, conferindo um mau cheiro aos gases do motor. Já em motores Otto com etanol, no período de aquecimento, também se formam aldeídos.

Os compostos de enxofre são produtos da reação de enxofre existente no combustível e da razão ar-combustível. Esses produtos são altamente corrosivos e compõem a chuva ácida.

Os materiais particulados são resultados da combustão incompleta, formam-se principalmente no processo de combustão por propagação, nas frações de óleo diesel de alto ponto de ebulição, em plena carga, quando o excesso de oxigênio é menor. Os materiais particulados são as principais emissões dos motores do ciclo Diesel, assim como os óxidos de nitrogênio. Já nos motores do ciclo Otto, as emissões de materiais particulares são praticamente desprezíveis.

A formação dos compostos de chumbo, em motores Otto, se deve à utilização do chumbo-tetraetila para o aumento de octanas da gasolina, são altamente tóxicos e corrosivos. No Brasil, o chumbo tetraetila foi substituído pelo etanol anidro, eliminando esse problema.

O dióxido de carbono é o produto primário formado de qualquer combustão de hidrocarbonetos. Alguns estudos sugerem que o acúmulo desse gás na atmosfera é um dos principais responsáveis pelo aquecimento global.



Saiba mais

Ficou interessado sobre as principais emissões em motores de combustão interna? As páginas 138-142 do livro *Motores de Combustão Interna*, vol. 2, de Franco Brunetti, ed. Blucher, 2012, apresentam mais detalhes sobre os poluentes citados no texto.

Nos motores Otto, são utilizadas medidas para controlar a emissão de CO, NO_x e HC, como, por exemplo, manter a qualidade da mistura, e o uso da recirculação dos gases de escape (EGR – *Exhaust Gas Recirculation*) e o conversor catalítico. Nos motores Diesel, algumas medidas são aplicadas para reduzir, principalmente, a emissão de material particulado, tais como: a instalação de um catalisador de oxidação no sistema de escapamento (*Diesel*

Oxidation Catalyst – DOC). A jusante desse catalisador, pode utilizar um filtro composto por um substrato de cerâmica porosa que retém o material particulado dos gases de escapamento em cerca de 70%; otimizar a combustão por meio da elevação da temperatura e balanceando a razão ar-combustível e reduzir as emissões de óxidos de nitrogênio a jusante da câmara, utilizando um catalisador de redução seletiva (*Selective Catalytic Reduction* – SCR).



Refleta

Existem algumas maneiras de controlar as emissões de material particulado. Você acha que o tipo de combustível utilizado também pode reduzir os níveis de emissões do motor?

A medição das emissões em motores é uma ferramenta importante, pois além de certificar que os motores estejam trabalhando dentro dos limites exigidos pela legislação aplicável, é utilizada na validação de modelos de combustão durante a etapa de desenvolvimento e verificação de conformidade da produção (BRUNETTI, 2012, p. 150).

Basicamente, um teste para a medição de emissões é composto de três itens: um conjunto de procedimentos de preparação do objeto a ser testado e dos equipamentos de medição (calibração), de um ciclo de condições ao qual o motor ou veículo será submetido, e dos limites máximos de emissão de gases ou partículas que devem ser atendidos (BRUNETTI, 2012, p. 150).



Saiba mais

Diversos são os ensaios de emissões veiculares e você pode saber mais sobre esse tema acessando os materiais intitulados *O ensaio de emissão veicular*, disponível em:

<http://www.inmetro.gov.br/metcientifica/palestras/astorfilho.pdf> e *Ensaio de proficiência de emissões veiculares*, disponível em: http://www.inmetro.gov.br/metcientifica/palestras/relFinal_EP_2%C2%AA%20rodada.pdf. Acesso em: 10 jan. 2019.

Sem medo de errar

Atuando como gestor de projetos de motores em uma montadora, lembre-se de que, recentemente, foi contratado um engenheiro para compor seu time de especialistas. Nesse momento, sua equipe está envolvida no projeto de um motor Diesel e o novo integrante levantou alguns questionamentos: por que as válvulas de escape são menores do que as válvulas de admissão? É possível calcular a quantidade de carbono emitida para a

atmosfera como fumaça por esse motor anualmente (supondo 25.000 quilômetros percorridos) a partir de alguns dados técnicos: consumo de 100 g de combustível ($C_{12}H_{22}$) por quilômetro de viagem e 0,5% do carbono no combustível é convertido em fumaça de exaustão.

Para responder a essas questões, compreendemos que os sistemas de escapamento são projetados de maneira que ocorra a mínima contrapressão de escapamento durante as fases de descarga, reduzindo o trabalho necessário para expulsar os gases de combustão e ter uma melhor lavagem dos cilindros. A descarga de vários cilindros no mesmo coletor pode causar interferência e aumento na contrapressão. Dessa forma, as razões das válvulas de escape serem menores que as válvulas de admissão são devido à existência de um diferencial de pressão maior que empurra a mesma quantidade de massa pelas válvulas de escape e na ocorrência de fluxo intenso, a velocidade sônica através da válvula de escape é maior devido à temperatura mais elevada quando comparada às válvulas de admissão.

Para calcular a quantidade de carbono que é emitida pelo motor para a atmosfera, a partir das informações, temos que:

$$C = 12 \text{ g/mol e } H = 1 \text{ g/mol}$$

A massa molar é:

$$C_{12}H_{22} = (12 \times 12) + (1 \times 22) = 166 \text{ g/mol}$$

No entanto, vamos assumir as unidades kg. Assim, o $C_{12}H_{22}$ tem 144 kg de carbono e 22 kg de hidrogênio. Portanto, a massa percentual de carbono no combustível é:

$$\% \text{ massa de carbono} = \frac{144}{166} = 0,8675\%$$

Para determinar a quantidade da massa de carbono eliminada ($mc_{\text{eliminada}}$), devemos desenvolver um raciocínio lógico entre os dados, dessa forma temos:

$$\begin{aligned} mc_{\text{eliminada}} &= (\% \text{ massa de carbono}) \times (\text{consumo de combustível por quilômetro}) \times \\ & (\text{quilometragem do motor por ano}) \times (\text{quantidade de carbono convertido em fumaça}) \\ mc_{\text{eliminada}} &= (0,8675) \times (100 \text{ g/km}) \times (25.000 \text{ km/ano}) \times (0,005) \\ mc_{\text{eliminada}} &= 10.843,75 \text{ g/ano} = 10,8 \text{ kg/ano} \end{aligned}$$

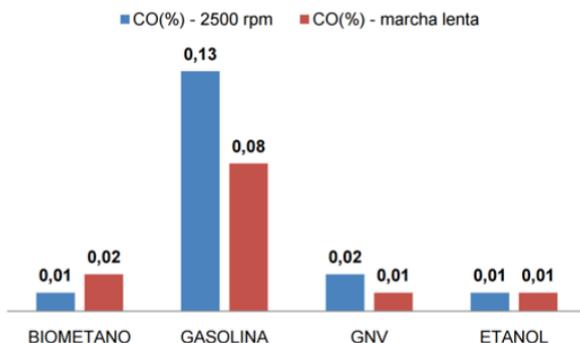
O novo integrante da equipe compreendeu a importância e a necessidade de as válvulas de escape serem menores que as válvulas de admissão e ficou impressionado com a quantidade de carbono que o motor Diesel analisado elimina para a atmosfera no período de um ano, igual a 10,8 kg.

Análise de emissões em motores ciclo Otto

Descrição da situação-problema

Atuando como engenheiro em uma indústria automotiva, responsável pela fabricação de motores, imagine que você atua na análise das concentrações de emissões. Em conjunto com a equipe de projetos, você recebeu a análise sobre a emissão de CO de um motor ciclo Otto testado a 2.500 rpm e marcha lenta, utilizando diferentes tipos de combustível (Figura 4.9).

Figura 4.9 | Emissão de monóxido de carbono (CO) a partir da combustão entre diferentes combustíveis



Fonte: <https://goo.gl/e8q8TD>. Acesso em: 27 jan. 2019.

A partir da análise do gráfico, quais as conclusões sobre a emissão de CO? É possível reduzir a concentração de CO em marcha lenta nesse tipo de motor? Quais as dificuldades para se alcançarem esses objetivos?

Resolução da situação-problema

A partir da análise do gráfico, você concluiu que o etanol é um combustível ideal quando se refere a redução de emissão de monóxido de carbono, já que nas duas condições testadas do motor, em 2.500 rpm e marcha lenta, o percentual de CO foi idêntico (0,01%), originado da reação de combustão. Na combustão do GNV (Gás Natural Veicular), com o motor a 2.500, a emissão de carbono foi de 0,02%, enquanto em marcha lenta foi de 0,01%, comportamento inverso do biometano, que apresentou 0,01% e 0,02%, respectivamente, em 2.500 rpm e marcha lenta.

Na análise dos motores ciclo Otto, a maior dificuldade para reduzir a concentração de monóxido de carbono em marcha lenta se encontra no fato

de que esse tipo de motor opera, frequentemente, próximo à relação ar-combustível estequiométrica em cargas parciais e com misturas ricas à plena carga quando estão em marcha lenta, o que prejudica o mesmo com relação à emissão do monóxido de carbono.

Faça valer a pena

1. Os motores de combustão interna, independentemente de sua aplicação, requerem um sistema de escapamento, cujas funções sejam coletar e descarregar os gases provenientes da combustão de maneira adequada e que atendam à legislação vigente.

Assinale a alternativa que apresenta corretamente os requisitos básicos de um sistema de escapamento:

- a) Redução do ruído do motor, perda mínima de potência, durabilidade.
- b) Redução do consumo de combustível, geometria compacta, redução do nível de vibração.
- c) Durabilidade, geometria amplificada, redução da ressonância.
- d) Baixo custo, durabilidade, ganho mínimo de potência.
- e) Redução do ruído do motor, geometria amplificada, redução do nível de vibração.

2. Os modelos de previsão do aumento das fontes de emissões e de previsão das condições atmosféricas estabelecem as projeções das concentrações de poluentes emitidos por motores de combustão interna em determinadas regiões do país. Com base nessas projeções, são estabelecidas as legislações que limitam a emissão dos principais poluentes.

Analise as seguintes asserções e a razão entre elas:

O monóxido de carbono, em motores, resulta da combustão incompleta de hidrocarbonetos e indica uma relativa redução na eficiência do motor.

PORQUE

A formação desse poluente é consequência, principalmente, da relação ar-combustível e do nível de homogeneização da mistura.

Assinale a alternativa que apresenta, corretamente, a relação entre as afirmações:

- a) A asserção é verdadeira, e a razão justifica a asserção.
- b) A asserção é verdadeira e a razão é falsa.
- c) A asserção é falsa e a razão é verdadeira.
- d) A asserção e a razão são verdadeiras.
- e) A asserção e a razão são falsas.

3. A medição das emissões em motores é uma ferramenta importante, pois além de certificar que os motores estejam trabalhando dentro dos limites exigidos pela legislação aplicável, é utilizada na validação de modelos de combustão durante a etapa de desenvolvimento e verificação de conformidade da produção.

Assinale a alternativa que apresenta a descrição do sistema *Diesel Oxidation Catalyst (DOC)*.

- a) A otimização da combustão ocorre por meio da elevação da temperatura e balanceando a razão ar-combustível, reduzindo as emissões de óxidos de nitrogênio a jusante da câmara, utilizando um catalisador de redução seletiva.
- b) A jusante desse catalisador, pode utilizar um filtro composto por um substrato de cerâmica porosa que retém o material particulado dos gases de escapamento em cerca de 70%.
- c) A jusante desse catalisador, a combustão é otimizada por meio da elevação da temperatura e balanceando a razão ar-combustível, retendo cerca de 80% do material particulado.
- d) A jusante desse catalisador, a combustão é otimizada por meio da elevação da temperatura e balanceando a razão ar-combustível, retendo cerca de 80% de óxidos de nitrogênio.
- e) A jusante desse catalisador, pode utilizar um filtro composto por um substrato de metal poroso que retém o material particulado dos gases de escapamento em cerca de 70%.

Lubrificação, lubrificantes e tribologia

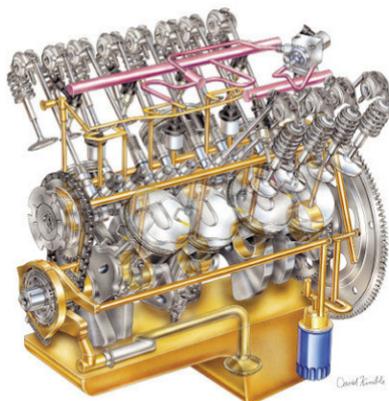
Diálogo aberto

Os meios de transporte fazem parte do nosso cotidiano e são fundamentais para o nosso deslocamento para o trabalho, universidade ou lazer. Ao abastecermos nosso veículo, é comum ouvirmos do frentista: “Gostaria de verificar os níveis do óleo e de água do motor?” Mas qual a importância desses elementos para o funcionamento do motor? O motor não funcionaria sem água e óleo? Os óleos utilizados podem ser de qualquer tipo ou para cada modelo de motor existe um óleo específico?

Nesta seção, vamos estudar o processo de lubrificação, conhecer os tipos de lubrificantes e definir o que é tribologia.

Para darmos início aos nossos estudos, imagine que você é gerente da área de projetos de uma montadora de automóveis e recentemente recebeu em sua equipe um engenheiro recém-formado. Nesse momento, o novo integrante trabalhará com a equipe responsável pela análise das características do sistema de lubrificação do motor que recebeu uma demanda para analisar o motivo de um dos motores já aprovados apresentar problemas de superaquecimento e emissões excessivas. Nesse caso, o que pode estar provocando o superaquecimento do motor (Figura 4.10)? O sistema de lubrificação está eficiente? Quais medidas devem ser tomadas? Como resolver a emissão excessiva dos gases poluentes?

Figura 4.10 | Sistema de lubrificação em motor de combustão interna



Fonte: <https://goo.gl/JrsBeR>. Acesso em: 21 jan. 2019.

Para elucidar esses questionamentos, vamos compreender a classificação e os sistemas de lubrificação, assim como a função do cárter, das válvulas e dos filtros. Nesta seção, ainda vamos estudar a classificação dos óleos lubrificantes, aditivos e suas propriedades e, por fim, vamos introduzir o estudo da tribologia.

Estamos na reta final, nos estudos dos Motores de Combustão Interna, seja persistente e curioso para sempre aprender mais.

Bons estudos.

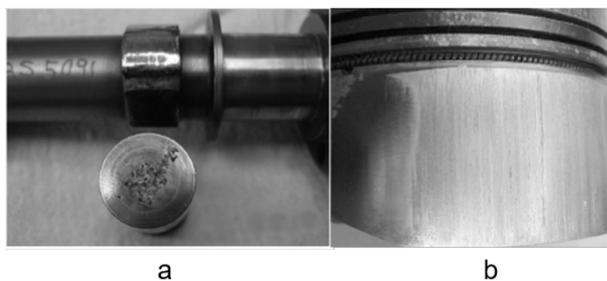
Não pode faltar

Nos motores de combustão interna, existem diversos sistemas de lubrificação do motor, cujas principais funções são: reduzir o atrito entre as peças com movimento relativo, impedir o contato direto entre essas peças e o desgaste, promover o resfriamento das peças lubrificadas, auxiliar na vedação entre pistão, cilindros e anéis, proteger contra ferrugem e corrosão, limpar e facilitar a eliminação de resíduos indesejáveis e evitar a formação de espuma (BRUNETTI, 2012, p. 175).

As válvulas, hastes, os tuchos, balancins e árvore de comando são os componentes que mais precisam de lubrificação.

O sistema de lubrificação é efetivo quando possui o lubrificante na quantidade correta, as propriedades necessárias para o tipo de motor, acabamento específico em contato, escolha adequada do tipo de material e dureza das superfícies em contato, das folgas que existem entre as peças e da pressão da superfície de contato (BRUNETTI, 2012, p. 176). A Figura 4.11 (a) e (b) apresenta danos ocasionados pela falta de lubrificação.

Figura 4.11 | (a) Eixo comando e tucho danificado (*pitting*); (b) *scuffing* na saia do pistão



Fonte: adaptada de Brunetti (2012, p. 176).



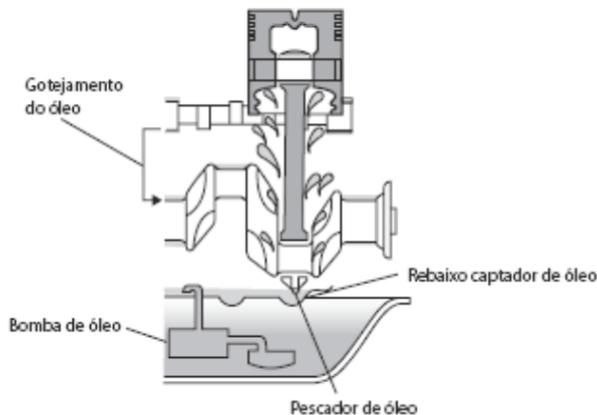
Assimile

A corrosão alveolar, isso é, a corrosão caracterizada por furos localizados nos metais é denominada *pitting*. Já o *scuffing* pode ser compreendido como escoriações ou arranhões que acontecem no corpo da peça.

A lubrificação pode ocorrer em diferentes formas e pode ser classificada em:

Sistema de lubrificação por salpico ou aspersão (Figura 4.12) – A lubrificação ocorre a partir da aspersão de finas gotas de óleo que são arrastadas por turbulência no interior do motor. O contato do virabrequim com o óleo lubrificante diminui a potência efetiva do motor (BRUNETTI, 2012, p. 177). Esse tipo de lubrificação, atualmente, é pouco utilizado e, nesse processo, os componentes lubrificadas no motor são os mancais principais, eixo de comando, pinos dos pistões e mecanismo de válvulas.

Figura 4.12 | Lubrificação por salpico ou aspersão



Fonte: Brunetti (2012, p. 177).

Sistema de lubrificação – Motores 2T (Figura 4.13) – A lubrificação ocorre pela adição de lubrificantes ao combustível, que pode ocorrer diretamente no tanque de combustível ou pela utilização de um dosador na linha de combustível, chamado de *lubrimatic*. O lubrificante circula em forma de uma espécie de nuvem misturada ao combustível. A desvantagem nesse processo encontra-se na dificuldade de lubrificação dos mancais das bielas/virabrequim e na manutenção, devido à falta de homogeneidade.

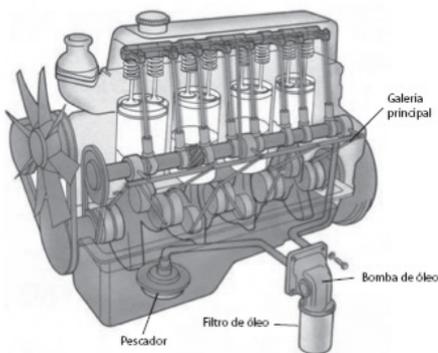
Figura 4.13 | Lubrificação de Motores 2T (admissão para o cárter)



Fonte: Brunetti (2012, p. 178).

Sistemas de lubrificação sob pressão ou forçada (Figura 4.14) – Atualmente, é o sistema mais utilizado e trata-se de uma bomba com deslocamento positivo, em que a vazão de óleo a uma dada pressão é transportada através dos orifícios a todos os componentes móveis do motor, como os mancais principais, bielas, topo dos pistões, eixo do comando de válvulas, eixo de balanceiros, acessórios do motor e engrenagens de sincronização. A lubrificação das paredes dos cilindros ocorre a partir do óleo que “escapa” dos mancais principais.

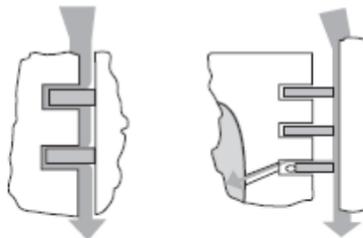
Figura 4.14 | Sistema de lubrificação forçada



Fonte: Brunetti (2012, p. 179).

Nos motores de combustão interna, é observado um fenômeno denominado *blow by*, nome em inglês dado à parcela de gases queimados (após a combustão) que passa através dos anéis, durante o tempo de compressão e expansão, e atinge o cárter e a superfície do óleo lubrificante, sendo arrastada para o sistema de admissão, como mostra a Figura 4.15 (BRUNETTI, 2012, p. 179).

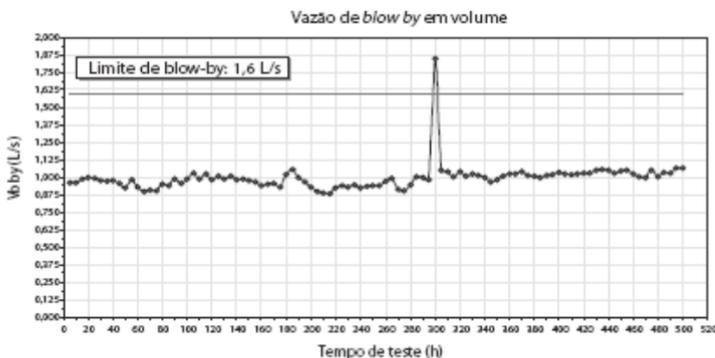
Figura 4.15 | Gases de *blow by*



Fonte: Brunetti (2012, p. 180).

Nos motores atuais, geralmente, admite-se entre 1,0% e 1,5% de volume de *blow by*. A Figura 4.16 apresenta resultados de *blow by* em um teste de durabilidade, em que é perceptível o aumento momentâneo por volta de 300 h. É importante realizar esse tipo de acompanhamento, uma vez que o crescimento de *blow by* indica o engrupamento do motor.

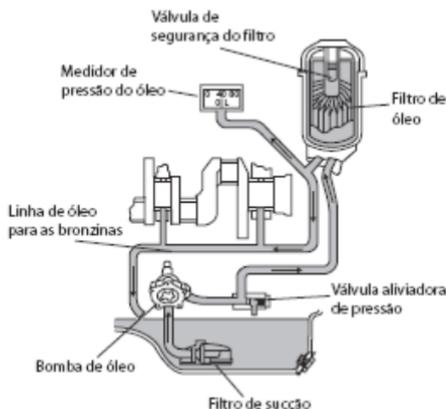
Figura 4.16 | Condição do teste: plena carga com rotação constante



Fonte: Brunetti (2012, p. 182).

Temos que, junto com os gases queimados, são arrastadas algumas gotículas de óleo que variam de acordo com sua vazão. Dessa forma, utilizam-se separadores de *blow by* com regime de escoamento laminar que têm como função fazer com que a mistura rica seja direcionada ao sistema de admissão e o óleo lubrificante retorne ao cárter. O cárter tem como funções: decantar o lubrificante, ocorrendo a separação ar/óleo/espuma; armazenar o óleo do motor; promover a troca de calor; além de ser um elemento estrutural (bloco do motor, chassi). Nos MCI, os tipos mais comuns de cárter são o úmido (Figura 4.17), utilizado nos motores convencionais, cuja desvantagem é o fato de aumentar a altura final do motor, e o cárter seco, utilizado em motores horizontais, geralmente utilizados em ônibus e motores de competição.

Figura 4.17 | Cárter úmido



Fonte: Brunetti (2012, p. 183).

O cárter, além de armazenar o óleo lubrificante, atualmente é utilizado como elemento de suporte para a montagem de outros componentes, como o filtro de óleo, trocador de calor, sensor de nível, etc.

Para que ocorra a ventilação positiva do cárter, é utilizada a válvula PCV (*positive crankcase ventilation*), que abre a passagem desses gases para o coletor de admissão. Outro aspecto fundamental para a lubrificação do motor é a utilização de filtros que têm como função reter os contaminantes do óleo lubrificante, resíduos da combustão, partículas do atrito das superfícies, além de possuir uma elevada eficiência na retenção de partículas.



Saiba mais

Existem outros componentes essenciais na lubrificação dos motores de combustão interna, como a bomba de óleo, a válvula reguladora de pressão, os diversos tipos de filtros, o sistema de filtragem total e parcial, o trocador de calor e a bomba elétrica. Não deixe de explorar esses temas nas páginas 188-203 do livro *Motores de combustão interna*, v. 2, de Franco Brunetti, ed. Blucher, 2012.

A lubrificação, como citado anteriormente, tem funções essenciais para o bom funcionamento do motor, e para ser efetiva, depende de um conjunto de propriedades dos óleos lubrificantes, como viscosidade, índice de viscosidade, ponto de fluidez, oleosidade, corrosão, espuma, emulsão, detergência, estabilidade, massa específica, *total base number* (TBN), *total acid number* (TAN) e a resistência à extrema pressão.

A viscosidade, qualitativamente, pode ser definida como a facilidade que um óleo tem para escoar, enquanto quantitativamente ela é definida como a força por unidade de área que é necessária para gerar um gradiente de velocidade unitário. Por definição, o coeficiente de proporcionalidade é a viscosidade absoluta ou dinâmica e também é representada pela letra grega μ . A viscosidade possui um valor definido para lubrificante em uma determinada temperatura. Aumenta em baixas temperaturas e diminui com o aumento da temperatura. Além da viscosidade absoluta ou dinâmica, define-se a viscosidade cinemática (ν) como a razão entre a viscosidade dinâmica e a massa específica ρ do lubrificante.

O viscosímetro Saybolt é um dos mais utilizados em análises de viscosidade e nele é indicada em Segundos Saybolt Universal (SSU). As unidades utilizadas para a viscosidade cinemática são o Stoke (St) e o centistoke (cSt).

O fato de a viscosidade dos lubrificantes depender da temperatura, dificulta a partida dos motores a frio e provoca perdas por fuga através dos anéis de pistão em temperaturas elevadas (BRUNETTI, 2012, p. 218).

O índice de viscosidade (I_v) de um óleo é um valor experimental que estabelece uma relação entre a variação de sua viscosidade com a temperatura e a variação da viscosidade de dois óleos adotados como padrões, um com alta sensibilidade ($I_v = 0$) e outro de baixa ($I_v = 100$). Nos óleos com elevado valor de I_v , a viscosidade não varia tanto com a temperatura quando comparado a um óleo com baixo valor de I_v .

A SAE (Society of Automotive Engineers) classifica os lubrificantes de acordo com suas condições de uso (Tabela 4.1). Os graus SAE são seguidos ou não pela letra W de *winter* (inverno), aqueles lubrificantes que apresentam a denominação W são especificados para a utilização em baixas temperaturas e, portanto, têm viscosidade mais baixa. Já os lubrificantes *multigrade* apresentam características para serem aplicados tanto em baixa quanto em elevada temperatura.

Tabela 4.1 | Classificação SAE J300

Grade de viscosidade SAE	VISCOSIDADE			Temperatura-limite de bombeamento
	A baixa temperatura	A 100 °C (ASTM D-445)		
	mPa·s(°C) C·C·S·	mm ² /s		
	Máximo	Mínimo	Máximo	Máximo
0 W	3.250 (-30)	3,8	-	-35
5 W	3.500 (-25)	3,8	-	-30
10 W	3.500 (-20)	4,1	-	-25
15 W	3.500 (-15)	5,6	-	-20
20	-	5,6	9,3	-
30	-	9,3	12,5	-
40	-	12,5	16,3	-
50	-	16,3	21,9	-

Fonte: adaptada de Brunetti (2012, p. 220).



Exemplificando

Por exemplo, o óleo lubrificante denominado 10W40 significa dizer que este óleo têm, em baixas temperaturas, o comportamento do óleo 10 W, isso é, apresenta baixa viscosidade; já em elevadas temperaturas, possui o comportamento de um óleo 40, isso é, viscosidade adequada a quente.

A temperatura do óleo lubrificante não é a única propriedade que define a escolha da viscosidade do lubrificante, a carga e a velocidade são outros parâmetros considerados. Em relação a carga, quanto maior for a carga, maior deverá ser a viscosidade. Já em termos de velocidade, quanto maior ela for, mais baixa deverá ser a viscosidade do óleo e vice-versa.



Saiba mais

Outras características sobre as propriedades dos lubrificantes são fundamentais para o sistema de lubrificação, como o ponto de fluidez, oleosidade, corrosão, espuma, emulsão, detergência, estabilidade, massa específica, *total base number* (TBN), *total acid number* (TAN) e a resistência a extrema pressão. Não deixe de explorar esses temas nas páginas 221-225 do livro *Motores de combustão interna*, v. 2, de Franco Brunetti, ed. Blucher, 2012.

Para melhorar algumas propriedades dos óleos lubrificantes, muitas vezes são utilizadas adições de aditivos que potencializam alguma propriedade do lubrificante para atender às especificações de uso. No entanto, a escolha do melhor aditivo para um determinado óleo lubrificante não é simples, uma

vez que, ao potencializar uma determinada característica do óleo, outra pode ser minimizada.

Os aditivos utilizados em lubrificantes podem ser distinguidos em três classes, de acordo com o seu modo de ação:

- aqueles que melhoram uma propriedade física do óleo, afetando a reologia do lubrificante a baixas temperaturas;
- aqueles que possuem ação protetora do lubrificante em serviço e ocorre nas interfaces, limitando sua deterioração ou alterações químicas;
- aqueles que atuam por um mecanismo químico e protegem o equipamento contra o desgaste ou o ataque de contaminantes agressivos, no caso dos antioxidantes e extrema pressão.

Os lubrificantes também podem ser classificados quanto aos aditivos:

- Óleos “regulares”: óleos minerais aplicados em motores com solicitações moderadas.
- Óleos “*premium*”: contêm aditivos que atuam na melhoria das características antioxidantes e anticorrosivas e são utilizados em condições mais severas.
- Óleos “*heavy-duty*”: além da adição de aditivos, contêm em sua composição óleos detergentes; são indicados para motores Diesel com ignição por centelha e quando solicitados por grandes cargas e altas velocidades.

A tribologia pode ser compreendida como o estudo entre a interação de duas superfícies que interagem em movimento relativo e engloba os mecanismos de atrito, lubrificação e desgaste. Os MCI são compostos por diversas peças que apresentam movimento (giram, deslizam, etc.) uma contra a outra, fazendo necessário o estudo tribológico para garantir a durabilidade e eficiência exigidas pelas indústrias (BRUNETTI, 2012, p. 341). Os parâmetros importantes na tribologia são, normalmente, dependentes do sistema e não das características dos materiais, portanto, temos que as perdas mecânicas ocasionadas pelo atrito entre as peças afetam o desempenho do motor. Estima-se que uma redução de perdas por atrito de 10% resultaria na diminuição no consumo de combustível da ordem de 3% (BRUNETTI, 2012, p. 342).

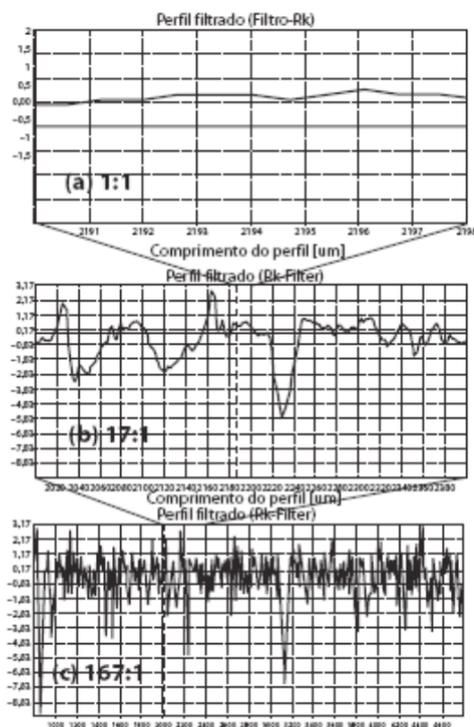
O melhor desempenho tribológico de um motor pode ocasionar os seguintes benefícios: redução de consumo de combustível, aumento de potência do motor, redução de consumo de óleo, redução de emissões de

gases tóxicos, melhoria na durabilidade, confiabilidade e vida do motor, e no aumento no intervalo de revisões.

Rugosidade e topografia

A rugosidade ou acabamento superficial pode ser compreendida como os pequenos desvios de alta frequência de uma superfície real para a superfície ideal. Em algumas situações, esses desvios podem ser propositalis. A diferença entre rugosidade e ondulação é dada pela frequência espacial dos desvios e é fundamental o controle e entendimento do acabamento superficial para o funcionamento correto do sistema. A Figura 4.18 apresenta o perfil de rugosidade, de uma superfície real, com ampliação vertical muito maior que a horizontal.

Figura 4.18 | Perfil de uma superfície real: (a) mesma ampliação nos eixos x e y; (b) mesma superfície com ampliações diferentes em x e y; (c) perfil típico de rugosidade com ampliação em y muito maior que em x



Fonte: Brunetti (2012, p. 344).

Outro fenômeno estudado na tribologia é o desgaste que é compreendido como um dano progressivo que envolve a perda de material e que ocorre sobre a superfície de um componente. As causas do desgaste estão relacionadas, basicamente, por dois tipos principais: mecânico e químico. O desgaste mecânico envolve processos que estão associados ao deslizamento, rolamento, abrasão, erosão e fadiga. Enquanto o desgaste químico relaciona-se com as reações triboquímicas (reações de corrosão) que as superfícies sofrem, de acordo com o meio em que estão inseridas. Para compreender o mecanismo de desgaste, é necessário compreender o tribossistema, isso é, as condições que cercam o sistema tribológico, como as propriedades dos materiais, o tipo de movimento, a geometria, o meio e as solicitações (força, velocidade, vibrações). Assim, faz-se necessário pensar no desgaste e no atrito como respostas de um sistema e não como propriedades dos materiais (BRUNETTI, 2012, p. 348). O desgaste pode ser classificado como:

Moderado – Aparência da superfície desgastada é lisa (rugosidade menor que a original); a superfície de desgaste é coberta por uma camada de óxido (altos valores de resistência de contato); fragmento de desgaste de pequenas dimensões (diâmetros da ordem de 100 μm); baixos valores de coeficiente de atrito.

Severo – Alta taxa de desgaste, a superfície desgastada apresenta-se mais rugosa que a original; ausência de camada de óxido (baixos valores de resistência de contato), fragmentos de tamanho grande; altos valores de coeficiente de atrito.



Saiba mais

Existem diversas equações que tentam modelar o desgaste, com destaque para as equações baseadas nos mecanismos de contato, equações empíricas e equações baseadas nos mecanismos de falha dos materiais. Da mesma forma, vários são os ensaios de desgaste que são utilizados para classificar a resistência de diferentes materiais. Saiba mais sobre esses temas estudando as páginas 350-356 do livro *Motores de combustão interna*, v. 2, de Franco Brunetti, ed. Blucher, 2012.

O atrito é outro parâmetro estudado pela tribologia e pode ser definido como a força necessária para iniciar o deslizamento entre duas superfícies e é frequentemente maior que a força necessária para manter o deslizamento.



Refleta

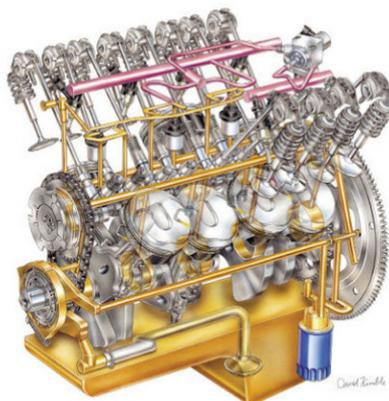
Em sistemas lubrificados, o coeficiente de atrito estático é maior ou menor do que o coeficiente de atrito dinâmico?

O coeficiente de atrito estático possui uma relação importante com o fenômeno denominado *stick-slip*, em que a adesão repentina dos corpos com deslizamento subsequente pode provocar um mecanismo de desgaste com morfologia na forma de ondas, além de vibração no sistema (BRUNETTI, 2012, p. 356). O atrito, do ponto de vista da energia, é um processo em que a energia cinética é convertida em outras formas de energia. Normalmente, grande parte da energia mecânica é convertida em calor. Nas aplicações de engenharia, normalmente, os sistemas são lubrificados, fazendo com que, nos estudos do comportamento de atrito de superfícies, seja levada em consideração a presença de filmes de diversas naturezas na superfície do metal. Os modos de lubrificação podem ser definidos pela curva de Stribeck, que apresenta a variação do coeficiente de atrito em função do parâmetro de filme t , no qual se observam os regimes de lubrificação denominados lubrificação-limite, lubrificação mista e lubrificação hidrodinâmica.

Sem medo de errar

Atuando como gestor de projetos de motores em uma montadora, lembre-se de que recentemente foi contratado um engenheiro para compor seu time de especialistas. Nesse momento, o novo integrante trabalhará com a equipe responsável pela análise das características do sistema de lubrificação do motor que recebeu uma demanda para analisar o motivo de um dos motores já aprovados apresentar problemas de superaquecimento e emissões excessivas. Nesse caso, o que pode estar provocando o superaquecimento do motor (Figura 4.10)? O sistema de lubrificação está eficiente? Quais medidas devem ser tomadas? Como resolver a emissão excessiva dos gases poluentes?

Figura 4.10 – Sistema de lubrificação em motor de combustão interna



Fonte: <<http://carrosinfoco.com.br/wp-content/uploads/2014/07/sl1.jpeg>>. Acesso em: 21 jan. 2019.

A partir dos estudos desta seção, você foi capaz de concluir que, devido às altas temperaturas alcançadas pelo óleo no interior do motor, o sistema de lubrificação não se encontrava eficiente. Assim, você foi capaz de identificar que o problema estava no mau funcionamento do sistema que tem como função controlar a temperatura do mesmo antes que volte a circular novamente pelo sistema.

Dessa forma, faz-se necessária a manutenção do sistema regulador de temperatura que, basicamente, consiste em um trocador de calor e uma válvula termostática. A lubrificação eficiente do motor fará com que não ocorra o superaquecimento, que também é responsável pela emissão excessiva de poluentes na atmosfera. Outra medida que deve ser adotada para a redução na emissão de poluentes é a seleção e aplicação de filtros para o motor nos quais apenas o cartucho é trocado. Essa construção é válida para os motores Otto e Diesel, pois diminui o descarte de componentes usados, isso é, não é necessária a troca de todo o conjunto que compõe o filtro.



Saiba mais

Conheça mais sobre os tipos de filtros e válvulas termostáticas acessando catálogos de fabricantes que trazem todas as especificações técnicas desses componentes.

MANN FILTER. Catálogos de filtros 2017-2018. Disponível em: <https://www.mann-filter.com/fileadmin/user_upload/International_Websites/Brazil/MF_catalogue_Brazil/Catalogo_Mann_Linha_leve_e_Pesada_2018_-_Web_-_02.pdf>. Acesso em: 11 mar. 2019.

VDO. Catálogo de peças de reposição 2017.

Dessa forma, você foi capaz de identificar o problema e propor uma solução, contribuindo para o trabalho da equipe.

Avançando na prática

Seleção de lubrificante

Descrição da situação-problema

Atuando como engenheiro em indústria automobilista, você está atuando no laboratório com análise de lubrificantes de motores de combustão interna. A partir dos dados de viscosidade segundo a classificação SAE J300 dos óleos lubrificantes, apresentados na Tabela 4.1, você foi questionado pelo seu gestor sobre qual, dentre esses óleos, é o ideal para operar numa faixa de temperatura de -23 °C.

Tabela 4.1 | Classificação SAE J300

Grade de viscosidade SAE	VISCOSIDADE			Temperatura-limite de bombeamento
	A baixa temperatura	A 100 °C (ASTM D-445)		
	mPa·s(°C) C·C·S·	mm ² /s		
	Máximo	Mínimo	Máximo	Máximo
0 W	3.250 (-30)	3,8	-	-35
5 W	3.500 (-25)	3,8	-	-30
10 W	3.500 (-20)	4,1	-	-25
15 W	3.500 (-15)	5,6	-	-20
20	-	5,6	9,3	-
30	-	9,3	12,5	-
40	-	12,5	16,3	-
50	-	16,3	21,9	-

Fonte: adaptada de Brunetti (2012, p. 220).

Resolução da situação-problema

A partir dos óleos fornecidos na tabela, você foi capaz de avaliar que, entre os óleos designados com a letra W, o lubrificante 10 W é aquele que possui uma temperatura-limite de bombeamento igual a -25 e é indicado para a utilização em baixas temperaturas e, portanto, têm viscosidade mais baixa. No entanto, é possível utilizar um lubrificante *multigrade* que apresenta características tanto para serem aplicados em baixa temperatura quanto em elevadas temperaturas. Assim, por meio de pesquisas, você verificou que, para essas condições, o lubrificante 10W 40 atende perfeitamente às características necessárias para esse motor, sendo o lubrificante ideal.

Faça valer a pena

1. O sistema de lubrificação é efetivo quando possui o lubrificante na quantidade correta, as propriedades necessárias para o tipo de motor, acabamento específico em contato, escolha adequada do tipo de material e dureza das superfícies em contato, das folgas que existem entre as peças e da pressão da superfície de contato. O sistema de lubrificação pode ser classificado em lubrificação por salpico ou aspersão, lubrificação sob pressão ou forçada e lubrificação de motores 2T.

Assinale a alternativa que se refere corretamente ao sistema de lubrificação sob pressão.

- O sistema conta com uma bomba de deslocamento positivo que envia uma vazão de óleo a uma determinada pressão através de orifícios a todos os componentes móveis do motor.
- O sistema libera óleo em finas gotículas que são arrastadas por turbulência no interior do motor, já que o contato entre componentes do motor reduz a potência efetiva.

- c) Nesse sistema, o lubrificante circula sob a forma de névoa misturada ao combustível e normalmente é encontrada em motores com potência efetiva menor que 50 cv.
- d) Esse tipo de lubrificação lubrifica, principalmente, os mancais principais, eixo de comando, pinos dos pistões, cilindros e mecanismos de válvulas
- e) Nesse sistema, a parcela de gases da combustão escapa através dos anéis durante os processos de compressão e expansão, atingindo o cárter e a superfície do lubrificante.

2. Nos motores de combustão interna, o cárter tem como funções: decantar o lubrificante, ocorrendo a separação ar/óleo/espuma; armazenar o óleo do motor; promover a troca de calor; além de ser um elemento estrutural (bloco do motor, chassis).

Analise as seguintes afirmações:

- I. Nos MCI, o cárter úmido é utilizado nos motores convencionais, cuja desvantagem é o fato de aumentar a altura final do motor.
- II. Para que ocorra a ventilação positiva do cárter, é utilizada a válvula PCV (positive crankcase ventilation), que abre a passagem dos gases de combustão para o coletor de admissão.
- III. O cárter, além de armazenar o óleo lubrificante, atualmente é utilizado como elemento de suporte para a montagem de outros componentes, como o filtro de óleo, trocador, sensor de nível, entre outros.

A partir das afirmações, assinale a alternativa correta:

- a) Apenas a afirmação III está correta.
- b) Apenas a afirmação I está correta.
- c) Estão corretas as afirmações I e II.
- d) Estão corretas as afirmações II e III.
- e) Todas as afirmações estão corretas.

3. A tribologia pode ser compreendida como o estudo entre a interação de duas superfícies que interagem em movimento relativo e engloba os mecanismos de atrito, lubrificação e desgaste. Os MCI são compostos por diversas peças que apresentam movimento (giram, deslizam, etc.) uma contra a outra, fazendo necessário o estudo tribológico para garantir a durabilidade e eficiência exigidas pelas indústrias.

Considerando esse contexto, avalie as seguintes asserções e a relação proposta entre elas.

- I. Os parâmetros importantes na tribologia são, normalmente, dependentes do sistema e não das características dos materiais.

PORQUE

- II. As perdas mecânicas ocasionadas pelo atrito entre as peças afetam diretamente o desempenho do motor.

A respeito dessas asserções, assinale a opção correta:

- a) As asserções I e II são proposições verdadeiras e a II é uma justificativa da I.
- b) As asserções I e II são proposições verdadeiras, mas a II não é uma justificativa da I.
- c) A asserção I é uma proposição verdadeira e a II é uma proposição falsa.
- d) A asserção I é uma proposição falsa e a II é uma proposição verdadeira.
- e) As asserções I e II são proposições falsas.

Sistema biela-manivela, sistemas de arrefecimento e projeto de motores

Diálogo aberto

Os motores de combustão interna estão presentes em nosso cotidiano, principalmente nos meios de transporte. Ao adquirirmos um automóvel, por exemplo, sabemos que, para o funcionamento do motor, é necessário abastecê-lo com o combustível adequado. Porém, o abastecimento faz parte de um dos sistemas envolvidos no funcionamento do motor. Uma situação comum nos postos de combustível é sermos questionados pelos frentistas se o nível de água do motor está adequado, mas você sabe a qual sistema pertence esse reservatório e qual a importância de manter a água no nível correto? A quantidade de água estando correta, quais os sistemas que fazem o carro ganhar movimento? A partir dessas questões, podemos perceber que os sistemas de um motor de combustão interna estão conectados e, para que tenhamos a máxima eficiência do motor, é necessário garantir que todos os processos envolvidos trabalhem corretamente. A concepção e o projeto de um motor requerem o envolvimento de várias equipes e de muita engenharia embarcada.

Nesta seção de estudos, vamos conhecer sobre o sistema biela-manivela e o sistema de arrefecimento e seus respectivos componentes, por fim, vamos aprender os princípios fundamentais que estão envolvidos no projeto de um motor de combustão interna. Para iniciarmos nossos estudos, você é gerente da área de projetos de uma montadora de automóveis que recentemente contratou um engenheiro recém-formado. Nesse momento, a equipe está investigando as possíveis causas do superaquecimento de um motor. Os engenheiros constataram a ausência do fluxo de fluido de arrefecimento no sistema, mesmo o motor já estando em funcionamento. Mas quais as possíveis causas desse superaquecimento? Pode ser o mau funcionamento do sistema de arrefecimento? Quais os componentes que compõem esse sistema e que podem estar com defeitos?

Figura 4.19 | Motor superaquecido



Fonte: <https://goo.gl/UEWb2J>. Acesso em: 5 fev. 2019.

No projeto do motor, não foram levantados todos os possíveis problemas que poderiam ocorrer? Mas para iniciar um projeto de um motor a combustão interna, qual a premissa principal que deve ser seguida?

No estudo desta seção, iremos conhecer o funcionamento do sistema de arrefecimento e quais os principais elementos que o compõem. Para finalizar nossos estudos, vamos compreender as premissas que devem ser consideradas ao iniciar um projeto de MCI.

A partir destes estudos, você terá compreendido o sistema de arrefecimento e os princípios de projeto de motores de combustão interna e será capaz de definir os componentes de um sistema de arrefecimento e aplicar os princípios de projeto de motores de combustão interna.

Seja curioso e persistente!

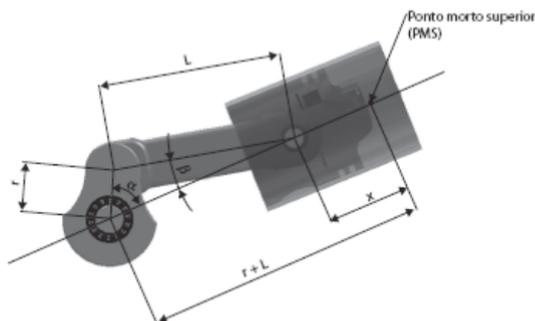
Bons estudos.

Não pode faltar

Os motores de combustão interna a pistões apresentam uma cinemática que parte do movimento de translação alternativo gerando movimento rotativo, por meio de um eixo de manivelas, sendo a geração de potência intermitente e com regimes de trabalho variáveis. Dessa forma, faz-se necessário conhecer os esforços desenvolvidos nesses motores para o correto dimensionamento das peças com relação à resistência, rigidez, para o projeto da estrutura e dos suportes, assim como na atenuação das vibrações decorrentes (BRUNETTI, 2012, p. 299).

O mecanismo biela-manivela (Figura 4.20), devido à sua simplicidade, é um dos mais utilizados em motores de combustão interna.

Figura 4.20 | Mecanismo do motor (biela-manivela)



Fonte: Brunetti (2012, p. 300).

A partir da Figura 4.20, é possível determinar a posição instantânea do pistão P, a partir do PMS, por meio do seu deslocamento x . Admitindo como referência o ponto morto superior, temos que r é o raio da manivela; L é o comprimento da biela; α é o ângulo percorrido pela manivela a partir do PMS e β é o ângulo da biela. Assim, a posição do pistão será dada por:

$$x = (r + L) - (r \cos \alpha + L \cos \beta) \quad \text{ou} \quad x = r(1 - \cos \alpha) + L(1 - \cos \beta) \quad 4.13$$

Indicando a relação $\frac{r}{L}$ por λ é possível escrever $\cos \beta = \lambda \cos \alpha$.

Aplicando o binômio de Newton e as devidas transformações trigonométricas, a posição do pistão (Figura 4.20) pode ser encontrada com grande precisão e com a vantagem algébrica de apresentar uma derivada imediata pela expressão:

$$x = r(1 - \cos \alpha) + L \frac{\lambda^2}{4} (1 - \cos 2\alpha) \quad 4.14$$

A velocidade instantânea do pistão (v) pode ser calculada por:

$$v = \dot{x} = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} = \omega \frac{dx}{d\alpha} \quad 4.15$$

Em que ω é a velocidade angular a manivela r .

Logo, pela equação 4.16, têm-se:

$$v = \omega r \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \quad 4.16$$

Já a aceleração do pistão será dada por:

$$a = \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \quad 4.17$$

Utilizando mais termos das séries do Binômio de Newton, a expressão da aceleração é dada por:

$$a = \omega^2 r \left(\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha - \frac{\lambda^3}{4} \cos 4\alpha + \frac{9}{128} \lambda^5 \cos 6\alpha + \dots \right) \quad 4.18$$

No sistema biela-manivela, as principais forças são:

Força de pressão (F_p) – é a força dos gases dada por:

$$F_p = pA = p \frac{\pi D^2}{4} \quad 4.19$$

Na qual p é a pressão existente na câmara; A é a área projetada da cabeça do cilindro e D é o diâmetro do pistão. A pressão p é uma função do ângulo (α) percorrido pela manivela em todos os instantes. A partir do diagrama $p \times V$ (V é o volume ocupado pelos gases para uma determinada posição da manivela) é possível calcular p em função de α , isto é, $p = f(\alpha)$ por meio da seguinte expressão:

$$V_\alpha = xA = \left[r(1 - \cos \alpha) + L \frac{\lambda^2}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right] A \quad 4.20$$

Forças de inércia alternativa (F_a) – É o resultado da aceleração do movimento alternativo das massas, ou seja, temos que $F_a = -m_a \cdot a$, em que m_a são as massas com movimento relativo e a é a aceleração do pistão. A força de inércia alternativa é dada por:

$$F_a = C_1 \cos \alpha + C_2 \cos 2\alpha \quad 4.21$$

Em que $C_1 = -m_a \omega^2 r$ e $C_2 = -m_a \omega^2 \lambda$; m_a são as massas com movimento alternativo e a aceleração do pistão.

A equação 4.23 pode ser reescrita como:

$$F_a = P + S \quad 4.22$$

Em que $P = C_1 \cos \alpha$ é a força alternativa primária e $S = C_2 \cos 2\alpha$ é a força alternativa secundária.

Força centrífuga (F_c) – É a reação da aceleração centrípeta, logo, têm-se:

$$F_c = -m_c \omega^2 r \quad 4.23$$

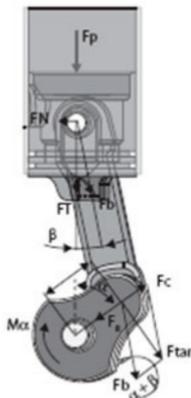
Em que m_r são as massas rotativas.

A força de pressão e a força alternativa possuem a mesma direção, que é a do eixo do cilindro. Assim, em cada instante é possível indicar uma força total (F_T) dada por:

$$F_T = F_p + F_a \quad 4.24$$

A Figura 4.21 apresenta um esquemático da decomposição dessa força nos principais componentes (BRUNETTI, 2012, p. 306).

Figura 4.21 | Decomposição de forças



Fonte: Brunetti (2012, p. 306).

Na Figura 4.21, observa-se que a força F_N produz um momento em que faz o motor oscilar (BRUNETTI, 2012, p. 306). A parcela da F_T devida à pressão é equilibrada pela força F_p aplicada no cabeçote; assim, a única força que faz com que o motor oscile é a força F_a . O momento M_α no eixo é calculado por:

$$M_\alpha = F_{\tan} r \quad 4.25$$



Saiba mais

O estudo da cinemática e dinâmica do motor é complexo e envolve a manipulação matemática de diversas equações, o estudo da divisão das massas, o diagrama da força total e o momento no eixo. No estudo das páginas 301-314 do livro *Motores de combustão interna*, v. 2, de Franco Brunetti, ed. Blucher, 2012, você poderá se aprofundar nesses temas.

Nos motores de combustão interna, além de produzir uma grande diferença de temperatura entre os gases e as paredes da câmara de combustão, a reação de combustão promove a transferência de parte do calor gerado para as paredes dos cilindros e, conseqüentemente, ao cabeçote (BRUNETTI, 2012, p. 369). Dessa forma, o sistema de arrefecimento deve garantir que os componentes do motor operem em temperaturas médias que sejam adequadas em relação às propriedades dos materiais constituintes. Alguns componentes são bastante solicitados, como, por exemplo, as válvulas de admissão e de escapamento que estão diretamente em contato com a combustão.



Exemplificando

As válvulas de escapamento atingem valores médios de temperatura iguais a 300 °C a 450 °C para a haste e 600 °C a 820 °C para a sede. As válvulas, normalmente, são constituídas por ligas CrNi (Cromo-níquel) que são resistentes a temperaturas de até 800 °C; para valores superiores, são indicadas ligas Co – *Stellite* ou válvulas com resfriamento interno por sódio. O resfriamento das válvulas de admissão ocorre pelo ar que é admitido e pela área maior em contato com esse fluxo.

Nas válvulas de escapamento, existem problemas graves de resfriamento, exigindo em sua construção materiais que apresentem elevadas resistência a oxidação, desgaste e fluência. À medida que os projetos de motores elevam as solicitações térmicas, como o aumento da potência específica por meio da elevada rotação, agravam-se os problemas de resfriamento das válvulas de escapamento que, normalmente, operam a temperatura na ordem de 800 °C. Quando se operam misturas pobres ou ignição atrasada, essas misturas pobres de combustível-ar potencializam a oxidação e a corrosão da válvula devido às temperaturas elevadas e ao oxigênio livre. As válvulas de escapamento são constituídas de três materiais distintos, cujo objetivo é atender às condições desfavoráveis de operação por um determinado período sem apresentar falhas. Esses materiais são:

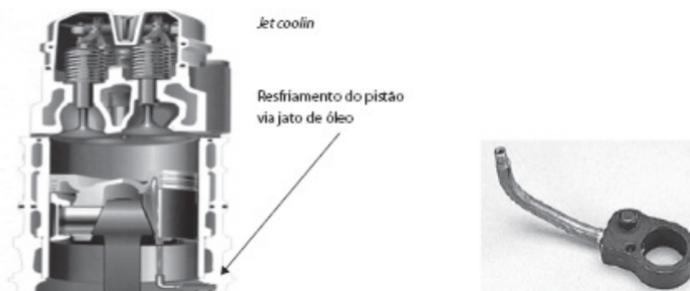
- cabeça: material austenítico, resistente à corrosão;
- periferia: revestida com um material de alta dureza *Stellite*;
- haste: material martensítico resistente à abrasão.

As ligas utilizadas na fabricação de válvulas de escapamento são, normalmente, compostas por: 0,30-0,45 Carbono (C); 0,8-1,3 Manganês (Mn); 2,5-3,25 Silício (Si); 17,50-20,50 Cr (Crômio) e 7,00-9,00 Níquel (Ni). Essas ligas possuem resistência de 1.200 kgf/cm² a 900 °C.

Também é comum a utilização de válvulas de escapamento ocas internamente e preenchidas parcialmente com sódio sólido, que se funde em baixas temperaturas ($\cong 95\text{ }^{\circ}\text{C}$) e possui elevada condutividade térmica, diminuindo a temperatura média na cabeça da válvula.

Assim como as válvulas de admissão e de escapamento, os pistões estão em contato direto com a combustão, sendo solicitados de forma extrema. Em motores com grande diâmetro, a temperatura média da cabeça do pistão costuma ser elevada, devido ao percurso para o calor escoar pelas paredes frias. A troca de calor entre a cabeça do pistão e o fluido de arrefecimento ocorre através dos anéis que estão em contato com a superfície mais fria (BRUNETTI, 2012, p. 377). Com o objetivo de evitar temperaturas elevadas e tensões excessivas, os projetos de pistões são alterados de acordo com o tamanho do motor. Existem pistões com canal resfriador na cabeça, no qual o óleo lubrificante circula retirando calor dessa região, neste caso, utiliza-se fluido trocador de calor (Figura 4.22).

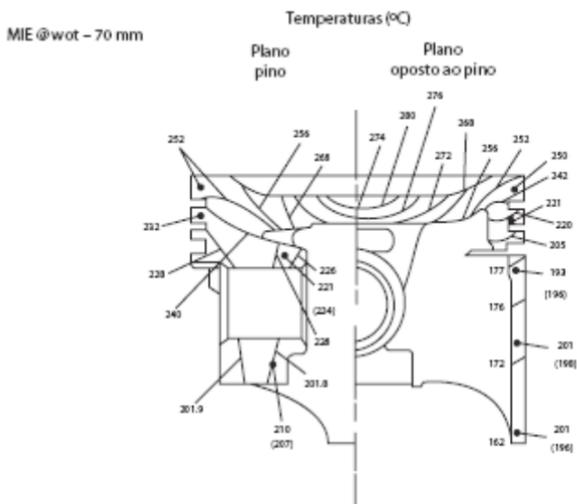
Figura 4.22 | Pistão com canal resfriador (*jet cooling*)



Fonte: Brunetti (2012, p. 377).

A redução da relação combustível-ar em motores Diesel e a redução da rotação do motor são outras alternativas utilizadas para baixar a temperatura média da cabeça do pistão. A Figura 4.23 apresenta o perfil de temperaturas no pistão de um motor de ignição por faísca com diâmetro de 70 mm.

Figura 4.23 | Perfil de temperaturas – MIF com plena carga



Fonte: Brunetti (2012, p. 378).

As camisas ou os cilindros são outros componentes do motor que são solicitados de forma extrema. A temperatura de pico do gás queimado pode atingir até 2.200 °C e, junto às paredes, o lubrificante trabalha a 180 °C, pois o fluxo de calor no pico é da ordem de 0,5 MW/m² a 10 MW/m². Essas condições podem levar ao aquecimento da vela e a pré-ignição nos MIF, a variação da temperatura de exaustão, que interfere diretamente nas emissões de gases, na temperatura máxima na parede do cilindro, necessitando de maior potência nas bombas ou nos ventiladores.

Atualmente, os processos utilizados para retirada do calor são:

Circulação de água: fechada com torre de arrefecimento; aberta com reservatório; termofissão; forçada.

Circulação de ar: livre; forçada.

Circulação de óleo: forçada; complementar à circulação de ar.

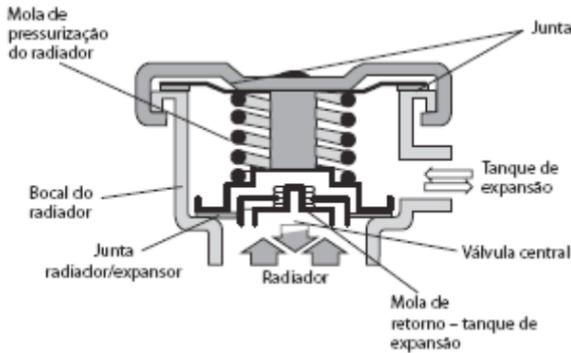


Saiba mais

O estudo dos processos (meios) de arrefecimento é importante para a compreensão das características de cada processo, seus componentes e suas respectivas condições de operação. Conheça mais sobre esses temas a partir dos estudos das páginas 380 a 388 do livro *Motores de combustão interna*, v. 2, de Franco Brunetti, ed. Blucher, 2012.

A válvula termostática, presente no sistema de arrefecimento, é necessária para o controle do fluxo de água que circula pelo radiador em cada regime do motor. Encontra-se instalada entre a saída da água do motor no cabeçote e o radiador. A válvula termostática encontra-se fechada quando o motor está frio, impede a circulação da água pelo radiador, permite a circulação de água somente em circuito fechado, pelo motor, através de uma derivação existente no bloco. Adotando esse procedimento, o aquecimento do motor ocorre mais rápido. A Figura 4.24 apresenta um esquemático de uma válvula termostática.

Figura 4.24 | Válvula termostática



Fonte: Brunetti (2012, p. 389).

Os tipos de válvulas termostáticas são: de estrangulamento, de passo, com aquecimento e eletrônica. Outros componentes importantes do sistema de arrefecimento são:

Bomba d'água (mecânica ou elétrica) – Promove a circulação da água no interior do motor e trata-se de uma bomba centrífuga de rotor aberto.

Ventiladores – Os sistemas de ventilação são divididos de acordo com o tipo de acionamento, como mecânico, elétrico e viscoso.

Vaso de expansão – Possibilita aferir o nível do líquido refrigerante, evitando perdas por evaporação, já que a água se encontra sob pressão, tornando seguro o funcionamento do motor.



Saiba mais

Não deixe de aprofundar seus estudos sobre os diferentes tipos de válvulas termostáticas, as diferenças entre as bombas d'água mecânica e elétrica, diferentes sistemas de ventilação, a função, os requisitos e o dimensionamento dos radiadores. As páginas 388 a 418 do livro *Motores de combustão interna*, v. 2, de Franco Brunetti, ed. Blucher, 2012, trazem um conteúdo mais detalhado sobre esses temas.

A criação de um novo MCI nasce da necessidade das empresas em atender ao planejamento estratégico e sua consequente Linha de Visão. Dessa forma, o portfólio de motores de uma empresa deve ser constantemente atualizado, de maneira que atenda às necessidades do mercado, tais como: competitividade, custo, aprimoramento tecnológico, adequação às leis de emissões gasosas e de ruído, desempenho, dentre outras. Essas demandas são levantadas pelas equipes de marketing, vendas e engenharia, bem como as tendências tecnológicas.

Ao conceituar o produto, as equipes de marketing e técnica devem selecionar parâmetros do novo produto, como:

Tipo de aplicação – Esses requisitos são tão diversos que cada motor deve ser projetado para a principal utilização. A Figura 4.25 apresenta a classificação típica de motores por tipo de aplicação, baseada no uso e na faixa aproximada de potência nominal do motor.

Figura 4.25 | Classificação por tipo de serviço

Classe	Aplicação	Faixa aproximada de potência [HP]	Tipo predominante				
			Diesel / Otto Híbrido	Sistema de injeção	Alimentação	Tempos	Arrefecimento
Veículos rodoviários	Motocicletas Automóveis	5 – 140 50 – 600	Otto Otto (pacote europeu) Híbrido-Otto (sandênsia)	C e IE IE	Aspirado Aspirado / Turbo	2 e 4 4	Ar e Água Água
	Comerciais leves Comerciais pesados	50 - 200 100 – 500	Diesel / Otto Diesel	IE IE	Aspirado Turbo + aftercooler	4 4	Água Água
Veículos fora de estrada	Veículos leves	5 – 100	Otto	IE	Aspirado	2 e 4	Ar e Água
	Trator agrícola	10 – 200	Diesel	BI	Aspirado / Turbo	4	Água
	Trator de esteira	50 – 800	Diesel	BI	Aspirado	4	Água
	Militar	120 – 2.500	Diesel	BI	Turbo	4	Água
Ferrovário	Locomotivas	400–3500	Híbrido – Diesel	BB	Turbo	4	Água
Marítimo	De popa central	½ – 100	Otto	C e IE	Aspirado	2 e 4	Água
	Embarcações leves Navios auxiliares de bordo	5 – 1.000	Diesel / Otto	BI e IE	TCA e Aspirado	4	Água
Estacionários	Serviço de edifício Geradores elétricos	½ – 100	Diesel / Otto	BI e IE	TCA e Aspirado	2 e 4	Água
Uso doméstico	Cortadores de grama Removedores de neve Geradores	½ – 50	Diesel / Otto	BI e IE	TCA e Aspirado	2 e 4	Ar e Água

Fonte: Brunetti (2012, p. 428).

Dentro dessa classificação existem diversas possibilidades e especialidades que podem determinar a aplicação adequada de um tipo de motor ou outro, de maneira que possam existir sobreposições de serviços, isso é, motores que podem ser utilizados para mais de uma classe (BRUNETTI, 2012, p. 428).



Refleta

Considerando as possíveis superposições de serviço, é possível utilizar um motor, cuja aplicação básica seja para automóveis, em aplicações marítimas ou mesmo industriais?

Os requisitos que são exigidos para os motores têm prioridades distintas em função de cada tipo de aplicação, como, por exemplo, motores para automóveis apresentam como características classificadas como muito importante: ruído e vibrações reduzidas, confiabilidade, flexibilidade, baixa manutenção, economia de combustível e emissões gasosas. O baixo custo para motores de automóveis é uma característica classificada importante.



Saiba mais

O projeto de motores de combustão interna engloba diversos outros projetos relacionados à construção e ao desempenho do motor como a análise preliminar de desempenho, o projeto do sistema de combustão, o projeto estrutural do bloco, o projeto do trem de força, o projeto do absorvedor de vibrações torcionais, projeto do sistema de comando de válvulas, projeto do sistema sincronizador, projeto do sistema de acessórios e agregados, projeto do volante de inércia, projeto do sistema de partida e projeto de suportes e coxins. Para saber mais sobre esses projetos, não deixe de estudar as páginas 429 a 449 do livro *Motores de combustão interna*, v. 2, de Franco Brunetti, ed. Blucher, 2012, que traz um estudo de cada projeto que envolve a construção de um MCI.

Finalizando, temos que a simulação e a prototipagem virtual são ferramentas muito utilizadas na indústria, uma vez que permitem analisar todos os sistemas e subsistemas, motor e o veículo como um todo. No entanto, apesar da utilização e do avanço dessas ferramentas, a prototipagem física e a fase de pesquisa e desenvolvimento experimental são fundamentais.

Sem medo de errar

Atuando como gestor de projetos de motores em uma montadora, recentemente você contratou um engenheiro para compor seu time de especialistas. Nesse momento, o novo integrante trabalhará com a equipe responsável pela análise de um motor que apresenta superaquecimento.

Mas quais as possíveis causas desse superaquecimento? Pode ser o mau funcionamento do sistema de arrefecimento? Quais os componentes que compõem esse sistema e que podem estar com defeitos?

Figura 4.19 | Motor superaquecido



Fonte: <https://goo.gl/UEWb2J>. Acesso em: 5 fev. 2019.

No projeto do motor, não foram levantados todos os possíveis problemas que poderiam ocorrer? Mas para iniciar um projeto de um motor a combustão interna, qual a premissa principal que deve ser seguida?

Após a análise do motor, conclui-se que o superaquecimento foi ocasionado pelo mau funcionamento do sistema de arrefecimento. Esse sistema é composto basicamente por bomba d'água, válvula termostática, ventiladores, vaso de expansão, aditivos, mangueiras e radiador. O superaquecimento do motor pode ser ocasionado por:

- nível inadequado (ou ausência) do líquido de arrefecimento ou problemas na válvula do vaso expansão de água, que não é capaz de manter a elevada pressão de trabalho;
- vazamento da água de arrefecimento devido ao ressecamento de mangueiras e no radiador.

No entanto, a constatação da ausência do fluxo de fluido de arrefecimento no sistema indica um problema na válvula termostática, já que uma de suas funções é permitir a passagem do fluxo de arrefecimento quando o motor atinge uma determinada temperatura mínima. A válvula termostática permite a troca entre o fluido de menor temperatura com o fluido do bloco do motor (mais quente). Assim, faz-se necessária a troca desse componente.

No projeto de um motor de combustão interna, todos os sistemas são projetados de maneira que atendam à necessidade do mercado com relação a competitividade, custo, aprimoramento tecnológico, adequação às leis de emissões gasosas e de ruído e desempenho, que são demandas levantadas pelas equipes de marketing, vendas e engenharia.

Assim, o novo integrante da equipe compreendeu que, para um sistema de arrefecimento ser efetivo, seus componentes devem funcionar perfeitamente, sendo necessárias revisões periódicas do motor e substituição de peças, e que mesmo projetando o MCI de acordo com as características das demandas, é comum ocorrer falhas de componentes.

Avançando na prática

Seleção de material para a fabricação de válvulas empregadas em motores de combustão interna

Descrição da situação-problema

Atuando em uma empresa fabricante de válvulas de escapamento, você solicitou a uma empresa fabricante de aços e ligas metálicas um catálogo com as especificações técnicas dos produtos que a empresa comercializa e que podem ser utilizados na fabricação de válvulas de exaustão para MCI. A empresa lhe enviou as informações de composição química (Tabela 4.2) e as características dos metais.

Tabela 4.2 | Aços e ligas metálicas – composição química

Aços	Composição química (%)							
	C	Mn	Cr	Ni	Mo	W	V	Outros
V422A	0,22	0,75	11,75	0,75	1	1	0,25	Si = 0,30
VV40	0,40	0,50	10,40	-	1,00	-	-	Si=2,30
VV45	0,45	0,40	8,50	-	-	-	-	Si=3,30
VV85	0,85	-	17,50	0,50	2,30	-	0,45	-
N4873	0,45	1,20	18,00	9,00	-	1,00	-	Si=2,50
VV33	0,33	3,25	23,00	8,00	-	-	-	Si=0,75 N=0,50
VV50	0,50	9,00	21,00	4,25	-	1,15	-	Nb=2,15 N=0,50
VV53	0,53	9,00	21,00	4,00	-	-	-	N=0,42

Fonte: adaptada de <https://goo.gl/5AT8bq>. Acesso em: 7 fev. 2019.

Os aços V422A, VV40, VV45, VV85 são denominados aços martensíticos e apresentam boa resistência ao calor, à oxidação em altas temperaturas e também ao ataque corrosivo proveniente dos gases de combustão dos motores.

Os aços N4873, VV33, VV50, VV53 são denominados aços austeníticos e são endurecíveis por precipitação. Apresentam boa resistência ao ataque corrosivo e demonstram notável resistência ao desgaste e aos choques térmicos e mecânicos.

A partir das informações, quais aços são adequados para a fabricação de válvulas de exaustão para motores de combustão interna?

Resolução da situação-problema

As ligas de metais que são utilizadas na fabricação de válvulas de exaustão normalmente têm as seguintes faixas de composição: 0,30-0,45% C, 0,8-1,3% Mn; 2,5-3,25% Si; 17,50-20,50% Cr e 7,00-9,00% Ni. Essas ligas possuem resistência de 1.200 kgf/cm^2 a $900 \text{ }^\circ\text{C}$. Dessa forma, a composição química das ligas é o parâmetro fundamental para a utilização da liga na fabricação de válvulas.

A partir desse parâmetro, foi possível comparar com as composições químicas das ligas metálicas comercializadas pela empresa produtora de metais.

Dessa forma, você foi capaz de selecionar a liga austenítica denominada N4873, que possui as concentrações dos elementos químicos dentro dos limites recomendados: 0,45% C, 1,2% Mn; 2,5% Si; 18% Cr e 9% Ni. Ao escolher esse material, a empresa confirmou ser uma boa escolha para a fabricação de válvulas de exaustão, pois essa liga possui alta resistência à corrosão a quente e é indicada para motores de combustão interna.

Faça valer a pena

1. Os motores de combustão interna a pistões apresentam uma cinemática que parte do movimento de translação alternativo, gerando movimento rotativo, por meio de um eixo de manivelas, sendo a geração de potência intermitente e com regimes de trabalho variáveis.

Assinale a alternativa que apresenta corretamente o nome do sistema no qual o texto-base se refere:

- a) Sistema de arrefecimento.
- b) Sistema de lubrificação.
- c) Sistema biela-manivela.
- d) Sistema de admissão.
- e) Sistema de exaustão.

2. Nos motores de combustão interna, além de produzir uma grande diferença de temperatura entre os gases e as paredes da câmara de combustão, a reação de combustão promove a transferência de parte do calor gerado para as paredes dos cilindros e, conseqüentemente, ao cabeçote.

Analise as afirmações a seguir:

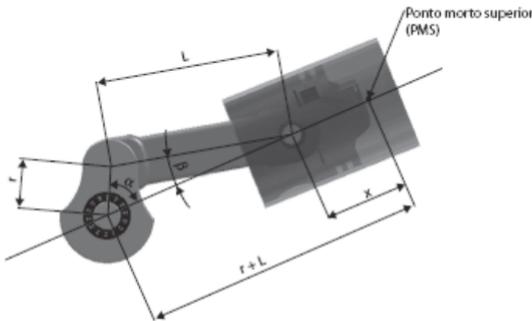
- I. O sistema de arrefecimento deve garantir que os componentes do motor operem em temperaturas médias que sejam adequadas às propriedades dos materiais constituintes.
- II. As válvulas de admissão e de escapamento são componentes do sistema de arrefecimento que não estão diretamente em contato com a reação de combustão, mas são bastante solicitados quando a resistência é exposta a elevadas temperaturas.
- III. Em motores com grande diâmetro, a temperatura média da cabeça do pistão costuma ser elevada, devido ao percurso para o calor escoar pelas paredes frias.

Assinale a alternativa correta, em relação as afirmações:

- a) I, II e III estão corretas.
- b) Somente I e II estão corretas.
- c) Somente II e III estão corretas.
- d) Somente I e III estão corretas.
- e) Somente I está correta.

3. O conhecimento dos esforços que se desenvolvem nos motores de combustão interna é indispensável para o dimensionamento das peças quanto à resistência e rigidez. Por meio de um eixo de manivelas, os MCI a pistões têm uma cinemática que parte do movimento de translação alternativo para gerar movimento rotativo. A Figura 4.20 a seguir apresenta o mecanismo biela-manivela.

Figura 4.20 | Mecanismo do motor (biela-manivela)



Fonte: Brunetti (2012, p. 300).

Assinale a alternativa correta quanto ao equacionamento do sistema biela-manivela.

- a) A posição do pistão é dada por $x = (r + L) - (r \cos \beta + L \cos \beta)$.
- b) O sistema biela-manivela apresenta apenas um grau de liberdade.
- c) A velocidade instantânea do pistão é calculada por $v = \dot{x} = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\alpha} \frac{d\alpha}{dt} = \omega \frac{dx}{d\alpha}$.

d) A aceleração do pistão é obtida por

$$a = \omega^2 r \left(\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha - \frac{\lambda^3}{4} \cos 4\alpha + \frac{9}{128} \lambda^5 \cos 6\alpha + \dots \right)$$

e) A posição do pistão é calculada por

$$x = r(1 - \cos \alpha) + L \frac{\left(\frac{r}{L}\right)^2}{4} (1 - \cos 2\alpha)$$

Referências

BRUNETTI, F. **Motores de combustão interna**. v. 2. 1. ed. São Paulo: Blucher, 2012.

USP. Edisciplinas. **Estado de superfície**. Disponível em: <https://goo.gl/6sYKp4>. Acesso em: 19 mar. 2019.

FILHO, A. V. S. Inmetro. **O ensaio de emissão veicular**. Disponível em: <https://goo.gl/VsvYNQ>. Acesso em: 19 mar. 2019.

SANTOS *et al.* **Ensaio de proficiência de emissões veiculares**. Disponível em: <https://goo.gl/eFiytV>. Acesso em: 19 mar. 2019.

ISBN 978-85-522-1422-9



9 788552 214229 >